



**MODELIZACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN CON  
CAPTADORES SOLARES DE CONCENTRACIÓN**  
**Iván Andrés Montero Izquierdo**

**Dipòsit Legal: T. 1126-2012**

**ADVERTIMENT.** L'accés als continguts d'aquesta tesi doctoral i la seva utilització ha de respectar els drets de la persona autora. Pot ser utilitzada per a consulta o estudi personal, així com en activitats o materials d'investigació i docència en els termes establerts a l'art. 32 del Text Refós de la Llei de Propietat Intel·lectual (RDL 1/1996). Per altres utilitzacions es requereix l'autorització prèvia i expressa de la persona autora. En qualsevol cas, en la utilització dels seus continguts caldrà indicar de forma clara el nom i cognoms de la persona autora i el títol de la tesi doctoral. No s'autoritza la seva reproducció o altres formes d'explotació efectuades amb finalitats de lucre ni la seva comunicació pública des d'un lloc aliè al servei TDX. Tampoc s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a TDX (framing). Aquesta reserva de drets afecta tant als continguts de la tesi com als seus resums i índexs.

**ADVERTENCIA.** El acceso a los contenidos de esta tesis doctoral y su utilización debe respetar los derechos de la persona autora. Puede ser utilizada para consulta o estudio personal, así como en actividades o materiales de investigación y docencia en los términos establecidos en el art. 32 del Texto Refundido de la Ley de Propiedad Intelectual (RDL 1/1996). Para otros usos se requiere la autorización previa y expresa de la persona autora. En cualquier caso, en la utilización de sus contenidos se deberá indicar de forma clara el nombre y apellidos de la persona autora y el título de la tesis doctoral. No se autoriza su reproducción u otras formas de explotación efectuadas con fines lucrativos ni su comunicación pública desde un sitio ajeno al servicio TDR. Tampoco se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a TDR (framing). Esta reserva de derechos afecta tanto al contenido de la tesis como a sus resúmenes e índices.

**WARNING.** Access to the contents of this doctoral thesis and its use must respect the rights of the author. It can be used for reference or private study, as well as research and learning activities or materials in the terms established by the 32nd article of the Spanish Consolidated Copyright Act (RDL 1/1996). Express and previous authorization of the author is required for any other uses. In any case, when using its content, full name of the author and title of the thesis must be clearly indicated. Reproduction or other forms of for profit use or public communication from outside TDX service is not allowed. Presentation of its content in a window or frame external to TDX (framing) is not authorized either. These rights affect both the content of the thesis and its abstracts and indexes.

**IV3N ANDR3S MONTERO IZQUIERDO**

**MODELIZACI3N DE SISTEMAS DE  
REFRIGERACI3N POR ABSORCI3N CON  
CAPTADORES SOLARES DE CONCENTRACI3N**

TESIS DOCTORAL

Dirigida por:

Prof. Dr. Alberto Coronas Salcedo

Dr. Joan Carles Bruno Argilaguet

Departamento de Ingenier3a Mec3nica



**UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI**

Tarragona, Junio 2012





UNIVERSITAT  
ROVIRA I VIRGILI  
DEPARTAMENT D'ENGINYERIA MECÀNICA  
Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química (ETSEQ).  
Av. Països Catalans 26. 43007 Tarragona (Spain)

*Los abajo firmantes, Dr. Alberto Coronas, Catedrático de Universidad del Área de Máquinas y Motores Térmicos y Dr. Joan Carles Bruno, Profesor Agregado, del Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili de Tarragona*

**HACEN CONSTAR:**

*Que el trabajo titulado: "MODELIZACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN CON CAPTADORES SOLARES DE CONCENTRACIÓN" presentado por el Sr. Iván Andrés Montero Izquierdo para optar al grado de Doctor de la Universitat Rovira i Virgili, ha sido realizado bajo su dirección inmediata en el CREVER - Grup de Recerca d'Enginyeria Tèrmica Aplicada del Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili.*

*Que todos los resultados han sido obtenidos en las experiencias y trabajos realizados por dicho doctorando.*

*Que la tesis se ha realizado dentro del proyecto de investigación "Sistemas de absorción para la producción simultánea de refrigeración y energía mecánica con energía solar térmica o calor residual – SOLEF" del Plan Nacional de I&D&i con referencia ENE2009-14177.*

*Que el doctorando cumple con los requisitos para poder optar a la Mención Europea. .*

*Y para que así conste a los efectos oportunos, firmamos este documento.*

*Tarragona, 28 de Junio 2012*



## AGRADECIMIENTOS

Ante todo doy gracias al Dr. Alberto Coronas Salcedo por brindarme la oportunidad de adentrarme en el mundo de la refrigeración solar, algo que nunca había pensado hacerlo. Muchas gracias por sus valiosos consejos a lo largo de estos años dentro del CREVER. Mis gracias también van al Dr. Joan Carles Bruno, que con sus consejos y asertivos comentarios han permitido la culminación de esta investigación.

Al Ministerio de Ciencia e Innovación de España en el marco del Plan Nacional I+D+i con el proyecto SOLEF – Sistemas de absorción para la producción simultánea de refrigeración y energía mecánica con energía solar térmica o calor residual, ENE2009-14177, por la ayuda recibida dentro de este proyecto. Al Ministerio de Educación por la ayuda de movilidad recibida para la realización de la estancia europea.

Quiero agradecer al Dr. Reiner Buck y al Dr. Tobias Hirsch del Institute of Solar Research de la Agencia Espacial Alemana (Deutschland für Luft- und Raumfahrt) por la oportunidad dada durante los tres meses de estancia en su grupo.

Un sincero agradecimiento al Dr. Jesús López Villada por sus comentarios y ayuda durante la realización de esta tesis y por su amistad. También un sincero agradecimiento al Dr. Mahmoud Bourouis por sus consejos. Muchas gracias a todos mis compañeros dentro del grupo de investigación CREVER, en especial a Dereje por sus preguntas y respuestas.

Muchas gracias a mis padres por apoyarme con su cariño y perseverancia durante estos cuatro años lejos de casa. A mi hermana Gabi por todo su cariño y comprensión, a mi cuñado Javier por estar allí cuando lo necesitaba. A María Gracia y Antonio por ser mi alegría y mi fuerza.

Gracias a Núria por todo su cariño, paciencia y comprensión durante estos meses de sin tiempo. Gracias a Jerko por sus ánimos, consejos y en especial por su amistad. Gracias a Arturo por su amistad y consejos. Muchas gracias a María José por todo el soporte técnico y su amistad.



## Resumen

En los últimos años el consumo eléctrico en los sectores residencial y terciario se ha incrementado notablemente debido principalmente al creciente aumento del número de edificaciones y a unos requerimientos mayores de confort por parte de los usuarios. Este incremento en el consumo eléctrico da lugar a un incremento de la dependencia de los combustibles fósiles y a un aumento de la producción de gases de efecto invernadero. En la Unión Europea el consumo eléctrico de estos dos sectores relacionado con la calefacción, producción de agua caliente sanitaria y climatización representa un tercio de la energía eléctrica consumida en los edificios. Una manera de reducir el consumo eléctrico en el sector terciario es a través de sistemas basados en energías renovables. Los sistemas de climatización solar representan una alternativa interesante a los sistemas refrigeración por compresión debido a que se reduce el uso de energía primaria y, por consiguiente, la dependencia de los combustibles fósiles.

La mayoría de los sistemas de climatización solar utilizan enfriadoras de absorción de simple efecto y captadores solares térmicos de placas plana o de tubos de vacío, lo que se traduce en sistemas poco competitivos en términos de ahorro de energía primaria frente a los sistemas convencionales de refrigeración. Es por esta razón que el objetivo de esta tesis se centra en el estudio detallado de sistemas de refrigeración solar con equipos de absorción de doble efecto activados por energía solar térmica de media temperatura mediante captadores solares de concentración de alta eficiencia y compactos que puedan ser competitivos con los sistemas convencionales en términos de ahorro de energía primaria.

En primer lugar se ha realizado un estudio preliminar de la viabilidad de las plantas de climatización solar para edificios en función de la fracción solar y de diferentes tecnologías de refrigeración utilizando como criterio el ahorro de energía primaria. Se concluyó que los sistemas de climatización solar compuestos de captadores solares térmicos de concentración y enfriadoras de absorción multi-efecto presentan un mayor ahorro de energía primaria que los sistemas convencionales de climatización solar respecto a un sistema convencional de compresión. A continuación se revisó el estado del arte de los sistemas de captación solar de concentración para uso en edificios y de las enfriadoras de absorción multi-efecto. Se observó que existen

captadores solares de concentración comerciales con dimensiones adecuadas para ser instalados en las cubiertas de los edificios; en cuanto a los equipos de absorción multi-efecto, se observó que las enfriadoras de doble efecto han alcanzado máxima eficiencia y que están introduciéndose en el mercado una nueva gama de enfriadoras de absorción de triple efecto para aplicaciones de climatización solar de edificios. También se han revisado los programas de simulación de sistemas térmicos existentes que disponen de códigos de captadores solares de concentración y que permiten incorporar módulos de enfriadoras térmicas. Fruto de esta revisión se seleccionó el programa de simulación TRNSYS para la evaluación energética de los sistemas de refrigeración solar.

La modelización de las enfriadoras de absorción se ha desarrollado en base al método de la ecuación característica, el cual permite expresar la capacidad frigorífica y el coeficiente de operación (COP) mediante funciones algebraicas simples de las temperaturas promedio de los fluidos que circulan por los circuitos externos de los componentes principales de las enfriadoras: absorbedor, generador, condensador y evaporador. Con este método se logra predecir de manera rigurosa el comportamiento de las enfriadoras activadas térmicamente sin la necesidad de utilizar complejos modelos termodinámicos que generalmente son difíciles de incluir en programas de modelización cuando la simulación de los sistemas abarca períodos largos de tiempo o cuando éstos requieren ser optimizados. En esta tesis se han modelizado dos enfriadoras de absorción, una de simple efecto y otra de doble efecto en régimen estacionario en base a datos obtenidos de la bibliografía. Ambos modelos se han implementado en TRNSYS en forma de dos nuevos componentes.

Finalmente el sistema de climatización solar se ha implementado en el entorno TRNSYS para dos tipos de tecnologías de captación solar de concentración: captadores cilindro-parabólicos y captadores lineales Fresnel del tipo micro-concentrador; en ambos casos se han utilizado enfriadoras de absorción de doble efecto de agua/bromuro de litio. Para comparar las prestaciones de estos dos tipos de sistemas con los sistemas convencionales de climatización solar y de refrigeración por compresión se han implementado otros dos sistemas, uno con captadores de tubos de vacío y enfriadoras de absorción de simple efecto de agua/bromuro de litio, y el otro con refrigeración por compresión convencional. Los sistemas de climatización solar considerados cuentan con dos acumuladores térmicos, uno de

agua caliente y otro de agua fría; además incluyen como sistema de apoyo una caldera de agua caliente de gas natural.

Como caso de estudio para los cuatro sistemas anteriores se ha utilizado un edificio genérico de oficinas ubicado en la ciudad de Sevilla (España). Para determinar la demanda de refrigeración horaria en el edificio se ha utilizado un método de cálculo simplificado basado en los grados-día con temperatura de base variable, que previamente fue validado con un software comercial para la simulación energética de edificios.

A partir de un análisis paramétrico realizado para los sistemas de climatización solar, en el que se varía el área de captación y el volumen específico de acumulación de agua caliente, se ha estimado el consumo eléctrico de cada componente del sistema y el consumo térmico del sistema de apoyo. De los resultados de este análisis se concluye que la mayor parte del consumo eléctrico de los sistemas de climatización solar se debe al sistema de disipación, y de manera especial al ventilador de la torre de refrigeración. El sistema con menor consumo eléctrico corresponde al sistema con captadores lineales Fresnel. Al considerar la eficiencia de la demanda de energía primaria ( $PER_{com} = 1.51$ ) de los sistemas de climatización solar se observa que los sistemas con captadores lineales de Fresnel y enfriadoras de absorción de doble efecto obtienen los mejores resultados con respecto al sistema convencional de refrigeración ( $PER_{com} = 1.51$ ). Al utilizar este tipo de sistemas, la eficiencia de la demanda de energía primaria (PER) respecto a los sistemas convencionales de climatización solar puede mejorar hasta un 45% dependiendo del área de captación utilizada. También se observa que los sistemas de climatización de alta eficiencia requieren de una fracción solar superior al 50% para poder competir con el sistema convencional de compresión eléctrica mientras que los sistemas convencionales de climatización solar con enfriadoras de absorción de simple efecto requieren de una fracción solar superior al 70%.



## Abstract

During the last years, electricity consumption of residential and tertiary sectors has significantly increased mainly due to the increasing number of buildings as well as the higher thermal comfort conditions required by users. The increased electricity consumption directly affects the use of fossil fuels and leads to the increased production of greenhouse gases. Within the European Union, the electricity consumption of these two sectors related to heating, air-conditioning and domestic hot water production represents one third of the electricity consumed in buildings. One of the solutions to reduce electricity consumption in the tertiary sector is to implement the systems based on renewable energy sources. The solar air-conditioning systems represent an interesting alternative to vapor compression refrigeration systems due to the reduced usage of primary energy and therefore, the reduced dependence on fossil fuels.

The majority of solar air-conditioning systems use single effect absorption chillers coupled with flat plate or evacuated tube solar collectors. These systems can hardly compete with conventional compression systems in terms of primary energy savings. That is why the objective of this thesis is a detailed study of solar cooling systems, with double-effect absorption chillers activated by medium temperature solar thermal energy through high efficient solar collectors, which can be competitive with conventional systems in terms of primary energy savings.

A feasibility study of solar cooling plants for buildings based on solar fraction and different cooling technologies was the first task. Primary energy savings were taken as the main criteria for this task. From this preliminary analysis it was concluded that solar cooling systems can be competitive with conventional systems when concentrating solar collectors and multi-effect absorption chillers are used. A state of the art of concentrating solar systems with multi-effect absorption chillers for use in buildings was the next task. Also, simulation software for existing thermal systems, which have program codes for concentrating solar collectors and which permit incorporation of thermally driven chiller modules, were reviewed within this task. Finally, TRNSYS simulation program was selected for the energetic evaluation of solar cooling systems.

Models of two different absorption chiller's configuration were developed based on the characteristic equation method. By using characteristic equation method, cooling capacity and coefficient of performance (COP) can be calculated by simple algebraic functions. These functions are based on the average temperatures of fluids which circulate in the external loops of the main components of absorption cycle: absorber, generator, condenser and evaporator. In this way, accurate prediction of the thermally driven chiller behavior can be achieved without the need to use complex thermodynamic models which are generally difficult for implementation in simulation software due to the long computation time. The steady-state models for two absorption chiller configurations, based on the data obtained from the literature, were developed for the purpose of this PhD thesis: single-effect and double-effect absorption chillers. Both models were implemented in TRNSYS as two new components.

Finally, the solar cooling system has been implemented in the TRNSYS environment for two types of concentrating solar collectors: parabolic trough collectors and linear Fresnel collectors (micro-concentrator type). In both cases solar collectors were coupled with double-effect H<sub>2</sub>O-LiBr absorption chillers. In order to compare the performance of these two types of systems with the conventional solar cooling systems and with the compression cooling system, two additional systems were developed: the first one includes evacuated tube collectors and single effect H<sub>2</sub>O-LiBr absorption chiller, while the second is the conventional vapour compression refrigeration system. The developed solar air conditioning systems also include two heat storage tanks, for hot and for cold water, as well as a back-up system with natural gas boiler.

A generic office building located in the city of Seville (Spain) was selected as a case study for the four systems. The hourly cooling demand for the building was calculated by using a simplified calculation method based on degree days with variable base temperature. The method was previously validated through commercial software for building energy simulation (Design Builder).

Electrical consumption for each system component as well as thermal energy consumption of the back-up system was estimated based on results of conducted

parametric analysis for the solar cooling systems. The solar collector area and specific volume of hot water storage were the variables in this parametric analysis. The results of this analysis clearly indicate that most of the electrical consumption of solar cooling systems goes to the dissipation system, and especially to the cooling tower fan.

The system with the lowest electrical consumption corresponds to the system with linear Fresnel collectors. By using the primary energy ratio (PER) as a indicator for comparison, the system with linear Fresnel collectors and double-effect absorption chiller showed the best results when compared to the obtained value for conventional cooling system ( $PER_{com}=1.51$ ).

The PER of this system with linear Fresnel collectors and double-effect absorption chiller can improve up to 45% depending on the solar collection area when compared to the reference conventional cooling system. Likewise, it is very important to mention that high-efficiency air-conditioning systems require minimum solar fraction of at least 50% to be competitive with conventional electric compression system. Similarly, conventional solar cooling with single-effect absorption chiller require solar fraction of at least 70% in order to be competitive with conventional electric compression system.



### **Publicaciones en revistas científicas:**

Montero A., Hirsch T., Schenk H., Bruno J.C., Coronas A. "Performance Analysis of Absorption Cooling Systems Using Linear Fresnel Solar Collectors". *Applied Energy*. En revisión (Nº Ref.: APEN-D-12-01785).

Montero A., López-Villada J., Bruno J.C., Coronas A. "Dynamic simulation and parametric analysis of solar-powered cooling systems for tertiary buildings based on primary energy efficiency". *Applied Thermal Engineering*. En preparación.

López-Villada J., Montero A., Ordóñez A., Bruno J.C., Coronas A. "Estimation of cooling and heating loads with a modified degree-days method for different Spanish weather conditions: Analysis and validation". *Energy and Buildings*. En preparación.

### **Comunicaciones a Congresos y Conferencias:**

Quince N., Montero A., Miralles N., Coronas A. "Conceptos energéticos en los edificios Polycity de Cerdanyola del Vallès: Descripción y resultados preliminares de la simulación". VI Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica, Jun. 2009. Córdoba, España.

Puig-Arnabat M., López-Villada J., Montero A., Bruno J.C., Coronas A. "Simulación de plantas de frío solar utilizando ecuaciones características para el modelado de enfriadoras por absorción". V Congreso Ibérico y III Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío (CYTEF-2009). Sept. 2009, Castellón, España.

Montero A., Bruno J.C., Coronas A. "Analysis of absorption power/cooling cycles activated with solar energy for building applications". Conference on Thermal and Environmental Issues in Energy Systems (ASME-ATI-UIT 2010). May 2010, Sorrento, Italy.

Montero A., Hirsch T., Schenk H., Bruno J.C., Coronas A. "Performance Analysis of Absorption Cooling Systems Using Linear Fresnel Solar Collectors". Third International Conference on Applied Energy (ICAE 2011). May 2011, Perugia, Italy.

Montero A., López-Villada J., Bruno J.C., Coronas A. "Análisis comparativo de captadores solares y enfriadoras de absorción para aplicaciones de aire

acondicionado solar”. VI Congreso Ibérico y IV Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío (CYTEF-2012). Febr. 2012, Madrid, España.

Montero A., Bruno J.C., Coronas A. “Application of the characteristic equation method to double-effect absorption chillers”. 1st Workshop Development and Progress in Sorption Technologies. Characteristic Equation Method (ChEM). Feb. 2012. Berlin, Germany.

López-Villada J., Montero A., Mendoza L.C., Ayou D.S., Bruno J.C., Coronas A. “Modeling, simulation and analysis of solar absorption power-cooling systems”. ISES-Europe Solar Conference (EuroSun 2012). Sep. 2012, Rejika, Croatia.

### **Participación en proyectos de investigación:**

SOLEF – Sistemas de absorción para la producción simultánea de refrigeración y energía mecánica con energía solar térmica o calor residual. Entidad: Ministerio de Ciencia e Innovación – Plan Nacional I+D+i. Código de concesión: ENE2009-14177. Período: 2010-2012. Investigador principal: Alberto Coronas.

# CONTENIDOS

<b>1. INTRODUCCIÓN, JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS.....</b>	<b>1-1</b>
<b>1.1 SITUACIÓN ACTUAL DEL CONSUMO ENERGÉTICO EN EDIFICIOS.....</b>	<b>1-1</b>
<b>1.2 SITUACIÓN ACTUAL DE LA CLIMATIZACIÓN SOLAR EN EDIFICIOS .....</b>	<b>1-4</b>
<b>1.3 ANÁLISIS DE ENERGÍA PRIMARIA AHORRADA EN LOS SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN SOLAR .....</b>	<b>1-8</b>
<b>1.4 JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS.....</b>	<b>1-18</b>
<b>1.5 ESTRUCTURA DE LA TESIS.....</b>	<b>1-20</b>
<b>2. ESTADO DEL ARTE DE LOS SISTEMAS DE CAPTACIÓN SOLAR TÉRMICA DE CONCENTRACIÓN Y PROGRAMAS DE SIMULACIÓN.....</b>	<b>2-1</b>
<b>2.1 INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>2-1</b>
<b>2.2 FUNDAMENTOS BÁSICOS SOBRE LA RADIACIÓN SOLAR .....</b>	<b>2-2</b>
2.2.1 RADIACIÓN SOLAR DISPONIBLE .....	2-2
2.2.2 GEOMETRÍA SOLAR .....	2-6
2.2.3 ORIENTACIÓN DE SUPERFICIES MÓVILES.....	2-10
<b>2.3 CAPTADORES SOLARES TÉRMICOS DE CONCENTRACIÓN.....</b>	<b>2-14</b>
2.3.1 CLASIFICACIÓN DE LOS CAPTADORES EN FUNCIÓN DE LA RELACIÓN DE CONCENTRACIÓN .....	2-16
2.3.2 NORMA EUROPEA EN 12975 .....	2-18
2.3.3 CAPTADOR CILINDRO-PARABÓLICO.....	2-21
2.3.4 CAPTADOR LINEAL FRESNEL .....	2-29
<b>2.4 REVISIÓN DEL SOFTWARE EMPLEADO EN LA MODELIZACIÓN DE LOS CAPTADORES SOLARES DE CONCENTRACIÓN .....</b>	<b>2-36</b>
2.4.1 EBSILON®PROFESSIONAL.....	2-36
2.4.2 GREENIUS .....	2-39
2.4.3 INSEL.....	2-41
2.4.4 IPSEPRO .....	2-43
2.4.5 SAM .....	2-45
2.4.6 THERMOFLEX.....	2-47
2.4.7 TRNSYS.....	2-49
2.4.8 ANÁLISIS COMPARATIVO ENTRE LOS PROGRAMAS DESTINADOS A LA MODELIZACIÓN DE CAPTADORES SOLARES DE CONCENTRACIÓN .....	2-51
<b>2.5 CONCLUSIONES .....</b>	<b>2-54</b>
<b>3. ESTADO DEL ARTE DE LAS ENFRIADORAS DE ABSORCIÓN MULTI-EFECTO Y DE LAS INSTALACIONES DE CLIMATIZACIÓN SOLAR DE EDIFICIOS.....</b>	<b>3-1</b>
<b>3.1 INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>3-1</b>
<b>3.2 PRINCIPIOS BÁSICOS DE LA REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN .....</b>	<b>3-3</b>
<b>3.3 CLASIFICACIÓN DE LOS EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN .....</b>	<b>3-5</b>
<b>3.4 CICLOS DE ABSORCIÓN MULTI-EFECTO .....</b>	<b>3-8</b>
<b>3.5 ESTADO DEL ARTE DE LAS ENFRIADORAS DE ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO.....</b>	<b>3-10</b>
3.5.1 DESCRIPCIÓN DEL CICLO .....	3-10
3.5.2 ESTADO DEL ARTE DE LAS ENFRIADORAS DE DOBLE EFECTO.....	3-11
<b>3.6 ESTADO DEL ARTE DE LAS ENFRIADORAS DE ABSORCIÓN DE TRIPLE EFECTO.....</b>	<b>3-16</b>

<b>3.7 REVISI3N DEL ESTADO DEL ARTE DE LAS INSTALACIONES DE REFRIGERACI3N SOLAR PARA CLIMATIZACI3N DE EDIFICIOS .....</b>	<b>3-25</b>
3.7.1 HOTEL IBEROTEL SARIGERME PARK (TURQUÍA) .....	3-25
3.7.2 EDIFICIO “PLAZA DE AMÉRICA” DE LA ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA DE LA UNIVERSIDAD DE SEVILLA (ESPAÑA) .....	3-27
3.7.3 CENTER FOR BUILDING PERFORMANCE AND DIAGNOSTICS DE LA UNIVERSIDAD CARNEGIE MELLON (EE.UU.) .....	3-30
3.7.4 OTRAS INSTALACIONES .....	3-32
<b>3.8 CONCLUSIONES.....</b>	<b>3-39</b>

## **4. EL MÉTODO DE LA ECUACI3N CARACTERÍSTICA. APLICACI3N A LAS ENFRIADORAS DE ABSORCI3N DE SIMPLE Y DOBLE EFECTO .....**

**4-1**

<b>4.1 INTRODUCCI3N .....</b>	<b>4-1</b>
<b>4.2 MÉTODO DE LA ECUACI3N CARACTERÍSTICA PARA ENFRIADORAS DE ABSORCI3N DE SIMPLE EFECTO .....</b>	<b>4-3</b>
4.2.1 FUNDAMENTOS TERMODINÁMICOS .....	4-3
4.2.2 APLICACI3N Y VALIDACI3N DEL MÉTODO DE LA ECUACI3N CARACTERÍSTICA A UNA ENFRIADORA DE ABSORCI3N DE SIMPLE EFECTO CON AGUA-BROMURO DE LITIO COMO FLUIDO DE TRABAJO .....	4-14
4.2.2.1 El modelo termodinámico. Comparaci3n de resultados para las condiciones de diseño mediante EES y ABSIM. ....	4-15
4.2.2.2 Resultados de la validaci3n del método de la ecuaci3n característica. ....	4-18
<b>4.3 MÉTODO DE LA ECUACI3N CARACTERÍSTICA PARA ENFRIADORAS DE ABSORCI3N DE DOBLE EFECTO .....</b>	<b>4-25</b>
4.3.1 FUNDAMENTOS TERMODINÁMICOS .....	4-26
4.3.2 APLICACI3N Y VALIDACI3N DEL MÉTODO DE LA ECUACI3N CARACTERÍSTICA A UNA ENFRIADORA DE ABSORCI3N DE DOBLE EFECTO CON AGUA-BROMURO DE LITIO COMO FLUIDO DE TRABAJO .....	4-43
4.3.2.1 El modelo termodinámico. Comparaci3n de resultados para las condiciones de diseño en EES y ABSIM. ....	4-43
4.3.2.2 Resultados de la validaci3n del método de la ecuaci3n característica. ....	4-48
<b>4.4 DESARROLLO DE LA ECUACI3N CARACTERÍSTICA PARA CICLOS AVANZADOS DE ABSORCI3N.....</b>	<b>4-54</b>
<b>4.5 MODIFICACIONES AL MÉTODO DE LA ECUACI3N CARACTERÍSTICA .....</b>	<b>4-58</b>
4.5.1 MODIFICACI3N DE LA TEMPERATURA MEDIA DEL CIRCUITO DE DISIPACI3N .....	4-58
4.5.2 ENFRIADORA DE ABSORCI3N ACCIONADA POR LLAMA DIRECTA .....	4-59
4.5.3 VARIACI3N DEL CAUDAL MÁSIICO EN LOS CIRCUITOS EXTERNOS .....	4-60
<b>4.6 DETERMINACI3N DE LA ECUACI3N CARACTERÍSTICA A PARTIR DE DATOS EXPERIMENTALES .....</b>	<b>4-61</b>
<b>4.7 CONCLUSIONES.....</b>	<b>4-64</b>

## **5. SIMULACI3N DE SISTEMAS DE REFRIGERACI3N SOLAR PARA CLIMATIZACI3N DE EDIFICIOS .....**

**5-1**

<b>5.1 INTRODUCCI3N .....</b>	<b>5-1</b>
<b>5.2 ESTIMACI3N DE LA DEMANDA DE REFRIGERACI3N PARA UN EDIFICIO EN EL SUR DE ESPAÑA .....</b>	<b>5-2</b>
5.2.1 DESCRIPCI3N DEL EDIFICIO TIPO Y DE LAS CONDICIONES CLIMÁTICAS PARA SEVILLA....	5-3
5.2.2 DEMANDA ENERGÉTICA DE REFRIGERACI3N .....	5-4
<b>5.3 COMPONENTES UTILIZADOS EN TRNSYS .....</b>	<b>5-12</b>

5.3.1 CAPTADORES SOLARES TÉRMICOS .....	5-12
5.3.2 ENFRIADORAS DE ABSORCIÓN DE AGUA/BROMURO DE LITIO .....	5-13
5.3.3 EQUIPOS AUXILIARES.....	5-15
<b>5.4 SIMULACIÓN DE CAPTADORES SOLARES DE CONCENTRACIÓN Y COMPARACIÓN CON DATOS EXPERIMENTALES .....</b>	<b>5-17</b>
5.4.1 CAPTADOR LINEAL FRESNEL .....	5-18
5.4.2 CAPTADOR CILINDRO-PARABÓLICO.....	5-20
<b>5.5 ESTIMACIÓN DE LA ENERGÍA TÉRMICA PRODUCIDA EN UN CAMPO DE CAPTADORES FRESNEL MEDIANTE LOS PROGRAMAS EBSILON®PROFESSIONAL Y TRNSYS.....</b>	<b>5-23</b>
<b>5.6 DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN SOLAR Y DE COMPRESIÓN EN ENTORNO TRNSYS.....</b>	<b>5-26</b>
5.6.1 SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN SOLAR .....	5-26
5.6.2 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN .....	5-34
<b>5.7 ANÁLISIS ENERGÉTICO.....</b>	<b>5-36</b>
5.7.1 CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA .....	5-39
5.7.2 CONSUMO DE ENERGÍA TÉRMICA .....	5-43
5.7.3 ENERGÍA PRIMARIA CONSUMIDA .....	5-44
<b>5.8 CONCLUSIONES .....</b>	<b>5-50</b>
<b>6. CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO .....</b>	<b>6-1</b>
<b>6.1 CONCLUSIONES .....</b>	<b>6-1</b>
<b>6.2 TRABAJO FUTURO.....</b>	<b>6-5</b>
<b>7. REFERENCIAS .....</b>	<b>7-1</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>1</b>



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1. Evolución del consumo energético en el sector de la edificación a nivel mundial [1].	1-1
Figura 1-2. Evolución del consumo de energía final del sector de la edificación en España en el período 2007-2010 [4].	1-2
Figura 1-3. Distribución estimada del consumo de energía final para el sector terciario en España en el año 2010 [4].	1-3
Figura 1-4. Inversión en RD&D en tecnologías de producción de frío y calor solar para los gobiernos miembros de la IEA (1974-2003) [8].	1-5
Figura 1-5. Distribución de las instalaciones de frío solar de pequeña y gran potencia por sectores [13].	1-7
Figura 1-6. Esquema de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.	1-8
Figura 1-7. Esquema de un sistema de climatización por absorción accionado por energía térmica solar.	1-10
Figura 1-8. Relación de calor disipado para enfriadoras de absorción y compresión con similar carga frigorífica.	1-13
Figura 1-9. Relación de eficiencias de energía primaria $\Pi$ en función de la fracción solar.	1-17
Figura 2-1. Distribución espectral de la radiación solar [32].	2-3
Figura 2-2. Ángulos solares de acuerdo a la posición del Sol con respecto al plano de la superficie analizada [42].	2-7
Figura 2-3. Posición del Sol a lo largo del día en función de la altura solar y del ángulo acimutal solar [42].	2-8
Figura 2-4. Relaciones geométricas entre un plano y la radiación solar directa incidente [41].	2-9
Figura 2-5. Modos de orientación y seguimiento solar para captadores solares: (a) orientación Norte-Sur y seguimiento Este-Oeste, (b) orientación Este-Oeste y seguimiento Norte-Sur [42].	2-10
Figura 2-6. Variación de la irradiancia solar directa diaria en función del eje de orientación y del tipo de seguimiento para una latitud de $36^{\circ}\text{N}$ .	2-12
Figura 2-7. Zonas geográficas con mayores posibilidades para albergar instalaciones solares de concentración [44].	2-15
Figura 2-8. Captadores solares de concentración con seguimiento en uno y dos ejes.	2-17
Figura 2-9. Curvas de rendimientos para diferentes clases de captadores solares en función de la diferencia de temperaturas $\Delta T$ [50].	2-21
Figura 2-10. Captadores cilindro-parabólicos para la producción de electricidad [58].	2-22
Figura 2-11. Captador cilindro-parabólico SopoNova 4.1 de Sopogy [69].	2-26
Figura 2-12. Captadores lineales Fresnel en una planta solar termoeléctrica [80].	2-30
Figura 2-13. Esquema de un captador Fresnel Lineal Compacto (CLFR)[82].	2-32
Figura 2-14. Captador lineal Fresnel MCT de Chromasun [86].	2-34
Figura 2-15. Captador lineal Fresnel LF-11 de Industrial Solar GmbH [87].	2-34
Figura 2-16. Entorno de simulación de una planta solar termoeléctrica en EBSILON®PROFESSIONAL [93].	2-37

Figura 2-17. Entorno de simulaci3n en Greenius [101].....	2-40
Figura 2-18. Entorno de simulaci3n de una planta de enfriamiento evaporativo con desecantes en INSEL [108].....	2-42
Figura 2-19. Entorno de simulaci3n de una planta solar termoel3ctrica en IPSEpro [111].....	2-44
Figura 2-20. Entorno de simulaci3n de una planta solar termoel3ctrica en SAM [114]. .....	2-45
Figura 2-21. Entorno de simulaci3n de una planta solar termoel3ctrica en THERMOFLEX.....	2-47
Figura 2-22. Entorno de simulaci3n de una planta de climatizaci3n solar en TRNSYS. .....	2-49
Figura 3-1. Ciclos de refrigeraci3n (a) por compresi3n mec3nica y (b) por absorci3n.3- 4	
Figura 3-2. Coeficiente de Operaci3n (COP) en funci3n de la temperatura de activaci3n [135]. .....	3-8
Figura 3-3. Representaci3n de ciclos de absorci3n multi-efecto en el diagrama PTX. (a) ciclo doble efecto a varias presiones, (b) ciclo doble efecto GAX, (c) ciclo triple efecto.....	3-9
Figura 3-4. Esquema del ciclo de doble efecto en el diagrama PTX del agua/LiBr. .3-10	
Figura 3-5. Enfriadora de doble efecto de Broad de la serie SYBCTZH. Esquema del generador de alta temperatura de los equipos de Broad con el sistema de apoyo. 3-14	
Figura 3-6. Generador de carcasa y tubos instalado en una enfriadora de absorci3n de doble efecto para uso con energ3a solar [151].....	3-15
Figura 3-7. Esquema del ciclo de triple efecto patentado por la empresa Hitachi. ....3-17	
Figura 3-8. Diagrama esquem3tico del sistema de absorci3n de triple efecto ilustrando la relaci3n termodin3mica entre los componentes [160]. .....	3-18
Figura 3-9. Ciclo de triple efecto del tipo <i>Double-Condenser Coupling</i> con disposici3n de flujo en paralelo [161].....	3-19
Figura 3-10. Prototipo de enfriadora de triple efecto de 390 kW del tipo <i>Dual Loop Cycle</i> de la empresa Trane [169]. .....	3-21
Figura 3-11. Prototipos de enfriadoras de triple efecto del tipo <i>Double-Condenser Coupled</i> fabricados por York. ....	3-22
Figura 3-12. Circuitos de soluci3n empleados en equipos de absorci3n de doble efecto y sus correspondientes modificaciones para ser incluidas en equipos de absorci3n de triple efecto por fabricante [171].....	3-23
Figura 3-13. Enfriadora de absorci3n de triple efecto (Kawasaki Sigma Ace CF01-10-0001) .....	3-24
Figura 3-14. Esquema de la planta solar para la producci3n de fr3o y vapor para el hotel Iberotel Sarigerme Park [181]. .....	3-26
Figura 3-15. Esquema de la planta solar para la producci3n de fr3o de la Escuela Superior de Ingenier3a de la Universidad de Sevilla. ....	3-28
Figura 3-16. Esquema de la planta solar de absorci3n para la producci3n de agua fr3a/caliente de la Universidad Carnegie Mellon [124]. .....	3-31
Figura 3-17. Instalaci3n solar en la f3brica de pianos Steinway & Sons en Long Island (EE.UU.) [189].....	3-34
Figura 3-18. Instalaci3n solar en un estadio modelo en Qatar [191].....	3-35
Figura 4-1. Esquema de una enfriadora de absorci3n de simple efecto.....	4-4

Figura 4-2. Diagrama de Dühring para una solución agua/bromuro de litio [213]....	4-10
Figura 4-3. Esquema de la enfriadora de absorción de simple efecto. ....	4-15
Figura 4-4. Resultados de la simulación termodinámica.....	4-17
Figura 4-5. Condiciones analizadas para el caso de la enfriadora de simple efecto.	4-18
Figura 4-6. Comparación de los valores del COP y $QE$ obtenidos mediante la simulación del modelo termodinámico y método de la ecuación característica. ....	4-20
Figura 4-7. Variación de los parámetros característicos por condición de trabajo. ..	4-21
Figura 4-8. Comparación de los valores del COP y $QE$ obtenidos mediante la simulación del modelo termodinámico y el método de la ecuación característica. ..	4-22
Figura 4-9. Comparación de los valores del COP y $QE$ obtenidos mediante la simulación del modelo termodinámico y el método de la ecuación característica. ..	4-23
Figura 4-10. Comparación de los valores del COP y $QE$ obtenidos mediante el método de la ecuación característica con respecto a la simulación del método termodinámico. ....	4-25
Figura 4-11. Enfriadora de absorción de doble efecto con transferencia de calor interna. ....	4-26
Figura 4-12. Esquema del volumen de control utilizado en el balance de energía del generador de baja/condensador de alta.....	4-33
Figura 4-13. Diagrama de Dühring para un ciclo de absorción de doble efecto.....	4-36
Figura 4-14. Resultados de la simulación en EES para diferentes condiciones de trabajo. ....	4-47
Figura 4-15. Condiciones analizadas para el caso de la enfriadora de doble efecto....	4-48
Figura 4-16. Comparación de los valores de las potencias térmicas obtenidas mediante el método de la ecuación característica con respecto a la simulación del método termodinámico. ....	4-49
Figura 4-17. Comparación de los valores de las potencias térmicas obtenidas mediante el método de la ecuación característica con respecto a la simulación del método termodinámico con $\Delta\Delta t_{minX} = f\Delta\Delta t$ . ....	4-51
Figura 4-18. Comparación de los valores de las potencias térmicas obtenidas mediante el método de la ecuación característica con respecto a la simulación del método termodinámico con respecto a la temperatura de empuje.....	4-52
Figura 4-19. Comparación de los valores del coeficiente de operación mediante el método de la ecuación característica con respecto a la simulación del método termodinámico. ....	4-53
Figura 4-20. Esquema de un ciclo de triple efecto. ....	4-54
Figura 4-21. Ajuste de la capacidad frigorífica, potencia de activación y coeficiente de operación en función de $\Delta\Delta t'$ para datos experimentales de una enfriadora de absorción de simple efecto. ....	4-63
Figura 4-22. Ajuste de la capacidad frigorífica, potencia de activación y de disipación, y coeficiente de operación en función de $\Delta\Delta t'$ para datos de catálogo de una enfriadora de absorción de doble efecto. ....	4-64
Figura 5-1. Vista del edificio de oficinas analizado generado en DesignBuilder. ....	5-3
Figura 5-2. Distribución anual de la radiación solar global sobre superficie horizontal y la temperatura ambiente en Sevilla. ....	5-4

Figura 5-3. Demanda mensual de refrigeración para edificio de oficinas de Sevilla estimada mediante el método de normalización de los grados-día y el programa de simulación DesignBuilder.....	5-6
Figura 5-4. Demanda diaria de refrigeración para edificio de oficinas de Sevilla estimada mediante el método de normalización de los grados-día y el programa de simulación DesignBuilder .....	5-8
Figura 5-5. Demanda horaria de refrigeración para el mes de Julio para edificio de oficinas de Sevilla, estimada mediante el método de normalización de los grados-día y el programa de simulación DesignBuilder.....	5-9
Figura 5-6. Demanda horaria de refrigeración para el mes de Mayo para el edificio de oficinas de Sevilla, estimada mediante el método de normalización de los grados-día y el programa de simulación DesignBuilder.....	5-10
Figura 5-7. Ajuste lineal de las demandas diarias de refrigeración para el edificio de oficinas de Sevilla. ....	5-10
Figura 5-8. Frecuencia de potencias de refrigeración del método NDG y DesignBuilder para el edificio de oficinas de Sevilla. ....	5-11
Figura 5-9. Frecuencia acumulada de potencias de refrigeración del método NDG y DesignBuilder para el edificio de oficinas de Sevilla. ....	5-12
Figura 5-10. Types de los captadores solares utilizados en esta tesis.....	5-13
Figura 5-11. Componentes de las enfriadoras de absorción de agua/bromuro de litio. ....	5-13
Figura 5-12. Proforma del modelo de la enfriadora de absorción de agua/bromuro de litio de doble efecto Type 812. ....	5-14
Figura 5-13. Modelo en TRNSYS utilizado para simular los campos de captadores de concentración. ....	5-18
Figura 5-14. Comparación entre la temperatura de salida medida y simulada para el día 24 de Junio del 2009. ....	5-20
Figura 5-15. Comparación entre la temperatura de salida medida y simulada para el día 7 de Marzo del 2012. ....	5-22
Figura 5-16. Irradiación solar directa y número de horas diurnas por mes para la ciudad de Las Vegas (EE.UU.) .....	5-24
Figura 5-17. Estimación de la energía térmica producida por un campo de captadores solares Fresnel mediante los programas EBSILON®PROFESSIONAL y TRNSYS...	5-25
Figura 5-18. Esquema generalizado del sistema de climatización solar. Se muestra en color rojo al subsistema de captación solar, en verde al subsistema de disipación y en azul al subsistema de producción de frío. ....	5-28
Figura 5-19. Esquema generalizado del sistema de refrigeración por compresión. Se muestra en verde al subsistema de disipación y en azul al subsistema de producción de frío. ....	5-34
Figura 5-20. Detalle del consumo eléctrico durante el período analizado para cada sistema de climatización.....	5-39
Figura 5-21. Detalle del consumo eléctrico mensual para cada sistema de climatización .....	5-40
Figura 5-22. Consumo eléctrico mensual del sistema de refrigeración por compresión .....	5-41
Figura 5-23. Consumo de energía térmica en los sistemas de climatización solar en función del área de captación y del volumen específico del acumulador .....	5-43

Figura 5-24. Energía primaria consumida y eficiencia de la demanda de energía primaria en los sistemas LFC+DE/AC y SRC .....	5-45
Figura 5-25. Energía primaria consumida y eficiencia de la demanda de energía primaria en los sistemas PTC+DE/AC y SRC .....	5-46
Figura 5-26. Energía primaria consumida y eficiencia de la demanda de energía primaria en los sistemas ETC+SE/AC y SRC .....	5-47
Figura 5-27. Relación de eficiencias de energía primaria $\Pi$ en función de la fracción solar para el sistema LFC+DE/AC .....	5-48
Figura 5-28. Relación de eficiencias de energía primaria $\Pi$ en función de la fracción solar para el sistema PTC+DE/AC .....	5-48
Figura 5-29. Relación de eficiencias de energía primaria $\Pi$ en función de la fracción solar para el sistema ETC+SE/AC .....	5-48



## LISTA DE TABLAS

Tabla 1-1. Distribución del número de instalaciones solares de climatización por tipo de tecnología utilizada (Potencia frigorífica superior a 20 kW) [13].....	1-7
Tabla 1-2. Tipos y características de equipos comerciales de refrigeración por compresión de vapor [24]. .....	1-9
Tabla 1-3. Tipos y características de equipos comerciales de refrigeración por absorción .....	1-11
Tabla 2-1. Comparación de la irradiación solar directa sobre una superficie de acuerdo al eje de orientación y al modo de seguimiento. ....	2-13
Tabla 2-2. Clasificación de captadores solares en base a la relación de concentración. ....	2-16
Tabla 2-3. Captadores cilindro-parabólicos comercializados. ....	2-24
Tabla 2-4. Captadores cilindro-parabólicos en fase de estudio. ....	2-28
Tabla 2-5. Captadores lineales Fresnel comercializados .....	2-33
Tabla 2-6. Comparación de programas utilizados para modelizar captadores solares de concentración. ....	2-53
Tabla 3-1. Propiedades de los fluidos de trabajo utilizados en máquinas de absorción [134] .....	3-6
Tabla 3-2. Consumos específicos de energía de diferentes tipos de enfriadoras de absorción. ....	3-9
Tabla 3-3. Fabricantes de máquinas de absorción de doble efecto de H <sub>2</sub> O/LiBr. ....	3-13
Tabla 3-4. Instalaciones de refrigeración solar de alta eficiencia. ....	3-38
Tabla 4-1. Parámetros de diseño para enfriadora de simple efecto [215].....	4-15
Tabla 4-2. Resultado de la simulación en EES en condiciones nominales. ....	4-16
Tabla 4-3. Error relativo en porcentaje entre puntos de estado ABSIM vs EES. ....	4-17
Tabla 4-4. Parámetros característicos (condiciones de diseño). ....	4-19
Tabla 4-5. Parámetros de diseño para enfriadora de doble efecto [215].....	4-43
Tabla 4-6. Resultado de la simulación en condiciones nominales. ....	4-44
Tabla 4-7. Error relativo en porcentaje entre puntos de estado ABSIM vs EES. ....	4-45
Tabla 4-8. Parámetros característicos (condiciones de diseño). ....	4-49
Tabla 4-9. Parámetros característicos en función de $\Delta\Delta t$ .....	4-50
Tabla 4-10. Parámetros característicos en función de la temperatura de empuje $\Delta TT$ . 4-52	
Tabla 4-11. Seudo-coeficiente $B'X$ para varios ciclos de absorción.....	4-56
Tabla 4-12. Ecuaciones características para diversos ciclos [202].....	4-56
Tabla 4-13. Seudo-coeficiente $B'X$ para los ciclos de la Tabla 4-12 [202]. ....	4-57
Tabla 5-1. Características constructivas y geométricas del edificio analizado. ....	5-3
Tabla 5-2. Parámetros del captador Fresnel.....	5-19
Tabla 5-3. Modificador del ángulo de incidencia (IAM) para radiación directa del captador Fresnel LF-11 [87]. ....	5-19
Tabla 5-4. Parámetros del captador cilindro-parabólico. ....	5-21
Tabla 5-5. Modificador del ángulo de incidencia (IAM) para radiación directa del captador cilindro-parabólico Polytrough 1200 [67]. ....	5-21

Tabla 5-6. Condiciones de trabajo del captador lineal Fresnel utilizadas en EBSILON®PROFESSIONAL.....	5-23
Tabla 5-7. Parámetros del subsistema captación solar: Captadores solares (Type1288) .....	5-29
Tabla 5-8. Parámetros del subsistema captación solar: Intercambiador de calor (Type91), bombas (Type110), acumulador de agua caliente (Type4a), caldera de apoyo (Type6), tubería (Type709).....	5-30
Tabla 5-9. Parámetros del subsistema de disipación: Torre de refrigeración (Type510) y bomba (Type110) .....	5-32
Tabla 5-10. Parámetros del subsistema de producción de frío: Acumulador de agua fría (Type4a) y bomba (Type110) .....	5-33
Tabla 5-11. Rango de temperaturas de entrada de los circuitos externos para los modelos de las enfriadoras de absorción de simple (Type813) y de doble efecto (Type812).....	5-33
Tabla 5-12. Parámetros del subsistema de disipación: Torre de refrigeración (Type510) y bomba (Type110).....	5-35
Tabla 5-13. Parámetros del subsistema de producción de frío: Enfriadora por compresión (Type666), acumulador de agua fría (Type4a) y bomba (Type110).....	5-35
Tabla 5-14. Parámetros utilizados en el cálculo de las potencias de las bombas y de los ventiladores de la torres de refrigeración para cada sistema.....	5-38
Tabla 5-15. Consumo eléctrico de los sistemas de climatización solar para diferentes áreas de captación con un volumen específico de $60 \text{ l}\cdot\text{m}^{-2}$ para el acumulador del subsistema de captación solar.....	5-42
Tabla 5-16. Distribución y número máximo de captadores solares térmicos en función del área disponible sobre la terraza del edificio. ....	5-49
Tabla 5-17. Resultados del análisis de energía primaria ahorrada para un área de captación de $435 \text{ m}^2$ para el sistema LFC+DE/AC .....	5-49





# 1

## Introducción, Justificación y Objetivos

---

### 1.1 Situación actual del consumo energético en edificios

---

El consumo de energía total en el sector de edificios, a nivel mundial, se incrementó de 1535 Mtep a 2759 Mtep entre los años 1971 y 2007 a una tasa del 1.6% anual. En este mismo período el consumo de energía en el sector terciario o de servicios creció un 2.2%, mientras que en el sector residencial lo hizo con una tasa del 1.4%. Este último sector representa el mayor consumidor de energía dentro del sector de la edificación [1].

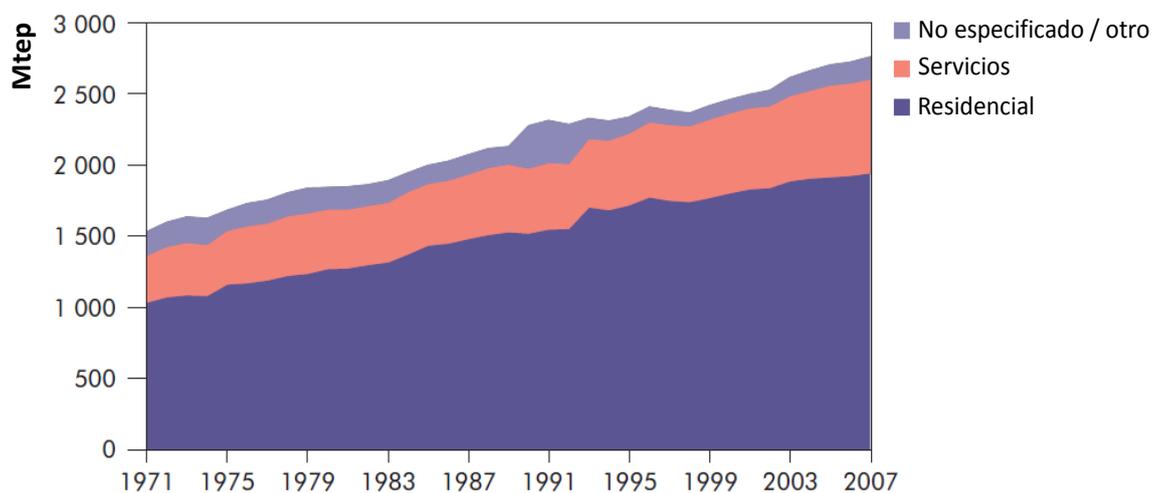
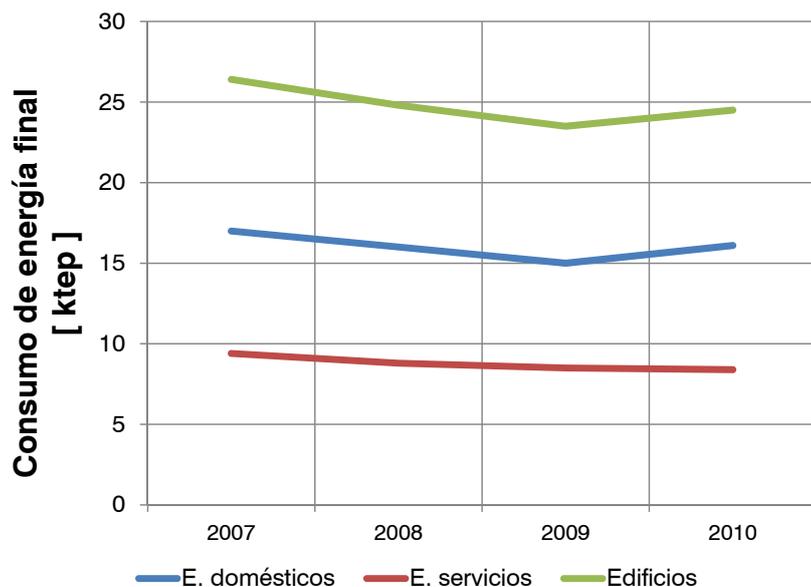


Figura 1-1. Evolución del consumo energético en el sector de la edificación a nivel mundial [1].

La electricidad es la mercancía energética (*energy commodity*) más utilizada en el sector servicios; su uso se ha incrementado un 91% entre 1990 y 2007 debido principalmente al incremento en el uso de aparatos eléctricos en iluminación y en

equipos de oficina y aire acondicionado [1]. Si se considera solamente el 3mbito europeo (EU-27) el consumo de electricidad en edificios (sector residencial y de servicios) represent3 un porcentaje del 55% del consumo total el3ctrico [2]. En el per3odo 1999 – 2004 este consumo sufri3 un aumento del 15.6% para el sector terciario mientras que para el sector residencial fue del 14% [3]. En estos dos sectores una gran parte de la demanda de energ3a el3ctrica se debi3 al uso de calefacci3n y refrigeraci3n.



**Figura 1-2. Evoluci3n del consumo de energ3a final del sector de la edificación en Espa3a en el per3odo 2007-2010 [4].**

En la Figura 1-2 se presenta la evoluci3n del consumo de energ3a final en el sector edificios en Espa3a para el per3odo 2007-2010, en donde los datos del a3o 2010 fueron estimados en funci3n de la tendencia de los a3os anteriores. En el a3o 2010, el consumo de energ3a final en el sector de la edificación en Espa3a se estim3 en 24.4 Mtep, sobre un consumo total anual para usos energ3ticos de 93.4 Mtep. De este consumo total, 16.4 Mtep correspondieron al sector residencial mientras que 8 Mtep correspondieron al sector servicios [4]. Se observa que el consumo de energ3a final en el sector dom3stico supera al sector de servicios en m3s de un 50%.

Con respecto a la distribuci3n de energ3a final en los edificios del sector servicios para el a3o 2010 se puede ver en la Figura 1-3 que la calefacci3n y la refrigeraci3n representan conjuntamente un 57% del consumo total de este sector. El resto

corresponde a la iluminación con un 22%, el equipamiento con un 17.3% y el agua caliente sanitaria (ACS) con apenas un 3.3%.

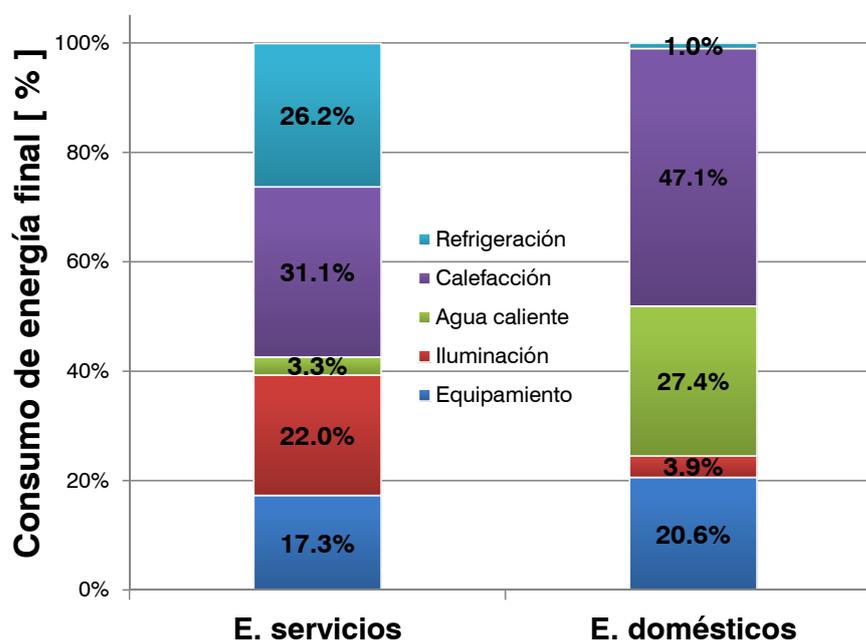


Figura 1-3. Distribución estimada del consumo de energía final para el sector terciario en España en el año 2010 [4].

Respecto a las emisiones de CO<sub>2</sub> asociadas al consumo energético del sector de la edificación, éstas sufrieron un incremento anual del 3.1% para el sector de servicios mientras que para el sector residencial fue de alrededor del 1.5% para el período comprendido entre 1995 a 2007. Las emisiones directas de CO<sub>2</sub> procedentes de combustibles fósiles en el año 2007 representaron el 34% de las emisiones correspondientes al sector de la edificación (2768 Mt de CO<sub>2</sub>) mientras que las derivadas de la electricidad y el calor consumido contabilizaron el 66% restante. La contribución del sector residencial a las emisiones de CO<sub>2</sub> fue de 4.7 Gt mientras que el sector de servicios fue de 2.9 Gt de CO<sub>2</sub> [1].

En diciembre de 2008 la Unión Europea adoptó una política energética con el objetivos de reducir el efecto del cambio climático mediante una propuesta ambiciosa con horizonte en el año 2020 [5]. Esta propuesta pretende reducir las emisiones de gases de efecto invernadero en un 20%, reducir el consumo energético en un 20% a través de mejoras en la eficiencia energética y cubrir las necesidades energéticas con un 20% de fuentes renovables de energía. España a través del Plan de Acción 2011-2020 mantiene su compromiso de lucha contra el cambio climático y además plantea

su política energética para los próximos diez años. En el ámbito de la edificación y el equipamiento, este plan persigue una reducción del 15.6% a través de la adopción de medidas relacionadas con la rehabilitación energética de la envolvente térmica de los edificios existentes, la mejora de la eficiencia energética de las instalaciones térmicas de los edificios existentes, la mejora de la eficiencia energética de las instalaciones de iluminación interior en los edificios existentes, la construcción de nuevos edificios y rehabilitación de existentes con calificación energética alta, la mejora de la eficiencia energética de las instalaciones de frío comercial, la construcción o rehabilitación de edificios de consumo de energía casi nulo y la mejora de la eficiencia energética del parque de electrodomésticos.

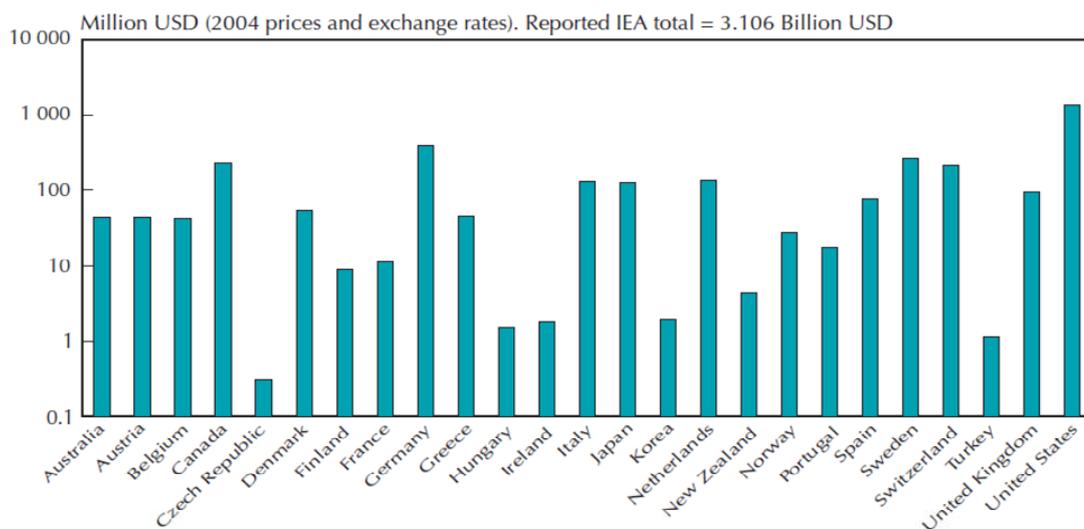
## **1.2 Situación actual de la climatización solar en edificios**

---

La distribución del consumo de energía final en el sector terciario en España (Figura 1-3) muestra que una tercera parte de la energía consumida en este sector se debe a la calefacción mientras que una fracción similar se la lleva el sistema de aire acondicionado. Dentro de este último grupo los equipos más utilizados son los equipos de refrigeración por compresión mecánica de vapor. Una manera de reducir este consumo eléctrico y por ende la emisión de gases de efecto invernadero asociada con estos procesos es el uso de fuentes de energía renovable. La fuente de energía más grande a nuestro alcance es el Sol y a partir de ella se puede producir frío de dos maneras. La primera es el uso de paneles fotovoltaicos para la generación directa de energía eléctrica y poner en marcha los equipos de compresión convencionales. La segunda alternativa es generar calor por medio de un fluido que se calienta, por el efecto de la radiación solar, y que luego accionará enfriadoras térmicas. El empleo de paneles fotovoltaicos y enfriadoras de compresión en este momento se aplica a tareas específicas como la refrigeración en lugares remotos [6], mientras que el uso de enfriadoras térmicas accionadas por energía solar se encuentra más extendido en la climatización de edificios [7].

La climatización solar tuvo sus inicios en los años 80 y con el transcurso del tiempo la brecha entre estos sistemas y los sistemas convencionales de refrigeración se ha visto reducida, en principio por el avance tecnológico alcanzado por sus equipos,

pero además por las políticas gubernamentales que han acelerado la introducción de este tipo de sistemas en el mercado de la climatización. La Agencia Internacional de la Energía (IEA), a través de sus países miembros, invirtió aproximadamente 2.8 billones de dólares en iniciativas de RD&D (investigación, desarrollo y demostración) para impulsar la tecnología de la producción de frío y calor solar entre los años 1974 y 1993 [8]. En la Figura 1-4 se presenta la inversión realizada por los países miembros de la IEA con respecto a las tecnologías de frío y calor solar.



**Figura 1-4. Inversión en RD&D en tecnologías de producción de frío y calor solar para los gobiernos miembros de la IEA (1974-2003) [8].**

El análisis técnico y económico de los sistemas de climatización solar, incluyendo sus componentes, han sido analizados de manera exhaustiva a través de programas patrocinados por organizaciones gubernamentales e instituciones de investigación durante los últimos 30 años. Algunos de estos programas se presentan brevemente a continuación.

“Solar Assisted Air Conditioning of Buildings” [9] fue un programa creado en 1999 por una iniciativa de IEA (IEA-SHC Task 25) con la finalidad de mejorar las condiciones de entrada en el mercado de los sistemas de climatización solar. Los equipos analizados dentro del proyecto fueron enfriadoras de absorción, enfriadoras de adsorción y equipos de refrigeración por desecantes líquidos. La energía térmica requerida por estos equipos procedía de captadores solares planos.

“Solar Air Conditioning in Europe” (SACE) [10] fue otro programa enfocado a la climatización solar. Este programa se inició en el año 2002, los objetivos estaban en la revisión del estado del arte de las tecnologías respetuosas con el medio ambiente para la climatización de edificios en Europa, con especial énfasis en la climatización de espacios durante el verano; la evaluación del potencial de estas tecnologías para la puesta marcha mediante energía solar; y la incorporación de estas tecnologías en el mercado. En este programa se consideraron enfriadoras de absorción, de adsorción y sistemas de climatización con desecantes sólidos y líquidos.

“Reduction of Costs of Solar Cooling Systems” (RoCoCo) [11] fue un programa subvencionado por la Comisión Europea en el año 2006, con el objetivo de reducir el coste de operación de los sistemas de climatización solar en base al análisis de las instalaciones demostrativas existentes, y estimar las tendencias de costos a partir de la comparación de casos analizados mediante simulación dinámica.

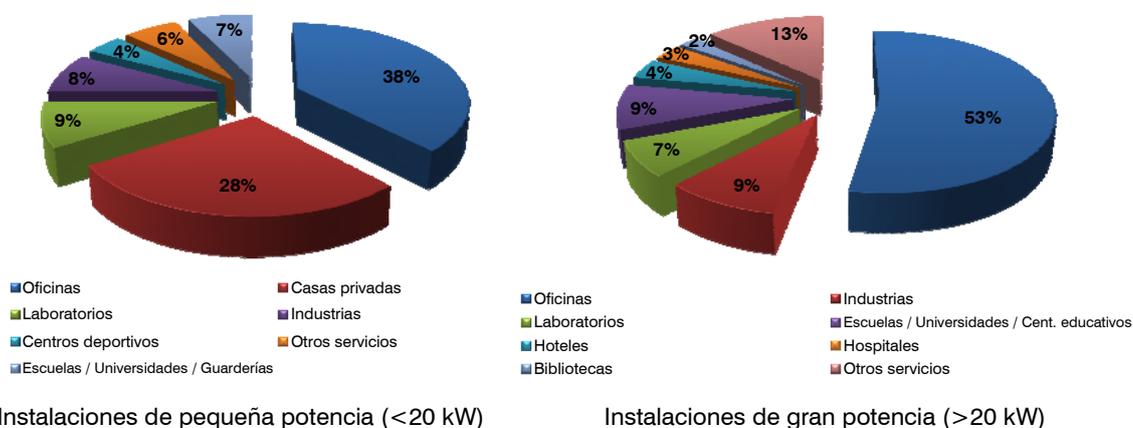
“Solar Air-Conditioning and Refrigeration” [12] fue patrocinado por IEA (IEA-SHC Task 38) durante los años 2006-2010. Este programa estuvo enfocado en la climatización solar de edificios y en el uso de refrigeración solar en la industria. Las instalaciones analizadas se basaron en sistemas existentes en el mercado para aplicaciones residenciales y comerciales de pequeña potencia, y en sistemas diseñados para situaciones específicas destinados al uso en grandes edificios no residenciales y aplicaciones industriales.

En la actualidad las configuraciones más utilizadas en el campo de la climatización solar, tanto de pequeña como de gran potencia, están compuestas por máquinas de absorción de simple efecto y captadores solares de placa plana y de tubos de vacío. También existen instalaciones de climatización solar con desecantes sólidos y líquidos pero en menor número [13]. En la Tabla 1-1 se presenta el número de instalaciones de climatización solar, por tipo de tecnología y con una capacidad frigorífica superior a 20 kW, existentes en el año 2009. Estos datos proceden de una encuesta realizada en el programa IEA-SHC Task 38. De las 74 instalaciones solamente 3 están compuestas por máquinas de absorción de doble efecto y captadores solares de concentración (captadores cilindro-parabólicos).

**Tabla 1-1. Distribución del número de instalaciones solares de climatización por tipo de tecnología utilizada (Potencia frigorífica superior a 20 kW) [13].**

Instalaciones de captación solar	Absorción	Adsorción	Desecantes sólidos	Desecantes líquidos	Total
Placas plana (FPC)	32	8	6	2	48
Tubos de vacío (ETC)	35	5	1	0	41
Tubos de vacío con concentración (CPC)	4	2	3	0	9
Aire caliente (AC)	0	0	5	0	5
Cilindro-parabólicos (PTC)	3	0	0	0	3
<b>Total</b>	<b>74</b>	<b>15</b>	<b>15</b>	<b>2</b>	<b>106</b>

En cuanto al tipo de uso de las instalaciones se pudo observar que en la mayoría de los casos éstas fueron instaladas en edificios de oficinas, seguidas de instalaciones en domicilios (potencia < 20 kW) y otros servicios (potencia > 20 kW). En la Figura 1-5 se puede ver la distribución de las instalaciones por sectores. Es importante señalar que España es el país con más instalaciones de este tipo seguido de Alemania e Italia.



**Figura 1-5. Distribución de las instalaciones de frío solar de pequeña y gran potencia por sectores [13].**

Para competir con los sistemas convencionales de climatización es necesario contar con sistemas de climatización solar con una eficiencia superior a la que presentan actualmente. Las configuraciones con mejor eficiencia están compuestas por captadores solares de concentración y enfriadoras de absorción multi-efecto [14, 15]. En la actualidad existe un reducido número de instalaciones de esta clase principalmente en localizaciones donde la radiación solar promedio anual es superior a  $5.5 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{día}^{-1}$  [16, 17] como por ejemplo Australia [18], Turquía [19], el sur de

España [20] y Emiratos Árabes Unidos [21]. En todos estos casos las enfriadoras de absorción instaladas son del tipo doble efecto y la potencia frigorífica es superior a los 170 kW. Hasta la fecha, existe solamente una instalación experimental en la India con captadores de concentración y una enfriadora de absorción de triple efecto [22]. Será solamente cuestión de tiempo para que esta clase de sistemas de alta eficiencia puedan ser utilizadas de forma comercial.

En España los sistemas de climatización solar de alta eficiencia para el sector terciario (servicios) constituyen un escenario de futuro muy prometedor con 0.7 millones de metros cuadrados de superficie de captación efectiva y una producción solar promedio de  $0.25 \text{ TWh}\cdot\text{año}^{-1}$  (est. año 2020) [23]. Es importante señalar que las dimensiones de los captadores de concentración disponibles en el mercado hacen factible el uso de éstos sobre cubiertas de edificios.

### 1.3 Análisis de energía primaria ahorrada en los sistemas de climatización solar

Para estudiar el ahorro en energía primaria mediante el uso de sistemas de climatización solar se ha tomado como base de referencia un sistema de refrigeración por compresión de vapor. Generalmente estos sistemas están compuestos de un equipo de refrigeración por compresión, un motor accionado eléctricamente y un equipo de disipación de calor. En la Figura 1-6 se muestra el esquema general de un sistema de refrigeración por compresión y sus componentes.

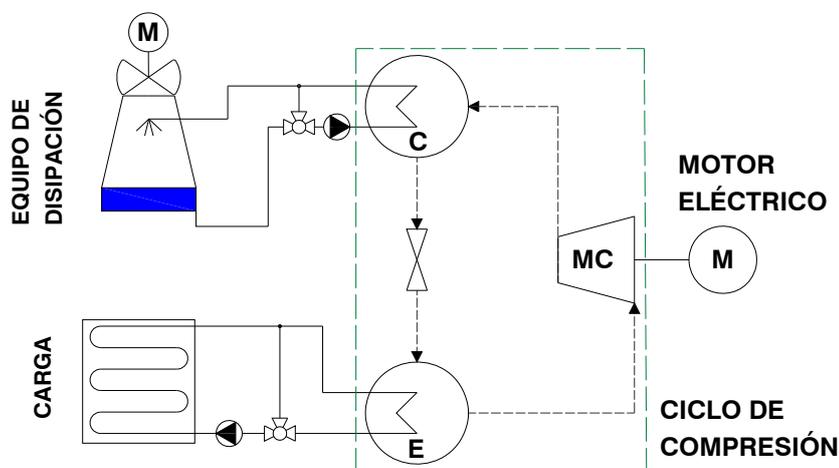


Figura 1-6. Esquema de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.

La refrigeración por compresión se basa en el principio de condensación y evaporación de un refrigerante para la obtención de frío. Este refrigerante es transferido desde una zona de baja presión a una zona de alta presión mediante la acción mecánica de un compresor (MC) generalmente accionado por un motor eléctrico (M). Debido a la etapa de compresión, el refrigerante en fase de vapor incrementa su temperatura al llegar al condensador (C). En este componente el refrigerante se condensa y cede calor al ambiente mediante un dispositivo de disipación. A la salida del condensador, el refrigerante disminuye su presión al pasar por un dispositivo de expansión. Finalmente el refrigerante es vaporizado tras su paso por el evaporador (E). La energía requerida para la vaporización del refrigerante se extrae del aire o agua que envuelve al evaporador, de esta manera se produce el efecto de refrigeración buscado por este ciclo.

El coeficiente de operación (*COP*) de un equipo de refrigeración por compresión indica la cantidad de calor útil producido en el evaporador ( $Q_0^{com}$ ) por unidad de energía utilizada ( $W$ ).

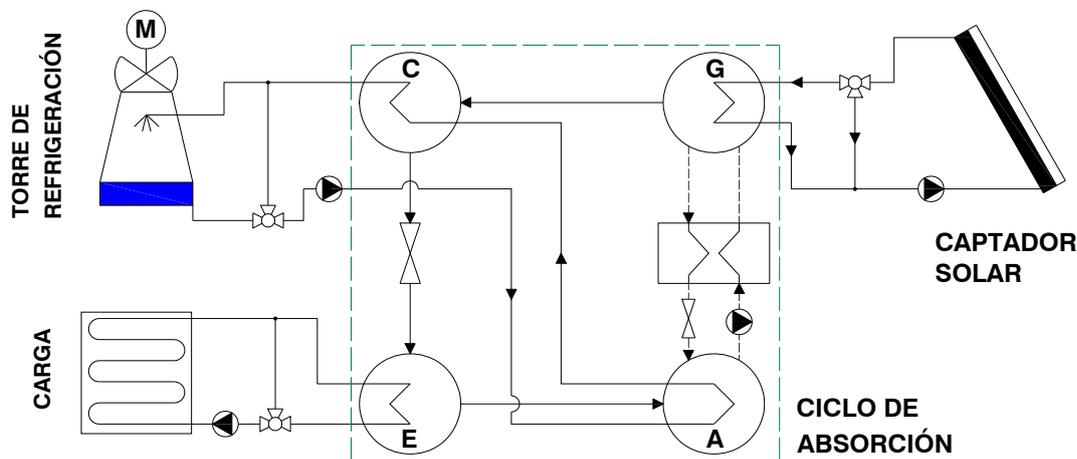
$$COP_{com} = \frac{Q_0^{com}}{W} \quad (1-1)$$

El *COP* de los equipos de refrigeración por compresión puede variar dependiendo del tipo de compresor utilizado entre otros factores. En la Tabla 1-2 se presenta información sobre los distintos tipos disponibles de equipos comerciales de refrigeración por compresión en función del coeficiente de operación y de los refrigerantes utilizados.

**Tabla 1-2. Tipos y características de equipos comerciales de refrigeración por compresión de vapor [24].**

Tipo de compresor		COP	Refrigerante
Alternativo (o de pistón)		3.8 – 4.6	R134a, R717, R407c
Rotativo	De tornillo	4.1 – 5.6	R134a, R717, R407c
	Espiral		
	De paletas		

Los sistemas de climatizaci3n solar representan una alternativa cada vez m3s interesante con respecto a los sistemas convencionales de climatizaci3n debido a que utilizan una fuente de energ3a renovable como es el Sol, lo que reduce el consumo de energ3a el3ctrica y las emisiones de gases de efecto invernadero asociados, y adem3s porque los fluidos de trabajo de las enfriadoras de absorci3n son ambientalmente amigables. Por lo tanto, el uso de sistemas de climatizaci3n eficientes podr3a significar una contribuci3n interesante a la reducci3n de la demanda el3ctrica en el sector terciario para la climatizaci3n de espacios. Un sistema de climatizaci3n solar est3 b3sicamente compuesto por un sistema de captaci3n solar, una enfriadora de absorci3n y un equipo de disipaci3n de calor. En la Figura 1-7 se presenta un esquema de este sistema con sus principales componentes.



**Figura 1-7. Esquema de un sistema de climatizaci3n por absorci3n accionado por energ3a t3rmica solar.**

Las enfriadoras de absorci3n se basan en el mismo principio que las enfriadoras de compresi3n de vapor para la producci3n de fr3o, la diferencia radica en la manera como se transfiere el refrigerante desde la zona de baja presi3n a la de alta presi3n. El refrigerante en fase vapor es absorbido por una soluci3n l3quida en el absorbedor (A) y transferido a un nivel de alta presi3n mediante una bomba de soluci3n. La mezcla resultante, en estado l3quido, al llegar al generador (G) recibe un aporte externo de calor que provoca la ebullici3n de la soluci3n y la separaci3n del refrigerante. El aporte externo de calor en los sistemas de climatizaci3n solar se da a trav3s de un captador solar que eleva la temperatura de un fluido externo al ciclo de absorci3n interno. El refrigerante vaporizado proveniente del generador es condensado, cediendo el calor de cambio de fase al ambiente mediante un dispositivo de

disipación. A continuación el refrigerante disminuye su presión al pasar por el dispositivo de expansión para luego evaporarse tomando calor del medio que lo rodea. La solución resultante de la ebullición del refrigerante en el generador retorna al absorbedor donde cede calor al exterior. Para mejorar el rendimiento del ciclo se utiliza un intercambiador de calor entre las corrientes de la solución diluida y la solución concentrada, y así disminuir la carga térmica en el generador y en el absorbedor.

El coeficiente de operación de un equipo de refrigeración por absorción se define como la cantidad de energía útil producida en el evaporador ( $Q_0^{abs}$ ) por unidad de energía térmica utilizada para el accionamiento del equipo ( $Q_2^{abs}$ ).

$$COP_{abs} = \frac{Q_0^{abs}}{Q_2^{abs}} \quad (1-2)$$

El *COP* de los equipos de refrigeración por absorción puede variar dependiendo de su diseño entre otros factores. En la Tabla 1-3 se presenta información sobre los distintos tipos de equipos comerciales de absorción en función del coeficiente de operación y de los fluidos de trabajo utilizados.

**Tabla 1-3. Tipos y características de equipos comerciales de refrigeración por absorción**

Tipo de enfriadora	COP	Mezcla de trabajo
Simple efecto	0.60 – 0.75	H <sub>2</sub> O / LiBr
	0.60 – 0.70	NH <sub>3</sub> / H <sub>2</sub> O
Doble efecto	1.00 – 1.30	H <sub>2</sub> O / LiBr
Triple efecto	1.60 – 1.80	H <sub>2</sub> O / LiBr

La diferencia entre el coeficiente de operación de un equipo de compresión y otro de absorción (Tabla 1-2 y Tabla 1-3) se debe a que los primeros utilizan energía eléctrica para producir el efecto refrigerante mientras que los segundos utilizan energía térmica para producir el mismo efecto. Para realizar una comparación más realista entre un sistema de refrigeración por compresión y otro por absorción, es necesario considerar la eficiencia de cada sistema en función del consumo de energía primaria.

En el equipo de refrigeraci3n por compresi3n el balance de energ3a comprende el calor disipado en el condensador  $Q_1^{com}$ , la energ3a 3til producida en el evaporador  $Q_0^{com}$  y la energ3a consumida por el motor  $W$ :

$$Q_1^{com} = Q_0^{com} + W \quad (1-3)$$

En el caso de un equipo de absorci3n, el balance de energ3a global incluye el calor disipado en el absorbedor y condensador  $Q_1^{abs}$ , la energ3a 3til producida en el evaporador  $Q_0^{abs}$  y el calor de activaci3n  $Q_2^{abs}$ :

$$Q_1^{abs} = Q_0^{abs} + Q_2^{abs} \quad (1-4)$$

En los equipos de refrigeraci3n es importante reducir el coste de la energ3a a disipar por lo que, es interesante reducir al m3ximo la cantidad de calor rechazado al ambiente. Es por ello que resulta de inter3s comparar los sistemas de refrigeraci3n por compresi3n y absorci3n atendiendo al calor disipado.

Para comparar ambos sistemas se puede considerar que la energ3a 3til producida en los dos sistemas ser3 la misma, por lo tanto, se tiene que  $Q_0 = Q_0^{com} = Q_0^{abs}$ . Al reemplazar la energ3a 3til  $Q_0$  en las ecuaciones (1-3) y (1-4) y si adem3s las ecuaciones resultantes se dividen para la energ3a 3til producida  $Q_0$  se obtiene que:

$$\frac{Q_1^{com}}{Q_0} = 1 + \frac{W}{Q_0} \quad (1-5)$$

$$\frac{Q_1^{abs}}{Q_0} = 1 + \frac{Q_2^{abs}}{Q_0} \quad (1-6)$$

En estas dos 3ltimas ecuaciones se puede observar que la relaci3n entre la energ3a de disipaci3n ( $Q_1^{com}$  y  $Q_1^{abs}$ ) y la energ3a 3til producida  $Q_0$ , en los dos sistemas, es proporcional a la inversa del coeficiente de operaci3n del ciclo correspondiente. Por lo tanto, si se sustituyen los coeficientes de operaci3n expresados en las ecuaciones (1-1) y (1-2) en las ecuaciones (1-5) y (1-6), se obtiene una expresi3n para cada equipo que define la relaci3n entre la energ3a disipada y la energ3a 3til producida en funci3n de su respectivo coeficiente de operaci3n. Estas expresiones se presentan a continuaci3n:

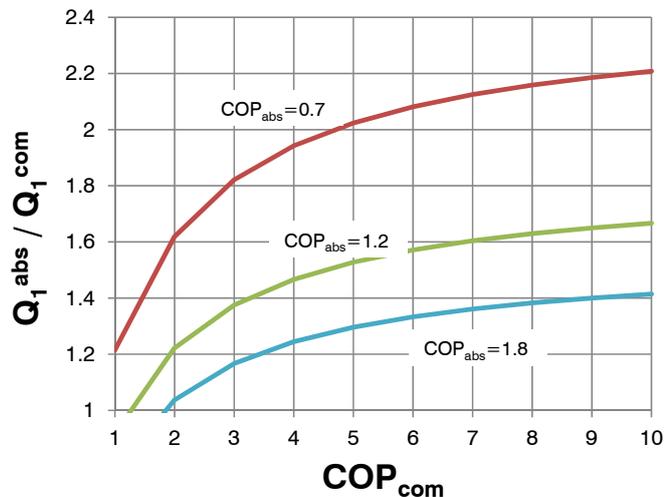
$$\frac{Q_1^{com}}{Q_0} = \frac{1 + COP^{com}}{COP^{com}} \quad (1-7)$$

$$\frac{Q_1^{abs}}{Q_0} = \frac{1 + COP^{abs}}{COP^{abs}} \quad (1-8)$$

Mediante las ecuaciones (1-7) y (1-8) se puede relacionar el calor disipado entre una enfriadora de absorci3n y una enfriadora de compresi3n en t3rminos de sus respectivos coeficientes de operaci3n.

$$\frac{Q_1^{abs}}{Q_1^{com}} = \frac{COP_{com}}{COP_{abs}} \cdot \frac{(1 + COP_{abs})}{(1 + COP_{com})} \quad (1-9)$$

En la Figura 1-8 se representa la relaci3n del calor disipado en un equipo de absorci3n respecto a uno de compresi3n de la misma potencia frigorífica para tres tipos de enfriadoras de absorci3n con sus respectivos coeficientes de operaci3n en funci3n del coeficiente de operaci3n de compresi3n  $COP_{com}$ . Esta figura nos indica que mientras m3s eficiente es un equipo de absorci3n, su energía disipada con respecto a la energía disipada por un equipo de compresi3n ser3 menor. As3, en comparaci3n con un equipo de compresi3n con un  $COP_{com}$  igual a 4, un equipo de absorci3n con un  $COP_{abs}$  igual a 0.7, el equipo de absorci3n disipar3 alrededor de 1.9 veces m3s calor que el equipo de compresi3n. En cambio, con un equipo de absorci3n de doble efecto con un  $COP_{abs}$  de 1.2, la energía disipada por el equipo de absorci3n se reducir3 a 1.5 veces m3s que el equipo de compresi3n.



**Figura 1-8. Relaci3n de calor disipado para enfriadoras de absorci3n y compresi3n con similar carga frigorífica.**

En un principio la instalación de sistemas de climatización solar en edificios, y de manera especial el sistema de captación solar, está limitado por el espacio disponible sobre la cubierta de los mismos, aunque el sistema de captación también podría integrarse en fachadas [25] o en un edificio contiguo [26]. Para comparar los sistemas de absorción y de compresión en términos de energía primaria se introduce el concepto de fracción solar  $sf$  [27] y así evaluar el impacto del área de captación sobre la producción de frío. La fracción solar se define como la fracción del calor aportado por el sistema de captación solar  $Q_{2s}$  respecto del requerido por la enfriadora  $Q_2$ . Este último término incluye la cantidad de calor aportado por el equipo de apoyo  $Q_{2b}$ , que usualmente es una caldera de gas para la producción de agua caliente.

$$sf = \frac{Q_{2s}}{Q_{2s} + Q_{2b}} = \frac{Q_{2s}}{Q_2} \quad (1-10)$$

Ziegler [27] propuso que la demanda de energía eléctrica parásita de los equipos auxiliares  $P_a$ , en una instalación de climatización solar, podría aproximarse en función del calor disipado por la torre de refrigeración  $Q_1^{abs}$ .

$$P_a = p_a \cdot Q_1^{abs} \quad (1-11)$$

Esta última expresión puede ser expresada directamente en términos de la capacidad frigorífica  $Q_0$  y el coeficiente de operación  $COP_{abs}$  mediante la expresión del calor disipado  $Q_1^{abs}$  descrita por la ecuación (1-8). El término  $p_a$  representa la demanda eléctrica específica necesaria para mantener en funcionamiento los equipos auxiliares del sistema de climatización solar:

$$P_a = p_a \cdot Q_0 \cdot \frac{1 + COP_{abs}}{COP_{abs}} \quad (1-12)$$

Para analizar la demanda energética en el sistema de climatización solar se introduce el concepto de energía primaria  $PE$ , con el cual es posible convertir tanto la demanda eléctrica y la demanda térmica en función de un mismo tipo de energía. Así la demanda de energía primaria en la enfriadora de absorción  $PE_{abs}$  consiste en la parte derivada de la demanda eléctrica  $P_a/\eta$  y de la demanda del equipo de apoyo (caldera):  $Q_2 \cdot (1 - sf)/\eta_b$ . Los términos  $\eta$  y  $\eta_b$  representan la eficiencia del sistema

productor de energía eléctrica y la eficiencia del sistema de apoyo convencional, respectivamente.

$$PE_{abs} = \frac{P_a}{\eta} + Q_2 \cdot \frac{(1 - sf)}{\eta_b} \quad (1-13)$$

La eficiencia del sistema de climatización solar  $PER_{abs}$  puede ser expresada en términos de la refrigeración producida por unidad de energía primaria consumida en el proceso ( $Q_0/PE_{abs}$ ). La eficiencia de la demanda de energía primaria  $PER_{abs}$  para el sistema de climatización solar se define entonces como:

$$PER_{abs} = \frac{Q_0}{PE_{abs}} = \frac{COP_{abs} \cdot \eta_b}{(1 - sf) + p_a \cdot (1 + COP_{abs}) \cdot \left(\frac{\eta_b}{\eta}\right)} \quad (1-14)$$

De manera análoga al sistema de climatización solar, se puede definir una expresión para la eficiencia de un sistema de climatización de compresión en base a la demanda de energía primaria. En este caso, la demanda de energía primaria  $PE_{com}$  está directamente influenciada por la demanda de energía eléctrica del compresor  $Q_0/(COP_{com} \cdot \eta)$  y en menor grado por la demanda eléctrica de los equipos auxiliares  $p_a \cdot Q_1^{com}/\eta$ . La demanda de energía primaria en un sistema de refrigeración por compresión puede definirse como:

$$PE_{com} = \frac{Q_0}{(COP_{com} \cdot \eta)} + \frac{p_a \cdot Q_1^{com}}{\eta} \quad (1-15)$$

En el caso del sistema de climatización convencional, la eficiencia de la demanda de energía primaria  $PER_{com}$  se define como:

$$PER_{com} = \frac{Q_0}{\frac{Q_0}{\eta \cdot COP_{com}} + \frac{p_a \cdot Q_1^{com}}{\eta}} = \frac{COP_{com} \cdot \eta}{1 + p_a \cdot (1 + COP_{com})} \quad (1-16)$$

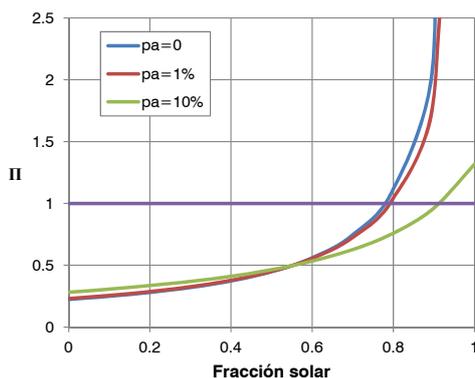
La relación entre la eficiencia de la demanda de energía primaria en los dos sistemas de climatización, expresadas por las ecuaciones (1-14) y (1-16), permite conocer los distintos casos en los que el sistema de climatización solar representa una mejor alternativa que los sistemas de climatización por compresión en términos de energía primaria [27]. Esta relación de eficiencias se describe a continuación.

$$\Pi = \frac{PER_{abs}}{PER_{com}} = \frac{\eta_b \cdot COP_{abs}}{\eta \cdot COP_{com}} \cdot \frac{1 + p_a \cdot (1 + COP_{com})}{1 + p_a \cdot (1 + COP_{abs}) \cdot \left(\frac{\eta_b}{\eta}\right) - sf} \quad (1-17)$$

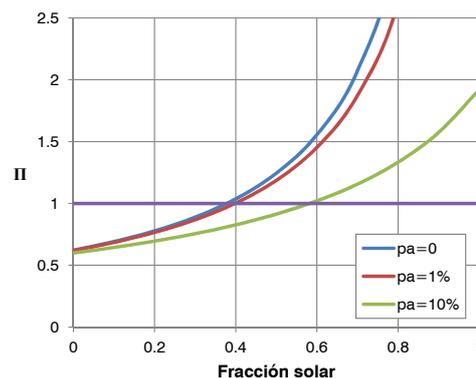
A partir del análisis de la ecuación (1-17) se puede conocer la fracción solar necesaria para la que un sistema de climatización solar pueda ser considerado más eficiente que un sistema de climatización convencional en términos de energía primaria; esto se consigue solamente cuando la relación de eficiencias es mayor que 1 ( $\Pi > 1$ ). Las variables con mayor peso en la relación de eficiencias  $\Pi$  son:

- La demanda eléctrica específica de los equipos auxiliares ( $p_a$ ) representa el principal factor a tomar en cuenta al valorar la relación de eficiencias  $\Pi$ . Según Albers [28] si esta variable supera el 10% sería necesario una fracción solar extremadamente grande para lograr un ahorro de energía primaria.
- El coeficiente de operación de la enfriadora de absorción ( $COP_{abs}$ ) permite que la relación de eficiencias  $\Pi$  varíe de valores menores que 1 para enfriadoras de simple efecto a valores mayores que 1 para enfriadoras de multi-efecto para una misma fracción solar y un mismo sistema de climatización convencional.

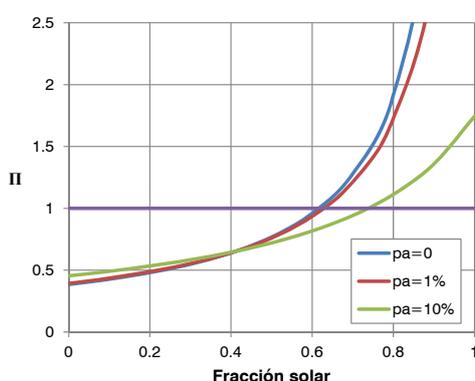
En la Figura 1-9 se muestran los gráficos de la evolución de la relación de eficiencias  $\Pi$  en función de la fracción solar para enfriadoras de absorción de simple, doble y triple efecto y enfriadoras de compresión con distintas eficiencias. En todos los gráficos se consideran tres situaciones en las que la energía eléctrica parásita  $p_a$  influye sobre el cálculo de  $\Pi$ ; la primera situación considera un caso ideal en el que no existe demanda de energía parásita ( $p_a = 0$ ), la segunda situación considera un 1%, y en la tercera situación un 10% para la demanda de energía parásita. En los gráficos de la columna de la izquierda (a1, a2, a3) se presenta la evolución de  $\Pi$  para tres tipos de enfriadoras de absorción comparadas con una enfriadora de compresión de alta eficiencia ( $COP_{com} = 5$ ) conectada a una central de ciclo combinado ( $\eta = 0.5$ ). En los gráficos de la columna de la derecha (b1, b2, b3) se realiza una comparación similar pero esta vez se asume una enfriadora de compresión estándar ( $COP_{com} = 3$ ) conectada a una central de carbón ( $\eta = 0.3$ ). En todos los casos se asume un equipo de apoyo con una eficiencia de 0.8.



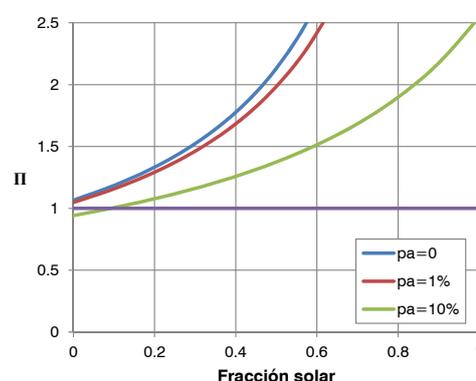
**a1)  $COP_{com} = 5; \eta = 0.5; COP_{abs} = 0.7;$   
 $\eta_b = 0.8$**



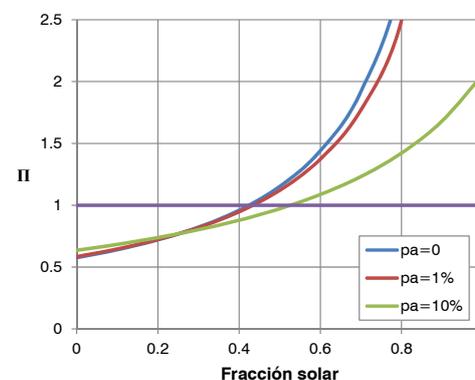
**b1)  $COP_{com} = 3; \eta = 0.3; COP_{abs} = 0.7;$   
 $\eta_b = 0.8$**



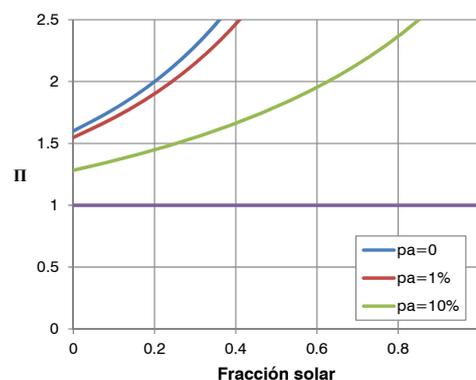
**a2)  $COP_{com} = 5; \eta = 0.5; COP_{abs} = 1.2;$   
 $\eta_b = 0.8$**



**b2)  $COP_{com} = 3; \eta = 0.3; COP_{abs} = 1.2;$   
 $\eta_b = 0.8$**



**a3)  $COP_{com} = 5; \eta = 0.5; COP_{abs} = 1.8;$   
 $\eta_b = 0.8$**



**b3)  $COP_{com} = 3; \eta = 0.3; COP_{abs} = 1.8;$   
 $\eta_b = 0.8$**

**Figura 1-9. Relación de eficiencias de energía primaria  $\Pi$  en función de la fracción solar.**

El gráfico a1 representa un caso desfavorable para el sistema de climatización solar ya que éste ha sido comparado con un sistema convencional eficiente, en esta situación se puede ver que la fracción solar necesaria para alcanzar el punto de equilibrio con el sistema de climatización solar ( $\Pi = 1$ ) varía entre un 80 y un 96%. Si el mismo sistema se sitúa en una situación más favorable (gráfico b1), es decir que se

compara con un sistema convencional menos eficiente la fracción solar requerida se encuentra en un rango del 40 al 60%. Para los casos en que los sistemas de climatización solar cuentan con enfriadoras de absorción más eficientes (doble y triple efecto) las fracciones solares mínimas disminuyen a niveles menores que los obtenidos en los gráficos a1 y b1. En los gráficos a2 y a3 se obtienen fracciones solares entre 60 y 80% para el caso de un sistema de climatización con una enfriadora de doble efecto y fracciones solares entre 40 y 60% para sistemas de climatización con enfriadoras de triple efecto. Estos casos han sido comparados con sistemas eficientes de compresión ( $COP_{com} = 5$  y  $\eta = 0.5$ ). En los gráficos b2 y b3 se puede ver que el sistema de climatización solar siempre representa una mejor alternativa con respecto a los sistemas de climatización convencionales con enfriadoras de compresión estándar ( $COP_{com} = 3$ ).

Este análisis permite concluir que el uso de enfriadoras de absorción de simple efecto en sistemas de climatización solar requiere de fracciones solares altas para poder competir de manera efectiva con los sistemas de climatización convencionales. Las fracciones solares elevadas representan un impedimento en los edificios debido a la limitación de espacio libre o disponible sobre sus cubiertas. Para lograr fracciones solares bajas y al mismo tiempo competir con los sistemas de climatización convencionales, se ha visto que los sistemas que incluyen enfriadoras de doble y triple efecto representan una clara alternativa en términos de energía primaria.

## 1.4 Justificación y objetivos

---

A partir del análisis de la energía primaria ahorrada en los sistemas de climatización solar para edificios queda claro que, debido a la limitación de espacio disponible para captación solar, la fracción solar de los sistemas de climatización ha de ser reducida. Por lo tanto, la competitividad de los sistemas térmicos frente a los de compresión se basa en la eficiencia es decir, se precisan preferentemente sistemas de absorción de doble efecto o superiores.

Como se ha visto en el análisis de la sección 1.2 el número de instalaciones con equipos de doble efecto activados con captadores solares de concentración es muy

reducido y esas pocas instalaciones tienen un carácter experimental o demostrativo por lo que la experiencia práctica con este tipo de equipos es aún muy limitada.

Por lo presentado, se propone en esta tesis la realización de un estudio detallado de sistemas de refrigeración solar con equipos de absorción de doble efecto activados por energía solar térmica de media temperatura mediante captadores solares de concentración de alta eficiencia en comparación con sistemas convencionales de compresión.

Los objetivos concretos de esta tesis son:

- Estudio preliminar de la viabilidad de plantas de climatización solar para edificios en función de la fracción solar y diferentes tecnologías de refrigeración utilizando como criterio el ahorro de energía primaria.
- Revisión del estado del arte de los captadores solares de concentración de media temperatura para uso en edificios.
- Revisión del estado del arte de las enfriadoras de absorción multi-efecto.
- Revisión de los programas de simulación de sistemas térmicos que dispongan de códigos de captadores solares de concentración y que permitan incorporar modelos de enfriadoras térmicas.
- Simulación de las prestaciones térmicas de captadores solares de concentración.
- Desarrollo y aplicación del método de la ecuación característica para el cálculo de las prestaciones de enfriadoras de absorción multi-efecto.

- Validación y aplicación de un método simplificado basado en los grados-día con temperatura de base variable de la demanda horaria de refrigeración de edificios.
- Simulación en un entorno de programación TRNSYS de las prestaciones energéticas y del funcionamiento de sistemas de refrigeración por absorción de simple y doble efecto con distintos tipos de captadores solares térmicos con y sin concentración, y caldera de apoyo.
- Desarrollo de nuevos componentes (Type) de enfriadoras de absorción, de simple y doble efecto, basados en el método de la ecuación característica.
- Determinación y análisis de la configuración óptima siguiendo criterios de ahorro de energía primaria.

## 1.5 Estructura de la tesis

---

Esta tesis se ha estructurado en los siguientes capítulos:

En este Capítulo 1 se ha analizado la situación actual del consumo energético en edificios y la importancia que tiene la climatización en el sector terciario en los países de clima cálido, así como la situación y el interés de la climatización solar. Se ha hecho también un análisis sobre la competitividad de los sistemas de refrigeración solar frente a los sistemas convencionales en términos de energía primaria y finalmente, se ha definido el objetivo general de la tesis y los objetivos concretos.

El Capítulo 2 está dedicado al estado del arte de los sistemas de captación solar de concentración de media temperatura. Se describen nociones sobre la geometría solar necesarias para comprender el funcionamiento de los sistemas solares de captación de concentración. Se han revisado los sistemas de captación disponibles comercialmente y en fase de desarrollo según sus características: dimensiones, temperatura y fluido de trabajo, rendimiento... Por último se ha realizado un análisis comparativo de los programas de simulación comerciales que disponen de códigos

de cálculo de captadores solares de concentración con el fin de seleccionar y utilizar el software más adecuado para este trabajo.

En el Capítulo 3 se ha revisado el estado actual de las enfriadoras térmicas de absorción de doble y triple efecto comerciales, el tipo de accionamiento, fluido térmico, potencias y temperaturas de operación. Se ha incluido en este capítulo una revisión de varias instalaciones representativas compuestas por enfriadoras de absorción multi-efecto accionadas por captadores solares de concentración.

En el Capítulo 4 se describe el método de la ecuación característica propuesto por Hellmann et al. [29], se modeliza una enfriadora de absorción de simple efecto de agua/bromuro de litio y se extiende su uso a la modelización de una enfriadora de absorción de doble efecto de agua/bromuro de litio. Los resultados de la modelización se validan con los resultados de la simulación de un modelo termodinámico desarrollado con el software EES. Además se detallan las modificaciones realizadas por otros autores al método original y se describe la manera de extender el método de la ecuación característica a enfriadoras de absorción multi-efecto.

En el Capítulo 5 se estima la demanda horaria de refrigeración de un edificio genérico utilizando el método de los grados-día con temperatura base variable y validada con un software de simulación dinámica. Se han seleccionado los modelos de captación solar de concentración del tipo Fresnel y cilindro-parabólicos; el comportamiento de estos captadores fue comparado con resultados experimentales obtenidos en dos instalaciones solares. Se lleva a cabo la simulación de un sistema de refrigeración solar para la climatización de un edificio de oficinas utilizando captadores de concentración, una caldera de apoyo, un sistema de acumulación de frío y calor, y una enfriadora de absorción de doble efecto. La simulación se lleva a cabo en el entorno TRNSYS para el que se han desarrollado dos nuevos componentes para la modelización de enfriadoras térmicas de simple y doble efecto mediante el método de la ecuación característica. Este programa de simulación es utilizado para dimensionar los componentes principales de la instalación, determinar las prestaciones energéticas de la instalación y optimizar el dimensionado. Los sistemas de climatización solar se comparan con un sistema de climatización solar con enfriadora

de absorción y captadores de tubos de vacío y un sistema de refrigeración por compresión.

El Capítulo 6 presenta las conclusiones obtenidas en esta tesis y los trabajos futuros en este tema.

El Apéndice A contiene los códigos de programación en EES de los modelos termodinámicos empleados en esta tesis.

El Apéndice B contiene el código fuente en Fortran de los componentes creados para TRNSYS, así como las Proformas con sus respectivos valores iniciales.

El Apéndice C contiene los datos de entrada que definen la envolvente del edificio y los perfiles de uso y ocupación del edificio en DesignBuilder.

El Apéndice D contiene los certificados de los captadores utilizados en la simulación con sus características principales.

# 2

## Estado del Arte de los Sistemas de Captación Solar Térmica de Concentración y Programas de Simulación

---

### 2.1 Introducción

---

Una solución al incremento en la demanda eléctrica, relacionada con los sistemas convencionales de aire acondicionado, es el uso de sistemas basados en energías renovables. El empleo de la energía solar para la producción de frío, representa una interesante alternativa para la reducción de la demanda de energía eléctrica proveniente de fuentes fósiles y por ende, una disminución de emisiones de gases que contribuyen al calentamiento global. En su mayoría, las instalaciones de climatización solar están compuestas de enfriadoras de absorción de simple efecto y captadores solares de placa plana o de tubos de vacío [30], lo que da lugar a sistemas con eficiencias bajas en relación a los sistemas convencionales de climatización. En el capítulo anterior se concluyó que los sistemas de climatización solar podrían competir, en términos de ahorro de energía primaria con los sistemas convencionales si se emplean sistemas basados en una combinación de captadores solares de concentración y enfriadoras de absorción multi-efecto.

Este capítulo está enfocado a revisar el estado del arte de los sistemas de captación solar térmica de concentración y los programas de simulación relacionados con este tipo de captadores y que permiten la estimación de sus prestaciones. La Sección 2.2 trata acerca de los fundamentos básicos de la radiación solar y su enfoque con respecto a los captadores solares de concentración. En la Sección 2.3 se describen los tipos de captadores solares de concentración que pueden ser utilizados en la

climatización solar de edificios, sus características físicas, su disponibilidad en el mercado y recientes investigaciones en este campo. Por último, en la Sección 2.4 se analizan los principales programas informáticos utilizados en la simulación de captadores solares de concentración.

## 2.2 Fundamentos básicos sobre la radiación solar

---

El Sol es una esfera incandescente de materia gaseosa similar a un gigantesco reactor de fusión, con un diámetro de  $1.39E9$  m y visto desde la Tierra se puede considerar, de modo aproximado, que se comporta como un cuerpo negro con una temperatura de  $5777$  K. La radiación emitida por el Sol (radiación solar) representa la principal fuente de energía para nuestro planeta; sin el Sol, la vida en la Tierra no sería posible.

El Sol irradia cada segundo en todas las direcciones del espacio una energía aproximada de  $3.8E20$  MJ o lo que es igual, una potencia de  $3.8E20$  MW. Esta radiación solar se extiende por el espacio en todas las direcciones, llegando hasta nuestro planeta con una intensidad de  $1367$   $W \cdot m^{-2}$ . Este valor es conocido como constante solar ( $G_{sc}$ ) y se define como la radiación solar recibida fuera de la atmósfera sobre una superficie perpendicular a los rayos solares.

La importancia de la energía solar que llega a la superficie del planeta es tan grande que un año de radiación solar equivale al doble de toda la energía producida por otras fuentes de energía no renovable como son el carbón, el petróleo, el gas natural y el uranio. Si esta energía fuese aprovechada bastaría un 1% de la superficie del Sahara, con las tecnologías actuales, para suplir la demanda eléctrica de todo el mundo [31].

### 2.2.1 Radiación solar disponible

La radiación solar (radiación extraterrestre) al ingresar en la atmósfera terrestre es dispersada y absorbida por moléculas de aire, vapor de agua, ozono, dióxido de carbono, nubes y polvo. El fenómeno de dispersión depende en gran parte de la

relaci3n existente entre la longitud de onda de la radiaci3n y del di3metro medio de la partcula con la que interacciona. Con respecto a la absorci3n, este fen3meno se produce por el efecto del ozono ( $O_3$ ) en el rango del ultravioleta (UV) y del vapor de agua junto al di3xido de carbono en el rango del infrarrojo cercano. La absorci3n produce una disminuci3n de la intensidad de la radiaci3n que entra a la atm3sfera.

En la Figura 2-1 se muestra la distribuci3n espectral de la irradiancia solar, antes de entrar a la atm3sfera y a nivel del mar. Se puede ver claramente el efecto atenuador no uniforme que produce la atm3sfera en la distribuci3n espectral de la irradiancia solar.

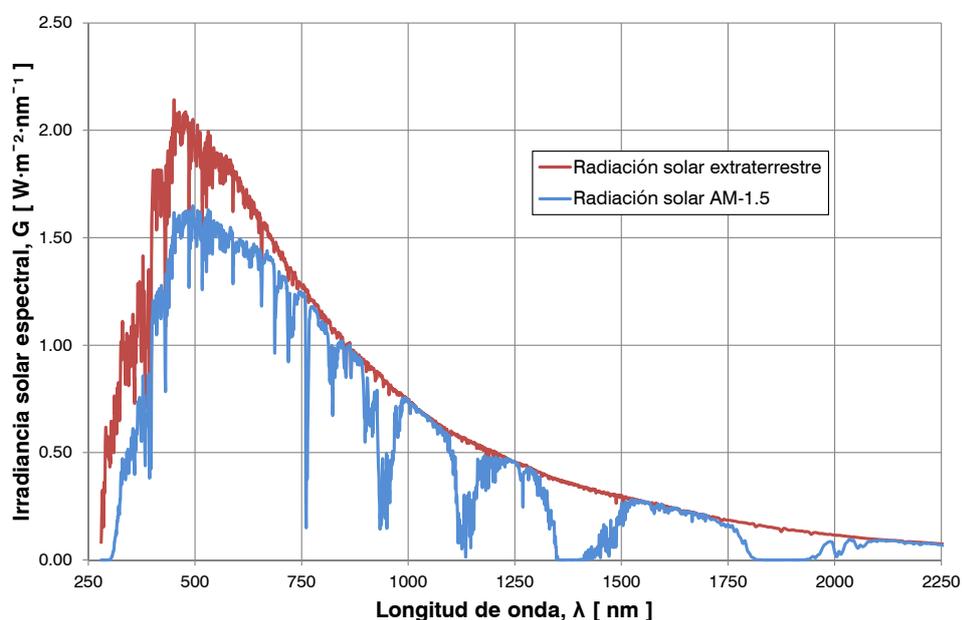


Figura 2-1. Distribuci3n espectral de la radiaci3n solar [32].

Es importante conocer y diferenciar dos conceptos b3sicos: irradiancia solar e irradiaci3n solar. La irradiancia solar es la potencia radiante incidente por unidad de superficie sobre un plano dado, este valor es instant3neo y sus unidades son [ $W \cdot m^{-2}$ ]. La irradiaci3n solar es la energa incidente por unidad de superficie sobre un plano dado, obtenida por integraci3n de la irradiancia durante un intervalo de tiempo dado, normalmente una hora o un d3a. La irradiaci3n se expresa en [ $MJ \cdot m^{-2}$ ] o [ $MWh \cdot m^{-2}$ ].

Debido a los fen3menos de la dispersi3n y de la absorci3n, la radiaci3n solar alcanza la superficie terrestre de dos formas: como radiaci3n solar directa ( $G_b$ ) y como radiaci3n solar difusa ( $G_d$ ). La radiaci3n solar directa es la fracci3n de la radiaci3n

solar que llega a la superficie terrestre con una trayectoria definida y que no ha sido influenciada por la dispersión en la atmósfera. La radiación solar difusa es la fracción de la radiación solar que llega a la superficie de la Tierra sin una trayectoria definida, debido a los fenómenos la dispersión y de la absorción. La suma de las dos variables se la conoce como radiación solar global ( $G_T$ ).

Durante el análisis de sistemas de captación solar es necesario conocer el valor de la radiación solar para conocer la eficiencia de los sistemas. La información relacionada con la radiación solar puede presentarse en varias formas: Si la radiación fue obtenida mediante mediciones instantáneas (irradiancia) o mediante valores integrados durante un período de tiempo (irradiación); si las mediciones son de radiación directa, difusa o global; el tipo de instrumento utilizado para la medición de estas variables; si las mediciones fueron hechas respecto a una superficie horizontal, inclinada o normal a la radiación directa; y si la información es resultado de un promedio y se conoce el período sobre el cual los datos fueron promediados.

Los valores medidos de la radiación solar pueden ser utilizados para modelizar las relaciones entre radiación solar y variables meteorológicas tales como temperatura ambiente, humedad, porcentaje de insolación, etc. Posteriormente estos modelos pueden ser utilizados para predecir la radiación directa y difusa en una zona geográfica en función del historial meteorológico. De esta forma se puede disponer de estimaciones del recurso solar cuando no se dispone de datos experimentales. Los modelos utilizados para estimar el recurso solar pueden clasificarse en modelos lineales, modelos no lineales y modelos basados en inteligencia artificial [33].

Algunos de los modelos lineales y no lineales se describen a continuación. Angström [34] propuso un modelo lineal para estimar la irradiación diaria promedio mensual en una superficie horizontal en función de la irradiación diaria promedio en cielo despejado para la localidad y el mes de interés, del promedio mensual de horas diarias de luz solar y del promedio mensual de las horas máximas de luz solar diarias. Page [35] modificó el modelo anterior para expresarlo en función de la irradiación extraterrestre sobre una superficie horizontal en lugar de la irradiación diaria promedio en cielo despejado, de esta manera se redujo la incertidumbre relacionada con la definición de día despajado. El método planteado por Erbs et al. [36] emplea una

correlación no lineal con la que se predice la fracción difusa promedio mensual de la radiación solar en función de la radiación solar global y un índice de claridad atmosférica. La ventaja de este método es que la correlación puede ser utilizada para cualquier día del año, ya sea despejado o nublado.

Los modelos descritos anteriormente se utilizan para estimar la radiación solar sobre una superficie horizontal, pero en la mayoría de las aplicaciones es sumamente necesario determinar el ángulo óptimo de inclinación y así maximizar la energía solar captada. Estos modelos son mucho más complejos que los anteriores debido a que correlacionan muchas más variables como son la radiación global, la radiación directa, la radiación difusa y la reflectancia del suelo sobre la superficie inclinada. El modelo de Liu y Jordan [37] por ejemplo permite estimar la irradiación solar directa en función de la latitud del sitio, la pendiente de la superficie, la declinación solar y el ángulo horario. Los mismos autores estimaron la irradiación solar difusa asumiendo que se comporta de manera isotrópica, es decir que la radiación se propaga de manera uniforme en todas las direcciones. Hay y Davies [38] propusieron un método para el cálculo de la irradiación difusa sobre superficie inclinada que se ajusta más a la realidad. Estos autores consideraron que la intensidad de la radiación varía de manera no uniforme en todas las direcciones (comportamiento anisotrópico). Posteriormente este método fue modificado para incluir la irradiación solar directa y la reflectancia del suelo, y así contar con un modelo para el cálculo de la irradiación total sobre una superficie inclinada. Este modelo es conocido como modelo HDKR [39] y es recomendado para superficies con inclinación hacia el ecuador.

Además de los métodos basados en ecuaciones lineales y no lineales, existen métodos basados en técnicas de redes neuronales artificiales (RNA) y de lógica difusa. Estos métodos permiten calcular la radiación solar mediante el entrenamiento de sistemas de neuronas artificiales en base a una gran cantidad de información (por ejemplo: latitud, mes, presión atmosférica, temperatura, humedad relativa, etc.). El método de RNA fue utilizado para la creación de mapas de radiación solar mensual para Turquía [40]. En este estudio se utilizó información meteorológica procedente de 17 estaciones meteorológicas localizadas en distintos puntos de Turquía y registradas durante 3 años. Los resultados obtuvieron una muy buena precisión con respecto a los datos de las estaciones.

## 2.2.2 Geometría solar

Para la mayoría de las aplicaciones solares es imprescindible predecir con exactitud la posición del Sol en una fecha específica. La posición del Sol puede estar definida por dos sistemas de coordenadas diferentes: coordenadas horarias y coordenadas horizontales. En ambos casos se asume a la Tierra como centro del sistema solar y al Sol como un cuerpo que se mueve con respecto a ella. Todas las expresiones utilizadas a continuación han sido tomadas de Duffie y Beckman [41].

Las coordenadas horarias están representadas por la declinación ( $\delta$ ) y el ángulo horario ( $\omega$ ). Estas variables dependen del día del año y de la hora del día. En el caso de las coordenadas horizontales, las dos variables necesarias son la altura solar ( $\alpha_s$ ) y el ángulo acimutal solar ( $\gamma_s$ ). Estas coordenadas varían dependiendo de la hora del día, el día del año y la latitud del lugar.

Para relacionar los diferentes ángulos solares es necesario definir el tiempo solar, es decir el tiempo basado en el aparente movimiento angular del Sol a través del cielo. Se considera como mediodía solar el momento en que el Sol cruza el meridiano del observador y que no siempre coincide con la hora local. Para convertir la hora local a hora solar se utiliza la siguiente ecuación:

$$\text{Hora solar} = \text{hora local} + 4 \cdot (L_{st} - L_{loc}) + E \quad (2-1)$$

En donde *hora local* es el tiempo estándar,  $L_{st}$  es la longitud geográfica del meridiano de referencia,  $L_{loc}$  es la longitud del meridiano local y  $E$  es la ecuación del tiempo establecida en minutos expresada por:

$$E = 229.2 \cdot (0.000075 + 0.001868 \cos B - 0.032077 \sin B - 0.014615 \cos 2B - 0.04089 \sin 2B)$$

(2-2)

En donde  $B$  se expresa en función del número del día del año  $n$ , y se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$B = (n - 1) \cdot \frac{360}{365} \quad (2-3)$$

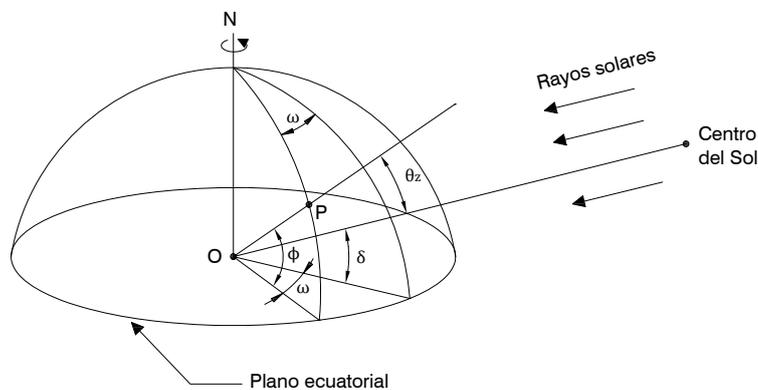
Una vez conocida la hora solar se pueden calcular las variables relacionadas a las coordenadas horarias. La declinación solar ( $\delta$ ) es la posición angular del Sol al mediodía solar con respecto al plano ecuatorial. Se la considera positiva cuando el punto está en el hemisferio norte y negativa cuando está al sur de la línea ecuatorial. Su rango es  $-23.45^\circ \leq \delta \leq 23.45^\circ$ . Su valor puede ser determinado en función del día del año requerido  $n$ :

$$\delta = 23.45^\circ \cdot \text{sen} \left( 360 \cdot \frac{284 + n}{365} \right) \quad (2-4)$$

El ángulo horario ( $\omega$ ) es el desplazamiento angular del Sol de este a oeste del meridiano local debido a la rotación de la Tierra ( $15^\circ$  por hora). Se lo considera negativo durante las mañanas y positivo durante las tardes. El ángulo horario está expresado en tiempo solar.

$$\omega = 15 \cdot (t - 12) \quad (2-5)$$

En la Figura 2-2 se presenta una semiesfera equivalente al hemisferio norte de la Tierra. En esta figura se representan las coordenadas horarias para el posicionamiento del Sol.



**Figura 2-2. Ángulos solares de acuerdo a la posición del Sol con respecto al plano de la superficie analizada [42].**

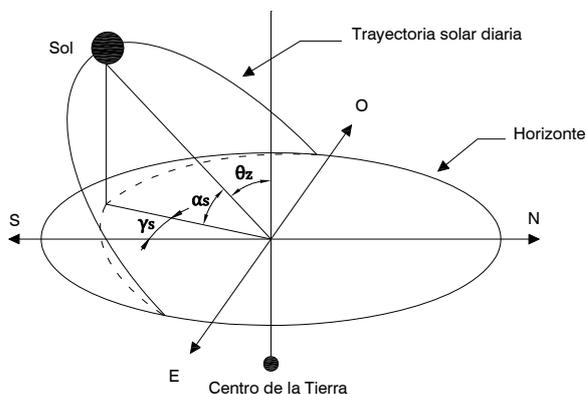
En cuanto a las coordenadas horizontales se tiene la altura solar ( $\alpha_s$ ) que es el ángulo entre la horizontal y la dirección de la radiación directa. Este ángulo es el complemento del ángulo cenital.

El ángulo acimutal solar ( $\gamma_s$ ) es el desplazamiento angular de la proyección de la radiación solar directa, tomando como origen el sur, sobre un plano horizontal. Si el desplazamiento es hacia el este desde el sur el valor es negativo mientras que para un desplazamiento hacia el oeste desde el sur el valor será positivo.

$$\gamma_s = \text{signo}(\omega) \cdot \left| \cos^{-1} \left( \frac{\cos \theta_z \cdot \sin \phi - \sin \delta}{\sin \theta_z \cdot \cos \phi} \right) \right| \quad (2-6)$$

La función *signo* en la ecuación (2-6) es igual a +1 si  $\omega$  es positiva e igual a -1 si  $\omega$  es negativa.

En la Figura 2-3 se puede observar la trayectoria diaria del Sol, desde el amanecer hasta el atardecer, en función de las coordenadas horizontales.



**Figura 2-3. Posición del Sol a lo largo del día en función de la altura solar y del ángulo acimutal solar [42].**

Además de las coordenadas que especifican el posicionamiento del Sol respecto a la superficie terrestre es necesario conocer el posicionamiento de la superficie analizada (captador solar) en la superficie terrestre. Estas coordenadas son la latitud y la longitud.

La Latitud ( $\phi$ ) es la distancia angular de un punto localizado al norte o sur de la línea ecuatorial. Se la considera positiva cuando el punto está al norte y negativa cuando el punto está al sur. Su rango está comprendido entre  $-90^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$ .

La longitud ( $\xi$ ) es la distancia angular medida sobre la línea ecuatorial entre el meridiano del lugar y el meridiano de Greenwich. Se la considera positiva si el sitio se

encuentra a la derecha del meridiano de referencia (dirección este) y negativa cuando se encuentra a la izquierda del meridiano de referencia (dirección oeste).

Para conocer la posición relativa del Sol respecto al plano de la superficie analizada nos valemos del ángulo de incidencia ( $\theta$ ). Este ángulo se define como el ángulo entre la radiación solar directa que incide sobre una superficie y la normal a esa superficie, y es función de la declinación ( $\delta$ ), la latitud ( $\phi$ ), el ángulo acimutal de la superficie ( $\gamma$ ), el ángulo horario ( $\omega$ ) y la inclinación de la superficie sobre la horizontal ( $\beta$ ).

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \cdot \sin \phi \cdot \cos \beta - \sin \delta \cdot \cos \phi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma \\ & + \cos \delta \cdot \cos \phi \cdot \cos \beta \cdot \cos \omega + \cos \delta \cdot \sin \phi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma \cdot \cos \omega \\ & + \cos \delta \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma \cdot \sin \omega \end{aligned} \quad (2-7)$$

$$\cos \theta = \cos \theta_z \cdot \cos \beta + \sin \theta_z \cdot \sin \beta \cdot \cos(\gamma_s - \gamma) \quad (2-8)$$

El ángulo acimutal de superficie ( $\gamma$ ) se define como la desviación de la proyección en un plano horizontal de la normal a la superficie del meridiano local. Se asume cero si coincide con el sur, tiene un valor negativo hacia el este y un valor positivo hacia el oeste. Su rango es  $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$ .

En la Figura 2-4 se representan las relaciones geométricas entre un plano en cualquier orientación, ya sea fijo o con movimiento relativo a la Tierra, y la radiación solar directa incidente.

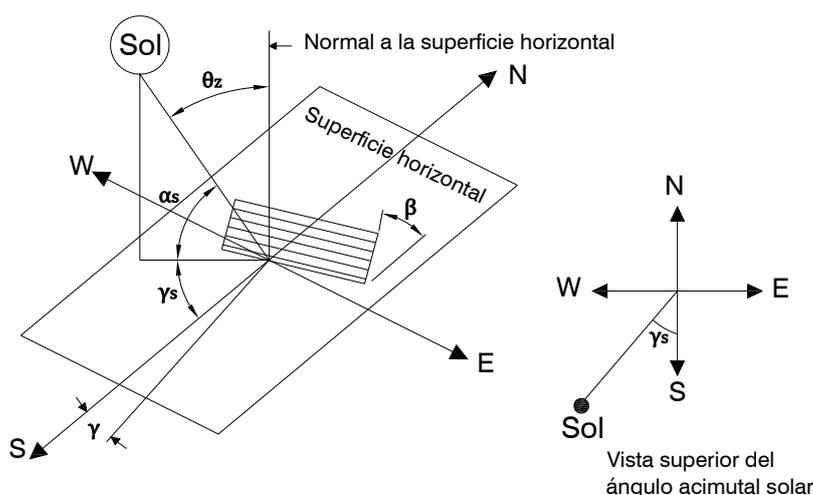


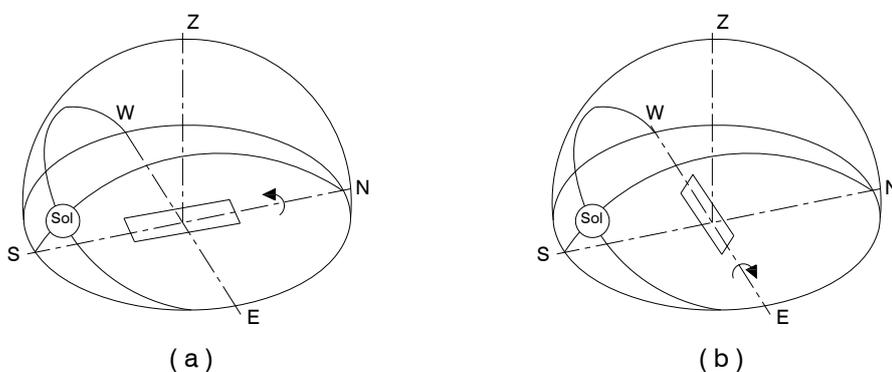
Figura 2-4. Relaciones geométricas entre un plano y la radiación solar directa incidente [41].

En el caso particular para una superficie horizontal ( $\beta = 0^\circ$ ), se define el ángulo cenital ( $\theta_z$ ) como el ángulo de incidencia de la radiación solar para una superficie horizontal.

$$\cos \theta_z = \cos \phi \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin \phi \cdot \sin \delta \quad (2-9)$$

### 2.2.3 Orientación de superficies móviles

Para representar el ángulo de incidencia sobre una superficie con inclinación fija nos valemos de la ecuación (2-7) pero, si la superficie sigue la trayectoria del Sol, esta ecuación cambia en función de número de grados de libertad que esa superficie tenga y de la orientación de la misma. En el caso que una superficie se mueve según su elevación y su acimut, se dice que es una superficie con dos grados de libertad; si la superficie solamente se mueve según su elevación y mantiene fijo el acimut, se habla de una superficie con un grado de libertad. A este último caso pertenecen los captadores solares del tipo cilindro-parabólicos y lineal Fresnel que serán descritos en la siguiente sección. Este tipo de captadores necesitan un sistema de seguimiento que permite minimizar el ángulo de incidencia de la irradiancia solar directa sobre sus superficies y, por lo tanto, aprovechar al máximo la irradiancia solar directa. Los captadores solares de concentración con un solo eje de movimiento (un grado de libertad) pueden tener cualquier orientación pero en la práctica las más usuales son: Norte-Sur y Este-Oeste. En la Figura 2-5 se presentan estos casos de orientación con sus respectivos modos de seguimiento solar. En el esquema de la izquierda se observa que el eje de giro es horizontal con una orientación Norte-Sur, mientras que en el esquema de la derecha se tiene una superficie con el eje de giro horizontal orientado en dirección Este-Oeste.



**Figura 2-5. Modos de orientación y seguimiento solar para captadores solares: (a) orientación Norte-Sur y seguimiento Este-Oeste, (b) orientación Este-Oeste y seguimiento Norte-Sur [42].**

Para el caso de una superficie con un eje de orientación Norte-Sur y un seguimiento de Este a Oeste (Figura 2-5a), el efecto del ángulo de incidencia se minimiza ajustando continuamente el captador a lo largo del día. El ángulo de incidencia se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\cos \theta = (\cos^2 \theta_z + \cos^2 \delta \cdot \sin^2 \omega)^{1/2} \quad (2-10)$$

La pendiente de la superficie está dada por:

$$\tan \beta = \tan \theta_z \cdot |\cos(\gamma - \gamma_s)| \quad (2-11)$$

El ángulo acimutal de superficie ( $\gamma$ ) depende del ángulo acimutal solar ( $\gamma_s$ ):

$$\gamma = \begin{cases} 90^\circ & \text{si } \gamma_s > 0 \\ -90^\circ & \text{si } \gamma_s \leq 0 \end{cases} \quad (2-12)$$

Cuando la superficie está orientada en dirección Este-Oeste (Figura 2-5b), la influencia del ángulo de incidencia se reduce mediante el ajuste continuo del captador. La ecuación que describe el ángulo de incidencia para esta configuración está dado por:

$$\cos \theta = (1 - \cos^2 \delta \cdot \sin^2 \omega)^{1/2} \quad (2-13)$$

La pendiente se representa por:

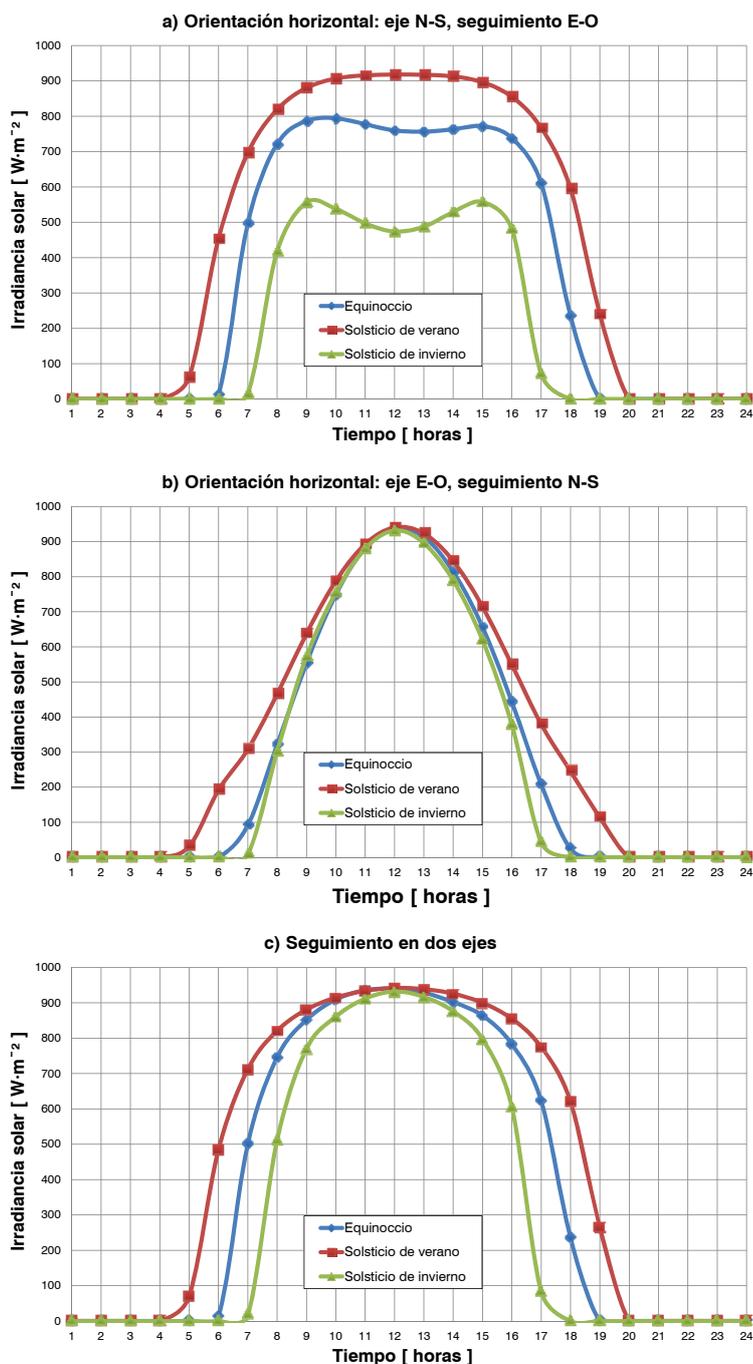
$$\tan \beta = \tan \theta_z \cdot |\cos \gamma_s| \quad (2-14)$$

El ángulo acimutal de superficie ( $\gamma$ ) depende del ángulo acimutal solar ( $\gamma_s$ ):

$$\gamma = \begin{cases} 0^\circ & \text{si } |\gamma_s| < 90 \\ 180^\circ & \text{si } |\gamma_s| \geq 90 \end{cases} \quad (2-15)$$

La correcta orientación de los captadores permite aprovechar al máximo la irradiancia solar directa al minimizar el efecto del ángulo de incidencia. Para comprobar este hecho se ha calculado la cantidad de energía solar directa incidente sobre una superficie dotada de tres modos de seguimiento, los dos descritos anteriormente y un modo de seguimiento en dos ejes con el que la incidencia de la radiación solar es máxima. El cálculo considera tres momentos específicos durante el año: los solsticios de verano y de invierno, y los equinoccios. La superficie analizada tiene una latitud de

36°N. Los cálculos respectivos se han realizado mediante el software TRNSYS [43], el cual permite seleccionar la orientación y el modo de seguimiento de la superficie de acuerdo a las ecuaciones incluidas en esta Sección. El cálculo de la irradiancia solar emplea el método HDKR [39]. En la Figura 2-6 se representa la variación de la irradiancia solar incidente sobre una superficie, dependiendo del modo de seguimiento y del momento del año.



**Figura 2-6. Variación de la irradiancia solar directa diaria en función del eje de orientación y del tipo de seguimiento para una latitud de 36°N.**

En el caso de que la superficie esté orientada con el eje Norte-Sur (Figura 2-6a) se observa que durante el solsticio de verano y los equinoccios la irradiancia solar se distribuye de manera uniforme a lo largo del día salvo en las primeras y últimas horas del día debido al efecto del ángulo de incidencia. Durante el solsticio de invierno el efecto del ángulo de incidencia es mayor durante el mediodía y menor en las primeras y últimas horas del día.

En la Figura 2-6b se tiene el caso de la superficie orientada en la dirección Este-Oeste y un sistema de seguimiento de Norte a Sur. Para esta situación se observa que la irradiancia solar es máxima al mediodía durante los solsticios y los equinoccios. Durante el resto de las horas, se encuentra que durante el solsticio de verano el efecto del ángulo de incidencia tiene menos influencia en las horas iniciales y finales debido a la posición del Sol y al seguimiento continuo.

Para el caso de una superficie con dos ejes de seguimiento (Figura 2-6c) se observa que la irradiancia solar es máxima durante el mediodía y además, que se distribuye a lo largo del día debido a que se reduce por completo la influencia del ángulo de incidencia.

En la Tabla 2-1 se muestra la irradiación solar directa sobre una superficie para cada uno de los días seleccionados en función del tipo de orientación y modo de seguimiento utilizado. Además se presenta el porcentaje de irradiación solar obtenido por cada configuración respecto a la configuración con seguimiento en los dos ejes.

**Tabla 2-1. Comparación de la irradiación solar directa sobre una superficie de acuerdo al eje de orientación y al modo de seguimiento.**

Eje de orientación	Irradiación solar incidente [ kWh·m <sup>-2</sup> ]			Porcentaje de la irradiación solar incidente con respecto a la superficie con dos ejes de seguimiento [ % ]		
	E	SV	SI	E	SV	SI
Dos ejes	9.23	11.04	7.28	100	100	100
N-S horizontal	8.22	10.83	4.63	89.1	98.1	63.5
E-O horizontal	6.60	8.02	6.17	71.4	72.7	84.8

Nota. E: Equinoccios. SV: Solsticio de verano. SI: Solsticio de invierno.

En esta tabla se observa que la configuración con mayor irradiación incidente, con respecto a la configuración con seguimiento en dos ejes, es la que está orientada en dirección Norte-Sur y que posee un seguimiento Este-Oeste. Durante el verano la energía recibida por la superficie con la orientación Norte-Sur es muy similar a la obtenida por la configuración de máxima incidencia, existiendo tan solo una diferencia menor al 2% entre las dos configuraciones. Para el día analizado en invierno, esta configuración recibe solamente un 63.5% de la radiación obtenida por la configuración de dos ejes.

El efecto del ángulo de incidencia en un plano que utiliza la configuración con orientación Este-Oeste se reduce al mediodía en los períodos analizados, mientras que por la mañana y tarde su efecto se ve incrementado. En la Tabla 2-1 se observa que durante el solsticio de invierno el rendimiento obtenido es del 84.8% con respecto a la configuración de dos ejes, por lo tanto, mayor que en el caso de la configuración con orientación Norte-Sur.

Para calcular la cantidad de energía solar directa durante un año, tomando en cuenta las superficies analizadas en la Figura 2-6 y en la Tabla 2-1, se puede concluir que la superficie con la orientación Norte-Sur recibe mayor irradiación solar que la superficie orientada en la dirección Este-Oeste. En el primer caso se obtuvo una irradiación solar de  $2.3 \text{ MWh}\cdot\text{m}^{-2}$  mientras que para la orientación Este-Oeste fue de  $1.9 \text{ MWh}\cdot\text{m}^{-2}$ . En el caso de la superficie habilitada con dos ejes de seguimiento se obtuvo una irradiación solar de  $2.6 \text{ MWh}\cdot\text{m}^{-2}$ .

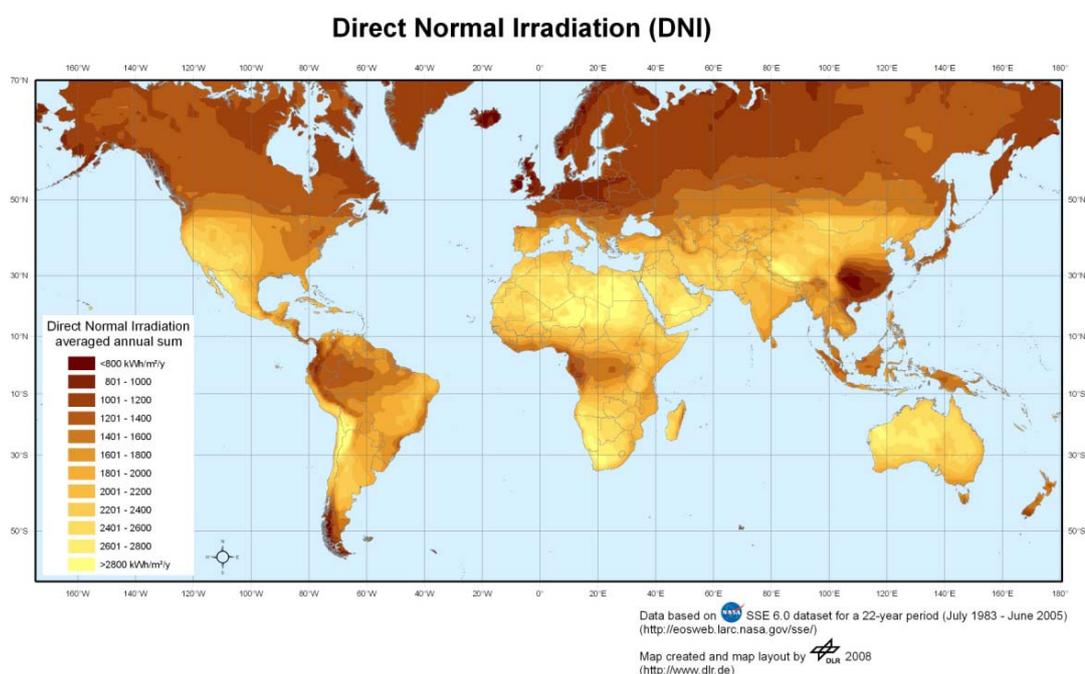
## **2.3 Captadores solares térmicos de concentración**

---

Los captadores solares son elementos en los que la radiación solar incidente es convertida en energía térmica por el efecto fototérmico. Los paneles fotovoltaicos están fuera del alcance de esta tesis por lo que únicamente los captadores solares térmicos serán tomados en consideración.

Existen básicamente dos tipos de captadores solares térmicos: captadores sin concentración y captadores de concentración. Los captadores sin concentración son

elementos que comparten una misma área para interceptar y absorber la irradiancia solar. Los captadores de concentración poseen superficies reflectantes cóncavas para interceptar y enfocar la irradiancia solar en un área receptora de menor tamaño con la finalidad de producir energía térmica a niveles más elevados de temperatura. Los captadores solares sin concentración aprovechan las componentes directa y difusa de la radiación solar. Esta característica compensa el hecho de que las superficies fijas reciben menos energía debido al efecto del ángulo de incidencia. En días despejados la componente difusa de la radiación solar puede representar solamente un 10% de la irradiancia solar directa, mientras que en días nublados la mayor parte de la radiación solar estará representada por la componente difusa.



**Figura 2-7. Zonas geográficas con mayores posibilidades para albergar instalaciones solares de concentración [44].**

Los captadores solares de concentración, debido a su geometría, aprovechan solamente la componente directa de la radiación solar. El uso de estos captadores está limitado a ubicaciones geográficas dentro de la zona conocida como “*Cinturón del Sol de la Tierra*”, ya que en esta zona la irradiación solar directa (DNI) supera un promedio de  $2000 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{año}^{-1}$  [44]. En la Figura 2-7 se muestra una imagen del potencial solar en el mundo en términos de la irradiación solar directa, donde las zonas con tonalidades más clara presentan las mejores condiciones para la implementación de plantas solares con captadores de concentración.

## 2.3.1 Clasificación de los captadores en función de la relación de concentración

La concentración o relación de concentración ( $C$ ) está definida como la relación del área de la superficie que intercepta la radiación (área de apertura)  $A_A$  y el área de la superficie que absorbe la radiación (área receptora)  $A_R$ .

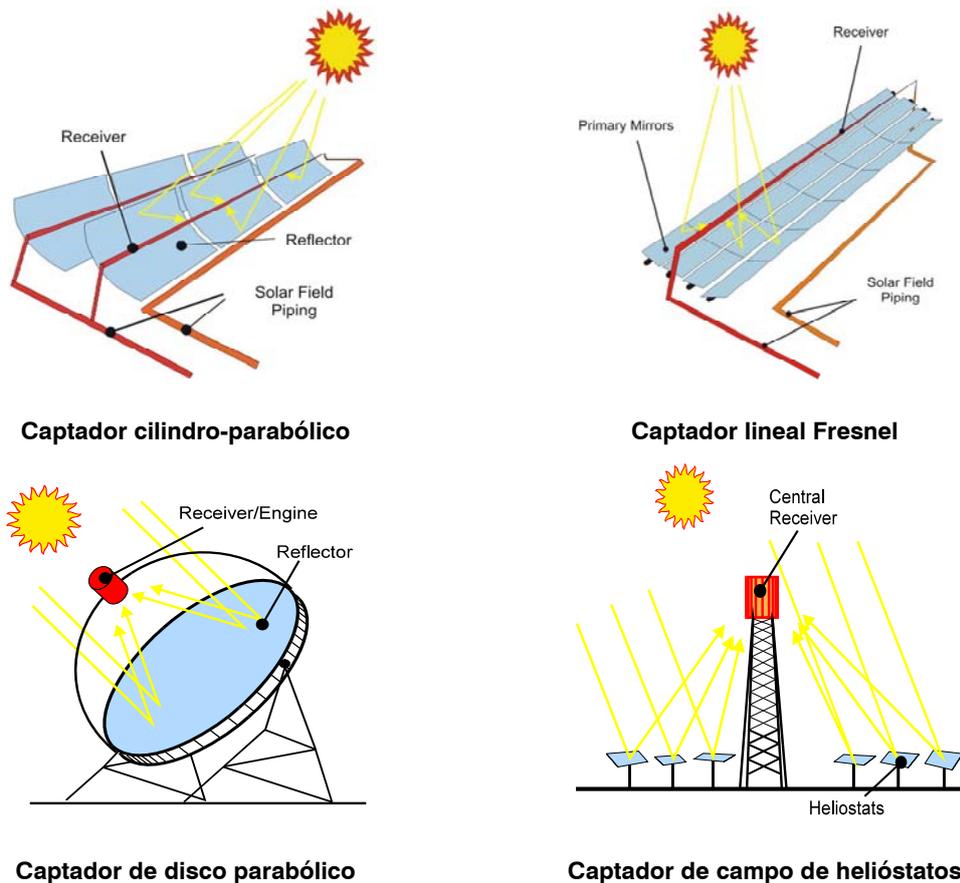
$$C = \frac{A_A}{A_R} \quad (2-16)$$

Dependiendo del tipo de captador solar, el área receptora puede ser un plano, una superficie tubular o un punto. En la Tabla 2-2 se presenta una clasificación de los captadores solares en base a la relación de concentración  $C$ . Se observa que los captadores solares con una relación de concentración igual a 1 alcanzan temperaturas de trabajo inferiores a 120°C debido principalmente a que las pérdidas térmicas están relacionadas con el tamaño del área receptora. Una manera para disminuir las pérdidas térmicas en los captadores solares, y por tanto, incrementar la temperatura de trabajo, consiste en reducir la relación entre el área receptora y el área de apertura o lo que es igual, incrementar la relación de concentración.

**Tabla 2-2. Clasificación de captadores solares en base a la relación de concentración.**

Relación de concentración	Temperatura de trabajo [ °C ]	Movimiento	Tipo de receptor	Tipo de captador
1	40 – 80	Estacionario	Plano	Captador de placa plana (FPC)
	70 – 120			Captador de tubos de vacío (ETC)
1 – 10	60 – 200	Seguimiento solar un eje	Tubular	Captador parabólico compuesto (CPC)
10 – 15	60 – 300			Captador lineal Fresnel (LFC)
10 – 40	50 – 300			Captador cilindro parabólico (PTC)
15 – 45	50 – 400			
100 – 1000	150 – 1500	Seguimiento solar dos ejes	Punto	Reflector de disco parabólico (PDR)
150 – 1500	300 – 2000			Captador de campo de helióstatos (HFC)
Fuentes varias: Kalogirou [45], IEA-SHC Task 33 [46], Barlev [47], Braun [48]				

En la Figura 2-8 se presentan algunos de los captadores solares de concentraci3n con seguimiento en uno y dos ejes. En el caso de los captadores cilindro-parab3licos y lineal Fresnel el 3rea receptora es de tipo tubular, mientras que en los captadores de disco parab3lico y campo de heli3statos, el 3rea receptora se encuentra reducida a un punto. Es por este 3ltimo aspecto que este tipo de captadores pueden alcanzar temperaturas de trabajo superiores a 1000°C.



**Figura 2-8. Captadores solares de concentraci3n con seguimiento en uno y dos ejes.**

En base a esta clasificaci3n se puede seleccionar la tecnologa solar m3s adecuada a las necesidades buscadas. Los captadores con una relaci3n de concentraci3n igual a 1 est3n destinados principalmente a la producci3n de agua caliente sanitaria y para el uso de procesos industriales de baja temperatura. En este grupo los captadores de placa plana y los de tubos de vaci3o se utilizan por lo general en sistemas de climatizaci3n donde las enfriadoras de absorci3n y adsorci3n requieren temperaturas de activaci3n inferiores a 100°C [9, 10, 12, 49].

Para las relaciones de concentración con valores inferiores a 100, se pueden encontrar aplicaciones que van desde la producción de frío solar para la climatización de edificios, producción de frío y calor para procesos industriales [50-52], y para la generación de electricidad en plantas solares termoeléctricas [47]. Los captadores solares de concentración, a diferencia de los captadores de placa plana, utilizan un sistema de seguimiento que permite enfocar la radiación solar directa en el receptor para que coincida el rayo solar con el plano central del captador. Este sistema de seguimiento permite mantener constante la relación de concentración mientras exista suficiente radiación solar directa. Los captadores solares de concentración con seguimiento en un eje (PTC y LFC) pueden ser orientados de acuerdo a los modos explicados en la sección 2.2.3 pero la orientación Norte-Sur es la más utilizada en plantas solares termoeléctricas con captadores cilindro-parabólicos ya que ésta permite maximizar la producción anual de energía a lo largo del año [53]. La orientación también podría verse influenciada por las dimensiones del espacio destinado al campo de captadores y a la influencia de los alrededores. En este caso es necesario analizar la producción anual de energía y seleccionar la orientación con mayor producción de energía.

El grupo de captadores con una relación de concentración superior a 100 produce altas temperaturas de trabajo lo que es muy conveniente para la producción de vapor y la generación de electricidad. Este tipo de tecnología es la más reciente en cuanto a sistemas de concentración, existiendo ya algunas instalaciones comerciales [48].

### **2.3.2 Norma Europea EN 12975**

Existen varias normas para definir el comportamiento térmico de los captadores solares mediante ensayos o pruebas. Una de estas normas es la Norma Europea EN 12975:2006 [54]. Su primera parte (EN 12975-1) especifica los requisitos de durabilidad (incluyendo resistencia mecánica), fiabilidad y seguridad de los captadores solares para calentamiento de líquido. La segunda parte de esta norma (EN 12975-2), especifica los métodos de ensayo para la validación de los requisitos de durabilidad, fiabilidad y seguridad de los captadores para calentamiento de líquido que se especifican en EN 12975-1.

La norma presenta tres métodos de ensayos para captadores solares, siendo el ensayo de rendimiento térmico en condiciones cuasi-dinámicas el método que puede ser aplicado a los captadores solares de concentración. Este método es aplicable a la mayoría de los diseños de captador de concentración, desde los captadores parabólicos compuestos hasta diseños de alta concentración con seguimiento.

El modelo de captador utilizado en la norma EN 12975-2 considera la dependencia de la radiación directa y difusa, la velocidad del viento, la temperatura del cielo, los efectos del ángulo de incidencia y la capacidad térmica efectiva. La potencia térmica extraída en un captador por metro cuadrado del área de referencia usada, puede calcularse con la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} \dot{Q}/A = & F'(\tau\alpha)_{en} \cdot (K_{\theta b}(\theta) \cdot G_b + K_{\theta d} \cdot G_d) - c_1 \cdot (t_m - t_a) - c_2 \cdot (t_m - t_a)^2 \\ & - c_6 \cdot u \cdot G^* - c_3 \cdot u \cdot (t_m - t_a) + c_4 \cdot (E_L - \sigma \cdot T_a^4) - c_5 \cdot dt_m/dt \end{aligned} \quad (2-17)$$

En esta ecuación el primer término incluye la suma del coeficiente de eficiencia óptica para radiación directa y radiación difusa  $F'(\tau\alpha)_{en} \cdot (K_{\theta b}(\theta) \cdot G_b + K_{\theta d} \cdot G_d)$ . Este término incluye el coeficiente de eficiencia óptica del captador  $F'(\tau\alpha)_{en}$  que multiplica a la sumatoria de la radiación directa  $G_b$  y difusa  $G_d$ , donde ambas componentes son modificadas por sus correspondientes modificadores del ángulo de incidencia ( $K_{\theta b}(\theta)$  y  $K_{\theta d}$ ).

El modificador del ángulo de incidencia  $K_{\theta b}$  es utilizado para cuantificar la influencia del ángulo de incidencia, tanto en las pérdidas ópticas como geométricas, al considerar las pérdidas que ocurren para un ángulo de incidencia mayor que cero y que no están incluidas en la eficiencia óptica pico. El modificador de la componente directa  $K_{\theta b}$  se expresa en función del ángulo de incidencia  $\theta$ , mientras que el modificador de la componente difusa  $K_{\theta d}$  es un término constante.

Las pérdidas térmicas están modelizadas mediante un polinomio de segundo orden  $-(c_1 \cdot (t_m - t_a) + c_2 \cdot (t_m - t_a)^2)$ . Los coeficientes  $c_1$  y  $c_2$  están relacionados directamente a las pérdidas de calor debidas a la diferencia de temperaturas entre el fluido térmico (temperatura media  $t_m$ ) y el medio ambiente  $t_a$ .

La influencia de la velocidad del viento  $u$  en el captador está modelizada por dos términos correctores. El primer término  $-c_6 \cdot u \cdot G^*$  considera la dependencia del viento en la eficiencia óptica del captador, donde  $G^*$  es la irradiación solar global. El segundo término  $-c_3 \cdot u \cdot (t_m - t_a)$  modeliza la dependencia de la velocidad del viento sobre las pérdidas térmicas.

El término  $c_4 \cdot (E_L - \sigma \cdot T_a^4)$  considera la dependencia de la irradiancia de alta longitud de onda  $E_L$  de las pérdidas de calor, donde  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann y  $T_a$  es la temperatura ambiente en unidades absolutas.

La capacidad térmica del captador es un parámetro importante que determina el rendimiento transitorio, este efecto se modeliza mediante el último término  $c_5 \cdot dt_m/dt$ .

En el caso de los captadores de concentración la ecuación (2-17) se reduce a una expresión en función del rendimiento óptico, de las pérdidas térmicas y de la capacidad térmica pero manteniendo las condiciones cuasi-dinámicas [55, 56]. La ecuación tiene la siguiente forma:

$$\dot{Q}/A = F'(\tau\alpha)_{en} \cdot (K_{\theta b}(\theta) \cdot G_b + K_{\theta d} \cdot G_d) - c_1 \cdot (t_m - t_a) - c_2 \cdot (t_m - t_a)^2 - c_5 \cdot dt_m/dt$$

(2-18)

En la Figura 2-9 se ha representado la variación del rendimiento de cuatro captadores solares en función de la diferencia de temperatura media del fluido y la temperatura ambiente. Se ha asumido que el valor de la irradiancia directa es igual a  $800 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$  mientras que la difusa es igual a  $200 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ , y un modelo estático donde el término  $c_5$  es cero. Se observa que el rendimiento pico de los captadores parabólicos compuesto (CPC), tubos de vacío (ETC) y de placa plana (FPC) es superior al rendimiento pico del captador cilindro parabólico (PTC). A medida que la diferencia de temperaturas  $\Delta T$  aumenta, las pérdidas de calor se incrementan en los captadores sin seguimiento y por tanto, el rendimiento de estos captadores disminuye de manera más pronunciada que el captador cilindro-parabólico. De hecho, el captador cilindro-parabólico está diseñado específicamente para trabajar con valores de  $\Delta T$  elevados, lo que resulta en un rendimiento de 0.60 cuando el valor de  $\Delta t$  alcanza los  $150^\circ\text{C}$ .

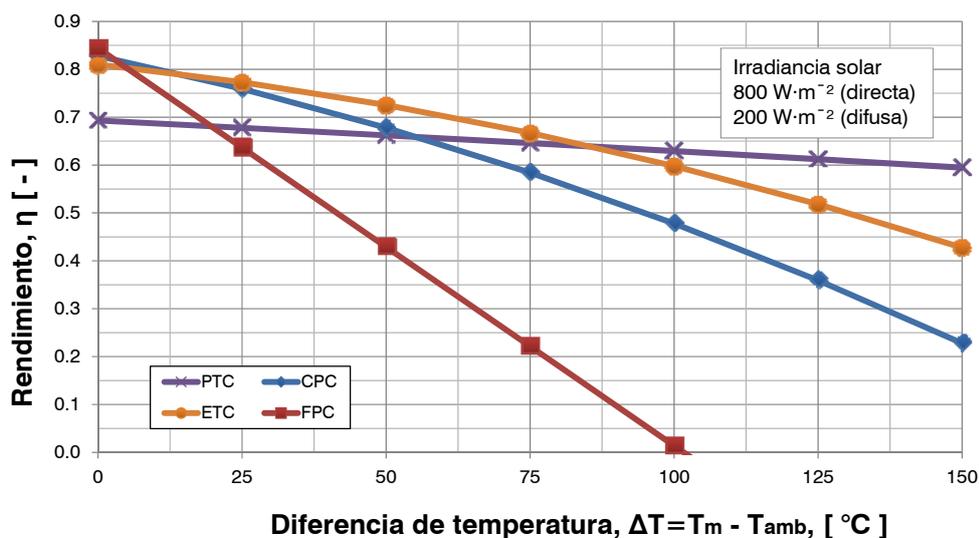


Figura 2-9. Curvas de rendimientos para diferentes clases de captadores solares en función de la diferencia de temperaturas ΔT [50].

### 2.3.3 Captador cilindro-parabólico

Los captadores cilindro-parabólicos (PTC) han experimentado un gran desarrollo desde su primer uso práctico en 1870 cuando el ingeniero sueco John Ericsson diseñó y construyó un captador solar cóncavo para producir vapor y poner en marcha un motor de 373 W. En el año 1912 el ingeniero estadounidense Frank Shuman construyó una planta de irrigación en el Cairo. Esta planta consistía en un motor térmico, con una potencia mecánica de 75 kW, el cual estaba accionado por un sistema de captadores cilindro-parabólicos. Los captadores solares estaban dotados de un sistema de seguimiento solar para aprovechar al máximo la radiación solar. Aunque Shuman logró que su invención fuera conocida, su trabajo no pudo continuar debido al inicio de la Primera Guerra Mundial y al bajo precio del petróleo en aquella época [57].

Durante casi 60 años no hubo interés en la tecnología de concentración solar hasta que la crisis del petróleo de los años 1970 incentivó a buscar alternativas energéticas al petróleo. Los primeros captadores cilindro-parabólicos comerciales fueron diseñados por el laboratorio Sandia National Laboratories y la empresa Honeywell International Inc. a mediados de los años setenta. Estos captadores estuvieron diseñados para alcanzar temperaturas operativas inferiores a 250°C. En los años ochenta empresas como Accurex Solar Corp., Suntec Systems Corp.-Excel Corp.,

General Electric Co., Honeywell Inc., Luz International Ltd., entre otras continuaron a la vanguardia del dise1o de captadores PTC. El uso de estos captadores estuvo destinado principalmente en plantas solares termoel3ctricas y en aplicaciones industriales. Un ejemplo del uso de este tipo de captadores a gran escala se puede encontrar en el Desierto de Mojave (California, EE.UU.) donde se encuentran nueve plantas solares termoel3ctricas con una capacidad total instalada de 354 MW<sub>e</sub> cubriendo un 3rea de terreno de 8.08 km<sup>2</sup> y un 3rea de apertura de 2.13 km<sup>2</sup>. Los captadores utilizados fueron suministrados por la empresa israel3 Luz International Ltd. A nivel europeo el desarrollo de captadores cilindro-parab3lico fue impulsado a partir del a1o 1998 por un consorcio formado por varias compa1as y laboratorios de investigaci3n europeos bajo el proyecto EuroTrough. Los captadores desarrollados en tres versiones se los puede encontrar en instalaciones experimentales como la Plataforma Solar de Almer3a y en plantas solares termoel3ctricas como las del proyecto Andasol (fases 1 y 2) [53].



**Figura 2-10. Captadores cilindro-parab3licos para la producci3n de electricidad [58].**

Los captadores cilindro-parab3licos (Figura 2-10) est3n compuestos por una placa de material reflectante de forma parab3lica y un tubo central, situado a lo largo de la l3nea focal de la parab3lica, que contiene el fluido t3rmico a calentar. El tubo central est3 compuesto por un tubo met3lico colocado en el interior de un tubo de cristal. El tubo met3lico est3 recubierto por un tratamiento selectivo que permite una alta absorci3n en el espectro visible y una baja emiti3n en el espectro infrarrojo, mientras que el tubo de cristal reduce las p3rdidas t3rmicas por convecci3n del tubo met3lico hacia el exterior. Los captadores cilindro-parab3licos pueden calentar el fluido t3rmico a temperaturas de hasta 400°C por lo que su campo de aplicaci3n puede ir desde la

producción de energía eléctrica mediante turbinas de vapor hasta la climatización de edificios mediante equipos de refrigeración de absorción de alta temperatura. Dependiendo del diseño, los captadores cilindro-parabólicos pueden alcanzar rendimientos ópticos pico cercanos a 0.77 [53].

Además de los captadores utilizados en plantas solares termoeléctricas, se han desarrollado captadores de menor tamaño y que cubren temperaturas de trabajo en un rango entre 120 y 250°C, siendo imposible lograr estos niveles de temperatura por los captadores de placas plana o de tubos de vacío. Entre las aplicaciones están la desalación de agua de mar mediante plantas de destilación multi-efecto convencional [59], climatización de edificios mediante enfriadoras de absorción de doble efecto [19], producción calor en forma de agua caliente presurizada o de vapor de agua para procesos industriales [60], sistemas de bombeo de agua e irrigación mediante la activación de máquinas térmicas [61], entre otras.

En los últimos años se han llevado a cabo actividades de investigación y demostración sobre captadores PTC de media temperatura. Uno de esos estudios se encuentra enmarcado dentro del proyecto “Solar Heating and Cooling” de la Agencia Internacional de Energía (IEA) en la tarea Task 33/IV “Solar Heat for Industrial Processes” [62]. En esta tarea se analizaron cinco tipos de captadores cilindro-parabólicos comerciales con áreas de apertura entre 2 m<sup>2</sup> y 37 m<sup>2</sup> para su uso en procesos industriales y para la producción de agua fría mediante enfriadoras de absorción de doble efecto. Algunos de los captadores fueron diseñados para trabajar con agua caliente presurizada y otros con vapor de agua.

Tomando en consideración el rango de temperaturas de trabajo menores a 250°C y los captadores con una apertura menor a 2.50 m se ha creado una tabla con los principales captadores cilindro-parabólicos disponibles comercialmente (Tabla 2-3). Esta tabla muestra el fabricante del captador y los modelos comercializados por cada uno de ellos. También da a conocer el área de apertura, el rango de temperaturas de trabajo para cada captador y el tipo de fluido térmico. Algunos de los captadores incluidos en esta tabla fueron considerados dentro de la tarea Task 33/IV “Solar Heat for Industrial Processes” [46].

**Tabla 2-3. Captadores cilindro-parabólicos comercializados.**

Fabricante	Modelo	Dimensiones [m] (longitud x ancho apertura)	Rango de temperatura de trabajo [ °C ]	Fluido térmico
Abengoa Solar	PT1	6.01 x 2.30	máx. 288	Agua, agua + refrigerante, agua presurizada, aceite térmico
	RMT	3.66 x 1.13	máx. 205	
ABSOLICON	X10 T	6.00 x 1.10	100 - 200	Agua, agua presurizada, aceite térmico
		10.00 x 1.10		
		14.00 x 1.10		
NEP Solar	PolyTrough 1200*	24 x 1.20	máx. 230	Agua presurizada, aceite térmico
Solitem	PTC 1800*	5.00 x 1.80	150 - 250	Agua presurizada, vapor de agua, aceite térmico
Sopogy	SopoFlare	2.44 x 0.76	65 - 120	Agua, agua presurizada
	SopoNova 4.0	3.66 x 1.52	50 - 260	
	SopoNova 4.1	4.10 x 1.63	n.d.	
Soltigua	PTM 12	13.10 x 2.40	máx. 220	Agua, aceite térmico
	PTM 18	19.70 x 2.40		
	PTM 24	26.00 x 2.40		
Trivelliennergia srl	SolarWingEvolution®	8.20 x 1.25	máx. 300	Agua + refrigerante, aceite térmico
IT Collector	IT Collector	2.00 x 0.50	200.	Agua, aceite térmico
(*) Captadores PTC considerados dentro del proyecto Task 33/IV de la Agencia Internacional de la Energía [62].				

La empresa Abengoa Solar fabrica dos tipos de captadores cilindro-parabólicos; el modelo PT1 tiene una estructura robusta por lo que no es recomendada su instalación sobre terrazas de edificios o fábricas. Para cubrir este nicho, el mismo fabricante presenta el modelo RMT que posee dimensiones más reducidas pero manteniendo las propiedades del reflector y del receptor lineal. La estructura del captador está hecha en aluminio y acero mientras que el reflector tiene una superficie de aluminio acrílico. En cuanto al tubo absorbedor, éste está prefabricado en acero, cuenta con una superficie selectiva cromada negra y está protegido por un tubo de cristal tipo Pyrex® para reducir la pérdida de calor. El rendimiento óptico pico para estos dos captadores es de 0.7625 [63]. Estos captadores se han aplicado en

instalaciones para la producción de frío y calor en universidades y bases militares, en redes de distrito de calor y en aplicaciones industriales [64].

La empresa sueca Absolicon Solar Concentrator AB presenta tres versiones de su captador cilindro-parabólico. El captador está cubierto por un cristal templado de bajo contenido en hierro que protege al reflector y al receptor. El reflector parabólico está construido en acero y cubierto de una lámina plástica reflectante color plata con una reflectancia del 90%. El receptor tiene forma triangular, está construido en aluminio y recubierto de un material altamente selectivo. El rendimiento óptico pico en el modelo más pequeño es de 0.479 mientras que los dos modelos restantes alcanzan un valor de 0.548. Estos captadores también están disponibles en la versión híbrida, es decir que además de la producción de energía térmica pueden contar con celdas fotovoltaicas para la producción de electricidad [65]. En el sur de España existen algunos sistemas instalados principalmente para proporcionar agua caliente sanitaria, calefacción, frío, climatización de piscinas y producción de energía eléctrica [66].

El captador Polytrough 1200 fue diseñado por la empresa australiana New Energy Partners Pty Ltd. (NEP) con la colaboración de Australia's Commonwealth Scientific and Industrial Research Organisation (CSIRO). Este captador está compuesto de 12 paneles altamente reflectantes de aluminio, y un tubo receptor de acero inoxidable (tipo 1.4307) con un acabado tipo espejo y protegido por un tubo externo de cristal de borosilicato. La estructura del captador es del tipo sándwich, compuesta de aluminio y polímeros, lo que permite una estructura más liviana y evita cualquier deformación bajo cargas de viento. El rendimiento térmico promedio para esta captador, de acuerdo a los ensayos realizados, es de 0.55 en un rango de operación entre 120°C a 200°C y una irradiancia normal directa de 1000 W·m<sup>-2</sup>. Estos captadores han sido utilizados principalmente en procesos industriales (Suiza), en la climatización de edificios (Australia) y en una planta desalinizadora en el sur de España [67].

El captador PTC1800 lo comercializa la empresa Solitem (Turquía). El captador está formado por una estructura de aluminio, una superficie reflectora con un revestimiento de aluminio de 0.5 mm, un tubo receptor de acero inoxidable con revestimiento selectivo y una protección tubular de cristal con superficie anti-reflexiva [19]. Este captador ha sido instalado para aplicaciones relacionadas con la producción de agua

fría para la climatización de edificios y para la producción de vapor. En ambas situaciones se logró un rendimiento promedio de 0.60 para el captador [68].

La empresa estadounidense Sopogy MicroCSP ofrece tres modelos de captadores cilindro-parabólicos. El modelo más pequeño (SopoFlare) con un peso de tan solo 11.3 kg y un área menor a 2 m<sup>2</sup> es ideal para colocarlo sobre las terrazas de edificios. Los otros dos modelos (SopoNova 4.0 y SopoNova 4.1) están destinados al uso en aplicaciones industriales y en plantas solares termoeléctricas. Los tres diseños cuentan con una estructura en aluminio, una superficie reflectora y un tubo central de acero inoxidable del tipo 304 SS con recubrimiento selectivo y una protección de cristal para evitar pérdidas de calor [69].



**Figura 2-11. Captador cilindro-parabólico SopoNova 4.1 de Sopogy [69].**

La sociedad italiana Soltigua<sup>™</sup> Concentrating Solutions construye y comercializa un captador cilindro-parabólico llamado PTM. Este captador está disponible en tres formatos de distintas longitudes para aplicaciones industriales, redes de distrito de frío y calor, climatización de edificios, etc. La superficie reflectora está construida de placas de aluminio con un acabado altamente reflectante, mientras que como receptor central se utiliza un tubo reflector de acero con recubrimiento selectivo [70].

La sociedad italiana Trivelliennergia srl construye y comercializa el captador SolarWing Evolution®. Este captador está formado por una estructura de aluminio que sostiene a paneles de aluminio, con una reflectancia de 93%, instalados sobre una estructura parabólica de policarbonato extruido. El tubo receptor está construido con acero inoxidable (AISI 304 o AISI 316L) con recubrimiento selectivo y con un sistema

protector de cristal de borosilicato, el cual puede estar asilado por aire o por vacío [71].

El captador alemán IT.Collect está diseñado principalmente para ser instalado sobre techos inclinados gracias a su reducida área y peso (14.5 kg). Este captador emplea un revestimiento reflectante MICRO-SUN® con una reflectancia del 94% y una cobertura transparente de acrílico (transmitancia del 97%) que protege al tubo receptor. El fabricante afirma que este captador puede aprovechar la radiación solar en latitudes nórdicas [72].

Existen otros modelos de captadores PTC que se comercializan de manera conjunta con máquinas de absorción. Dentro de este grupo se puede encontrar a la empresa china BROAD conocida principalmente por la fabricación de enfriadoras de absorción de agua-bromuro de litio. Esta empresa comercializa el captador cilindro-parabólico BJ16A (5.80 m x 2.30 m) para producir de agua caliente presurizada (180°C) y accionar una enfriadora de absorción de doble efecto (BROAD BTC) [73]. La empresa china Vicot Solar Air Conditioning Co., Ltd. comercializa una enfriadora de absorción de ciclo GAX con un sistema de captadores PTC. Estos captadores están diseñados para trabajar hasta temperaturas de 300°C [74]. El año pasado el fabricante japonés Hitachi anunció la comercialización de un sistema de aire acondicionado solar compuesto de captadores cilindro-parabólicos y un refrigerador por absorción activado por vapor de agua [75].

El gran interés en los captadores solares de concentración ha dado origen a una serie de nuevos desarrollos en este campo. En la Tabla 2-4 se presentan algunos de los captadores cilindro-parabólicos en fase de prototipo junto a la institución investigadora. Se incluyen las dimensiones, el rango de temperatura de trabajo y el fluido térmico utilizado. Algunos de estos captadores han sido objeto de estudios en el proyecto Task 33/IV “Solar Heat for Industrial Processes” [62].

**Tabla 2-4. Captadores cilindro-parabólicos en fase de estudio.**

Instituto investigador	Modelo	Dimensiones [m] (longitud x ancho apertura)	Rango de temperatura de trabajo [ °C ]	Fluido térmico
Austrian Institute for Sustainable Technologies (AEE INTEC) / Button Energy Energiesystem GmbH	Parasol *	4.00 x 0.5	140 - 200	Agua presurizada, vapor de agua
CIEMAT – Plataforma Solar de Almería	CAPSOL-01 CAPSOL-02	2.00 X 1.00	máx. 250	Agua presurizada, aceite térmico
Solar-Institut Jülich (SIJ) / Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt (DLR)	PTC 1000 *	2.00 x 1.00	120 - 200	Agua
Centre for Sustainable Energy Systems – The Australian National University	CHAPS (Combined Heat and Power Solar collector) *	24.00 x 1.55	80 - 150	Agua, agua más refrigerante
(*) Captadores PTC considerados dentro del proyecto Task 33/IV de la Agencia Internacional de la Energía.				

El instituto austriaco AEE INTEC junto a la empresa Button Energy desarrollaron un prototipo de captador PTC para uso en aplicaciones industriales y en sistemas de climatización solar. La parábola de este captador, construida en cristal mediante un proceso de termoformado, resultó poco competitiva debido al elevado coste de fabricación. Se construyó un segundo prototipo utilizando planchas de aluminio para dar forma a la parábola, se reemplazó el cristal protector de la parábola por un cristal de bajo contenido en hierro y se incrementó el diámetro del tubo receptor de 8 mm a 12 mm. En los ensayos realizados se alcanzaron rendimientos ópticos cercanos a 0.65 [76].

El proyecto CAPSOL estuvo dirigido al diseño, construcción y ensayo de un captador PTC de pequeño tamaño para alcanzar temperaturas de 250°C. En el primero prototipo (CAPSOL-01), la superficie reflectante estaba formada por una lámina de aluminio de espesor 0.5 mm con un recubrimiento especial (MIROSUN®). El tubo receptor era de acero inoxidable con recubrimiento selectivo y una cubierta de cristal protegía a la parábola interna y al receptor [77]. El segundo prototipo (CAPSOL-02)

mantuvo las dimensiones del primero pero con ciertas mejoras con respecto al anterior. Los materiales para su construcción fueron reemplazados por unos materiales más livianos y por tanto, su coste se redujo. Se realizó un estudio fotogramétrico con el que se mejoró el factor de concentración del captador. En el segundo prototipo se obtuvo un rendimiento óptico pico de  $0.64 \pm 0.05$  frente a un rendimiento de  $0.63 \pm 0.03$  en el primer prototipo [78].

El prototipo PTC-1000 fue desarrollado por dos instituciones alemanas de investigación: Solar-Institut Jülich y el DLR. Este captador gira sobre el mismo eje en el que concentra la radiación solar. La superficie reflectante está formada por espejos Alanod 4200 Mirosilver 2, el tubo absorbedor es del tipo Sydeny, y en ensayos alcanzó un rendimiento óptico de 0.70 [62].

Existen también captadores parabólicos híbridos en que se produce electricidad y calor al mismo tiempo. Su funcionamiento se debe a la concentración de radiación solar sobre células fotovoltaicas colocadas en el receptor. Dentro de este grupo se encuentra el captador CHAPS [62] y el captador Absolicon X10 T modificado [65].

Todos estos captadores se basan en el principio de concentrar la radiación solar en un receptor fijo a través de un reflector parabólico con un sistema de seguimiento solar. También existen captadores solares térmicos en los que la radiación solar directa se refleja en una superficie estática para luego ser concentrada en un receptor central móvil. Un ejemplo de este tipo de captadores es el captador fabricado por la empresa española Tecnología Solar Concentradora S.L. [79]. Este captador ocupa un área bruta de  $43.7 \text{ m}^2$  en la cual el área receptora está compuesto por 32 tubos de vacío montados sobre una estructura móvil. De acuerdo al fabricante, este captador solar puede alcanzar temperaturas de trabajo en un rango de  $90^\circ\text{C}$  a  $200^\circ\text{C}$  mientras su eficiencia óptica aproximada es igual a 0.718.

### **2.3.4 Captador lineal Fresnel**

El captador lineal Fresnel (LFC) tiene un principio de funcionamiento similar al de los captadores cilindro-parabólicos con la diferencia de que su rendimiento se reduce debido a la forma plana o casi plana de sus espejos reflectores. El área de captación

parabólica se descompone en varias superficies reflectantes (espejos planos o ligeramente curvados), las cuales se orientan con respecto al movimiento del sol de manera independiente, reflejando la radiación solar directa a un receptor lineal estático colocado a una altura específica sobre el área de captación. El receptor lineal puede estar compuesto por uno o varios tubos metálicos recubiertos de un tratamiento selectivo o de un receptor similar al utilizado en los captadores cilindro-parabólicos junto a un segundo sistema de reflexión para aprovechar al máximo la radiación reflejada del primer sistema de reflexión y dirigirla al receptor lineal (Figura 2-12).



**Figura 2-12. Captadores lineales Fresnel en una planta solar termoeléctrica [80].**

Este sistema de captación fue propuesto por primera vez en la década de los años 60 por el ingeniero italiano Giovanni Francia que en el año 1963 diseñó y construyó el primero prototipo de captador lineal Fresnel en la ciudad de Génova. Un año más tarde, con el auspicio del Consejo Nacional de Investigación francés y otras instituciones, Francia trasladó el prototipo a la ciudad de Marsella para realizar ensayos. Este prototipo tenía un área aproximada de  $65 \text{ m}^2$  y estaba compuesto de siete espejos dotados de movimiento propio que concentraban la radiación solar en un generador lineal colocado a una altura de 8 metros. La planta generaba  $38 \text{ kg}\cdot\text{hr}^{-1}$  de vapor a una presión de 100 atmósferas y una temperatura de  $450^\circ\text{C}$ . De acuerdo al diseño de Francia, esta planta debía generar aproximadamente 67200 kWh por año [81].

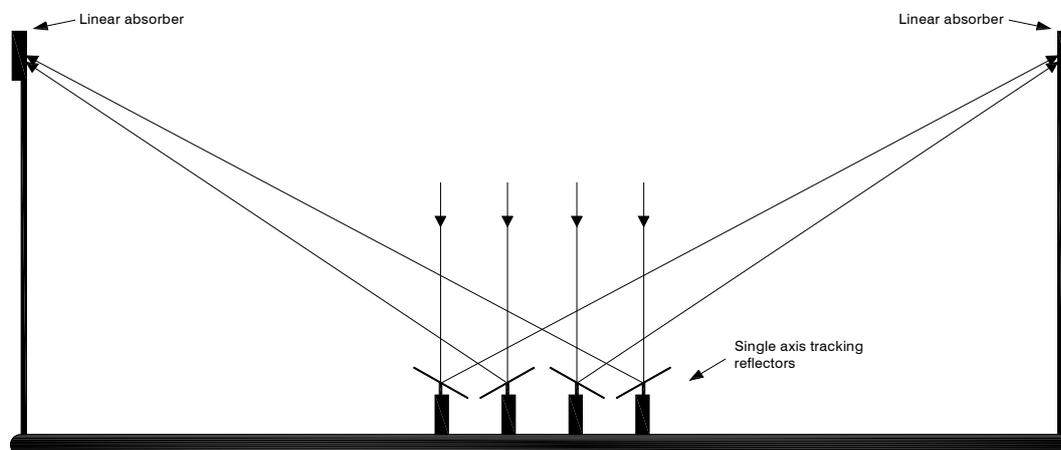
Las Investigaciones posteriores al trabajo de Francia estuvieron enfocadas a la producción de electricidad; así en el año 1979 la empresa FMC Corporation diseñó plantas de 10 MW<sub>e</sub> y 100 MW<sub>e</sub> para el Departamento de Energía de los Estados Unidos pero debido a falta de fondos no pudo llegar a su fase constructiva. El diseño proponía la construcción de un captador lineal con una longitud de 1.68 km y un receptor colocado a una altura de 61 m [82].

En los años 90 la compañía israelita Paz construyó un captador lineal Fresnel con dos sistemas de concentración. El primero estaba compuesto por cinco filas de espejos (730 m<sup>2</sup>) los cuales tenían una ligera curvatura para mejorar la concentración solar. Cada espejo tenía una apertura de 0.80 m. Los espejos estaban alineados en un eje Norte-Sur para poder seguir la trayectoria del Sol de Este a Oeste. El receptor estaba colocado a una altura de 2.20 m sobre los espejos principales. Para aprovechar de mejor manera la concentración sobre el tubo receptor se construyó un segundo concentrador similar al que se utiliza en los captadores CPC. El tubo receptor tenía un recubrimiento especial y estaba colocado concéntricamente dentro de un tubo de cristal. El objetivo de esta captador era producir vapor saturado a una temperatura de 150°C [83].

Existen dos aspectos que son analizados cuidadosamente en la óptica de este tipo de captadores: el sombreado y el bloqueo. El sombreado sucede cuando la irradiancia directa no logra llegar a un espejo debido a que éste se encuentra en la sombra de otro espejo. El bloqueo sucede cuando la radiación reflejada por un espejo no logra alcanzar al receptor o absorbedor debido a que ésta es interceptada por la parte trasera de otro espejo. Para evitar estos dos problemas la torre receptora puede estar colocada a una altura mayor mientras que el espacio entre espejos también puede ser aumentado, aunque la primera solución puede representar un coste adicional [82].

En el año 2000 fue propuesto un sistema con doble torre receptora, una colocada en cada extremos del campo solar [82]. Este nuevo sistema llamado Captador Fresnel Lineal Compacto (CLFR) permite reducir el efecto de bloqueo entre espejos y sus inventores afirmaron que lograría la mejor relación área utilizada/potencia generada (1.6 ha·MW<sup>-1</sup>) entre todas las tecnologías solares térmicas [84]. El uso de dos torres

receptoras, propuesto en este captador, mejora el rendimiento del captador pero puede significar un coste adicional. En la Figura 2-13 se presenta un esquema de un captador Fresnel Lineal Compacto.



**Figura 2-13. Esquema de un captador Fresnel Lineal Compacto (CLFR)[82].**

Los captadores lineales Fresnel tambi3n han sido considerados dentro del proyecto "Solar Heating and Cooling" de la Agencia Internacional de Energ3a (IEA) en la tarea Task 33/IV "Solar Heat for Industrial Processes". El uso de estos captadores para la producci3n de calor a temperaturas menores a 250°C tambi3n representa una interesante alternativa en procesos industriales. Este tipo de captador puede ser instalado sobre el tejado de edificios debido a su peso liviano y baja resistencia al viento. Dentro de este proyecto se analiz3 un solo modelo de captador lineal Fresnel. Las ventajas de estos captadores sobre los captadores cilindro-parab3licos se ven reflejadas en los costes de inversi3n y operaci3n, en un mejor aprovechamiento del 3rea utilizada y en la simplicidad del sistema de orientaci3n con respecto al de los captadores cilindro-parab3licos [85].

Tomando en cuenta el l3mite de temperatura de 250°C (adecuado para aplicaciones industriales y climatizaci3n solar) se ha elaborado una tabla con los principales captadores lineales Fresnel disponibles en el mercado (Tabla 2-5). En la Tabla 2-5 se muestra el fabricante del captador y los modelos comercializados por cada uno de ellos. Dependiendo de los requerimientos de cada instalaci3n, el 3rea de captaci3n puede variar y estar compuesta de uno o varios m3dulos de captadores, por lo que en esta tabla se presentan las dimensiones de un 3nico m3dulo. Tambi3n se indica el rango de temperaturas y presiones de trabajo y el tipo de fluido t3rmico utilizado.

Algunos de los captadores incluidos en esta tabla fueron considerados dentro de la tarea Task 33/IV “Solar Heat for Industrial Processes” [62].

**Tabla 2-5. Captadores lineales Fresnel comercializados**

Fabricante	Modelo	Dimensiones de un módulo [ m ] (longitud x ancho)	Rango de trabajo	Fluido térmico
Chromasun	MCT-HT-001	3.39 x 1.23	200°C / 40 bar	Agua presurizada Aceite térmico
Industrial Solar GmbH	LF-11*	4.06 x 7.50	200°C / 16 bar 400°C 250°C / 40 bar	Agua presurizada Aceite térmico Vapor de agua
HelioDynamics	HD10	6.00 x 4.00	120°C	Agua presurizada
	HD16	6.60 x 6.00	182°C / 3 bar 235°C / 6 bar 180°C / 9 bar	Agua presurizada Aceite térmico Vapor de agua
Soltigua	FTM 18	19.30 x 5.24	110°C 250°C / 8 bar	Agua presurizada Aceite térmico
	FTM 24	25.56 x 5.24		
	FTM 30	31.82 x 5.24		
	FTM 36	38.08 x 5.24		
(*) Captadores LFC fueron considerados dentro de la tarea Task 33/IV				

La empresa estadounidense-australiana Chromasun, Inc. construye y comercializa el captador MCT, considerado el captador lineal Fresnel más pequeño disponible en el mercado. Este captador tiene la peculiaridad de que el sistema completo de espejos y el receptor se encuentran dentro de una estructura de aluminio y una cubierta transparente. Los espejos poseen un sistema de seguimiento solar para concentrar la radiación solar directa en un receptor estacionario. Este receptor está compuesto de dos tubos de acero inoxidable de 16 mm de diámetro conectados en serie. Cada receptor tiene un segundo reflector para mejorar la captación de la radiación solar directa. La forma de este captador se asemeja a un captador de placa plana, lo que permite que pueda ser instalado fácilmente sobre superficies inclinadas. El captador MCT presenta un rendimiento superior a 0.50 para un rango de temperaturas entre 120°C y 200°C. La producción de energía térmica es de 2.2 kW si se considera una irradiancia normal directa de 1000 W·m<sup>-2</sup> [86].



**Figura 2-14. Captador lineal Fresnel MCT de Chromasun [86].**

La empresa alemana Industrial Solar (ex Mirroxx) comercializa desde el a1o 2005 el modelo LF-11. El m3dulo consiste en once filas de espejos que ocupan una superficie de 30.5 m<sup>2</sup> y que concentran la radiaci3n solar directa en un tubo receptor ubicado a una altura de 4.5 m. El fabricante recomienda una instalaci3n m3nima compuesta de ocho m3dulos, es decir un 3rea total de 244 m<sup>2</sup>. Este captador cuenta con un segundo espejo concentrador ubicado sobre el tubo receptor para mejor el rendimiento del sistema [87]. El tubo receptor est3 fabricado por la empresa alemana SCHOTT AG. El tubo receptor SCHOTT PTR®70 incorpora un recubrimiento anti-reflectante, que es resistente a la abrasi3n y, al mismo tiempo, deja pasar m3s del 96% de la radiaci3n solar. Este recubrimiento presenta un grado de absorpci3n cercano al 95% y emite un 10% de radiaci3n t3rmica a temperaturas de 400°C [88]. Este captador puede producir una potencia 3til de 562 W·m<sup>-2</sup> y debido a su estructura y forma puede ser instalado sobre las terrazas de edificios o instalaciones industriales.



**Figura 2-15. Captador lineal Fresnel LF-11 de Industrial Solar GmbH [87].**

La empresa estadounidense Heliodynamics Inc. produce dos tipos de captadores lineales Fresnel, el modelo HD10 y el modelo HD16. El modelo HD10 está diseñado para emplazamientos con espacio reducido y debido a su diseño, puede ser instalado tanto en dirección Norte-Sur como Este-Oeste. Está compuesto de cuatro filas de espejos y un receptor lateral colocado a una altura de 2.70 m, donde cada módulo puede producir una potencia de 8 kW. El modelo HD16 está compuesto de 6 filas de espejos y un receptor central ubicado a una altura de 3.70 m. El diseño de esta captador lo hace propicio para ser instalado solamente en dirección Norte-Sur. La potencia máxima que puede entregar este captador es de 11 kW por módulo. Los dos modelos cuentan con un segundo espejo concentrador que permite aprovechar la radiación directa del sol [89].

La sociedad italiana Soltigua™ tiene dentro de sus productos de concentración solar un captador lineal Fresnel en cuatro formatos disponible. Los espejos concentradores están formados por láminas de aluminio pulido de alta reflectancia; el tubo receptor está fabricado en acero inoxidable con recubrimiento selectivo para mejorar la absorción de la radiación directa. Cuenta además con un segundo espejo reflector colocado junto al tubo receptor a una altura de 5.24 m [70]. El rendimiento térmico del captador puede alcanzar valores cercanos a 0.52 en condiciones de radiación directa normal igual a  $900 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ , temperatura ambiente de  $30^\circ\text{C}$ , temperatura de entrada del fluido igual a  $165^\circ\text{C}$  y un salto térmico de  $15^\circ\text{C}$  [90].

En cuanto a prototipos de captadores lineales Fresnel se ha encontrado muy pocas referencias, algunas de ellas son mejoras de los captadores aquí descritos mientras que otras son prototipos desarrollados en centros de investigación. El captador MCT de Chromasun ha sido modificado para producir energía eléctrica con la incorporación de celdas fotovoltaicas en el receptor. Del análisis se obtuvo que el captador alcanzó una potencia eléctrica máxima de 305 W y una potencia térmica de 1580 W [91]. El laboratorio RAPSODEE de l'Ecole des Mines d'Albi en Francia posee un prototipo de captador Fresnel con una superficie de espejos igual a  $3 \text{ m}^2$ , además cuenta con un segundo sistema reflector tipo CPC que permite enfocar la radiación normal directa hacia un tubo receptor de 0.10 m de diámetro. Este captador se ha utilizado para realizar ensayos a temperaturas menores a  $100^\circ\text{C}$  y se pretende ampliar

el captador a una superficie de 9 m<sup>2</sup> e investigar la posibilidad de trabajar con aire caliente en un receptor diseñado para este nuevo fluido [92].

Una vez revisados todos los captadores de concentración disponibles en el mercado, es necesario realizar una modelización del captador. A continuación se revisan algunos programas informáticos de simulación que permiten modelizar los captadores solares de concentración.

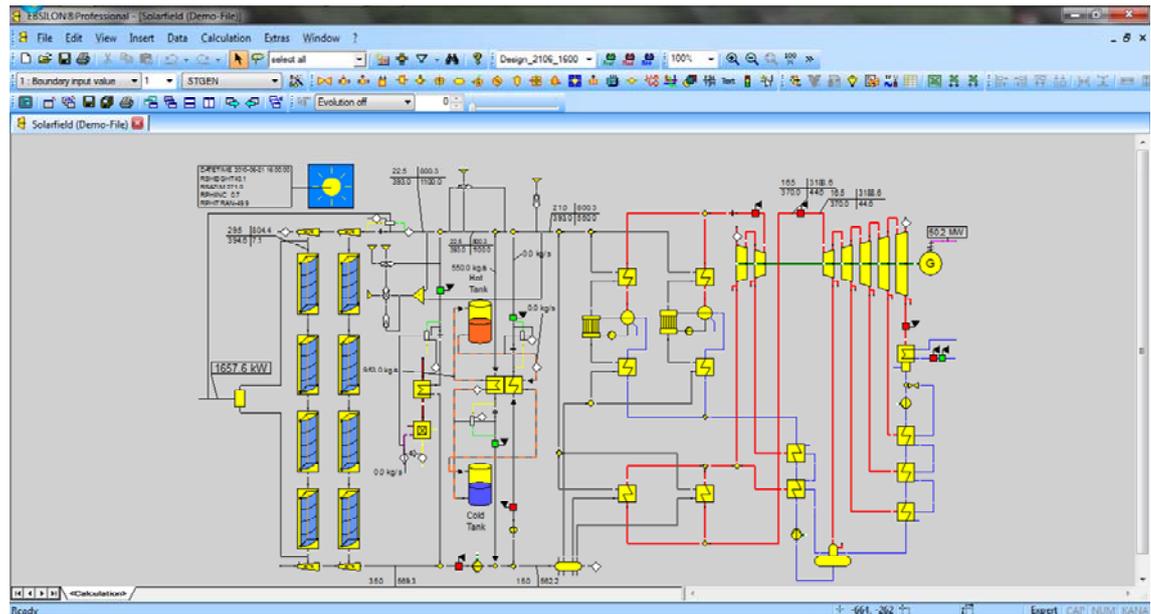
## 2.4 Revisión del software empleado en la modelización de los captadores solares de concentración

---

La modelización de los captadores solares de concentración (CSC) requiere un conocimiento detallado de ciertos parámetros que definen su funcionamiento. Debido al empleo generalizado de los CSC en plantas solares termoeléctricas, el software existente para su modelización y análisis está enfocado principalmente a la producción de energía eléctrica, aunque algunos de ellos tienen un campo de aplicación más extenso lo que permite su uso en otro tipo de instalaciones como la de refrigeración solar. A continuación se presentan y describen las herramientas informáticas más utilizadas con sus principales características para la modelización de captadores solares de concentración.

### 2.4.1 EBSILON® PROFESSIONAL

EBSILON® PROFESSIONAL [93] es un software comercial distribuido por la empresa alemana STEAG Energy Services utilizado para el diseño, evaluación y optimización de diferentes tipos de centrales térmicas y procesos termodinámicos. La interface gráfica de este programa permite al usuario una visualización completa y un fácil modelado de sistemas complejos gracias a la variedad de componentes ya incluidos dentro de este software. El módulo de cálculo permite resolver y simular aplicaciones complejas en corto tiempo gracias a la estabilidad y convergencia que presentan sus diversos algoritmos de cálculo.



**Figura 2-16. Entorno de simulaci3n de una planta solar termoelectrica en EBSILON®PROFESSIONAL [93].**

La libreria de componentes abarca un gran n3mero de elementos desde bombas, turbinas, intercambiadores de calor, captadores solares de concentraci3n hasta componentes l3gicos como controladores, transductores de se1al, m3dulos de c3lculo, etc. Este software utiliza m3dulos basados en lenguaje de programaci3n Pascal para la programaci3n de nuevos componentes, permitiendo aumentar de esta forma la libreria de componentes y mantener acceso entre los datos internos del programa y archivos de MS Excel.

EbsSolar es un m3dulo incluido en este software que contiene los componentes necesarios para la implementaci3n de un campo de captadores solares de concentraci3n. Este m3dulo fue desarrollado por Deutsches Zentrum f3r Luft- und Raumfahrt (DLR) de forma conjunta con la empresa STEAG Energy Services [94]. Los componentes incluidos en este m3dulo son:

- Modelo de un captador lineal de concentraci3n en el que se incluyen las p3rdidas de presi3n debido a la longitud del captador. El tipo de captadores de concentraci3n son cilindro-parab3licos y lineales. El modelo del captador permite cambiar las propiedades de cada captador en funci3n de los datos proporcionados por cada fabricante.

- Elemento de separación y de mezcla de flujo másico empleado en configuraciones de plantas solares termoeléctricas.
- Campo de captadores solares simplificado. Este módulo no considera las pérdidas de presión debido a la longitud del campo.
- Componente que modeliza la radiación solar en función de la ubicación del campo de captadores.
- Depósito de almacenamiento térmico.
- Base de datos con diferentes fluidos térmicos como agua, vapor de agua, aceite térmico y sales fundidas.

El módulo solar incluye una base de datos con las especificaciones técnicas de algunos captadores solares de concentración, entre los captadores están:

- **PT Class Eurotrough:** Este modelo básico sirve para representar el comportamiento de un captador cilindro-parabólico apto para plantas termo-solares de generación de electricidad y aplicaciones como desalinización de agua. Los datos fueron medidos por el DLR [95].
- **PT Class LS-2:** Este modelo representa a una versión antigua de un captador cilindro-parabólico utilizado en centrales solares termoeléctricas localizadas en Estados Unidos. Los datos fueron medidos por Sandia National Laboratories [96].
- **PT Class IST:** Este modelo representa un captador cilindro-parabólico destinado para aplicaciones de media temperatura. Los datos fueron medidos por Sandia National Laboratories [63].
- **LF Mirroxx Fresnel:** Los datos de este captador Fresnel fueron proporcionados por el fabricante PSE-Mirroxx [87].
- **LF SPG Fresdemo:** El fabricante Solar Power Group fue el encargado de proveer los datos técnicos de este captador Fresnel [97].
- **LF SPG Type-3:** Los datos de este captador Fresnel fueron proporcionados por el fabricante Solar Power Group [97].
- **LF NOVATEC BIOSOL NOVA-1:** El fabricante NOVATEC BIOSOL fue el encargado de proveer los datos técnicos de este captador Fresnel [80].

Los componentes en EBSILON®PROFESSIONAL se basan en modelos estáticos ya que a nivel de ingeniería o diseño de plantas convencionales este tipo de cálculo es suficiente para este tipo de estudio. Al incorporar el módulo solar es necesario tener en cuenta el comportamiento de ciertos componentes en función del tiempo (régimen transitorio); este es el caso de los depósitos de almacenamiento térmico. Dentro de este módulo se incluye el componente "Time series calculation" que permite realizar una serie de cálculos para un período de simulación determinado y tomar en cuenta el comportamiento dinámico de ciertos elementos. Hirsch et al. [98] realizaron una simulación anual de una planta solar con dos tanques de almacenamiento (frío y caliente). Primero, estudiaron una planta solar con captadores cilindro-parabólicos con aceite térmico como fluido térmico, con una temperatura de salida de los captadores de 392°C. Posteriormente el aceite térmico fue reemplazado por sales fundidas, lo que permitió alcanzar una temperatura de salida de los captadores de 546°C. El estudio se realizó para una misma planta ubicada en dos localizaciones: Las Vegas y Sevilla. En este trabajo se estudiaron los procesos de carga y descarga de los depósitos de almacenamiento, tomando en cuenta el comportamiento de ciertas variables en función del tiempo, y se demostró que estos procesos de almacenamiento pueden ser simulados de manera eficiente. En otro trabajo, Montero et al. [99] se valieron de este software para simular el comportamiento de un captador lineal Fresnel localizado en Las Vegas y Sevilla durante un año. Posteriormente los resultados de la simulación se incluyeron dentro del software Engineering Equation Solver (EES) [100] para modelizar las prestaciones de una enfriadora de absorción de doble efecto y estimar la producción anual de frío en función de unos requerimientos seleccionados previamente.

## **2.4.2 GREENIUS**

Greenius [101] es un entorno de simulación que fue desarrollado por Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt y que ofrece una combinación interesante de detalles técnicos y cálculos económicos para el planeamiento e instalación de proyectos energéticos renovables. Entre las opciones tecnológicas contenidas en este software están: las centrales eléctricas termo-solares con captadores cilindro-parabólicos (con o sin almacenamiento térmico) con la opción de utilizar captadores lineales Fresnel, las plantas para la producción de calor de proceso con captadores cilindro-parabólicos con las mismas características que las centrales termo-solares pero

reemplazando el bloque de potencia por una caldera, las centrales solares de torre con almacenamiento t3rmico, las plantas para la producci3n de calor de proceso con captadores sin concentraci3n; sistemas fotovoltaicos; sistemas disco-Stirling y parques e3licos. Greenius se encuentra disponible en dos versiones: una versi3n est3ndar y una experta. La versi3n experta posee mayor n3mero de opciones y c3lculos para plantas solares por concentraci3n, mientras que el resto de opciones son comunes en las dos versiones.

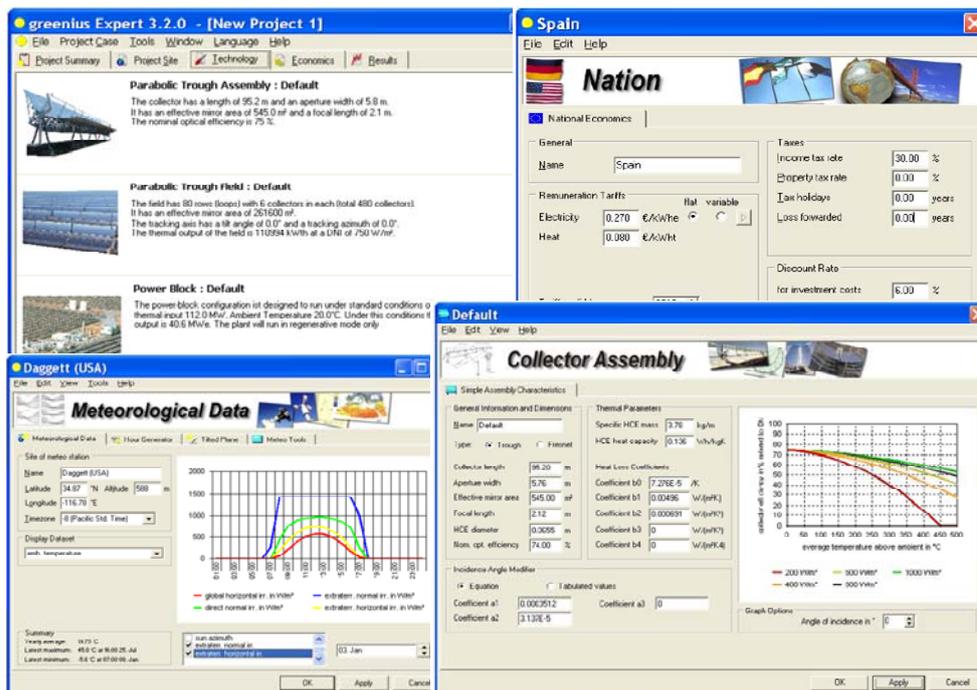


Figura 2-17. Entorno de simulaci3n en Greenius [101].

El modelo utilizado en Greenius para la representaci3n de captadores cilindro-parab3licos se basa en los captadores LS-2 descritos por Lippke [102] y utilizados en plantas solares termoel3ctricas. Con respecto a los par3metros necesarios para la simulaci3n, este programa realiza los c3lculos de manera anual con un paso de tiempo de una hora. Greenius contiene una base de datos meteorol3gicas correspondientes a varias ubicaciones geogr3ficas; esta base de datos puede ser incrementada al importar archivos meteorol3gicos de a3os t3picos<sup>1</sup> de cualquier otra localidad. Este software permite tambi3n cargar perfiles de demanda para su aplicaci3n en el an3lisis del proyecto en curso. En caso de que el an3lisis requiera un an3lisis econ3mico hay que introducir ciertos par3metros como tarifas por remuneraci3n (electricidad y calor), precio de entrega (combustible, electricidad, etc.),

<sup>1</sup> Acepta archivos meteorol3gicos de a3os t3picos del tipo TMY2 y TMY3

impuestos, descuentos, valores específicos de referencia (emisiones de CO<sub>2</sub> para electricidad y calor) entre otros. Estos valores deben ser lo más reales posibles si el análisis que se busca pretende ser representativo.

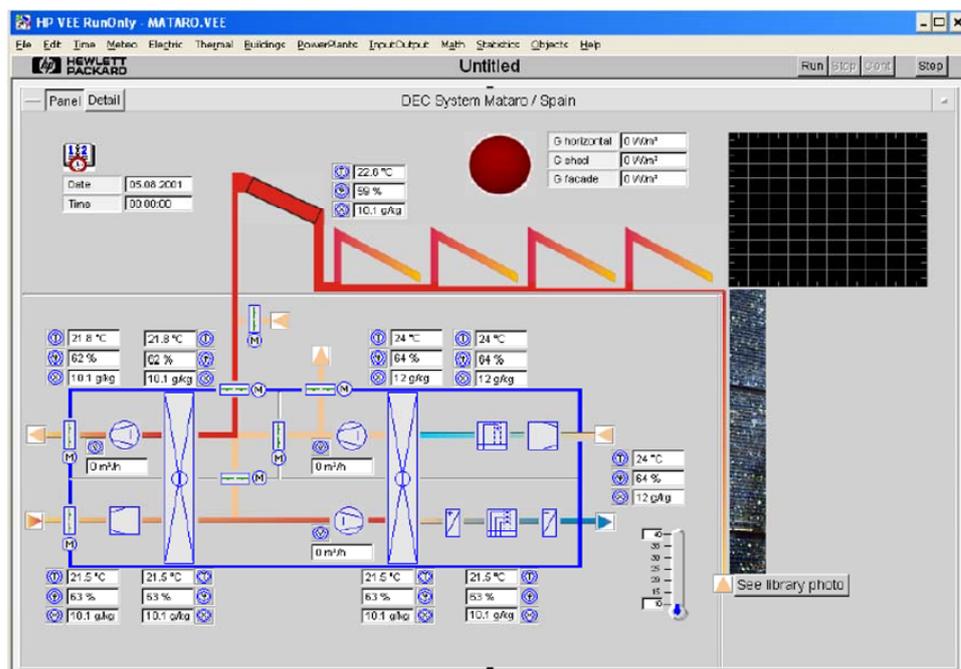
Este software fue utilizado principalmente para simular plantas solares termoeléctricas con captadores cilindro-parabólicos y analizar desde un punto de vista técnico-económico las ventajas sobre los sistemas fotovoltaicos (con o sin dispositivos de seguimiento solar) [103-106]. En otra publicación [107] se aplica este software al análisis de producción de calor para su aprovechamiento en procesos industriales en Almería (España). Se utiliza un área efectiva de 264 m<sup>2</sup> para cuatro tipos de captadores, tres de ellos considerados como captadores de última tecnología (captador plano, captador de tubo de vacío con concentrador parabólico compuesto, captador cilindro-parabólico) y un captador cilindro-parabólico hipotético de igual rendimiento que el captador cilindro-parabólico de última tecnología pero con un receptor de tubo de vacío. Al considerar temperaturas a la salida de los captadores entre 150 y 200°C, se concluye que los captadores cilindro-parabólicos muestran una producción anual específica similar a los captadores de tubos de vacío con concentración cuando existe suficiente radiación directa. Además si los captadores cilindro-parabólicos poseen receptores de tubo de vacío, la producción anual de energía será mucho mayor que los captadores cilindro-parabólicos estándares.

### **2.4.3 INSEL**

INtegrated Simulation Environment Language (INSEL) [108] es un software comercial distribuido por la empresa alemana doppelintegral GmbH desarrollado para modelizar y simular sistemas basados en energías renovables. Los sistemas que pueden simularse son: sistemas fotovoltaicos, instalaciones para climatización solar, plantas de cogeneración tipo ciclo orgánico de Rankine (ORC), sistemas basados en geotermia, entre otros. En futuras versiones de este software se añadirán capacidades para simular el comportamiento energético y gestionar el consumo energético en edificios y comunicación de datos.

La simulación de los sistemas analizados se realiza a través de componentes gráficos interconectados entre sí, evitando la necesidad de utilizar un lenguaje de programación para la ejecución de los comandos y permitiendo la creación de

configuraciones complejas. Estos elementos gr3ficos, llamados bloques, abarcan un amplio rango de elementos desde generadores de informaci3n meteorol3gica hasta colectores fotovoltaicos, componentes de sistemas termo-solares, sistemas de control, etc. INSEL permite al usuario crear e integrar sus propios bloques, dentro del entorno INSEL, por medio de programaci3n en c3digo Fortran o C.



**Figura 2-18. Entorno de simulaci3n de una planta de enfriamiento evaporativo con desecantes en INSEL [108].**

INSEL posee un m3dulo de componentes termo-solares para el an3lisis de sistemas de calefacci3n y climatizaci3n solar entre los que se pueden encontrar captadores planos y de tubos de vaci3o, tanques de almacenamiento, m3quinas de refrigeraci3n de absorpci3n, sistemas de enfriamiento evaporativo, sistemas de deshumidificaci3n con desecantes, etc. Adem3s INSEL dispone de un m3dulo en fase beta destinado a plantas termo-solares para generaci3n de electricidad con modelos de captadores cilindro-parab3licos, torres solares, disco Stirling y otros elementos relacionados con plantas termo-solares. Este m3dulo no se incluye en el paquete est3ndar pero se puede solicitar su inclusi3n.

La capacidad de crear nuevos componentes permite un amplio uso del programa en un gran n3mero de aplicaciones; tal fue el caso de la implementaci3n de modelos de captadores Fresnel y cilindro-parab3licos, sistemas de almacenamiento, turbinas de vapor, sistemas de refrigeraci3n y plantas desalinizadoras en el marco del proyecto

MED-CSD [109]. En otro trabajo, Pietruschka et al. [110] implementaron modelos de captadores cilindro-parabólicos y captadores lineales Fresnel para su aplicación a sistemas de frío solar en un edificio ubicado en el Cairo (Egipto)

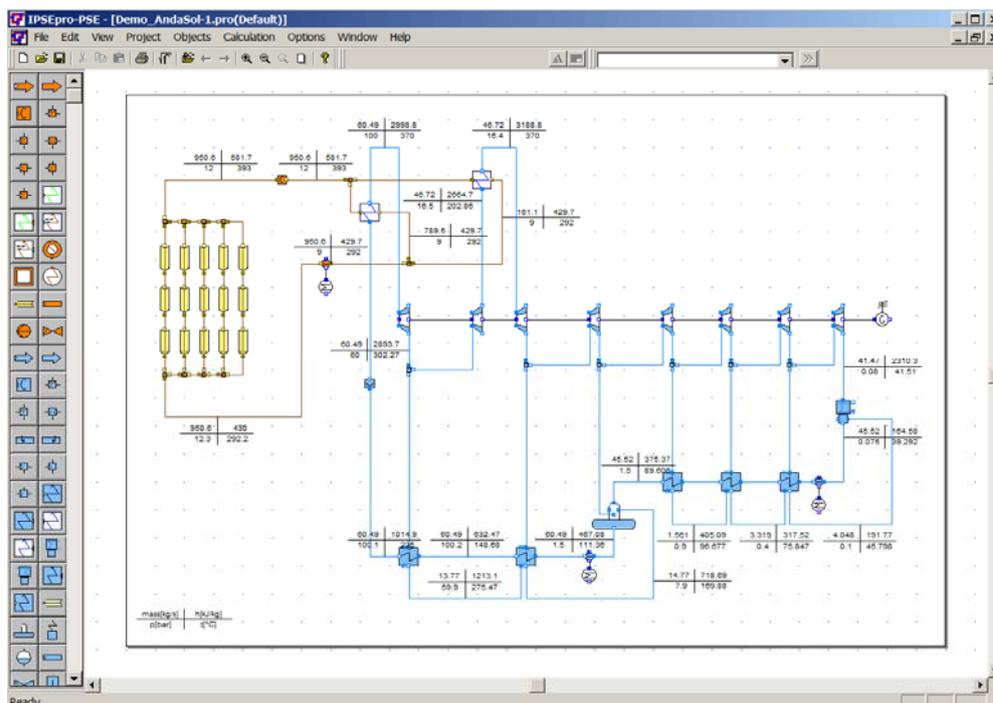
## 2.4.4 IPSEPRO

Este software comercial es distribuido por la empresa austriaca SimTech [111]. Esta herramienta permite modelizar, analizar y simular el comportamiento de distintas configuraciones de sistemas térmicos, especialmente plantas termoeléctricas, mediante la resolución simultánea de ecuaciones que matemáticamente representan estos sistemas. El área de aplicación del software IPSEpro abarca al diseño de ciclos convencionales de potencia, ciclos combinados, plantas desalinizadoras de agua de mar, plantas de cogeneración, plantas con ciclos orgánicos de Rankine, plantas termo-solares, etc.

Dentro de IPSEpro se distinguen dos módulos principales. El primero llamado Process Simulation Environment (PSE) es utilizado para crear y resolver los modelos de procesos formados por componentes disponibles en las librerías. Una interface gráfica facilita al usuario el desarrollo de los esquemas de procesos mediante íconos contenidos en las distintas librerías; estos elementos se conectarán entre sí para completar el circuito o esquema del proceso analizado. El segundo módulo principal llamado Model Development Kit (MDK) permite definir las características de los modelos de los componentes utilizados para el modelado de procesos. Los modelos se diseñan mediante el uso de ecuaciones matemáticas y de gráficos. Además es posible modificar los componentes originales y rediseñarlos para su aplicación en nuevos diseños. El módulo MDK permite el uso de lenguaje de descripción del modelo (MDL) que permite al usuario describir matemáticamente su modelo una vez identificadas las ecuaciones. El compilador del MDK convierte estas ecuaciones en un formato que luego será utilizado internamente para resolver el sistema.

Dentro de las librerías de modelos en IPSEpro se encuentran: plantas de energía, turbinas de gas, propiedades de refrigerantes, plantas de gasificación de biomasa, procesos de desalinización y componentes para energía solar de concentración. Esta última librería contiene elementos como captadores cilindro-parabólicos, generación directa de vapor, tecnologías de receptor central-heliostatos, receptores de disco,

lentes Fresnel y sistemas de almacenamiento. Para el uso de esta librería es necesario el módulo PSLink que permite integrar IPSEpro con archivos MS Excel, de esta manera se puede determinar el comportamiento de la planta termo-solar hora a hora durante el período de tiempo seleccionado. PSLink permite la conexi3n con archivos meteorol3gicos en formato TMY2, de esta forma se podr3 utilizar valores horarios de temperatura ambiente y radiaci3n solar para el emplazamiento de la planta solar.



**Figura 2-19. Entorno de simulaci3n de una planta solar termoel3ctrica en IPSEpro [111].**

La mayoría de las publicaciones relacionadas con los captadores solares por concentraci3n se encuentran enfocadas a la producci3n de electricidad en plantas termo-solares. Badran y Eck [112] analizaron una planta termo-solar con captadores cilindro-parab3licos, con aceite t3rmico como fluido de trabajo, ubicada en Jordania. Para este trabajo con IPSEpro se utilizaron modelos analíticos y empíricos para estimar el rendimiento del sistema y calcular la energía generada, la caída de presi3n en el campo solar debido a su longitud, el incremento de temperatura a trav3s de los captadores, entalpía, caudal, radiaci3n solar directa y temperatura ambiente horaria. Los resultados del caudal máxico para el campo de captadores solares fueron validados con datos medidos en una instalaci3n real y la diferencia entre los resultados fue inferior al 2%. IPSEpro tambi3n ha sido utilizado para el análisis de plantas solares termoel3ctricas con producci3n directa de vapor. Eck y Zarza [113]

estudiaron dos configuraciones de plantas solares termoeléctricas, una con vapor sobrecalentado y la otra con vapor saturado, ubicadas cerca de la ciudad de Sevilla (España). Según estos datos, los resultados demostraron que el sistema que opera con vapor saturado produce anualmente un 4% de energía eléctrica que la instalación con vapor sobrecalentado.

## 2.4.5 SAM

System Advisor Model (SAM) es un software que permite analizar el desempeño y el comportamiento económico de la configuración seleccionada y así facilitar la toma de decisiones sobre proyectos enfocados en el campo de las energías renovables. Este software puede aplicarse al estudio de plantas termo-solares, pequeñas instalaciones eólicas e instalaciones geotérmicas para producción de energía conectadas a la red; además facilita estimar económicamente proyectos de generación distribuida y centrales de producción. Este software calcula el coste de la energía generada en base a la información ingresada sobre la ubicación del proyecto, costes de instalación y operación, tipo de financiamiento, tipos de impuestos y primas aplicados, etc. El laboratorio National Renewable Energy Laboratory (NREL) del Departamento de Energía de los Estados Unidos de América distribuye gratuitamente este software [114].

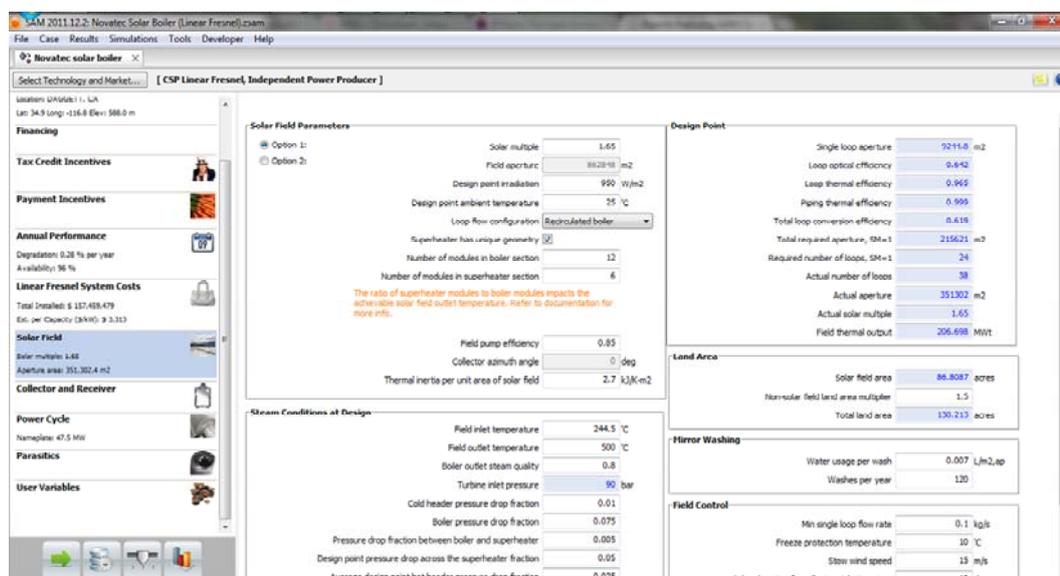


Figura 2-20. Entorno de simulación de una planta solar termoeléctrica en SAM [114].

Los modelos de los sistemas analizados en SAM son simulados dinámicamente de manera horaria utilizando el programa TRNSYS [43] como motor de cálculo. TRNSYS

posee una gran cantidad de componentes individuales que han sido validados y que se encuentran disponibles en este programa. El usuario de SAM no necesita tener conocimientos previos de TRNSYS para realizar cualquier análisis ya que los sistemas que SAM utiliza se encuentran preinstalados e integrados a través de la interface gráfica del programa. Tampoco es necesario contar con una licencia de TRNSYS preinstalada en el ordenador. Para el análisis de sistemas SAM acepta archivos meteorológicos en formato TMY2, TMY3 y archivos meteorológicos empleados por el software EnergyPlus<sup>2</sup>; además permite la creación de archivos TMY3 en base a información meteorológica provista por el usuario.

Las tecnologías de concentración solar que SAM utiliza abarcan cuatro campos: sistemas de generación eléctrica con concentradores cilindro-parabólicos, captadores lineales Fresnel, sistemas compuestos por disco solar y motor Stirling para generación eléctrica y sistemas con torre central o también llamados sistemas de receptor central. Con relación a los concentradores cilindro-parabólicos, SAM permite el uso de dos modelos para analizar esta tecnología: un modelo físico y un modelo empírico. El primero es un nuevo modelo basado en modelos matemáticos para representar la geometría de los componentes y en principios termodinámicos y de transferencia de calor [115]. En cuanto al modelo empírico, éste emplea varias correlaciones ajustadas a partir del análisis de regresión de medidas realizadas en sistemas reales. Este modelo se basa en una herramienta llamada Excelergy creada por el NREL bajo entorno MS Excel pero que ya no se encuentra disponible para su distribución [116]. Este tipo de modelo puede representar una limitación ya que será necesario escoger sistemas similares a los que fueron utilizados para la creación de este modelo. El modelo físico es más flexible que el modelo empírico pero también añade más incertidumbre al análisis, debido a que es muy importante asignar previamente valores relacionados a la geometría y propiedades de los componentes. El modelo de captador Fresnel se ha desarrollado junto al fabricante alemán NOVATEC SOLAR GmbH.

SAM ha sido utilizado en múltiples estudios, tal es el caso del informe presentado por Ummel [117] donde se escogieron 40 emplazamientos de un total de 2000 lugares entre China e India con un importante potencial para la implementación de plantas termo-solares con concentradores cilindro-parabólicos. Para cada emplazamiento el

---

<sup>2</sup> EPW: EnergyPlus Weather File

programa SAM simul3 una configuraci3n de una planta solar termoel3ctrica con refrigeraci3n por aire y se minimiz3 el coste del diseo en base a las caracter3sticas tecno-econ3micas existentes en ambos pa3ses.

## 2.4.6 THERMOFLEX

Este software comercial, distribuido por la empresa estadounidense Thermoflow Inc. [118], posee la capacidad para diseo, simular y analizar plantas de generaci3n t3rmica y generaci3n el3ctrica. THERMOFLEX permite ensamblar un modelo de una planta por medio de las librer3as de componentes incluidas en este programa. Dependiendo del tipo de an3lisis requerido, los componentes pueden ser modelados de acuerdo a dos criterios: modo de diseo y modo de simulaci3n. En el modo de diseo el usuario puede especificar, o asumir los valores por defecto del software, las caracter3sticas f3sicas del equipo, los datos sobre la configuraci3n general y las restricciones termodin3micas necesarias para el desempeo de la instalaci3n. THERMOFLEX calcula tanto los balances de energ3a y masa de los componentes como tambi3n el tamao del equipo necesario para completar estos balances. En el modo simulaci3n es necesario conocer el tamao del equipo con sus componentes por lo que es necesario ejecutar previamente el modo de diseo. En este modo se calcula el rendimiento anual esperado de la planta bajo condiciones de operaci3n, ambientales y de radiaci3n solar.

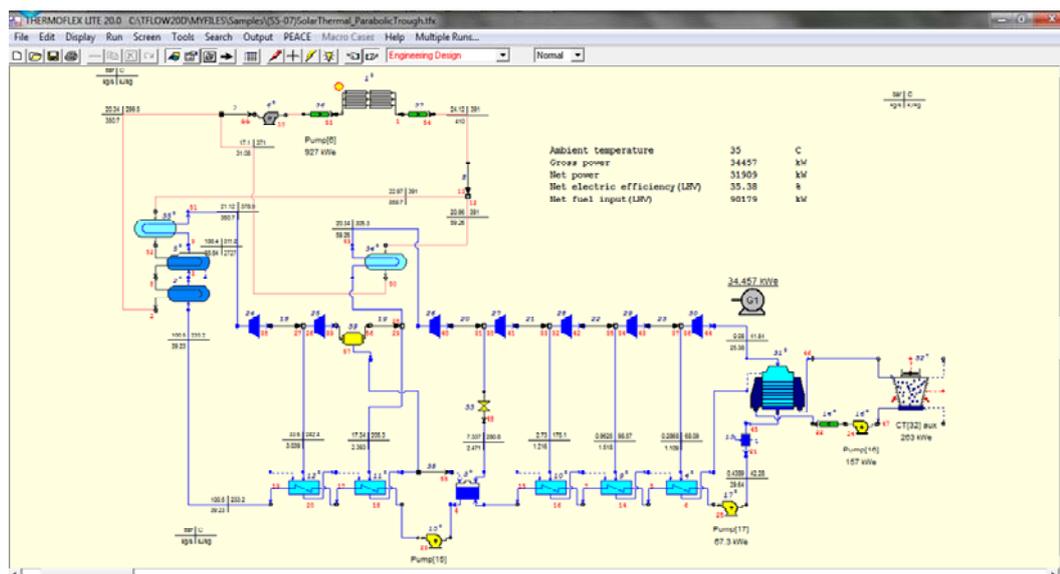


Figura 2-21. Entorno de simulaci3n de una planta solar termoel3ctrica en THERMOFLEX.

THERMOFLEX permite analizar un gran número de configuraciones de plantas solares termoeléctricas, entre estas plantas se encuentran: Plantas termo-solares para generación eléctrica con depósito de almacenamiento térmico, plantas híbridas para generación eléctrica, plantas termo-solares con producción directa de vapor, plantas integradas solares de ciclo combinado, plantas para desalinización termo-solares. En el caso de los captadores solares, Thermoflex presenta las siguientes alternativas:

- **Captador LF NOVATEC BIOSOL:** El fabricante NOVATEC BIOSOL fue el encargado de proveer los datos técnicos de este captador Fresnel [80].
- **Captador PTC Eurotrough II:** Modelo basado en el captador Eurotrough II destinado a la producción directa de vapor.
- **Captador LUZ II:** Modelo basado en el captador cilindro-parabólico LUZ II [119].
- **Captador genérico:** Este modelo está basado en un modelo genérico de un captador cilindro-parabólico.

Este programa emplea archivos meteorológicos tipo TMY3 para utilizarlos en el módulo solar. THERMOFLEX permite cuatro maneras de introducir o considerar la radiación solar y posicionamiento de los captadores con respecto al sol. Para el empleo de ciertos componentes es necesario contar con el módulo PEACE, este elemento permite realizar análisis con componentes reales y análisis de costes. Entre los componentes que THERMOFLEX permite utilizar están enfriadoras por absorción de simple y doble efecto para su incorporación en los ciclos analizados. En cuanto a la creación de nuevos componentes este programa permite realizarlo aunque es necesario contar con un módulo adicional para realizar esta tarea. Los modelos pueden ser creados a través de un archivo ejecutable compilado en un lenguaje de programación (Fortran, C o Visual Basic) o a través de un archivo MS Excel. Este software se encuentra disponible en versión comercial y académica.

En el trabajo presentado por Griffin et al. [120] se simuló la planta solar termoeléctrica SEGS-IV ubicada en Kramer Junction (California). Una de las variables analizadas en este trabajo fue el caudal másico que recorre los captadores. Mediante la simulación se obtuvo una desviación del 0.5 % con respecto a los valores reales medidos. En este mismo estudio se analizó un sistema híbrido para un ciclo Rankine con

producción directa de vapor, se utilizaron captadores lineales Fresnel para la producción de vapor. Se demostró la flexibilidad del programa para trabajar tanto con fluido de trabajo de una fase, vapor y dos fases (mezcla agua/vapor).

## 2.4.7 TRNSYS

TRNSYS es un software comercial desarrollado y distribuido por la Universidad de Winsconsin-Madison [43]. TRNSYS es una herramienta con gran flexibilidad diseñada para analizar una amplia cantidad de sistemas térmicos a través de la simulación de la operación en régimen transitorio del sistema analizado. TRNSYS consiste en una interface gráfica que permite al usuario construir configuraciones simples y complejas de sistemas térmicos; estas configuraciones están conformadas por elementos llamados “Types” que representan los elementos de un sistema y que se encuentran interconectados y estructurados con la finalidad de representar un sistema específico.

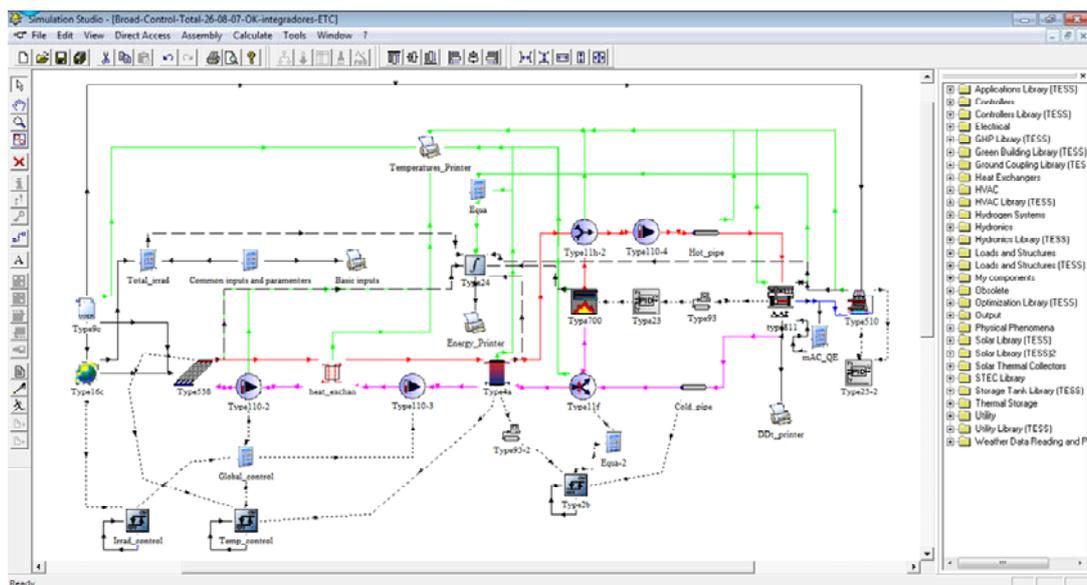


Figura 2-22. Entorno de simulación de una planta de climatización solar en TRNSYS.

La librería estándar de TRNSYS incluye componentes utilizados en sistemas térmicos, rutinas que permiten el manejo de ficheros meteorológicos o funciones de control dependientes del tiempo y componentes que permiten presentar los resultados de los análisis ejecutados. El usuario puede ampliar las librerías por medio de librerías distribuidas por la web (comerciales o gratis) o creando sus propios Types. El usuario tiene la ventaja de que el código de los componentes es libre y por lo tanto, puede seguir la estructura original para crear los suyos. El lenguaje de programación de

estos Types es Fortran.

Con relación a los sistemas solares de concentración, TRNSYS no contiene en su librería estándar ningún tipo de captador cilindro-parabólico o Fresnel. Una de las librerías adicionales a TRNSYS más difundidas para el análisis de captadores cilindro-parabólicos es la librería TESS [121]. Esta librería posee más de 200 componentes distribuidos en temas de edificios, controles, geotermia, aire acondicionado, optimización, almacenamiento térmico, entrada/salida de datos, energía solar, etc. Dentro de la librería solar se encuentra un Type que representa a un captador linear cilindro-parabólico utilizado en aplicaciones de alta temperatura. Este captador se basa en un modelo matemático descrito en [41] que puede ser utilizado horizontal al plano del suelo y orientado en un eje Este-Oeste, o inclinado con respecto al suelo y orientado en un eje Norte-Sur. STEC [122] es una librería gratuita distribuida por Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt que permite la simulación de captadores cilindro-parabólicos utilizados en plantas solares termoeléctricas. Esta librería contiene las siguientes secciones: Ciclos Rankine, Elementos Solares Térmicos y Ciclos Brayton.

El uso de TRNSYS abarca muchos campos de investigación incluida la concentración solar, en el cual es posible encontrar una importante cantidad de trabajos relacionados con calor empleados en procesos industriales así como también para climatización solar. Kalogirou [123] realizó un estudio técnico-económico entre cinco configuraciones para producción de calor industrial por medio de energía solar. Entre estas configuraciones está el uso de concentradores cilindro-parabólicos y su modelización en TRNSYS. La climatización solar también representa un amplio campo de aplicación de este software. Qu et al. [124] simularon en TRNSYS una instalación experimental compuesta de captadores cilindro-parabólicos y una enfriadora de absorción de doble efecto. Los resultados obtenidos de la simulación fueron comparados con los datos obtenidos durante un año de funcionamiento de la instalación. En estos casos este programa puede ser de gran utilidad para representar casos específicos de estudio y su posterior aplicación a instalaciones reales. Otro ejemplo de optimización por medio de TRNSYS es el trabajo realizado por Ayadi y Motta [125]. Los autores simularon y optimizaron una planta ubicada en Túnez con requerimientos de temperaturas bajo cero para sus procesos de producción. Esta instalación consta de un campo de captadores Fresnel, una máquina de absorción

con una mezcla amoníaco-agua y un recipiente de almacenamiento de frío. En este trabajo se pudo mejorar el COP del sistema en un 18% al variar el modo de control de esta planta.

## **2.4.8 Análisis comparativo entre los programas destinados a la modelización de captadores solares de concentración**

Entre los programas descritos anteriormente se ha elaborado un análisis para compararlos en función de ciertos parámetros que se consideran importantes para su posterior aplicación en el desarrollo de esta tesis. Los parámetros seleccionados están enfocados principalmente en dos aspectos: el primero está relacionado con los modelos de los captadores mientras que el segundo aspecto está enfocado al software en general. Dentro del primer enfoque se quiere conocer el tipo de captadores solares utilizados, el origen de los modelos empleados (teórico o experimental), el método de cálculo empleado para su modelización, la posibilidad de modificación de los modelos. En cuanto al segundo aspecto se desea conocer el tipo de análisis empleado (régimen estacionario o dinámico), la posibilidad de crear componentes propios, el tipo de versiones disponibles (académica o comercial) y si estos programas permiten simular sistemas enfocados a la refrigeración solar de media temperatura. En la Tabla 2-6 se muestra la comparación entre estos programas y las características de éstos en base a los parámetros mencionados. El símbolo “☺” indica que coincide con los parámetros requeridos, mientras que el símbolo “☹” señala una falta de coincidencia con el requerimiento solicitado. En los casos en que los requerimientos no se encuentran completamente disponibles se utiliza el símbolo “☹”.

Con respecto a los parámetros escogidos para la selección del software destinado a la simulación de captadores solares por concentración, se puede apreciar que tanto el software Greenius como SAM no permiten la creación de nuevos componentes sino que se centran en instalaciones previamente definidas. Este último aspecto los elimina por completo para su aplicación en esta tesis.

Existen cinco programas que presentan similares características y que podrían cumplir con los requerimientos solicitados. El programa INSEL, aunque representa

una buena alternativa, aún se encuentra en estado beta y por tanto, este software se ha descartado para la aplicación en esta tesis.

En cuanto a TRNSYS su funcionalidad lo coloca al mismo nivel que EBSILON®PROFESSIONAL, IPSEpro y THERMOFLEX. TRNSYS no contiene en sus librerías estándares un modelo de captador lineal Fresnel pero en su última versión (versión 17) se puede encontrar un captador de este tipo en la librería adicional TESS. Existe también la posibilidad de crear un modelo implementando ciertas ecuaciones de geometría solar presentadas en el libro “Solar Engineering of Thermal Processes” [41] y números característicos para captadores Fresnel. Esta tarea resultaría adecuada si se logra obtener estos números característicos propios de cada fabricante. THERMOFLEX presenta excelentes características para la modelización de captadores solares por concentración, pero el hecho de no permitir el acceso al código de programación de sus modelos haría que se lo descarte como un programa apto de acuerdo a los criterios de selección. Con relación al software IPSEpro se puede apreciar que el único punto en contra es la falta de un componente que represente un captador lineal Fresnel. La falta de este componente no representaría un problema, al igual que TRNSYS, ya que podría crearse en base a los requerimientos explicados anteriormente. EBSILON®PROFESSIONAL es el único programa que cumple con todos los requerimientos indicados en la Tabla 2-6 ya que posee los componentes para representar tanto los captadores cilindro-parabólicos como los lineales Fresnel, los modelos de los captadores se basan en modelos “reales” y no solamente en modelos teóricos, es posible editar los coeficientes utilizados en los modelos de los componentes y las ecuaciones que representan estos componentes.

A partir de esta comparación se ha seleccionado TRNSYS para emplearlo en esta tesis. Este programa presenta todas las condiciones necesarias para simular los sistemas de climatización solar compuestos por captadores solares térmicos de concentración.

Parámetros /Software	EBSILON®PROFESSIONAL	Greenius	INSEL	IPSEpro	SAM	THERMOFLEX	TRNSYS
Incluye modelo de captador Fresnel	😊	😊	😞	😞	😊	😊	😊
Incluye modelo de captador cilindro-parabólico	😊	😊	😞 <sup>beta</sup>	😊	😊	😊	😊
Modelo basado en captador real	😊	😊	😞	😊	😊	😊	😊
Acceso al código utilizado para modelizar el captador	😊	😞	😞	😊	😊	😞	😊
Posibilidad de modificar los parámetros del captador	😊	😊	😞	😊	😞	😊	😊
Análisis del sistema en régimen transitorio	😊	😊	😊	😊	😊	😊	😊
Posibilidad de crear componentes propios	😊	😞	😊	😊	😞	😊	😊
Simular instalaciones para climatización solar	😊	😞	😊	😊	😞	😊	😊
Disponibilidad por módulos separados	😊	😞	😊	😊	😞	😊	😊
Disponibilidad de versión académica	😊	😞	😊	😊	GRATIS	😊	😊

Tabla 2-6. Comparación de programas utilizados para modelizar captadores solares de concentración.

## 2.5 Conclusiones

---

En este capítulo se ha podido revisar algunos conceptos sobre geometría solar necesarios para comprender el funcionamiento de los captadores solares de concentración. Se ha hecho énfasis en la orientación de los sistemas de concentración con un eje de movilidad para el seguimiento solar. Se ha revisado la ecuación de la curva de funcionamiento para captadores solares con respecto al Estándar Europeo EN 12975 y su aplicación a los captadores solares de concentración.

Se han revisado los dos tipos de tecnología de captadores solares de concentración de media temperatura: concentradores cilindro-parabólicos (PTC) y captadores lineales Fresnel (LFC). Para cada tipo de captador se han revisado sus características, su funcionamiento, aplicaciones y las empresas que se encargan de su fabricación. Se puede decir que la tecnología basada en captadores solares de concentración está disponible para ser utilizada en sistemas de refrigeración solar para la climatización de edificios.

Se ha realizado una descripción de varios programas informáticos con los que se pueden modelizar y analizar captadores cilindro-parabólicos y lineales Fresnel. La mayoría de estos programas fueron desarrollados para el análisis de centrales térmicas convencionales y centrales termo-solares. Entre estos programas están EBSILON®PROFESSIONAL, Greenius, IPSEpro, SAM y THERMOFLEX. Los dos programas restantes, INSEL y TRNSYS, fueron diseñados para el análisis y simulación de sistemas termo-solares, mientras que poco a poco fueron incorporados nuevos componentes para el análisis de sistemas más complejos. A excepción de SAM y Greenius, el resto de programas están conformados por módulos que contienen librerías para el análisis de diferentes configuraciones de plantas termo-eléctricas. Este sistema modular de librerías permite adquirir solamente las librerías necesarias para la Modelización de ciertas configuraciones, como es el caso de plantas termo-solares, sistemas para producción de frío, etc.

Los programas que cumplen con la mayoría de las condiciones necesarias para esta tesis son: EBSILON®PROFESSIONAL, TRNSYS, IPSEpro y THERMOFLEX. El primero

y el segundo cumplen todas las condiciones deseadas, por lo que cualquiera de los dos podría ser seleccionado como el software requerido para esta tesis aunque TRNSYS es el software de mayor difusión. IPSEpro cumplen nueve de las condiciones excepto la del captador Fresnel. El programa THERMOFLEX cumple nueve de las diez condiciones pero no es posible acceder al código de programación de sus componentes, eliminándolo por completo como software a ser utilizado en este trabajo. A partir de esta comparación se ha seleccionado TRNSYS como el software que presenta el mayor número de ventajas para esta tesis.



# 3

## Estado del Arte de las Enfriadoras de Absorción Multi-efecto y de las Instalaciones de Climatización Solar de Edificios

---

### 3.1 Introducción

---

El interés por los ciclos avanzados de refrigeración por absorción, ha aumentado en los últimos años debido a la necesidad de conseguir equipos de absorción más eficientes, de menor potencia y adecuados para utilizar energía solar térmica de media temperatura en aplicaciones de climatización solar y calor residual de alta temperatura de equipos de cogeneración. Aunque los sistemas de absorción tienen muchas ventajas, especialmente en lo referente a la protección medioambiental y al uso de fuentes de energía renovable y calor residual, las enfriadoras de absorción de simple efecto apenas pueden competir con las enfriadoras con ciclo de compresión mecánica de vapor en términos de ahorro de energía primaria.

Actualmente dentro de los sectores residencial y terciario, los sistemas de refrigeración más utilizados son las unidades de compresión mecánica de vapor accionadas con motor eléctrico, mientras que en menor escala se encuentran las máquinas activadas térmicamente. Los últimos avances en el campo de los colectores solares de media temperatura así como su disponibilidad, han hecho que las enfriadoras de absorción se conviertan en una solución interesante. De todas formas, sigue siendo muy complicado diseñar un sistema eficiente de refrigeración solar con enfriadoras de absorción de simple efecto que sea capaz de conseguir la viabilidad económica frente a los sistemas que utilizan enfriadoras eléctricas convencionales [14, 15, 30]. Por tanto, para potenciar el uso de los sistemas de absorción, es

necesario mejorar su rendimiento y reducir el coste de sus componentes así como el consumo eléctrico de las bombas y ventiladores y equipos auxiliares de la instalación de climatización.

Las enfriadoras de absorción han sido comercializadas desde hace muchos años, principalmente en combinación con plantas de cogeneración, utilizando calor residual o en redes de distrito de calor [126]. Los equipos de refrigeración por absorción más difundidos utilizan dos mezclas de trabajo Agua/Bromuro de litio (LiBr) o Amoníaco/Agua, aunque existen otras mezclas que han sido propuestas para mejorar las prestaciones de estos equipos con respecto a las mezclas convencionales [127, 128]. Desde el punto de vista del coeficiente de operación (COP), las enfriadoras de agua/LiBr son más adecuadas para aplicaciones de climatización por su COP más elevado. En el caso en que se trate de refrigeración industrial, los equipos de amoníaco/agua son los más indicados a pesar de la toxicidad del amoníaco y de que su eficiencia no sea muy elevada [129].

Para mejorar la eficiencia de los ciclos de absorción básicos o de simple etapa, se han desarrollado ciclos multi-efecto en que pueden conseguirse mayores valores de COP aunque a mayor temperatura de la fuente de calor de activación. Los ciclos multi-efecto han sido el tema de varios artículos científicos [130-133], en los cuales se puede encontrar un análisis en profundidad sobre este tema. En estos trabajos se analizan varios tipos de ciclos de absorción multi-efecto, empezando por los de doble efecto, triple, cuádruple efecto, y hasta de séptuple efecto, máximo ciclo multi-efecto que se puede lograr a causa de la temperatura crítica de la mezcla de trabajo. El COP de estos ciclos aumenta con el número de efectos, pero este aumento no es lineal comparado con el ciclo de simple efecto. Además, la complejidad del sistema crece con el número de efectos. Esta es la razón por la cual en el mercado únicamente se pueden encontrar actualmente enfriadoras de doble efecto, y más recientemente de triple efecto.

Este capítulo presenta una revisión del estado del arte de las enfriadoras de absorción multi-efecto y sus avances más recientes, centrándose en los equipos disponibles comercialmente. Además se presenta el estado del arte de las instalaciones de refrigeración solar para climatización de edificios compuestas por enfriadoras de

absorción multi-efecto y captadores solares térmicos de concentración (instalaciones de alta eficiencia). En la Sección 3.2 se abordan los principios básicos del ciclo de absorción, a continuación en la Sección 3.3 se clasifican a las máquinas de absorción de acuerdo diferentes parámetros como el modo de trabajo, el tipo de activación, etc. En la Sección 3.4 se presentan algunas nociones sobre ciclos multi-efecto. En la Sección 3.5 se presenta el estado del arte de las enfriadoras de absorción de doble efecto y los principales avances relacionados con este tipo de máquinas. En la Sección 3.6 se realiza un enfoque similar al de la sección anterior pero dirigido a las enfriadoras de absorción de triple efecto. A continuación en la Sección 3.7 se presenta una revisión del estado del arte de las instalaciones de refrigeración solar para la climatización de edificios a las que hemos llamado como instalaciones de alta eficiencia. Por último en la Sección 3.8 se presentan las conclusiones de este capítulo.

## **3.2 Principios básicos de la refrigeración por absorción**

---

El ciclo de refrigeración de absorción, al igual que el de compresión mecánica de vapor, se basa en el principio de enfriar mediante la evaporación de un fluido refrigerante (efecto frigorífico) que tiene lugar en el evaporador gracias al calor extraído del medio a enfriar; estos vapores de refrigerante son a continuación presurizados de forma que puedan ser condensados en el condensador cediendo el calor al medio ambiente.

En la Figura 3-1 se han esquematizado ambos ciclos de refrigeración de forma simplificada. La diferencia entre ambos ciclos está en la manera como el vapor del refrigerante es comprimido desde la baja presión (evaporador) a la alta presión (condensador). En el caso de los sistemas de compresión mecánica es el compresor el equipo que comprime los vapores hasta la presión de condensación, mientras que en los equipos de absorción se lleva a cabo a través de una serie de lo que se denomina compresión térmica, en que primeramente los vapores de refrigerante procedentes del evaporador son absorbidos por una solución refrigerante/absorbente en el absorbedor, a continuación la solución rica en refrigerante es bombeada por la bomba de solución al separador o desorbedor en que el vapor de refrigerante se genera por ebullición de la solución gracias al calor suministrado a la temperatura

requerida; la solución producida en el generador con menor concentración de refrigerante retorna de nuevo al absorbedor, para reiniciar el proceso. En lugar del compresor, en los equipos de absorción se requiere de un circuito solución integrado por el absorbedor, la bomba de solución y el generador o desorbedor, así como un dispositivo de expansión para reducir la presión de la solución de alta a baja. El trabajo necesario para bombear esta solución es significativamente menor que el requerido por el compresor en un ciclo de compresión. Como consecuencia los sistemas de refrigeración por absorción tienen la ventaja de necesitar menor potencia mecánica para la compresión, y requerir básicamente energía térmica para su activación.

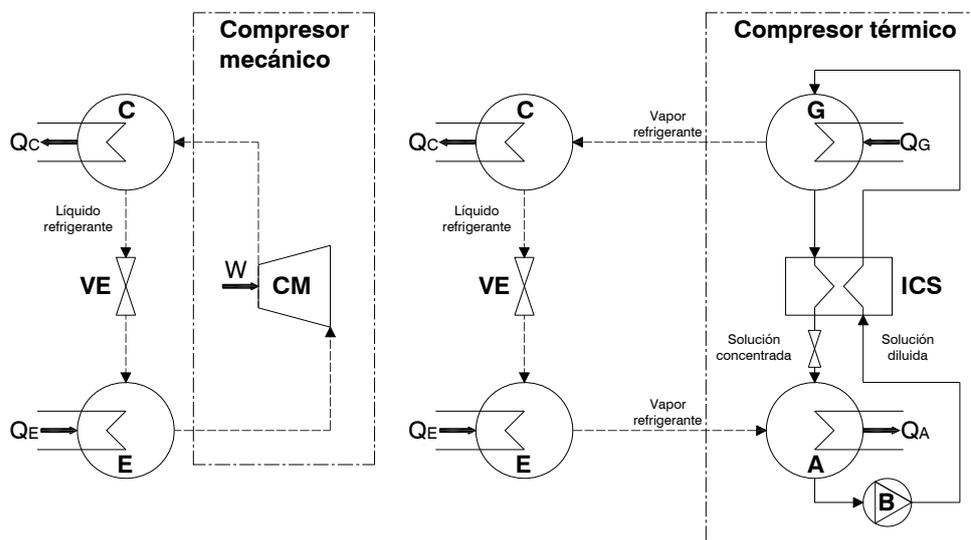


Figura 3-1. Ciclos de refrigeración (a) por compresión mecánica y (b) por absorción.

En el ciclo de absorción, el compresor mecánico es reemplazado por un “compresor térmico”, el cual consta de un generador (G), un absorbedor (A), un intercambiador de calor de solución (ICS), una bomba de solución (B) y una válvula de expansión. El intercambiador de calor de solución se requiere para mejorar la eficiencia energética de forma que la solución procedente del absorbedor es precalentada por la solución que sale del generador (Figura 3-1 (b)) con el consiguiente ahorro de energía en la energía térmica consumida en el generador y la disminución de la disipación de calor en el absorbedor.

Las componentes principales del ciclo de refrigeración por absorción intercambian calor con corrientes externas, en general de agua. Así pues en el evaporador, en

donde tiene lugar el efecto frigorífico, la potencia frigorífica producida es  $\dot{Q}_E$ , en el generador la potencia térmica consumida para la activación del ciclo es  $\dot{Q}_G$ , mientras que la disipación de calor tiene lugar en el absorbedor  $\dot{Q}_A$  y en el condensador  $\dot{Q}_C$ . Con respecto a la energía mecánica consumida por la bomba de solución, ésta no es significativa, y no se considera por ser muy pequeña en comparación con los valores de las energías térmicas intercambiadas en los otros componentes. El balance de energía en el ciclo de absorción, tomando todas las potencias en valor absoluto, se escribe de la forma:

$$\dot{Q}_E + \dot{Q}_G = \dot{Q}_A + \dot{Q}_C \quad (3-1)$$

El coeficiente de operación (COP) se define como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} \quad (3-2)$$

### 3.3 Clasificación de los equipos de refrigeración por absorción

---

Las máquinas de refrigeración por absorción pueden clasificarse de acuerdo a ciertos criterios como: el tipo de funcionamiento, la fuente de energía de activación, la capacidad, los fluidos de trabajo y el número de efectos. Normalmente los equipos de refrigeración por absorción son enfriadoras de agua.

Según el tipo de activación térmica, las enfriadoras de absorción pueden clasificarse como:

- Activación directa o de llama directa. El calor de activación se origina a partir de la combustión de un combustible y en un quemador y es la llama la que está en contacto térmico con el generador.
- Activación indirecta. En estos casos existe un intercambiador de calor entre el fluido térmico caliente y el generador. En estos casos el calor de activación puede tener su origen en otro proceso o en otro equipo (calor residual). Así pues las enfriadoras pueden estar activadas por agua caliente procedente de captadores solares térmicos, de calderas de biomasa, o de sistemas con excedentes de agua caliente; también pueden utilizarse

como fluido caloportador vapor de agua o agua sobrecalentada procedente de captadores solares o procesos industriales.

En cuanto a la capacidad de los equipos de absorción esta clasificación puede variar dependiendo del enfoque de cada autor. En esta tesis, la clasificación se ha realizado de acuerdo en los siguientes términos:

- Enfriadoras de alta potencia: la capacidad frigorífica es superior a 500 kW.
- Enfriadoras de media potencia: la capacidad frigorífica está entre 50 y 500 kW.
- Enfriadoras de pequeña potencia: la capacidad frigorífica es inferior a 50 kW.

El funcionamiento y la eficiencia energética de las enfriadoras de absorción dependen en gran medida de las propiedades del fluido de trabajo utilizado. En los ciclos de absorción estos fluidos son mezclas compuestas por un fluido volátil que actúa como refrigerante y otro componente denominado absorbente. Las mezclas más utilizadas son el agua/bromuro de litio (agua/LiBr) y el amoníaco/agua (NH<sub>3</sub>/agua). En la Tabla 3-1 se presentan los requisitos de la mezcla ideal y las ventajas y desventajas de cada una de estas dos mezclas.

**Tabla 3-1. Propiedades de los fluidos de trabajo utilizados en máquinas de absorción [134]**

<b>Propiedad</b>	<b>Agua/Bromuro de litio</b>	<b>Amoníaco/Agua</b>
<b>Refrigerante</b>		
Alto calor latente	Excelente	Buena
Presión de vapor moderada	Demasiado baja	Demasiado alta
Baja temperatura de congelación	Aplicación limitada	Excelente
Baja viscosidad	Buena	Buena
<b>Absorbente</b>		
Presión de vapor baja	Excelente	Baja
Baja viscosidad	Buena	Buena
<b>Mezcla</b>		
No llegar a solidificarse	Aplicación limitada	Excelente
Baja toxicidad	Buena	Baja
Alta afinidad entre refrigerante y absorbente	Buena	Buena

Las dos mezclas convencionales utilizan un refrigerante con una elevada entalpía de cambio de fase, ya que de esta forma se minimiza el caudal másico del refrigerante requerido para una cierta capacidad frigorífica. La presión de vapor del amoníaco es excesivamente alta mientras que la presión del vapor del agua presenta inconvenientes por ser demasiado baja. Al ser el bromuro de litio una sal, el proceso de separación en el generador es muy sencillo y no se requiere el uso de un rectificador, mientras que la ventaja del agua como absorbente del amoníaco reside en que su solubilidad en todo el intervalo de concentraciones. Un punto importante en las propiedades del refrigerante es la temperatura de congelación, así que los sistemas que utilizan agua como refrigerante pueden ser utilizados en aplicaciones que requieran temperaturas de refrigeración superiores a los 4°C.

La eficiencia del ciclo de absorción puede ser mejorada si a la configuración básica (Figura 3-1) se le añaden uno o más componentes a presiones o concentraciones distintas. De acuerdo al número y al tipo de componentes, los equipos de absorción pueden clasificarse de acuerdo al número de efectos y al número de etapas. El número de efectos hace referencia al número de veces que el calor de activación es utilizado dentro del ciclo, o para una mejor comprensión el número de efectos hace referencia al número de veces que de forma directa o indirecta se utiliza el calor para generar vapor de refrigerante. De esta forma se puede distinguir entre máquinas de simple efecto, doble, triple o en general multi-efecto.

En función del número de efectos el rendimiento de la máquina puede variar pero también la máquina requerirá de una mayor temperatura de activación en el generador. La Figura 3-2 presenta la variación del coeficiente de operación (COP) para enfriadoras de absorción de simple, doble y triple efecto en función de la temperatura de activación. Se puede ver que a un mayor número de efectos, la temperatura de activación requerida es mucho mayor.

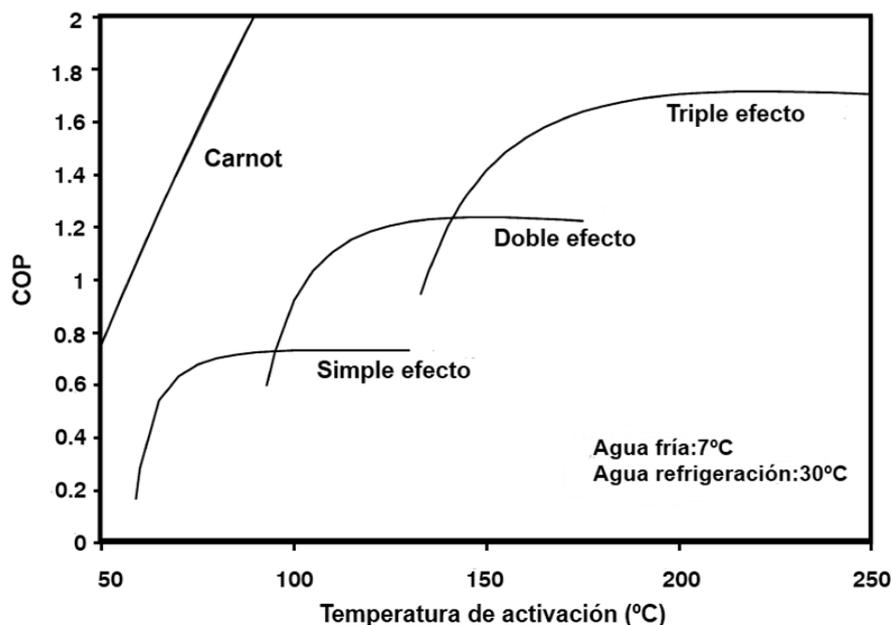
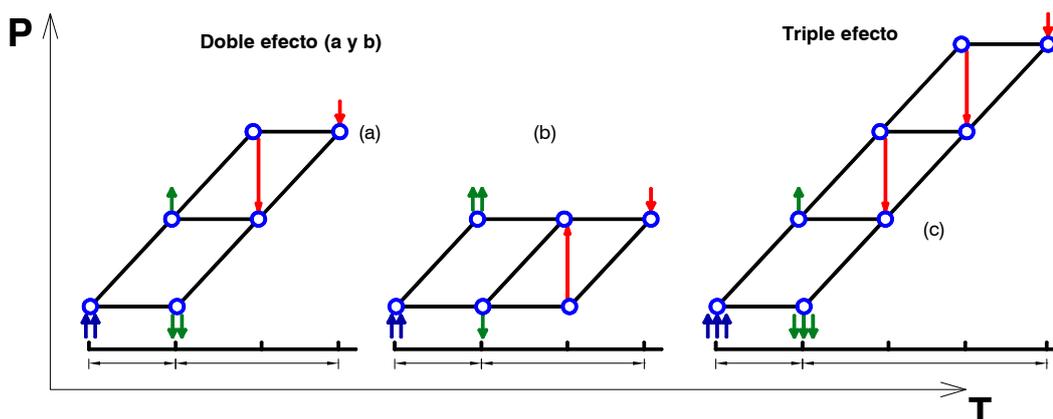


Figura 3-2. Coeficiente de Operación (COP) en función de la temperatura de activación [135].

### 3.4 Ciclos de absorción multi-efecto

Los ciclos de absorción pueden esquematizarse en el diagrama presión-temperatura-concentración PTX de la mezcla de trabajo, tal como se muestra en la Figura 3-3, de manera que los principales componentes de intercambio de calor se representan mediante círculos y el sentido del flujo de calor por medio de flechas. Los evaporadores o generadores corresponden a los círculos con flechas hacia el componente, mientras que los condensadores o absorbedores corresponden a los círculos con flechas de salida. La carga térmica del componente se representa analíticamente por el número de flechas.

En la Figura 3-3 se presentan algunos tipos de ciclo de doble efecto (a y b) y de triple efecto (c). En el caso del ciclo de doble efecto (Figura 3-3a), el calor de condensación del condensador de alta presión es utilizado para realizar una segunda separación adicional en el generador de baja temperatura. Esta reutilización del calor de condensación permite una doble producción de frío en el evaporador, obteniéndose por lo tanto un COP aproximadamente dos veces mayor que el ciclo de simple efecto.



**Figura 3-3. Representaci3n de ciclos de absorci3n multi-efecto en el diagrama PTX. (a) ciclo doble efecto a varias presiones, (b) ciclo doble efecto GAX, (c) ciclo triple efecto.**

El ciclo de la Figura 3-3b es un ciclo doble efecto del tipo GAX en que el calor de absorci3n liberado en el absorbedor de alta se utiliza para activar el generador de baja temperatura y de esta forma el vapor adicional de refrigerante producido permitir3 aumentar el efecto frigor3fico en el evaporador y en consecuencia el COP. El ciclo de la Figura 3-3c es del tipo triple efecto. Puede apreciarse como se trata de un ciclo con tres grupos generador/condensador de alta, media y baja temperatura, un evaporador y un absorbedor. El calor de activaci3n procedente de la fuente t3rmica externa se suministra al generador de alta, mientras que el calor de condensaci3n del condensador de alta se utiliza para generar m3s vapor en el generador de media, y de la misma forma el calor liberado en el condensador de media se utiliza para activar el generador de baja. De esta forma el COP del ciclo simple puede aumentar aunque no de forma lineal.

En la Tabla 3-2 se muestran las mejoras del COP y del consumo espec3fico de energ3a correspondiente a los ciclos de doble y triple efecto de agua/LiBr respecto del ciclo de simple efecto en aplicaciones t3picas de climatizaci3n de edificios.

**Tabla 3-2. Consumos espec3ficos de energ3a de diferentes tipos de enfriadoras de absorci3n.**

Tipo de ciclo	COP	Mejora del COP	Consumo espec3fico de energ3a	Reducci3n de energ3a consumida (%)
Simple efecto	0.7	-	1.43 kW·kW <sub>frío</sub> <sup>-1</sup>	-
Doble efecto	1.2	0.5	0.83 kW·kW <sub>frío</sub> <sup>-1</sup>	42%
Triple efecto	1.7	0.5	0.59 kW·kW <sub>frío</sub> <sup>-1</sup>	29%

## 3.5 Estado del arte de las enfriadoras de absorción de doble efecto

### 3.5.1 Descripción del ciclo

Dentro de las enfriadoras multi-efecto, las de doble efecto para la mezcla agua/LiBr son las más extendidas a nivel comercial. El ciclo representado en un diagrama PTX se muestra en la Figura 3-4 y está constituido fundamentalmente por los mismos componentes del ciclo básico o de simple efecto y además incorpora un conjunto condensador/generador de alta temperatura.

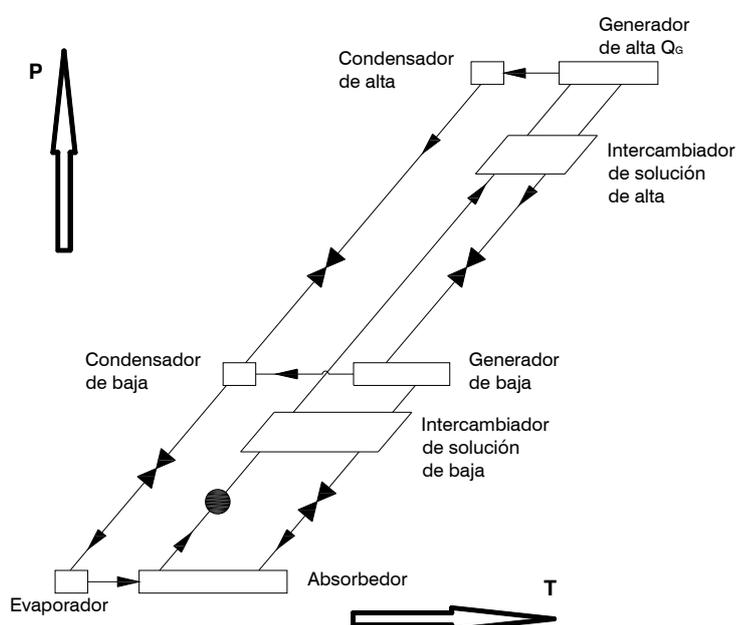


Figura 3-4. Esquema del ciclo de doble efecto en el diagrama PTX del agua/LiBr.

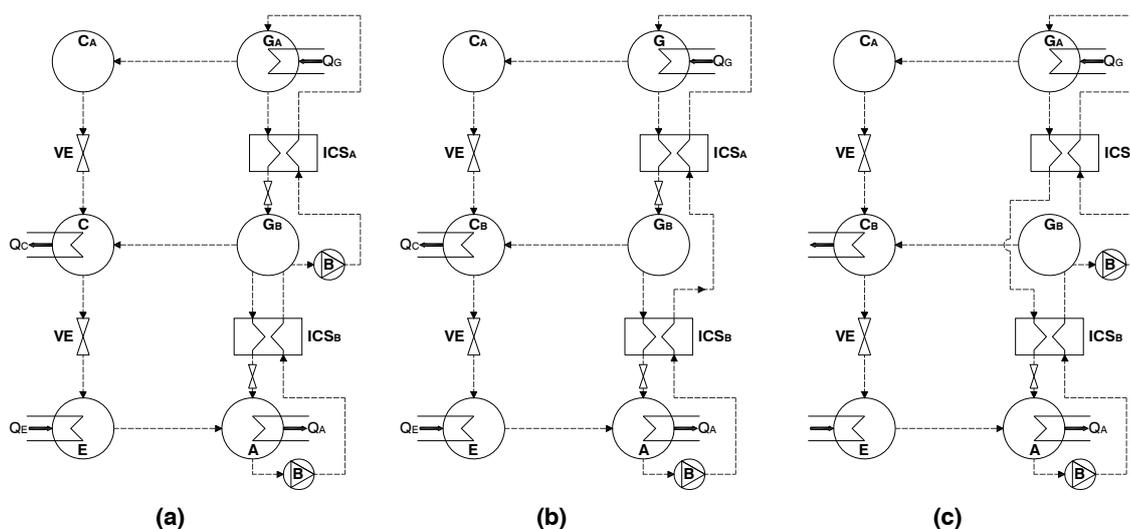
Los componentes operan a tres niveles de presión: alta, media y baja. La solución procedente del absorbedor es bombeada a la presión alta para acceder al generador de alta temperatura en donde gracias al calor suministrado externamente  $\dot{Q}_G$  a la temperatura  $T_G$  se separa el vapor de agua a la vez que se concentra la solución en LiBr. El calor de condensación del vapor de agua en el condensador de alta se utiliza para activar el generador de baja concentrando todavía más la solución procedente del generador de alta y produciendo una corriente de vapor de agua que condensara en el condensador de baja. La solución resultante es entonces enviada al absorbedor para completar el ciclo. También en este caso se utilizan dos intercambiadores de solución, de alta y baja temperatura para la recuperación del calor sensible de las

corrientes de solución procedentes de cada uno de los generadores. Esta disposición se denomina de flujo en serie, ya que el circuito de solución está diseñado de forma que la solución pasa sucesivamente por ambos generadores.

Tal como se ha mencionado, las enfriadoras de doble efecto fueron durante décadas el único tipo de enfriadora de absorción multi-efecto presente en el mercado. El COP de estas enfriadoras está entre 1.1 y 1.3.

### **3.5.2 Estado del arte de las enfriadoras de doble efecto**

La primera enfriadora de absorción de doble efecto [136] fue comercializada por Trane en el año 1970. Poco después la enfriadora de absorción de doble efecto fue comercializada por la mayoría de fabricantes de máquinas de absorción. Estas primeras enfriadoras de doble efecto presentaban una disposición de flujo en serie entre el generador de alta y el de baja. Esta disposición, aunque es habitual en la mayoría de los fabricantes, provoca que el generador de alta opere a una presión superior a fin de mantener el caudal de la solución y evitar así la cristalización de la mezcla agua/LiBr. Este problema fue superado por el diseño de la empresa Hitachi mediante el lanzamiento de una enfriadora de doble efecto con flujo en paralelo [137]. En la disposición de flujo en paralelo (Figura 3-13a), la corriente de solución diluida proveniente del absorbedor después de la bomba de solución es dividida en dos corrientes que alimentan respectivamente al generador de baja y al generador de alta. El COP de los equipos con estas dos disposiciones de flujo fue comparado en [138], concluyendo que la disposición de flujo en paralelo presenta un COP ligeramente superior al del flujo en serie aunque el control es más complejo. En un trabajo reciente [139] se analizaron tres clases de sistemas de absorción de doble efecto (conexión en serie, paralelo, y paralelo inverso) con la mezcla agua/LiBr con idéntica capacidad frigorífica. El objetivo de este estudio era poner de manifiesto las ventajas y desventajas de las diferentes configuraciones existentes en los sistemas de absorción de doble efecto con agua/LiBr. Los autores examinaron la influencia de varios parámetros de operación relacionados con el rendimiento termodinámico de los sistemas (efectividad, pérdida de carga, etc.), lo cual puede ser útil en el diseño y control de los sistemas de doble efecto. Los sistemas con las conexiones en paralelo y paralelo inverso obtuvieron los mejores resultados frente al sistema de conexión en serie respecto al COP y a la eficiencia según la segunda ley de la termodinámica.



**Figura 3-5. Esquema de enfriadoras de absorci3n de agua/LiBr de doble efecto con distintas configuraciones del circuito de soluci3n. (a) flujo en paralelo, (b) flujo en serie al generador de alta y (c) flujo en serie al generador de baja.**

La empresa japonesa Ebara Co. present3 un dise1o con el cual se aprovecha la energ3a t3rmica contenida en el refrigerante a la salida del segundo generador, lo que resulta en un aumento considerable de la eficiencia t3rmica del sistema [140]. Del mismo modo, la invenci3n propuesta por Alefeld [141] jug3 un papel importante en la modificaci3n de la construcci3n de las m3quinas de absorci3n de doble efecto mediante la aplicaci3n de determinadas reglas.

Posteriormente se dieron algunos avances con respecto a la eficiencia de las enfriadoras de absorci3n de doble efecto. Se patent3 una configuraci3n de doble efecto que elimina la dispersi3n del sistema y mejora la eficiencia global [142]; la empresa japonesa Sanyo desarroll3 una enfriadora de absorci3n con una mayor eficiencia a base de mantener el refrigerante a una presi3n reducida durante la operaci3n en r3gimen estacionario [143]; en otro trabajo se mejor3 el COP de la m3quina mediante la recuperaci3n del calor interno a partir de la fuente de calor que acciona la enfriadora [144].

A partir de esta revisi3n se puede advertir que se han realizado numerosos trabajos de investigaci3n y avances relacionados con el control, optimizaci3n y la construcci3n de las m3quinas de absorci3n de doble efecto, y la opini3n general es que esas enfriadoras han alcanzado sus l3mites desde el punto de vista del rendimiento. La

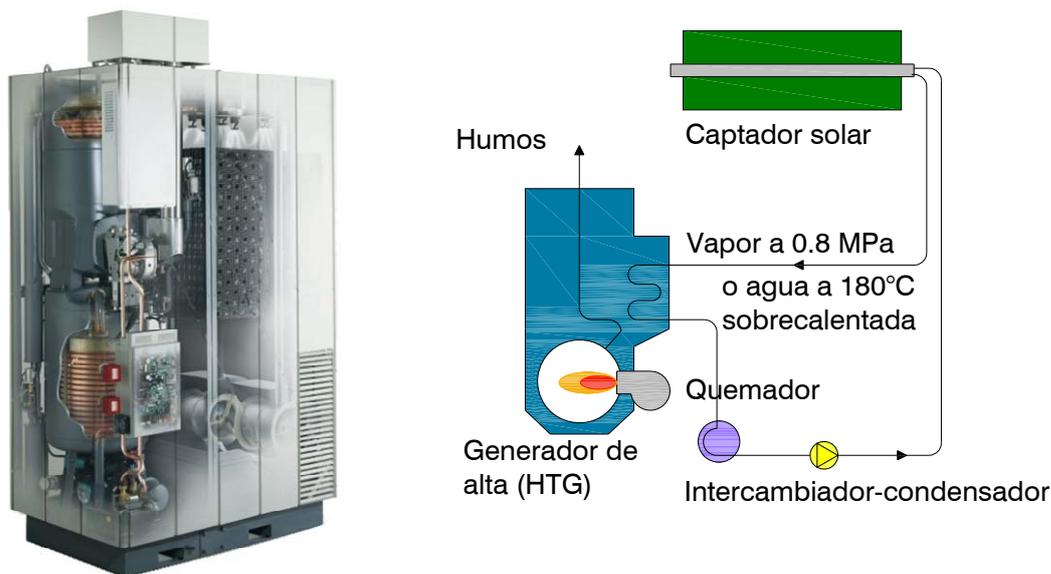
Tabla 3-3 presenta una lista de fabricantes de máquinas de absorción de doble efecto, que se ha elaborado a partir de varios informes [145, 146], artículos y de los sitios web de los fabricantes [147-150].

**Tabla 3-3. Fabricantes de máquinas de absorción de doble efecto de H<sub>2</sub>O/LiBr.**

Fabricante	Fuente de calor	Tipo de producción	Rango [ kW ]
Broad (China)	Quemador Vapor. Agua sobrecalentada	Frío / Calor	174 – 23260 16 – 23260
Shuangliang Eco-Energy Systems Co., Ltd. (China)	Quemador Vapor. Agua sobrecalentada	Frío	211 – 11605 348 – 6980
Thermax (India)	Quemador Vapor. Agua sobrecalentada	Frío / Calor Frío	169 – 3679 169 – 7175
Entropie (Francia/Alemania)	Vapor. Agua sobrecalentada	Frío	300 – 6000
Yazaki (Japón)	Quemador	Frío / Calor	105 – 703
Sanyo Electric Co. Ltd/Panasonic (Japón)	Quemador Vapor	Frío / Calor Frío	350 – 5250
Ebara Corporation (Japón)	Quemador	Frío	300 – 2000
Hitachi (Japón)	Vapor Quemador	Frío Frío / Calor	400 – 6000 70 – 5000
Kawasaki Heavy Industries Ltd. (Japón)	Quemador Vapor	Frío	140 – 3868 352 – 4923
Dunham-Bush Holding Bhd (Malasia)	Quemador Vapor	Frío	350 – 4923
LS (Corea)	Quemador Vapor	Frío / Calor Frío	350 – 1750
Finetec Century Corporation (Corea)	Quemador	Frío / Calor	350 – 5200
Carrier Corporation (EE.UU.)	Quemador Vapor	Frío / Calor Frío	475 – 3500 350 – 6000
York International (EE.UU.)	Quemador Vapor	Frío / Calor Frío	400 – 5500 900 – 5500
The TRANE Company (EE.UU.)	Quemador Quemador Vapor	Frío / Calor Frío Frío	350 – 4000 300 – 4000 1400 – 4000
McQuay International (EE.UU.)	Quemador Vapor	Frío	70 – 5250 350 – 5250

Se han encontrado referencias de un solo fabricante de enfriadoras de absorción de doble efecto que comercializa equipos destinados a trabajar directamente con energía solar. El fabricante chino Broad [147] comercializa una gama de enfriadoras de la serie SYBCTZH con una potencia frigorífica en un rango de 16 a los 115 kW

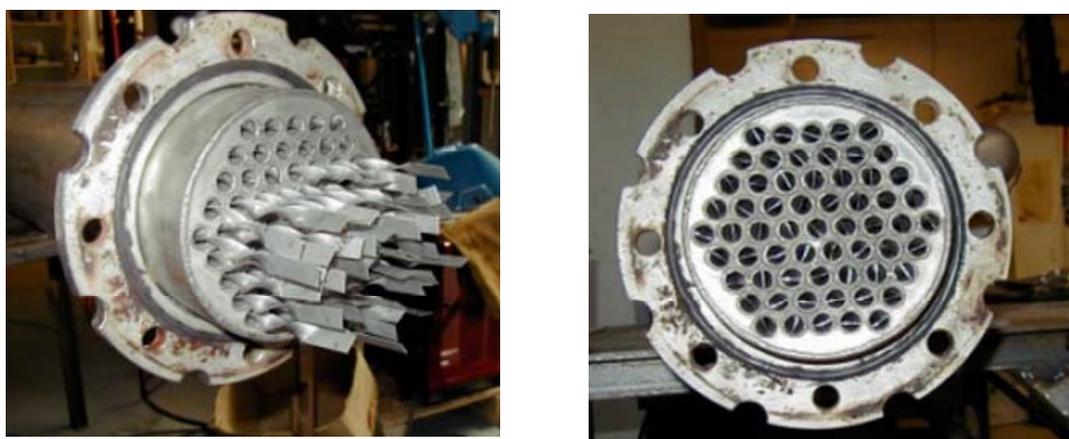
(Figura 3-5). La temperatura del agua sobrecalentada para la activación de estos equipos es de  $180^{\circ}\text{C}$  que puede ser alcanzada mediante el uso de captadores solares de concentración. La misma empresa comercializa un sistema de captadores cilindro-parabólicos especialmente diseñados para trabajar con esta serie de enfriadoras. La enfriadora incorpora un quemador de gas como sistema de apoyo para momentos en la que la radiación solar es insuficiente o nula y una torre de refrigeración acoplada a la máquina. El coeficiente de operación para esta serie de enfriadoras es igual a 1. Broad también comercializa una enfriadora de la serie SYBZH con una potencia frigorífica superior a 174 kW y que de acuerdo a este fabricante podría utilizarse con el sistema de captadores cilindro-parabólicos que suministra la empresa. Este equipo permite trabajar con agua sobrecalentada y con apoyo de un quemador de gas. También en la Figura 3-5 se muestra un esquema del generador de alta temperatura utilizado en los equipos del fabricante Broad en el que se incluye el quemador de gas como sistema de apoyo.



**Figura 3-5. Enfriadora de doble efecto de Broad de la serie SYBCTZH. Esquema del generador de alta temperatura de los equipos de Broad con el sistema de apoyo.**

En la Tabla 3-3 los equipos accionados por vapor o agua sobrecalentada pueden ser acoplados a sistemas de captadores solares térmicos sin necesidad de ningún equipamiento auxiliar. En algunas ocasiones se han realizado modificaciones a los equipos del tipo llama directa para utilizarlos con sistemas de captación solar térmica. Este es el caso de la enfriadora de doble efecto McQuay-Sanyo con una capacidad nominal de 420 kW utilizada dentro del proyecto PIER (*Public Interest Energy*

*Research*) de la Comisión de Energía de California (EE.UU.) [151]. El equipo original tenía un quemador de gas natural (accionamiento por llama directa) pero fue modificado mediante la incorporación de un generador de alta temperatura del tipo haz de tubos y carcasa. El nuevo generador reemplazó al generador anterior y al quemador de gas natural para convertir a la enfriadora en un equipo accionado únicamente por energía solar. El coste del equipo original fue de  $483 \text{ USD}\cdot\text{kW}^{-1}$  y con la nueva modificación se estimó que el coste se redujera a  $400 \text{ USD}\cdot\text{kW}^{-1}$ . En la Figura 3-6 se muestra el nuevo generador de carcasa y tubos. El nuevo generador posee un conjunto de barras de acero inoxidable instaladas en el interior de los tubos para mejorar la transferencia de calor entre la mezcla de agua/bromuro de litio que recorre por el interior de los tubos y el agua sobrecalentada dentro de la carcasa.



**Figura 3-6. Generador de carcasa y tubos instalado en una enfriadora de absorción de doble efecto para uso con energía solar [151].**

Antes de pasar a las enfriadoras de absorción de triple efecto, se mencionará algunas de las investigaciones relacionadas con enfriadoras de doble efecto enfriadas por aire. Kunugi et al. [152] de Hitachi patentaron la primera enfriadora de absorción de doble efecto de agua/bromuro de litio refrigerada por aire con una configuración en paralelo para el circuito de solución. En este equipo se lograba un enfriamiento de la solución absorbente por medio de un flujo de aire en contracorriente. Posteriormente han existido varios intentos por construir y comercializar enfriadoras de absorción de este tipo por parte de empresas e institutos de investigación. Tokio Gas Co Ltd. [153] produjo tres prototipos de llama directa de 35, 70 y 105 kW. El Gas Research Institute junto al Battelle Memorial Institute [154] trabajaron en un prototipo de 10.5 kW que alcanzó un COP de 1.09 a una temperatura ambiente máxima de  $46^{\circ}\text{C}$ . Yazaki [155] también construyó un prototipo de una enfriadora de doble efecto del tipo llama

directa de 12 kW que logró un COP de 0.8 a una temperatura ambiente máxima de 46°C. El mismo fabricante [156] construyó otro prototipo de enfriadora de doble efecto (ACH-8) con una capacidad de 28 kW y un COP de 0.85. En España, la Universidad Carlos III de Madrid construyó un prototipo de una enfriadora de absorción de doble efecto con agua/LiBr refrigerada por aire y accionada directamente por la energía de combustión del combustible [157]. Esta enfriadora de absorción de pequeña capacidad tiene una potencia nominal de 7 kW y un COP medio diario de 1.05. Hasta el momento no existe ningún equipo comercial de doble efecto enfriada por aire que trabaje con la mezcla agua/bromuro de litio.

### 3.6 Estado del arte de las enfriadoras de absorción de triple efecto

La forma más sencilla de explicar una enfriadora de triple efecto es como una extensión de un ciclo de absorción de doble efecto que opera a cuatro niveles de presión (Figura 3-14).

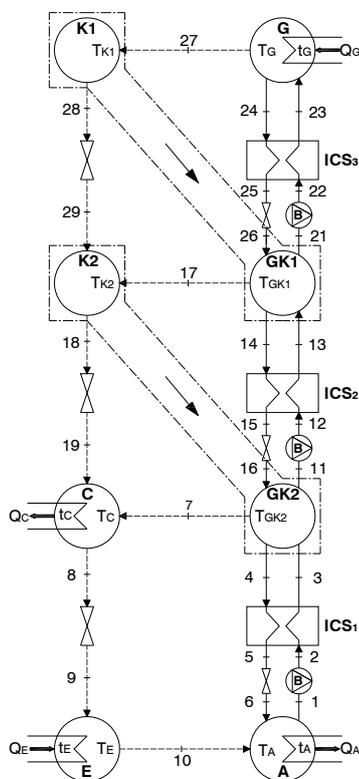


Figura 3-6. Esquema de un ciclo de absorción de triple efecto (flujo paralelo).

La enfriadora de triple efecto está compuesta de tres generadores (G, GK1 y GK2) e incluye dos procesos térmicos internos de intercambio de calor entre el condensador de alta K1 y el generador de media GK1, y entre el condensador de media K2 y el generador de baja GK2. El vapor de refrigerante proveniente de los generadores de alta y de media se condensa y el calor liberado se usa para activar térmicamente al siguiente generador de menor presión. El refrigerante que sale de los tres condensadores pasa al evaporador donde tiene lugar el efecto frigorífico mediante la evaporación del refrigerante. Estas enfriadoras requieren temperaturas superiores a  $160^{\circ}\text{C}$  para su activación. El COP de las enfriadoras de absorción de triple efecto está alrededor de 1.7.

La compañía Hitachi fue la primera en patentar una enfriadora de absorción de triple efecto [158]. Este desarrollo tenía tres generadores a los cuales se les suministraba el fluido de trabajo directamente desde el absorbedor, en una disposición de flujo en paralelo. La distribución en paralelo permite reducir la temperatura y la presión en el generador de alta con la finalidad de disminuir el efecto de la corrosión en las paredes de la carcasa. En este diseño el circuito de enfriamiento era del tipo en serie Condensador-Absorbedor, es decir que el agua de la torre de enfriamiento pasaba primero por el condensador y luego por el absorbedor. En la Figura 3-7 se muestra un esquema del diseño presentado por Hitachi y conocido como ciclo 3C3D (3-Condenser-3-Desorber).

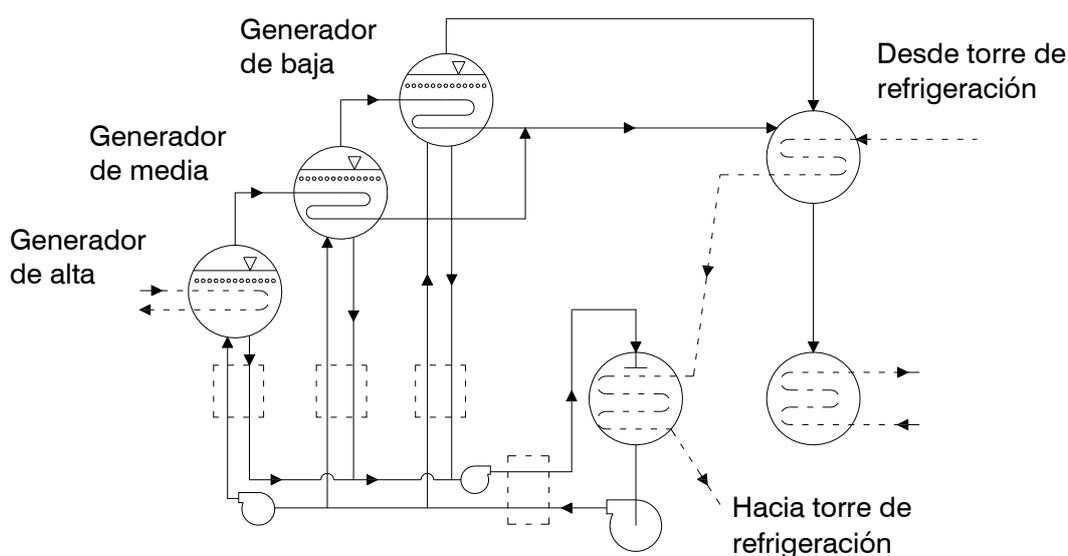
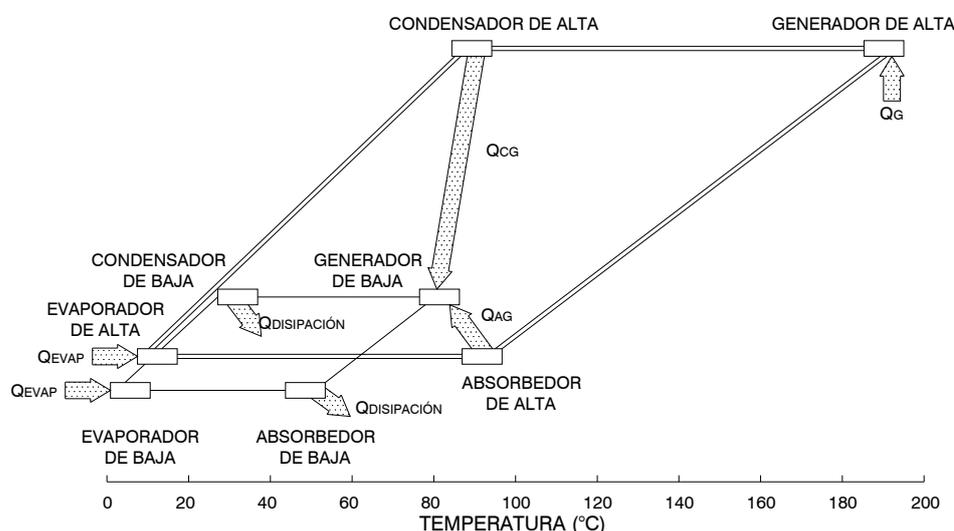


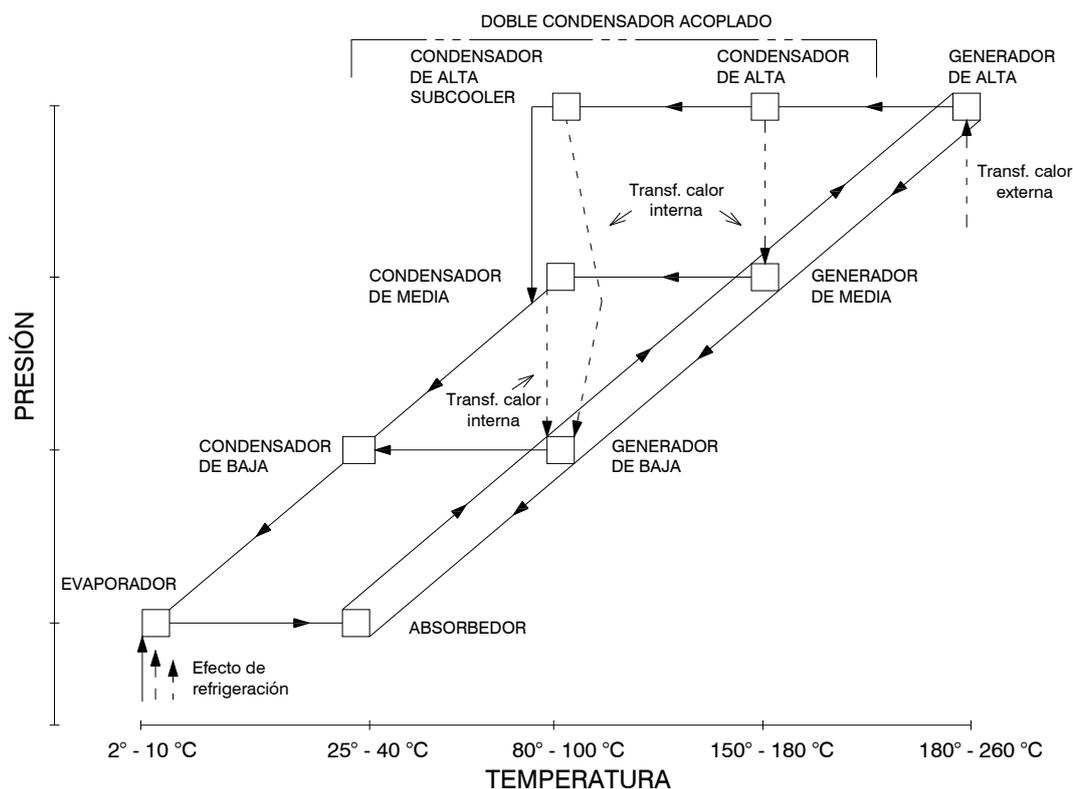
Figura 3-7. Esquema del ciclo de triple efecto patentado por la empresa Hitachi.

Poco después, varios autores propusieron otros ciclos de triple efecto [159-164]. Una de estas propuestas consistió en una configuración que incluía dos circuitos de absorción de simple efecto trabajando en un rango distinto de temperatura (*Dual Loop Cycle*). En la configuración propuesta, la entrada de calor primario es utilizada tres veces (desde el punto de vista de la generación de refrigerante) mientras que los evaporadores de dos circuitos operan a temperaturas similares, proporcionando así un efecto refrigerante más eficiente. De acuerdo con los autores, este diseño era entre un 30% y un 50% más eficiente que una enfriadora convencional de doble efecto [160]. En la Figura 3-8 se muestra este ciclo de triple efecto representado en un diagrama PTX.



**Figura 3-8. Diagrama esquemático del sistema de absorción de triple efecto ilustrando la relación termodinámica entre los componentes [160].**

Los autores del trabajo anterior propusieron otra configuración de la enfriadora de absorción de triple efecto conocida con el nombre de *Double-Condenser Coupling (DCC)* o Doble-Condensador Acoplado. Esta configuración consistía en aprovechar el calor sensible de alta temperatura del condensado producido a partir de la activación del generador de media temperatura junto al calor latente del vapor producido en el generador de media para accionar el generador de baja temperatura. Esta mejora supuso incrementar la eficiencia del ciclo. El COP obtenido para una disposición de flujo en paralelo fue de 1.68 a una temperatura de 228°C en el generador de alta, mientras que para una disposición de flujo en serie a la misma temperatura el COP fue de 1.38 [161]. En la Figura 3-9 se muestra este ciclo de triple efecto representado en un diagrama PTX.



**Figura 3-9. Ciclo de triple efecto del tipo *Double-Condenser Coupling* con disposici3n de flujo en paralelo [161].**

Perez-Blanco [162] propuso un ciclo te3rico de absorci3n de triple efecto del tipo doble circuito de absorci3n (*Dual Loop Cycle*) utilizando 3nicamente agua/bromuro de litio como fluido de trabajo en los dos circuitos de absorci3n. El autor obtuvo un coeficiente de operaci3n alrededor de 1.8 para niveles de temperatura similares a los utilizados por las enfriadoras de absorci3n doble efecto. Este ciclo reduce las irreversibilidades al incluir la transferencia de masa y calor entre etapas del ciclo.

Rockenfeller y Sarkisian [163] presentaron el diseo de una enfriadora de absorci3n de triple efecto con un lazo de transferencia de calor entre la llama de gas y el intercambiador de calor del generador, con la finalidad de conseguir un calentamiento m3s homog3neo dentro del generador. Adem3s este lazo permite aprovechar la entalp3a del gas efluente para precalentar el aire de entrada a la c3mara de combusti3n o para mejorar el calentamiento de los generadores de baja temperatura. En este diseo tambi3n se consider3 el uso de varios evaporadores y, de manera especial, varios absorbedores para ajustar las temperaturas de operaci3n y las propiedades de la soluci3n. El uso de varios absorbedores a diferentes temperaturas

permite reducir, de manera paulatina, la temperatura de la solución desde el generador de alta temperatura hasta un único absorbedor de baja temperatura y reduciendo de esta manera el peligro de cristalización.

ABSIM, conocido paquete informático para la simulación de ciclos de absorción, fue utilizado por Grossman et al. [164] para analizar y simular tres tipos de configuraciones de ciclos de absorción de triple efecto en condiciones de diseño: tres-condensadores-tres-generadores (3-C-3-D), doble-condensador acoplado (*Double-Condenser Coupled*) y doble circuito de absorción (*Dual Loop Cycle*). El COP obtenido estuvo en un rango entre 1.27 para la configuración tres-condensadores-tres-generadores con flujo en serie, y 1.73 para la configuración de doble-condensador acoplado con flujo en paralelo. En cada categoría, el flujo en paralelo obtuvo mejores resultados en cuanto al COP y también respecto al riesgo de cristalización, aunque la capacidad lograda fue ligeramente inferior. En cuanto al sistema de doble circuito de absorción, éste obtuvo para algunas condiciones de trabajo un COP tan alto o superior que el obtenido por el ciclo DCC. El problema con este ciclo fue que los niveles de concentración alcanzados en el absorbedor de alta superaron los límites de cristalización, por lo que los autores concluyeron en la necesidad de encontrar un fluido de trabajo adecuado para este ciclo.

Se llevó a cabo un análisis del rendimiento para tres tipos de ciclos de absorción de triple efecto: flujo en paralelo, flujo en serie y flujo invertido. Los indicadores seleccionados para medir el rendimiento fueron: el COP, la presión máxima y la temperatura máxima de cada ciclo. Los resultados mostraron que el ciclo con flujo en paralelo presenta el mayor COP, mientras que la presión y la temperatura máxima son menores en el ciclo con flujo invertido que las del resto de ciclos [165].

Se investigó la aplicabilidad de los ciclos de compresión asistida en la construcción de enfriadoras de absorción de triple efecto [166]. La conclusión fue que es posible construir un ciclo altamente eficiente de refrigeración por absorción de triple efecto utilizando el fluido de trabajo convencional ( $H_2O/LiBr$ ) y sin causar problemas serios de corrosión. Esto se consigue acoplando uno de los ciclos asistidos por compresión que se explican en el estudio. Los problemas que podrían surgir son los relacionados con las interacciones con el aceite lubricante, la transferencia ineficiente de calor,

posible arrastre de sal hacia la corriente de vapor de alta temperatura, volúmenes específicos de vapor demasiado altos en la succión del compresor, etc.

De todas formas, sólo algunas de esas configuraciones teóricas de enfriadoras de triple efecto han llegado a estar disponibles en el mercado o se han construido en forma de prototipo. En 1989, Trane Company inició el desarrollo de un ciclo de triple efecto basado en el trabajo de DeVault (*Dual Loop Cycle*) [160]. En abril del año 2000, Trane, con el apoyo de Gas Research Institute, anunció la existencia de un prototipo de una enfriadora de triple efecto de 1320 kW [167] del tipo *Dual Loop Cycle* con la diferencia que esta enfriadora tenía un circuito de evaporador común entre los dos circuitos de absorción [168]. Este prototipo logró valores de COP superiores a 1.6. Hasta hoy, esta enfriadora no ha llegado a estar disponible a nivel comercial [169]. En la Figura 3-10 se presenta un prototipo de una enfriadora de triple efecto de 390 kW, basado en el trabajo de DeVault, anterior al prototipo de 1320 kW.



**Figura 3-10. Prototipo de enfriadora de triple efecto de 390 kW del tipo *Dual Loop Cycle* de la empresa Trane [169].**

El fabricante de enfriadoras de absorción York, junto al Departamento de Energía de los Estados Unidos (DOE), desarrolló el prototipo de una enfriadora de triple efecto de 1408 kW, de activación indirecta, utilizando el concepto *Double-Condenser Coupled* propuesto por DeVault [161]. El prototipo de laboratorio fue un 30% más eficiente que una enfriadora de doble efecto de similares características. Posteriormente se construyó un prototipo de similar potencia, de activación directa, que fue instalado en una dependencia gubernamental en Nevada (EE.UU.) en el año 2002. En la Figura 3-11 se muestran los dos prototipos construidos por York.



(a) Activación indirecta

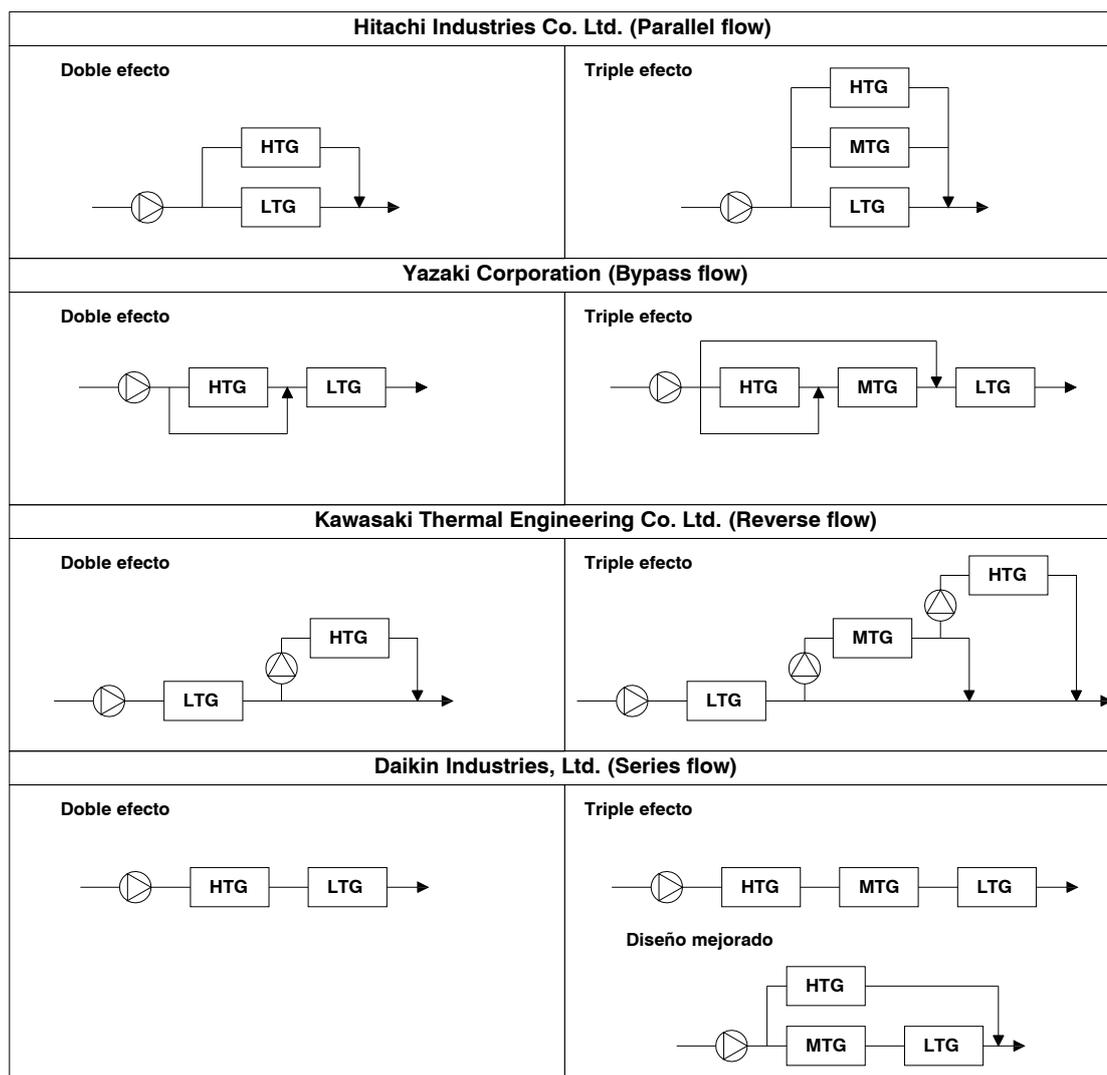


(b) Activación directa

**Figura 3-11. Prototipos de enfriadoras de triple efecto del tipo *Double-Condenser Coupled* fabricados por York.**

La compañía Apache, con el apoyo del Departamento de Energía de Estados Unidos (DOE), en 1991 inició el desarrollo de una enfriadora de absorción de triple efecto para aplicaciones de cogeneración usando un eyector de amoníaco para refrigeración [170]. Desafortunadamente, esta máquina nunca ha llegado a estar en el mercado.

En 2001, la Asociación Japonesa de Gas conjuntamente con cuatro fabricantes de enfriadoras de absorción, empezó a trabajar en el desarrollo de una nueva enfriadora de absorción de triple efecto para la producción de agua fría y agua caliente. Cada fabricante trabajó en un prototipo empleando un circuito de solución diferente basado en los diseños de sus enfriadoras de doble efecto. En la Figura 3-12 se observa el diseño del circuito de solución utilizado por cada fabricante en sus equipos de doble efecto y su modificación para ser incluido en el equipo de absorción de triple efecto. Únicamente el fabricante Daikin Industries modificó por completo su circuito de solución ya que determinó que no podría alcanzar el rendimiento deseado con su circuito en serie (*series flow*).



**Figura 3-12. Circuitos de solución empleados en equipos de absorción de doble efecto y sus correspondientes modificaciones para ser incluidas en equipos de absorción de triple efecto por fabricante [171].**

En 2004, la Asociación Japonesa de Gas desarrolló el prototipo de una enfriadora de absorción de triple efecto con una capacidad frigorífica de 527 kW y un COP de refrigeración de 1.49 en base a la modificación de una enfriadora de doble efecto a la cual se añadió un generador de alta temperatura [171]. Kawasaki desarrolló y lanzó al mercado en 2005 la primera unidad comercial de H<sub>2</sub>O/LiBr [172]. La primera enfriadora comercial de absorción de triple efecto tenía un COP nominal de 1.6 y un COP a carga parcial de alrededor de 1.7 (Figura 3-13). La serie de productos de las enfriadoras/calentadoras de triple efecto incluye cuatro modelos: dos modelos de llama directa con capacidades de refrigeración de 651 kW y 1196 kW, y dos modelos accionados por agua caliente residual de 580 kW y 1090 kW.



**Figura 3-13. Enfriadora de absorción de triple efecto (Kawasaki Sigma Ace CF01-10-0001)**

La Universidad de Nihon (Japón) junto a la empresa Hitachi Ltd. desarrolló un software de simulación dinámica para predecir el comportamiento transitorio de equipos de absorción con distintas configuraciones [173]. En base a los resultados de las configuraciones analizadas y a las condiciones de operación fue desarrollado el prototipo de una enfriadora de absorción de triple efecto de llama directa de  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  con una potencia frigorífica de 527 kW y un COP de 1.6. El generador de alta temperatura de este prototipo es del tipo *once-through type boiler*, mientras que el evaporador, absorbedor y condensador son intercambiadores de calor del tipo carcasa y haz de tubos.

El fabricante Shuangliang Eco-Energy desarrolló lo que en China fue la primera enfriadora de absorción triple efecto de llama directa de  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  con un COP de 1.75. Este equipo comercial fue presentado en la feria *China Refrigeration Exhibition 2010* [174].

Finalmente, en 2011, la compañía india Thermax inauguró un proyecto de demostración con un sistema de refrigeración solar compuesto por una enfriadora de absorción de triple efecto que trabaja con la mezcla  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  y un sistema de captadores cilindro parabólicos. La enfriadora tiene una capacidad frigorífica nominal de 100 kW, la temperatura de accionamiento es de 210 °C y COP de 1.7 [22].

Thermax tiene previsto fabricar series comerciales de esos sistemas, con un rango de potencias desde 100 a 3000 kW.

## **3.7 Revisión del estado del arte de las instalaciones de refrigeración solar para climatización de edificios**

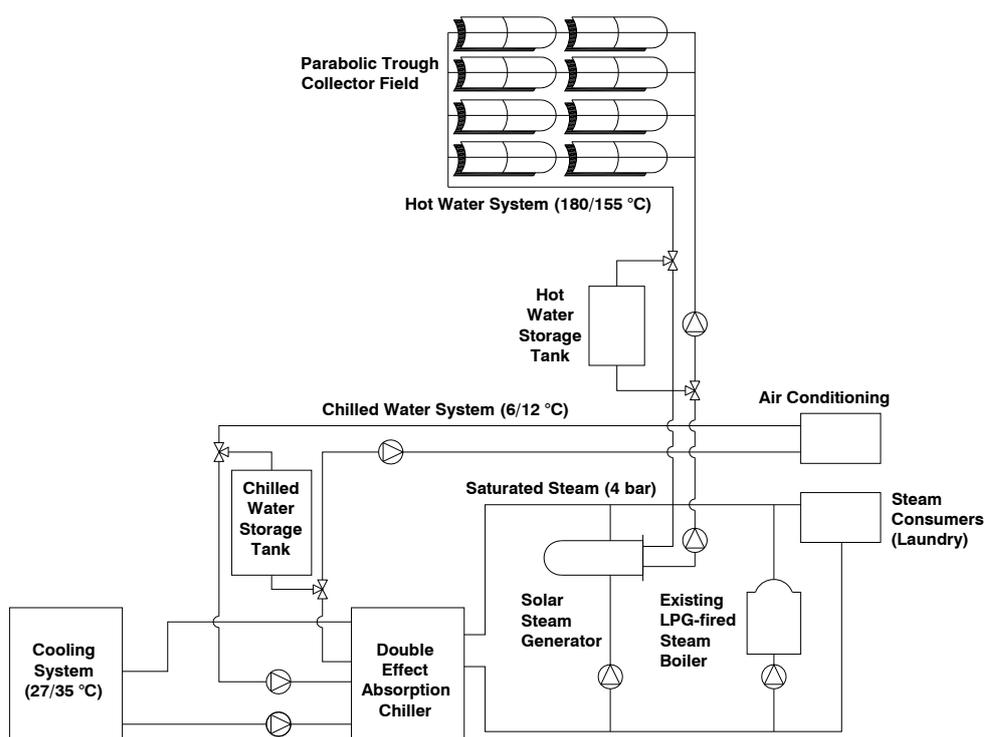
---

El uso de enfriadoras térmicas activadas por energía solar ha sido analizado en el marco de varios proyectos durante los últimos 12 años tanto para refrigeración de edificios como para procesos industriales [9, 10, 12, 46, 49, 175-180]. Con relación al uso de máquinas de absorción, estos proyectos tomaron en cuenta configuraciones compuestas por máquinas de absorción de simple efecto y doble efecto acopladas a captadores solares de baja y media temperatura. Además de las instalaciones propuestas o referenciadas en estos proyectos se hallan instalaciones construidas para fines específicos. A lo largo de esta sección se detallarán las principales instalaciones de las que se ha podido encontrar información.

### **3.7.1 Hotel Iberotel Sarigerme Park (Turquía)**

El primer proyecto piloto del que se tiene referencia a nivel europeo de refrigeración solar, en base a la configuración estudiada en esta tesis, entró en funcionamiento en el año 2004 para servir al hotel Iberotel Sarigerme Park en la ciudad de Dalaman (Turquía) [181]. La planta de refrigeración solar se encuentra acoplada a la planta original que suplía de vapor a la lavandería y al sistema de refrigeración por compresión. Además este sistema provee calor para la calefacción del hotel en época de invierno. A continuación se listan los principales componentes de esta planta (ver Figura 3-14):

- Captadores cilindro-parabólicos
- Depósito de almacenamiento de agua caliente
- Intercambiador de calor para la producción de vapor
- Máquina de absorción de doble efecto de H<sub>2</sub>O/LiBr
- Depósito de almacenamiento de frío
- Sistema de disipación de calor



**Figura 3-14. Esquema de la planta solar para la producci3n de fr3o y vapor para el hotel Iberotel Sarigerme Park [181].**

El campo de captadores est3 compuesto de cinco filas en paralelo con cuatro m3dulos cada una de captadores cilindro-parab3licos con un 3rea de apertura total de 180 m<sup>2</sup>. Un total de 20 captadores cilindro-parab3licos PTC 1800 fabricados por la empresa SOLITEM. El fluido de transferencia de calor utilizado es agua caliente presurizada con una temperatura de salida de 180°C y una temperatura de retorno de 155°C. El dep3sito de almacenamiento de agua caliente tiene una capacidad de 6 m<sup>3</sup>. El agua caliente entra en un intercambiador de calor donde se produce 240 kg·h<sup>-1</sup> de vapor de agua saturado a 4 bar y 144°C. Cuando la producci3n de vapor a partir del campo de captadores no alcanza a cubrir los requerimientos del hotel, una caldera de vapor entra en funcionamiento para completar la falta de vapor.

El vapor de agua saturado acciona una m3quina de absorci3n BROAD de doble efecto de 140 kW de potencia frigor3fica nominal. La m3quina de absorci3n utiliza una torre de enfriamiento para disipar el calor generado en el absorbedor y en el condensador. La m3quina de absorci3n alcanza un COP de 1.30 cuando trabaja a plena carga y cuando la temperatura de salida de la torre de enfriamiento se mantiene a 29°C. El proceso de conversi3n de calor solar en agua fr3a puede ser mejorado si la

máquina de absorción es operada a carga parcial. Esta máquina puede lograr un COP de 1.50 cuando trabaja a carga parcial [182]. La enfriadora de doble efecto produce agua fría a 6°C que luego podrá ser almacenada en un depósito de almacenamiento y utilizada en los sistemas de aire acondicionado del hotel con 408 habitaciones. Parte del vapor generado también es utilizado en el servicio de lavandería del hotel, reduciendo el consumo de gas natural utilizado en la caldera del hotel.

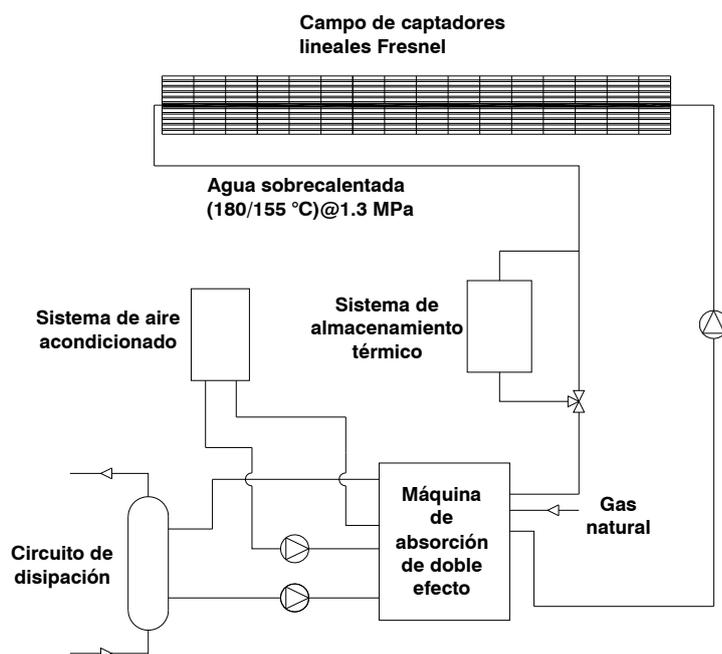
La planta de refrigeración solar podría cubrir las necesidades completas de frío en el hotel pero debido al rendimiento del sistema, el suministro de energía solar óptimo está entre 40 y 80% [182]. Debido a este último punto, la planta solar está combinada con un sistema convencional que permite mejorar la rentabilidad de todo el sistema. Hay que tomar en cuenta que durante el verano, el sistema producirá más frío durante las horas en que la tarifa eléctrica es más alta mientras que en las horas con tarifas eléctricas más bajas, la producción de frío se reducirá y por tanto la producción de vapor para uso en la lavandería será mayor. Durante el invierno el calor del campo de captadores es utilizado, mediante un intercambiador de calor diferente, para producir agua caliente para calefacción y piscina.

La implementación de este sistema solar permite reducir el consumo eléctrico en un 30% al año. Además con la producción de vapor, el consumo anual de gas natural empleado en el hotel se reduce un 60%. El ahorro anual en energía eléctrica y en gas natural es alrededor de 200000 €, lo que significa una reducción del 51% sobre el coste generado por el sistema de refrigeración de compresión y la caldera de vapor [183].

### **3.7.2 Edificio “Plaza de América” de la Escuela Superior de Ingeniería de la Universidad de Sevilla (España)**

El uso de instalaciones de refrigeración con aprovechamiento de energía solar térmica en edificaciones del sector terciario en España dio como resultado la construcción de una planta de demostración en la Escuela Superior de Ingeniería (ESI) de la Universidad de Sevilla. La fase original de esta planta se compone por un sistema de captación solar de concentración basado en captadores lineales Fresnel y una máquina de absorción de doble efecto. La finalidad de esta planta es reducir el

consumo eléctrico de un sistema de refrigeración convencional por compresión con una potencia de 1 MW. La construcción de esta planta es parte del proyecto Refrigeración solar por absorción en el sector terciario, su principal promotor es la empresa energética Gas Natural SDG, cuenta con la participación de los grupos de termotecnia y automática de la Asociación de Investigación y Cooperación Industrial de Andalucía (AICIA) y con el apoyo económico de la Cooperación Tecnológica de Andalucía [184].



**Figura 3-15. Esquema de la planta solar para la producción de frío de la Escuela Superior de Ingeniería de la Universidad de Sevilla.**

Los principales componentes de esta instalación se listan a continuación (ver Figura 3-15):

- Captadores lineales Fresnel
- Depósito de almacenamiento de agua caliente (no incluido en la fase inicial)
- Máquina de absorción de doble efecto de  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$
- Quemador de gas natural
- Sistema de disipación de calor

El sistema de captación solar se encuentra instalado en la azotea del edificio de la Escuela Superior de Ingeniería y cubre una superficie total de 512 m<sup>2</sup>. El fabricante del sistema de captación solar es la empresa alemana Industrial Solar GmbH. Este sistema está compuesto por 16 módulos de espejos reflectantes con una longitud total de 64 m y con un área de captación neta de 352 m<sup>2</sup>. El sistema de Industrial Solar cuenta con un reflector secundario de aluminio ubicado a 4 m sobre el sistema de espejos que concentra la radiación solar en un receptor de tubo de vacío SCHOTT PTR<sup>®</sup>70. El fluido de intercambio de calor, que recorre el receptor central, es agua caliente presurizada. Este fluido al calentarse alcanza una temperatura de 180°C a una presión de 1.30 MPa, alimenta a la máquina de absorción y retorna con una temperatura de 165°C [16]. Cuando no existe suficiente irradiancia solar para el accionamiento de la máquina de absorción, un quemador de gas natural entra en funcionamiento como fuente de energía auxiliar.

La máquina de absorción de doble efecto BROAD BZH15 tiene una potencia frigorífica nominal de 174 kW y un COP nominal de 1.34. La máquina de absorción produce agua fría a 7°C para alimentar al sistema de aire acondicionado durante el período de verano y puede producir agua caliente a 65°C durante el invierno. Como todo equipo de este tipo, la máquina de absorción necesita disipar el calor generado en el absorbedor y condensador y para este caso se aprovechó el circuito de agua de captación del río Guadalquivir que se creó para todos los edificios de la Exposición Universal de Sevilla 1992. El edificio de la ESI fue uno de ellos. El sistema de disipación de calor consiste en un intercambiador de calor que interactúa con el sistema de captación existente en el edificio, de esta manera se evita el uso de torres de refrigeración.

La planta entró en funcionamiento en el mes de febrero de 2008 y durante ese año y el siguiente se analizó la producción de frío para el período Mayo-Octubre [16, 185]. Bermejo et al [16] concluyeron en la importancia de mantener limpios los espejos reflectantes ya que la eficiencia del sistema de captación solar puede reducirse en un 50% y en la necesidad de incluir un sistema de almacenamiento térmico debido a las pérdidas por convección en la tubería de conexión entre los captadores solares y la máquina de absorción. Este último punto fue resuelto en el mes de octubre de 2009 con la implementación de un sistema de acumulación basado en un elemento de cambio de fase (hidroquinona). El nuevo sistema permitirá mejorar la gestión del

sistema, disminuir los tiempos de arranque de la instalación y aumentar el número de horas de funcionamiento cuando no exista radiación solar (días nublados o noche) [186]. En otro estudio se analizó el rendimiento global de la planta de refrigeración solar acoplada al sistema convencional de refrigeración por compresión y concluyó que, durante el período de Mayo a Octubre de 2008, la energía solar cubrió un 12.73% de la demanda de refrigeración del edificio mientras que el gas natural cubrió un 29.13% y la electricidad un 58.14% [185].

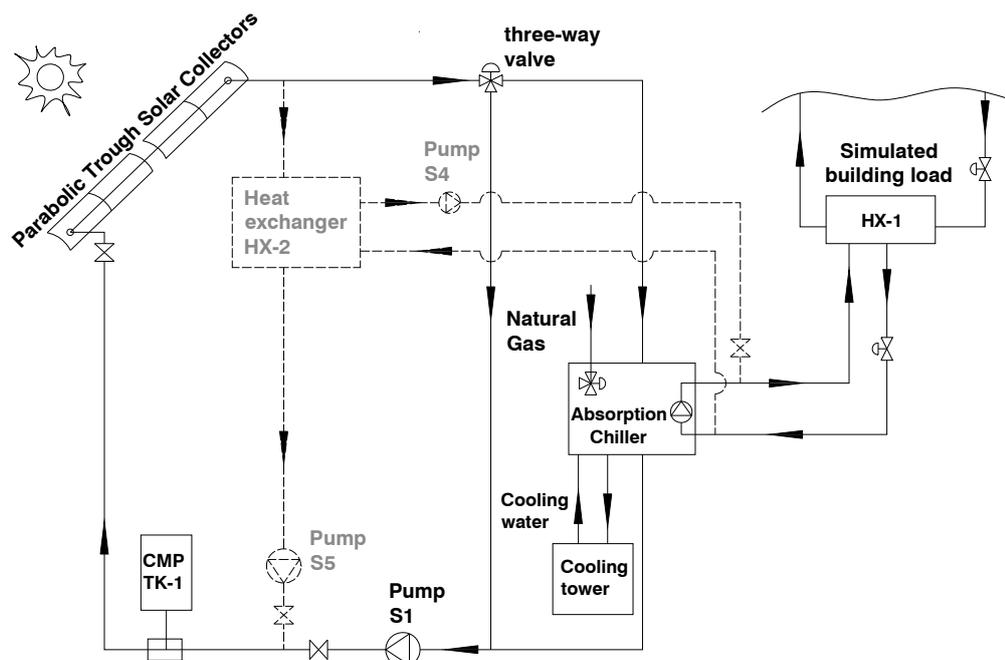
### **3.7.3 Center for Building Performance and Diagnostics de la Universidad Carnegie Mellon (EE.UU.)**

El laboratorio Robert L. Preger Intelligent Workplace de la Universidad Carnegie Mellon en la ciudad de Pittsburg (EE.UU.) cuenta con una planta solar experimental destinada al análisis de sistemas basados en absorción activados por captadores de concentración. Esta es la segunda planta de refrigeración solar construida en EE.UU. A diferencia de los casos anteriormente descritos, esta planta no se encuentra acoplada al sistema de climatización del edificio donde se encuentra instalada. La planta está compuesta por un campo de captadores cilindro-parabólicos y una máquina de absorción de doble efecto [124]. Los componentes principales de esta instalación se enumeran a continuación (ver Figura 3-16):

- Captadores cilindro-parabólicos
- Máquina de absorción de doble efecto de  $H_2O/LiBr$  con torre de refrigeración incorporada en una misma unidad
- Recuperador de calor
- Intercambiador de calor para simular la carga del edificio
- Tanque de expansión

El sistema de captadores cilindro-parabólicos está compuesto por cuatro módulos BJ16A de 6 m de largo por 2.3 m de apertura con un área de apertura de 52 m<sup>2</sup>. Los captadores son fabricados por la empresa BROAD y permiten un ratio de concentración de 19.6. Los captadores están orientados perpendicularmente al eje del edificio, el cual tiene una desviación de 15° hacia el NE. El tubo receptor del captador PTC está compuesto por un tubo metálico y por una envolvente de cristal.

Esta envolvente reduce las pérdidas por convección y radiación desde el tubo absorbedor hacia el exterior. Para minimizar la transferencia de calor por conducción y convección entre el tubo absorbedor y la envolvente de cristal se ha creado vacío en este espacio anular. El fluido de intercambio de calor es una mezcla acuosa con un 50% de glicol de propileno y permite evitar la congelación de este fluido cuando se alcanzan temperaturas ambientes bajas.



**Figura 3-16. Esquema de la planta solar de absorción para la producción de agua fría/caliente de la Universidad Carnegie Mellon [124].**

La máquina de absorción de doble efecto BROAD BCT16 con una potencia frigorífica nominal de 16 kW y un COP nominal de 1.2 es la encargada de producir agua fría en esta planta experimental. En condiciones de diseño esta máquina produce agua fría a una temperatura de 7°C con una temperatura de entrada de 14°C, en este proceso se disipa calor a una temperatura de 30°C. Esta máquina de absorción también puede trabajar en modo de producción de calor durante los meses que no se requiera agua fría. Además si la energía de activación por medio de los captadores no es suficiente, la máquina cuenta con un quemador de gas natural para su continuo funcionamiento durante los períodos de baja irradiancia solar. Este modelo de máquina de absorción es el más pequeño de la gama BCT y cuenta con un sistema de disipación de calor por agua acoplado en la misma unidad.

La Figura 3-16 muestra el esquema de la planta experimental, en trazos continuos se presenta la instalación para la producción de agua fría mientras en trazos discontinuos la instalación para producir agua caliente. Los equipos y sistemas de esta instalación fueron caracterizados, el sistema de captación solar fue modelado matemáticamente y el sistema fue simulado por completo en TRNSYS para evaluar el comportamiento del sistema durante el año [187]. Cuando el sistema trabaja en modo frío el fluido de intercambio de calor durante la mañana circula a través del bypass hasta alcanzar la temperatura de activación requerida por la enfriadora. En este momento la válvula de tres vías permite que el fluido alimente a la enfriadora y ésta produzca agua fría. Cuando el nivel de irradiancia solar no es adecuado para operar la máquina de absorción, el fluido térmico es nuevamente dirigido hacia el bypass y el quemador de gas natural entra en funcionamiento. Durante la fase de pruebas la máquina de absorción alcanzó un COP de 1.0 a 1.1 para un rango de temperatura del fluido térmico de 150-160°C, mientras que el rendimiento global del sistema estuvo entre 0.33-0.44. La simulación del sistema permitió determinar que la mejor estrategia de control es mantener constante la temperatura del fluido térmico al variar su caudal. Esta estrategia se utilizó para el modo de producción de frío y coincide con la estrategia empleada en sistemas de concentración solar de alta temperatura.

### 3.7.4 Otras instalaciones

La construcción de plantas de refrigeración solar, basadas en captadores solares de concentración (media temperatura) y máquinas de absorción multi-efecto, se ha incrementado en estos últimos años alrededor del mundo. A continuación se presentan algunas de estas ellas.

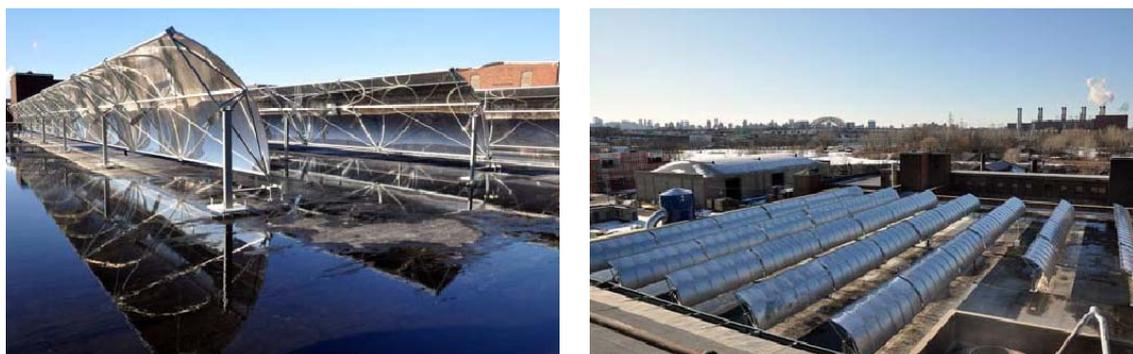
La cadena de supermercados METRO en Turquía instaló en una de sus dependencias ubicada en la ciudad de Antalya un sistema de refrigeración similar al utilizado en el Iberotel Serigerme Park [188]. Esta planta cuenta con 48 captadores cilindro-parabólicos SOLITEM PTC 1800 con un área total de apertura de 423 m<sup>2</sup> y una producción de agua caliente presurizada a una temperatura de 180°C. La capacidad de producción de vapor es de 200 kW y la capacidad frigorífica generada es de 250 kW. Esta planta cuenta con una máquina de absorción de doble efecto de H<sub>2</sub>O/LiBr. La misma cadena de supermercados instaló un sistema de refrigeración solar basada en la misma configuración en un centro comercial de la ciudad de Estambul.

El Gebze Institute of Technology en Turquía cuenta con una planta de refrigeración solar con una configuración similar a la configuración propuesta por SOLITEM en los casos citados anteriormente [188]. La planta cuenta con un total de 36 captadores cilindro-parabólicos SOLITEM PTC 1800 con un área de captación de 324 m<sup>2</sup>. La potencia calorífica producida por el sistema de captación solar es de 160 kW. El agua caliente presurizada alimenta a una máquina de absorción BROAD de doble efecto de H<sub>2</sub>O/LiBr con una capacidad frigorífica de 260 kW. Esta planta produce agua fría para el sistema de aire acondicionado y agua caliente.

La primera planta de refrigeración solar en EE.UU. fue construida en el año 2002 en la ciudad Raleigh (Carolina del Norte) y cuenta con un sistema de captadores cilindro-parabólicos PowerRoof<sup>TM</sup> de la empresa Solargenix Energy, LLC (antigua Duke Solar Energy, LLC) y una máquina de absorción BROAD de doble efecto de H<sub>2</sub>O/LiBr [26]. El sistema de captación solar está ubicado en la terraza del edificio y su área de apertura es de 470 m<sup>2</sup>. El fluido térmico utilizado es agua caliente presurizada con un valor máximo a la salida del campo de captadores de 177°C. La cantidad de energía térmica que el sistema de captación solar puede entregar fue calculada en 176 kW. La máquina de absorción empleada requiere una potencia de activación de 142 kW para producir una potencia frigorífica de 176 kW y alcanzar un COP nominal de 1.23. El sistema cuenta con un depósito de inercia entre el campo solar y la enfriadora de absorción, con almacenamiento de una hora cuando la máquina de absorción funciona a plena carga. El análisis de este sistema dio como resultado que el campo solar podría utilizarse con una máquina de doble efecto de al menos 240 kW de potencia de refrigeración.

La tercera planta de refrigeración solar en EE.UU fue construida en la fábrica de la firma constructora de pianos Steinway & Sons en Long Island City (NY) e inició su funcionamiento a finales del año 2009 [189]. Este sistema permite climatizar y deshumidificar la fábrica. El sistema de captadores solares está compuesto por 38 módulos de captadores cilindro-parabólicos PT-1 fabricados por la empresa Abengoa con un área de apertura de 533 m<sup>2</sup>. El fluido térmico que recorre el sistema de captación solar es una mezcla de agua caliente presurizada y glicol de etileno (DowTherm 400). El sistema de captación solar permite elevar la temperatura de este fluido desde 160°C a 171°C. La máquina de absorción BROAD de doble efecto de

H<sub>2</sub>O/LiBr tiene una capacidad nominal frigorífica de 348 kW y un COP nominal de 1.39. Esta máquina puede funcionar al mismo tiempo tanto con agua caliente como con gas natural o simplemente con gas natural como combustible principal. La configuración de esta planta también permite la producción de vapor de agua para utilizarlo en procesos industriales. Este proyecto recibió financiación del Instituto de Investigación y Desarrollo del Estado de Nueva York (NYSERDA) para analizar la eficiencia de este tipo de sistemas en zonas de latitud alta (radiación solar baja).

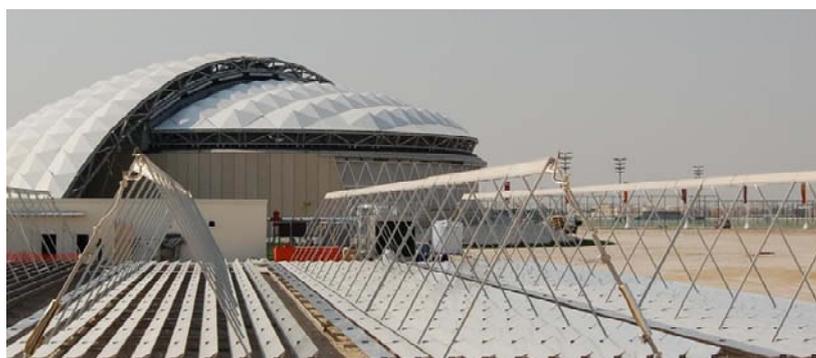


**Figura 3-17. Instalaci3n solar en la f3brica de pianos Steinway & Sons en Long Island (EE.UU.) [189].**

La primera planta de refrigeraci3n solar en el Golfo Ar3bigo se encuentra ubicada a pocos kil3metros de la ciudad de Abu Dhabi (Emiratos 3rabes Unidos) en el emergente proyecto de Masdar City. Este proyecto tiene la finalidad de construir una ciudad que servir3 como modelo de las ciudades verdes del futuro [190]. Esta planta piloto est3 encargada de proveer parte de la refrigeraci3n utilizada por el sistema de aire acondicionado ubicado en el edificio de las oficinas temporales del proyecto Masdar (1700 m<sup>2</sup>) [21]. Esta planta est3 compuesta por dos sistemas de captadores solares de concentraci3n: un sistema de captadores cilindro-parab3licos y un sistema de captadores lineales Fresnel. El primer sistema est3 formado por captadores PTC SopoNova de la marca SOPOGY con un 3rea de apertura de 334 m<sup>2</sup> y una potencia calorífica de 200 kW. El fluido t3rmico utilizado es aceite t3rmico que a trav3s de un intercambiador de calor calienta agua para el accionamiento de la m3quina de absorci3n. El segundo sistema de captaci3n solar pertenece al fabricante alem3n Industrial Solar GmbH, este sistema cuenta con un 3rea de apertura de 132 m<sup>2</sup> y produce una potencia calorífica de 60 kW. El fluido t3rmico empleado es agua caliente presurizada que alimenta a una m3quina de absorci3n de doble efecto de H<sub>2</sub>O/LiBr. El agua caliente producida por los dos sistemas de captaci3n solar es

bombeada a un recipiente de presión de 16 m<sup>3</sup> que sirve como depósito de inercia para el sistema. La máquina de absorción de doble efecto BROAD de 176 kW de capacidad frigorífica es accionada con agua caliente presurizada a 180°C mientras produce agua fría a 7°C. El coeficiente de operación nominal (COP) de la enfriadora se estima que alcanzará un valor de 1.4.

La segunda instalación en el Golfo Árabe producirá agua fría para alimentar al sistema que controla la temperatura y la humedad dentro del estadio Lusail Iconic Stadium (86000 espectadores) en Qatar destinado a ser uno de los escenarios de la Copa Mundial de Fútbol 2022 [191]. Para demostrar las cualidades del estadio se ha construido un estadio de muestra con una capacidad para 500 personas. La planta de refrigeración solar está compuesta por un campo de 70 captadores lineales Fresnel fabricados por la empresa Industrial Solar GmbH. El área de apertura de este campo es de 1408 m<sup>2</sup> con una capacidad calorífica de 700 kW. El fluido térmico utilizado es agua caliente presurizada a una temperatura cercana a los 200°C y a una presión de 16 bar. La máquina de absorción es del tipo doble efecto de H<sub>2</sub>O/LiBr, con capacidad frigorífica de 750 kW y fabricada por la empresa india Thermax Absorption Cooling. El agua fría producida por esta máquina será almacenada en tanques eutécticos colocados bajo el campo de juego para su uso nocturno en Unidades de Tratamiento de Aire (UTA). Las UTA's serán del tipo ruedas desecantes y serán los sistemas encargados de controlar la temperatura y humedad del estadio (gradas y campo de fútbol).



**Figura 3-18. Instalación solar en un estadio modelo en Qatar [191].**

Australia también cuenta con algunas instalaciones de refrigeración solar de media temperatura, lo que demuestra el incremento de este tipo de instalaciones en zonas donde existe un importante recurso solar. El Hospital de Ipswich en Queensland

cuenta con un sistema de refrigeración solar fabricado por la empresa BROAD [18]. Este sistema cuenta con un campo de 43 captadores cilindro-parabólicos orientados Norte-Sur, con un área de captación de 570 m<sup>2</sup> y ubicados sobre la terraza del parking del hospital. El fluido térmico utilizado en el campo solar es aceite térmico, este fluido es utilizado para calentar agua hasta una temperatura de 175°C que luego acciona una máquina BROAD de doble efecto de 295 kW de potencia frigorífica. El sistema cuenta con un sistema de almacenamiento de agua caliente con una capacidad de 5 m<sup>3</sup>. El sistema permite cubrir un 30% de las necesidades de energía utilizada en el hospital para refrigeración.

La empresa india Thermax inauguró en junio del 2011, la primera planta de refrigeración solar en el mundo compuesta por una enfriadora de absorción de triple efecto accionada por captadores cilindro-parabólicos. Esta planta experimental se encuentra en el Solar Energy Center ubicado en la ciudad india de Gurgaon. La enfriadora de absorción fue desarrollada por la empresa Thermax mientras que los captadores cilindro-parabólicos fueron desarrollados en colaboración con el International Advanced Research Centre for Powder Metallurgy and New Materials (ARCI), el ITT Kanpur y el Fraunhofer Institute de Alemania. Los captadores PTC están diseñados para trabajar en un rango de temperatura entre 140°C y 210°C. La potencia nominal de esta enfriadora es de 100 kW, la temperatura del agua de activación es 210°C y tiene la posibilidad de ser accionada mediante un quemador de gas natural durante las horas del día con baja irradiancia solar. El sistema cuenta con depósitos de almacenamiento de agua caliente, agua fría y un sistema basado en materiales de cambio de fase (PCM) [192].

En cuanto a proyectos en fase de diseño y construcción se tiene el caso de una instalación de refrigeración solar para el Maui Ocean Center en la isla de Maui (Hawaii) [193]. El sistema para el Maui Ocean Center estará compuesto de 24 captadores PTC SopoNovaTM a instalarse sobre el edificio principal y una máquina de absorción de doble efecto con una capacidad frigorífica de 70 kW. Al momento el edificio cuenta con cuatro enfriadoras de compresión de 26 kW cada una. El proyecto pretende contrarrestar la carga eléctrica producida por las enfriadoras de compresión con el uso de una máquina de absorción para pre-enfriar el aire de retorno a los enfriadoras de compresión. Se instalarán variadores de frecuencia para acoplarlos a

las enfriadoras de compresión y disminuir sus cargas en base al aire pre-enfriado. Si el sistema de refrigeración solar no llegara a cubrir las necesidades del edificio, los variadores de frecuencia de las máquinas de compresión harían que éstos trabajasen como sistema de apoyo a la máquina de absorción. Se espera que este sistema ahorre 26568 kWh de electricidad por año al Maui Ocean Center. Este proyecto permitirá al DOE investigar el rendimiento de los captadores PTC junto a máquinas de absorción de doble efecto. Entre los socios de este proyecto se encuentra la empresa SOPOGY y el laboratorio Sandia National Lab.

Otro proyecto en fase de adjudicación para su construcción es la planta de refrigeración solar en Alice Springs en Australia [194]. Esta planta producirá frío para la galería de arte Araluen Arts Centre por medio de un sistema de 45 captadores PTC acoplados a una máquina de absorción de doble efecto de 230 kW de potencia frigorífica. Los captadores utilizarán aceite térmico como fluido de transferencia de calor y ocuparán un área de 630 m<sup>2</sup>. Además el centro contará con un tanque de almacenamiento de agua fría con una capacidad de 90 m<sup>3</sup>. Como sistema de apoyo se contará con dos máquinas eléctricas de compresión.

En la Tabla 3-4 se presentan las plantas de refrigeración solar descritas anteriormente destinadas principalmente a la climatización de edificios ordenadas por el año que entraron en funcionamiento.

Tabla 3-4. Instalaciones de refrigeración solar de alta eficiencia.

Ubicación	Capacidad frigorífica [kW]	Tipo de enfriadora	Área de captación [m <sup>2</sup> ]	Tipo de captador	Aplicación	Año de funcionamiento
Raleigh (EE.UU.)	176	Doble efecto	470	PTC	Oficinas	2002
Dalaman (Turquía)	140	Doble efecto	180	PTC	Hotel	2004
Gebze (Turquía)	260	Doble efecto	324	PTC	Oficinas, aulas	2006
Sevilla (España)	174	Doble efecto	352	LFC	Oficinas, aulas	2008
Pittsburg (EE.UU.)	16	Doble efecto	52	PTC	Experimental	2008
Brisbane (Australia)	295	Doble efecto	570	PTC	Hospital	2008
Long Island (EE.UU.)	348	Doble efecto	533	PTC	Fábrica	2009
Masdar (EAU)	176	Doble efecto	334	PTC	Oficinas	2010
			132	LFC		
Lusail (Qatar)	750	Doble efecto	1408	LFC	Estadio muestra	2011
Gurgaon (India)	100	Triple efecto	n.d.	PTC	Experimental	2011
Antalya (Turquía)	250	Doble efecto	423	PTC	Supermercado	En construcción
Maui (EE.UU.)	70	Doble efecto	134	PTC	Acuario	En proyecto
Alice Springs (Australia)	230	Doble efecto	630	PTC	Centro de arte	En proyecto

## 3.8 Conclusiones

---

En este capítulo se han explicado los fundamentos básicos del ciclo de absorción y se han clasificado las máquinas de absorción de acuerdo al tipo de funcionamiento, la fuente de energía, la capacidad, los fluidos de trabajo, el número de efectos y etapas, el modo de condensación y el tipo de aplicación. A partir de esta clasificación se ha podido situar el tipo de máquina de absorción que se requiere en esta tesis. En nuestro caso se utilizará una enfriadora de absorción multi-efecto activada indirectamente por agua sobrecalentada que trabaja con la mezcla Agua/Bromuro de litio y que condensa con agua. Este tipo de máquina de absorción será utilizada para la climatización de edificios.

Debido a que el interés de esta tesis está en los sistemas de refrigeración solar de alta eficiencia para climatización de edificios, se ha revisado el estado del arte de las enfriadoras de absorción de doble y triple efecto que pueden ser utilizadas para este fin. Con respecto a las enfriadoras de doble efecto se puede decir que han llegado a su máximo rendimiento y que una nueva gama de enfriadoras (de triple efecto) comienzan a entrar en el mercado. El uso de enfriadoras de absorción multi-efecto de manera conjunta con los sistemas de captación solar de concentración representa una alternativa sumamente interesante para competir con los sistemas tradicionales de refrigeración.

También se ha revisado el estado del arte de los sistemas de refrigeración solar para climatización de edificios compuestos por enfriadoras de absorción multi-efecto de  $H_2O/LiBr$  accionadas por captadores solares de concentración. Se ha visto que algunas de estas instalaciones son proyectos experimentales mientras otros representan soluciones reales a problemas reales. Se ha visto que casi todas las instalaciones están ubicadas en sitios dentro del llamado “*Cinturón del Sol de la Tierra*” debido a que los sistemas de captadores solares de concentración requieren una elevada irradiancia solar directa (DNI). Este factor es sumamente importante al momento de seleccionar un sistema de este tipo.



# 4

## El Método de la Ecuación Característica. Aplicación a las Enfriadoras de Absorción de Simple y Doble Efecto

---

### 4.1 Introducción

---

El método de la ecuación característica permite estimar de manera rigurosa el comportamiento de enfriadoras, bombas y transformadores de calor de absorción mediante ecuaciones algebraicas lineales para representar la capacidad térmica de los distintos componentes del equipo. Estas ecuaciones contienen de manera simplificada la información termodinámica del ciclo y debido a su simplicidad, la resolución puede llevarse a cabo de manera analítica. Este último aspecto permite la incorporación de este método a paquetes informáticos de simulación energética, donde el tiempo computacional de resolución es un factor sumamente importante.

El método de la ecuación característica fue desarrollado inicialmente por Takada [195] y Furukawa [196] para representar el comportamiento de transformadores de calor de absorción con la mezcla agua/bromuro de litio en la década de los 80. Posteriormente el método fue perfeccionado por varios autores [197-201] y finalmente aplicado a enfriadoras de absorción por Ziegler [202] y Hellmann et al. [203]. El método de la ecuación característica más extendido en la bibliografía [203] se centra en la caracterización del comportamiento de las enfriadoras de absorción de simple efecto de agua/bromuro de litio en base a las ecuaciones de la capacidad frigorífica y del coeficiente de operación. Estas ecuaciones son funciones algebraicas de las temperaturas medias del agua en los circuitos externos combinadas en un término denominado diferencia de temperaturas característica ( $\Delta\Delta t$ ).

Posteriormente, el método fue extendido a otras mezclas como amoníaco/agua [204] y ciclos avanzados de absorción [205, 206]. Este método también fue aplicado para caracterizar el funcionamiento de enfriadoras de simple efecto de llama directa [207] y equipos experimentales de absorción con absorbedor adiabático [208]. Además el método fue aplicado a enfriadoras de adsorción con la combinación agua/silica-gel [209]. La flexibilidad que presenta este método permite que pueda aplicarse a una infinidad de ciclos termodinámicos (abiertos o cerrados), donde con un reducido grupo de ecuaciones algebraicas se puede predecir el comportamiento a carga parcial de estos ciclos.

En los trabajos anteriormente citados se consideró que los caudales en los circuitos externos del equipo se mantenían constantes; posteriormente se ha propuesto una extensión del método en que los caudales son variables y por tanto los coeficientes de transferencia de calor en los componentes son también variables [210, 211].

En este capítulo se presenta el desarrollo del método de la ecuación característica aplicado a enfriadoras de absorción, el cual presenta las siguientes ventajas:

- Este método contiene de forma implícita información física del equipo representada por medio de parámetros característicos relacionados con el tamaño de los componentes, caudales máxicos de los fluidos de los circuitos externos y tipo de fluido de trabajo.
- La simplicidad de las ecuaciones que describen el comportamiento de la enfriadora de absorción lo hacen idóneo para su implementación en herramientas informáticas de simulación.
- Este método puede ser utilizado tanto en la fase de diseño de los equipos de absorción como para establecer estrategias de control.

En la Sección 4.2 se describen los fundamentos principales de este método para luego ser aplicado a una enfriadora de absorción de simple efecto de  $H_2O/LiBr$ . A continuación en la Sección 4.3 se desarrolla este método para la modelización de una

enfriadora de absorción de doble efecto de  $H_2O/LiBr$ . En la Sección 4.4 se describe el procedimiento para generalizar el método a ciclos avanzados de absorción. La Sección 4.5 y la Sección 4.6 describen los trabajos que varios autores han realizado para modificar el método de la ecuación característica. Por último la Sección 4.7 presenta las conclusiones de este capítulo.

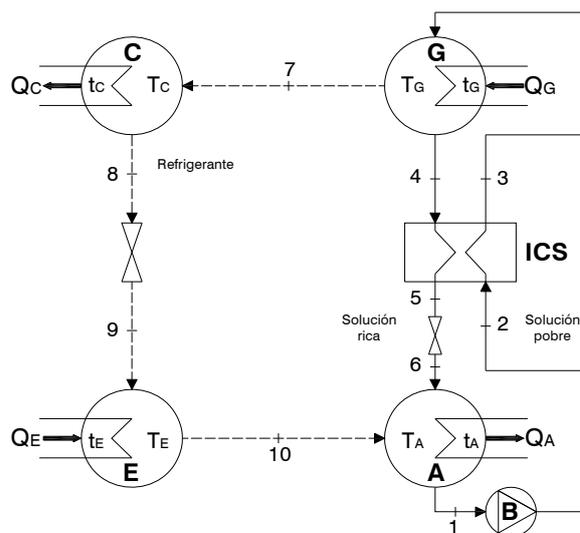
## **4.2 Método de la ecuación característica para enfriadoras de absorción de simple efecto**

---

El método de la ecuación característica tiene por objetivo determinar el comportamiento de una enfriadora de absorción a partir de la temperatura media del fluido térmico que circula por los circuitos exteriores de los componentes del equipo. En esta sección se describen los fundamentos utilizados en el método de la ecuación característica propuestos por Hellmann et al. [203] y su aplicación a enfriadoras de absorción de simple efecto.

### **4.2.1 Fundamentos termodinámicos**

Una enfriadora de absorción es un equipo que intercambia calor con fuentes térmicas a tres o más niveles de temperatura. La energía térmica requerida para su activación proviene de la fuente térmica a mayor temperatura, mientras que la disipación de calor al medio exterior se realiza a una temperatura intermedia próxima a la del medio ambiente y el nivel más bajo de temperatura corresponde al medio a enfriar. La enfriadora de absorción de simple efecto presentada en la Figura 4-1 tiene cuatro intercambiadores de calor, de los cuales el Generador (G) es el componente al que se le suministra calor al nivel más alto de temperatura, el condensador (C) y el absorbedor (A) disipan calor a un nivel intermedio, y en el evaporador (E) se genera frío, operando al nivel más bajo de temperatura del ciclo. La interacción entre estos focos térmicos y el fluido de trabajo en los distintos componentes del equipo determina su comportamiento termodinámico.



**Figura 4-1. Esquema de una enfriadora de absorción de simple efecto.**

El fluido de trabajo de la enfriadora de absorción de la Figura 4-1 es la mezcla agua/Bromuro de Litio (LiBr). En el evaporador (E) se evapora el agua a la temperatura  $T_E$  con el consiguiente enfriamiento del fluido que circula por el circuito externo. A continuación, el vapor de agua es conducido al absorbedor (A) en donde es absorbido por una solución acuosa de bromuro de litio (solución rica) que viene del generador (G) con la consiguiente liberación de calor que es disipado a través del circuito de agua de torre. Una vez absorbida el agua, la solución se convierte en pobre al disminuir la concentración en bromuro de litio, y es bombeada al generador a través del circuito de solución. En el intercambiador de calor (ICS) la solución es precalentada antes de entrar en el generador. En el generador la solución pobre es calentada por el agua caliente del circuito exterior, produciéndose la ebullición con la consiguiente generación de vapor. El vapor es conducido al condensador en donde se produce la licuefacción gracias al enfriamiento de la corriente de agua de torre del circuito externo. La solución rica en sal resultante del proceso de desorción en el generador es enviada al absorbedor por el circuito de solución, pasando primeramente por el intercambiador de calor de solución (ICS) y por el dispositivo de expansión.

Las hipótesis en las cuales el método de la ecuación característica se basa son las siguientes:

- El equipo opera en r3gimen estacionario.
- El generador y el condensador operan a la misma presi3n, al igual que el evaporador y el absorbedor.
- La soluci3n a la salida del absorbedor y del generador se encuentra en condiciones de saturaci3n al igual que el refrigerante a la salida del condensador.
- El vapor a la salida del evaporador se encuentra en condici3n de saturaci3n.
- Los valores del coeficiente global de transferencia de calor de cada uno de los componentes son constantes e independientes de las condiciones de operaci3n.
- Los caudales m3sicos en los circuitos externos de los componentes son constantes.
- No se consideran las p3rdidas de presi3n en las tuber3as, ni en los componentes del equipo.
- No se consideran p3rdidas ni ganancias de calor hacia el exterior.
- Los procesos que tienen lugar en los dispositivos de expansi3n se consideran isoent3lpicos.
- El proceso en la bomba de soluci3n es isoentr3pico.

La potencia t3rmica intercambiada en cada uno de los cuatro componentes puede ser expresada por medio de una expresi3n que relacione la transferencia total de calor  $UA$  con la diferencia de temperaturas media logar3tmica  $\Delta T_{LM}$ . De forma gen3rica, para cualquier de los componentes ( $X=E, C, A, G$ ) se puede escribir relaciones del tipo:

$$\dot{Q}_X = UA_X \cdot \Delta T_{LMX} \quad (4-1)$$

La diferencia de temperaturas media logar3tmica entre las corrientes calientes y fr3as en cada componente se expresa de la forma:

$$\Delta T_{LMX} = \frac{|(t_{Xi} - T_{Xi}) - (t_{Xo} - T_{Xo})|}{\ln \left| \frac{t_{Xi} - T_{Xo}}{t_{Xo} - T_{Xi}} \right|} \quad (4-2)$$

Donde la temperatura del fluido térmico en el circuito externo está representada por  $t_X$  y la temperatura del refrigerante o de la solución en el circuito interno está representada por  $T_X$ . Los subíndices “i” y “o” indican que las temperaturas son de entrada y de salida respectivamente.

De acuerdo con Ziegler [212], esta diferencia de temperaturas media logarítmica en los equipos de absorción resulta ser aproximadamente igual a la diferencia de temperaturas medias aritméticas de los fluidos caliente y frío en cada componente.

$$\Delta T_{LMX} \approx |t_X - T_X| \quad (4-3)$$

siendo  $t_X$  la media aritmética de la temperatura del fluido externo y  $T_X$  la media aritmética de la temperatura del refrigerante o de la solución. Una vez aplicada esta aproximación a la ecuación (4-1) se obtienen para la potencia térmica de cada uno de los componentes las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_E &= UA_E \cdot (t_E - T_E) \\ \dot{Q}_C &= UA_C \cdot (T_C - t_C) \\ \dot{Q}_A &= UA_A \cdot (T_A - t_A) \\ \dot{Q}_G &= UA_G \cdot (t_G - T_G) \end{aligned} \quad (4-4)$$

La potencia térmica de cada componente puede ser obtenida del balance de energía en el circuito interno correspondiente. En el caso del evaporador, su potencia térmica puede representarse como el producto del caudal másico del refrigerante  $\dot{m}_{ref}$  por la diferencia de entalpías específicas del refrigerante entre la salida ( $h_{10}$ ) y la entrada ( $h_8$ ) del evaporador. Considerando que el refrigerante proviene del condensador y que debe atravesar el dispositivo de expansión para acceder al evaporador, y que este proceso se supone que es isoentálpico ( $h_9 = h_8$ ), la expresión de la potencia térmica del evaporador se puede expresar de la forma:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{10} - h_8) \quad (4-5)$$

A partir de la ecuación (4-5) se puede expresar el caudal másico del refrigerante en función de la capacidad frigorífica y de la diferencia de entalpías en ese componente.

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_E}{h_{10} - h_8} \quad (4-6)$$

De manera similar al evaporador se realiza el balance de energa en el circuito interno del condensador, obteniéndose la siguiente expresi3n:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{ref} \cdot (h_7 - h_8) \quad (4-7)$$

La potencia t3rmica disipada en el condensador puede expresarse en funci3n de la capacidad frig3rfica  $\dot{Q}_E$  al combinar las ecuaciones (4-6) y (4-7).

$$\dot{Q}_C = \frac{h_7 - h_8}{h_{10} - h_8} \cdot \dot{Q}_E = C \cdot \dot{Q}_E \quad (4-8)$$

siendo  $C$  un t3rmino adimensional igual a:

$$C = \frac{h_7 - h_8}{h_{10} - h_8} \quad (4-9)$$

El balance de energa en el circuito interno del absorbedor permite expresar la potencia t3rmica disipada  $\dot{Q}_A$  en funci3n de la entalpía del refrigerante ( $h_{10}$ ) a la entrada del absorbedor y de las entalpías de la soluci3n a la entrada ( $h_6$ ) y salida ( $h_1$ ) del absorbedor:

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{ref} \cdot h_{10} + \dot{m}_{sc} \cdot h_6 - \dot{m}_{sd} \cdot h_1 \quad (4-10)$$

La entalpía de la soluci3n a la entrada del absorbedor ( $h_6$ ) puede expresarse a partir de la entalpía de la soluci3n a la salida del generador ( $h_4$ ) y del enfriamiento realizado en el intercambiador de calor ICS, teniendo en cuenta que el proceso en el dispositivo de expansi3n es isoentálpico ( $h_6 = h_5$ ), mediante la expresi3n:

$$\dot{m}_{sc} \cdot h_6 = \dot{m}_{sc} \cdot h_4 - \dot{Q}_{ICS} \quad (4-11)$$

Combinando estas dos últimas ecuaciones, se obtiene la siguiente expresi3n para la potencia t3rmica del absorbedor:

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{ref} \cdot h_{10} + \dot{m}_{sc} \cdot h_4 - \dot{m}_{sd} \cdot h_1 - \dot{Q}_{ICS} \quad (4-12)$$

Para reducir la ecuación (4-12) a una expresión en función de la capacidad frigorífica  $\dot{Q}_E$  basta con considerar el balance de masa en el absorbedor y expresar la relación entre los caudales del refrigerante  $\dot{m}_{ref}$  y de la solución pobre o diluida  $\dot{m}_{sd}$  y de la solución rica o concentrada en sal  $\dot{m}_{sc}$ .

$$\dot{m}_{sc} = \dot{m}_{sd} - \dot{m}_{ref} \quad (4-13)$$

Al sustituir los caudales  $\dot{m}_{ref}$  y  $\dot{m}_{sc}$  obtenidos en las ecuaciones (4-6) y (4-13) en la ecuación (4-12) se obtiene una expresión para la potencia térmica disipada en el absorbedor  $\dot{Q}_A$  de la forma:

$$\dot{Q}_A = \frac{h_{10} - h_4}{h_{10} - h_8} \cdot \dot{Q}_E + \dot{m}_{sd} \cdot (h_4 - h_1) - \dot{Q}_{ICS} \quad (4-14)$$

La ecuación (4-14) consta de tres términos: el primer término es el producto de la capacidad frigorífica y una relación entre diferencias de entalpías en el refrigerante, el segundo término representa la máxima potencia térmica que puede transferir la solución rica a la solución pobre, y el tercer término es la potencia térmica  $\dot{Q}_{ICS}$  transferida por la solución rica a la solución pobre en el intercambiador. La diferencia entre estos dos últimos términos representa la pérdida de potencia térmica transmitida en el intercambiador de calor ICS debido a que no es ideal y su eficiencia térmica es menor que la unidad. De esta manera, se definen dichos términos de la forma siguiente:

$$A = \frac{h_{10} - h_4}{h_{10} - h_8} \quad (4-15)$$

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_{sd} \cdot (h_4 - h_1) \quad (4-16)$$

$$\dot{Q}_{LOSS} = \dot{Q}_{max} - \dot{Q}_{ICS} \quad (4-17)$$

Al reemplazar las ecuaciones (4-15), (4-16) y (4-17) en la ecuación (4-14) se obtiene la ecuación final para la potencia térmica disipada en el absorbedor  $\dot{Q}_A$  de la forma:

$$\dot{Q}_A = A \cdot \dot{Q}_E + \dot{Q}_{LOSS} \quad (4-18)$$

De forma análoga al absorbedor, en el generador se puede obtener una expresión similar para la potencia térmica de calentamiento  $\dot{Q}_G$  como:

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_{ref} \cdot h_7 + \dot{m}_{sc} \cdot h_4 - \dot{m}_{sd} \cdot h_1 - \dot{Q}_{ICS} \quad (4-19)$$

Para reducir la ecuaci3n (4-19) a una expresi3n en funci3n de la capacidad frigorífica  $\dot{Q}_E$  se considerarán las ecuaciones (4-6) y (4-13). La nueva forma obtenida para la expresi3n (4-19) es la siguiente:

$$\dot{Q}_G = \frac{h_7 - h_4}{h_{10} - h_8} \cdot \dot{Q}_E + \dot{m}_{sd} \cdot (h_4 - h_1) - \dot{Q}_{ICS} \quad (4-20)$$

La ecuaci3n (4-20) al igual que la ecuaci3n (4-14) contiene una estructura similar, coincidiendo en ambos casos los t3rminos relacionados al intercambiador de soluci3n. La relaci3n de entalpías del primer t3rmino de la ecuaci3n (4-20) se define como:

$$G = \frac{h_7 - h_4}{h_{10} - h_8} \quad (4-21)$$

De esta manera la potencia térmica de activaci3n de la enfriadora de absorci3n de simple efecto puede expresarse como:

$$\dot{Q}_G = G \cdot \dot{Q}_E + \dot{Q}_{LOSS} \quad (4-22)$$

Hasta este punto se han obtenido las ecuaciones para las potencias térmicas en cada uno de los componentes mediante las ecuaciones de transferencia de calor y los balances de energía en los circuitos internos de cada componente. Al combinar las ecuaciones (4-4) basadas en la transferencia de calor y las ecuaciones (4-8), (4-18) y (4-22) basadas en los circuitos internos se obtiene un sistema de ecuaciones en funci3n de la capacidad frigorífica  $\dot{Q}_E$  y de un salto de temperatura  $\Delta T_X$ .

$$\dot{Q}_E = UA_E \cdot (t_E - T_E) \quad (4-23)$$

$$C \cdot \dot{Q}_E = UA_C \cdot (T_C - t_C) \quad (4-24)$$

$$A \cdot \dot{Q}_E + \dot{Q}_{LOSS} = UA_A \cdot (T_A - t_A) \quad (4-25)$$

$$G \cdot \dot{Q}_E + \dot{Q}_{LOSS} = UA_G \cdot (t_G - T_G) \quad (4-26)$$

Una vez determinadas estas ecuaciones es necesario relacionar las temperaturas medias internas, incluidas en estas ecuaciones, y las propiedades del fluido de trabajo. La regla de Dühring permite relacionar las temperaturas medias internas en

cada componente y sus correspondientes composiciones de saturaci3n, de manera que la relaci3n entre la temperatura de saturaci3n de la soluci3n  $T_{SAT,SOL}$  y la temperatura de saturaci3n del refrigerante  $T_{SAT,REF}$ , a una misma presi3n de vapor, puede expresarse mediante una funci3n lineal en t3rminos de una pendiente  $B(x_{SOL})$  y una ordenada en el origen  $A(x_{SOL})$ . Ambos t3rminos son funci3n 3nicamente de la composici3n de la disoluci3n  $x_{SOL}$ .

$$T_{SAT,SOL} = B(x_{SOL}) \cdot T_{SAT,REF} + A(x_{SOL}) \quad (4-27)$$

Esta relaci3n, denominada ecuaci3n de D3hring, puede representarse gr3ficamente en un diagrama (Figura 4-2) en el cual el eje de las abscisas corresponde a la temperatura de saturaci3n de la soluci3n de bromuro de litio  $T_{SAT,SOL}$  y el eje de las ordenadas se representa la temperatura de saturaci3n del refrigerante  $T_{SAT,REF}$  a la misma presi3n.

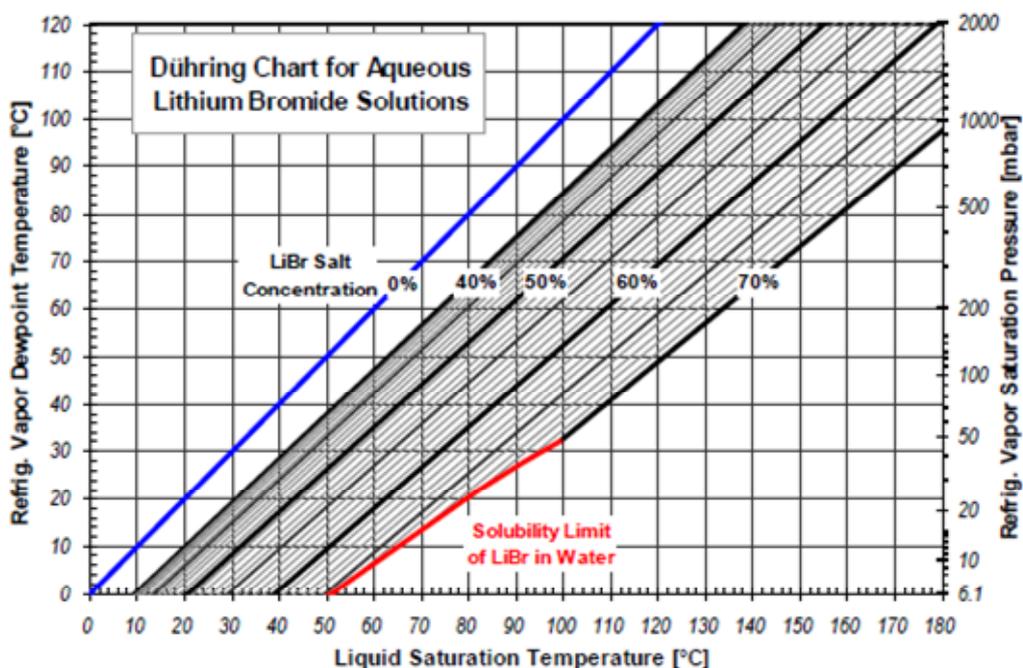


Figura 4-2. Diagrama de D3hring para una soluci3n agua/bromuro de litio [213].

La ecuaci3n anterior puede expresarse para el absorbedor de un ciclo de absorci3n atribuyendo una composici3n a la soluci3n igual a la media aritm3tica de las composiciones de la soluci3n rica y pobre  $\bar{x}_{SOL}$ , resultando la siguiente ecuaci3n:

$$T_A = B(\bar{x}_{SOL}) \cdot T_E + A(\bar{x}_{SOL}) \quad (4-28)$$

De manera análoga, la ecuación anterior puede escribirse para el generador en la forma:

$$T_G = B(\bar{x}_{SOL}) \cdot T_C + A(\bar{x}_{SOL}) \quad (4-29)$$

Así pues restando miembro a miembro las ecuaciones (4-29) y (4-28) se obtiene la siguiente expresión para las temperaturas internas del ciclo de absorción:

$$T_G - T_A = B(\bar{x}_{SOL}) \cdot (T_C - T_E) \quad (4-30)$$

El valor de la pendiente  $B(\bar{x}_{SOL})$  y que desde ahora se representará con el término  $B$  se encuentra típicamente en un rango de 1.1 a 1.2 para enfriadoras de absorción de simple efecto que trabajan con la mezcla  $H_2O/LiBr$ , pudiéndose adoptar un valor intermedio de 1.15 en las aplicaciones del método [214].

A partir de las ecuaciones (4-23) a (4-26) es posible obtener la temperatura media interna  $T_X$  de cada componente en función de la capacidad frigorífica  $\dot{Q}_E$ , el coeficiente global de transferencia de calor  $UA_X$ , la temperatura media aritmética  $t_X$  del fluido externo, la relación entre diferencias de entalpías en el refrigerante y el término  $\dot{Q}_{LOSS}$  asociado al intercambiador de calor de solución. A partir de este paso, las temperaturas medias internas se sustituyen en la ecuación (4-30) obteniéndose la siguiente expresión:

$$t_G - \frac{(G \cdot \dot{Q}_E + \dot{Q}_{LOSS})}{UA_G} - t_A - \frac{(A \cdot \dot{Q}_E + \dot{Q}_{LOSS})}{UA_A} = B \cdot \left( t_C + \frac{C \cdot \dot{Q}_E}{UA_C} - t_E + \frac{\dot{Q}_E}{UA_E} \right) \quad (4-31)$$

Reordenando los términos de esta ecuación se obtiene un grupo compuesto por las temperaturas y otro compuesto por la potencia frigorífica, los coeficientes globales de transferencia de calor y las relaciones de entalpías. La expresión anterior se transforma en la siguiente:

$$t_G - t_A - B \cdot (t_C - t_E) = \dot{Q}_E \cdot \left( \frac{G}{UA_G} + \frac{A}{UA_A} \right) + \dot{Q}_{LOSS} \cdot \left( \frac{1}{UA_G} + \frac{1}{UA_A} \right) + B \cdot \dot{Q}_E \cdot \left( \frac{C}{UA_C} + \frac{1}{UA_E} \right)$$

Se observa que la parte izquierda de esta ecuación está formada por una diferencia de temperaturas total de los circuitos externos mientras que la parte derecha de la ecuación corresponde a los términos que agrupan a las potencias térmicas. La

diferencia de temperaturas puede ser interpretada como la diferencia de temperaturas externas de empuje o “external temperature thrust” ( $\Delta t_{thrust} = t_G - t_A$ ) requerida para el funcionamiento de la enfriadora y la diferencia de temperaturas externas de ascenso o “external temperature lift” ( $\Delta t_{lift} = t_C - t_E$ ), donde la última temperatura se encuentra ponderada por la pendiente de la línea de concentraci3n  $B$  obtenida mediante la regla de Dühring. Esta diferencia de temperaturas tiene que ser lo suficientemente grande para vencer las resistencias térmicas relacionadas con cada uno de los componentes de la enfriadora. Hellmann et al. [203] denominaron a esta diferencia de temperaturas como la diferencia de temperaturas características  $\Delta\Delta t$ .

$$\Delta\Delta t = \Delta t_{thrust} - B \cdot \Delta t_{lift} = t_G - t_A - B \cdot (t_C - t_E) \quad (4-32)$$

De esta manera cuando se combinan las ecuaciones (4-31) y (4-32) se obtiene una ecuaci3n para expresar la diferencia de temperaturas características en funci3n de la capacidad frigorífica  $\dot{Q}_E$ , el coeficiente global de transferencia de calor  $UA_X$  y las relaciones de entalpías. A continuaci3n se presenta la ecuaci3n resultante.

$$\Delta\Delta t = \dot{Q}_E \cdot \left[ \frac{G}{UA_G} + \frac{A}{UA_A} + B \cdot \dot{Q}_E \cdot \left( \frac{C}{UA_C} + \frac{1}{UA_E} \right) \right] + \dot{Q}_{LOSS} \cdot \left( \frac{1}{UA_G} + \frac{1}{UA_A} \right) \quad (4-33)$$

Una vez obtenida la ecuaci3n (4-33) se procede a eliminar el factor que multiplica a la capacidad frigorífica a trav3s del c3lculo del factor com3n. Se obtiene la siguiente ecuaci3n:

$$\Delta\Delta t = \frac{\dot{Q}_E + \frac{\dot{Q}_{LOSS} \cdot \left( \frac{1}{UA_G} + \frac{1}{UA_A} \right)}{\left[ \frac{G}{UA_G} + \frac{A}{UA_A} + B \cdot \left( \frac{C}{UA_C} + \frac{1}{UA_E} \right) \right]}}{1} \quad (4-34)$$

A continuaci3n se puede expresar el denominador de la ecuaci3n (4-34) mediante un parámetro que representa la proporci3n del coeficiente de transferencia de calor total de los componentes del equipo (evaporador, condensador, absorbedor y generador) con la ecuaci3n siguiente:

$$s_E = \frac{1}{\frac{G}{UA_G} + \frac{A}{UA_A} + B \cdot \left( \frac{C}{UA_C} + \frac{1}{UA_E} \right)} \quad (4-35)$$

El segundo término en el numerador de la ecuaci3n (4-34) define la distribuci3n del coeficiente de transferencia de calor total en el interior del equipo. Este término se representa mediante la ecuaci3n (4-36).

$$\alpha_E = \frac{\frac{1}{UA_G} + \frac{1}{UA_A}}{\frac{G}{UA_G} + \frac{A}{UA_A} + B \cdot \left( \frac{C}{UA_C} + \frac{1}{UA_E} \right)} \quad (4-36)$$

Si las ecuaciones (4-35) y (4-36) se reemplazan en la ecuaci3n (4-34) se obtiene una nueva expresi3n en funci3n de estas dos últimas variables ( $s_E$  y  $\alpha_E$ ). La ecuaci3n resultante tiene la siguiente forma:

$$\Delta\Delta t = \frac{\dot{Q}_E + \alpha_E \cdot \dot{Q}_{LOSS}}{s_E} \quad (4-37)$$

El término  $(\alpha_E \cdot \dot{Q}_{LOSS}/s_E)$  representa la diferencia de temperaturas característica mínima necesaria por la enfriadora de absorci3n para iniciar la producci3n de frío.

$$\Delta\Delta t_{minE} = \frac{\alpha_E \cdot \dot{Q}_{LOSS}}{s_E} \quad (4-38)$$

De esta forma la ecuaci3n (4-37) puede ser expresada de la siguiente manera:

$$\Delta\Delta t = \frac{\dot{Q}_E}{s_E} + \Delta\Delta t_{minE} \quad (4-39)$$

Al reordenar los términos de esta ecuaci3n se obtiene una expresi3n que describe la capacidad frigorífica  $\dot{Q}_E$  de una enfriadora de absorci3n de simple efecto en funci3n de la diferencia de temperaturas característica  $\Delta\Delta t$  y de los parámetros característicos ( $s_E$  y  $\Delta\Delta t_{minE}$ ).

$$\dot{Q}_E = s_E \cdot (\Delta\Delta t - \Delta\Delta t_{minE}) \quad (4-40)$$

La potencia t3rmica de activaci3n  $\dot{Q}_G$ , definida por la ecuaci3n (4-22), puede ser expresada en funci3n de la ecuaci3n (4-40). De esta forma se tiene:

$$\dot{Q}_G = G \cdot [s_E \cdot (\Delta\Delta t - \Delta\Delta t_{minE})] + \dot{Q}_{LOSS} \quad (4-41)$$

En cuanto al coeficiente de operaci3n ( $COP$ ), 3ste se define como la relaci3n entre la potencia frigorífica  $\dot{Q}_E$  y la potencia de activaci3n  $\dot{Q}_G$ . Si estas dos potencias t3rmicas son reemplazadas por las ecuaciones (4-40) y (4-41), el coeficiente de operaci3n se puede expresar como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} = \frac{s_E \cdot (\Delta\Delta t - \Delta\Delta t_{minE})}{G \cdot [s_E \cdot (\Delta\Delta t - \Delta\Delta t_{minE})] + \dot{Q}_{LOSS}} \quad (4-42)$$

Al reemplazar el t3rmino  $\dot{Q}_{LOSS}$  por una expresi3n definida a partir de la ecuaci3n (4-38), y luego de realizar unas simplificaciones matemáticas se obtiene una expresi3n que define al coeficiente de operaci3n en funci3n de la diferencia de temperaturas característica  $\Delta\Delta t$ , la diferencia de temperaturas característica m3nima  $\Delta\Delta t_{minE}$  y los parámetros característicos  $\alpha_E$  y  $G$ .

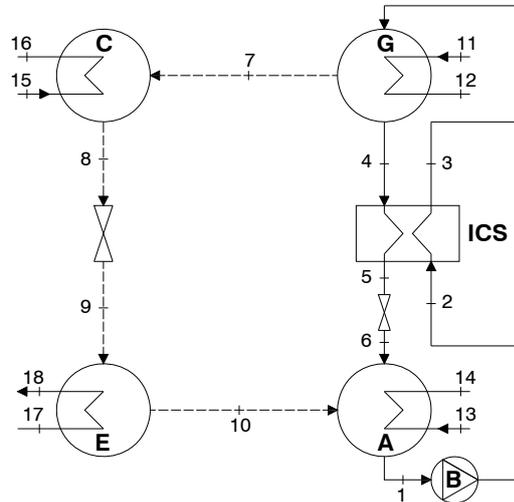
$$COP = \frac{\Delta\Delta t - \Delta\Delta t_{minE}}{G \cdot \Delta\Delta t + \left(\frac{1}{\alpha_E} - G\right) \cdot \Delta\Delta t_{minE}} \quad (4-43)$$

Las ecuaciones (4-40) y (4-43) permiten representar el comportamiento de una enfriadora de absorci3n de simple efecto en funci3n de una serie de parámetros característicos, obtenidos a partir de las condiciones nominales de la enfriadora [29].

## 4.2.2 Aplicaci3n y validaci3n del m3todo de la ecuaci3n característica a una enfriadora de absorci3n de simple efecto con agua-bromuro de litio como fluido de trabajo

Hellmann et al. [203] utilizaron los valores obtenidos de la simulaci3n realizada con ABSIM de una enfriadora de absorci3n de 41.8 kW para validar el m3todo de la ecuaci3n característica [215]. En esta tesis se ha utilizado el software Engineering Equation Solver (EES) [100] para simular la enfriadora de absorci3n utilizada como referencia por Hellmann et al. [203]. En la Figura 4-3 se presenta el esquema de la

enfriadora de absorción de simple efecto con sus respectivos puntos de estado. Esta enfriadora utiliza agua caliente como medio de activación del equipo y una conexión entre absorbedor y condensador en paralelo para el agua de refrigeración.



**Figura 4-3. Esquema de la enfriadora de absorción de simple efecto.**

Los parámetros de diseño de la enfriadora de absorción de simple efecto se encuentran detallados en la Tabla 4-1. El detalle del modelo termodinámico se encuentra al final de este trabajo en la sección de anexos.

**Tabla 4-1. Parámetros de diseño para enfriadora de simple efecto [215].**

Componente	Coefficiente de transferencia, UA [ kW·K <sup>-1</sup> ]	Temperatura, t [ °C ]	Caudal másico, $\dot{m}$ [ kg·s <sup>-1</sup> ]
Evaporador	11.9	$t_{18} = 7.2$	$m_{17} = 2.3$
Condensador	17.9	$t_{15} = 29.4$	$m_{15} = 3.0$
Absorbedor	6.1	$t_{13} = 29.4$	$m_{13} = 3.7$
Generador	8.5	$t_{11} = 82.2$	$m_{11} = 3.1$
Intercambiador de solución	2.0	-	-
Bomba de solución	-	-	$m_1 = 0.45$

#### 4.2.2.1 El modelo termodinámico. Comparación de resultados para las condiciones de diseño mediante EES y ABSIM.

En base a los parámetros de diseño (Tabla 4-1) se ha modelizado este ciclo mediante el programa EES para las condiciones de trabajo presentadas en [215] y

posteriormente los resultados fueron comparados con los obtenidos con el software ABSIM. Los resultados de la simulación en EES se presentan en la Tabla 4-2 mientras que la Tabla 4-3 presenta la desviación encontrada entre los dos programas para las condiciones de diseño.

**Tabla 4-2. Resultado de la simulación en EES en condiciones nominales.**

Punto	h	m	P	q	T	x
	[ kJ/kg ]	[ kg/s ]	[ kPa ]	[ Fracción de vapor ]	[ °C ]	[ % LiBr ]
1	97.18	0.4535	0.9017	0	37.99	56.99
2	97.18	0.4535	5.345		37.99	56.99
3	148.01	0.4535	5.345		63.22	56.99
4	181.32	0.4359	5.345	0	75.56	59.29
5	128.45	0.4359	5.345		48.45	59.29
6	128.45	0.4359	0.9017		42.94	59.29
7	2641.21	0.0176	5.345		75.56	0.00
8	142.72	0.0176	5.345	0	34.07	0.00
9	142.72	0.0176	0.9017	0.0481	5.47	0.00
10	2510.58	0.0176	0.9017	1	5.47	0.00
11	344.25	3.1449			82.22	0.00
12	325.70	3.1449			77.79	0.00
13	123.35	3.6514			29.44	0.00
14	138.70	3.6514			33.09	0.00
15	123.35	2.9559			29.44	0.00
16	138.20	2.9559			32.98	0.00
17	48.70	2.2679			11.58	0.00
18	30.35	2.2679			7.22	0.00
COP	0.71					
QA	56.06	[ kW ]		QG	58.35	[ kW ]
QC	43.92	[ kW ]		QICS	23.05	[ kW ]
QE	41.62	[ kW ]		WB	0.001	[ kW ]

La Figura 4-4 presenta las condiciones de trabajo analizadas en [215] donde la temperatura de activación de la enfriadora ( $t_{11}$ ) es variada mientras que las otras temperaturas, temperatura de agua de refrigeración ( $t_{ref} = t_{13} = t_{15}$ ) y temperatura del agua fría producida ( $t_{18}$ ), se mantienen invariables. El flujo másico de las corrientes externas se mantiene constante. En la Figura 4-4 se puede observar que la capacidad frigorífica tiende a aumentar a medida que se incrementa la temperatura de activación  $t_{11}$  y que la temperatura del agua de refrigeración  $t_{ref}$  disminuye. En el caso del coeficiente de operación sucede lo mismo; el  $COP$  crece en magnitud a medida que la temperatura de activación aumenta y que la temperatura de

refrigeraci3n disminuye pero solamente hasta cierto punto, luego comenzar3 a descender de manera casi imperceptible.

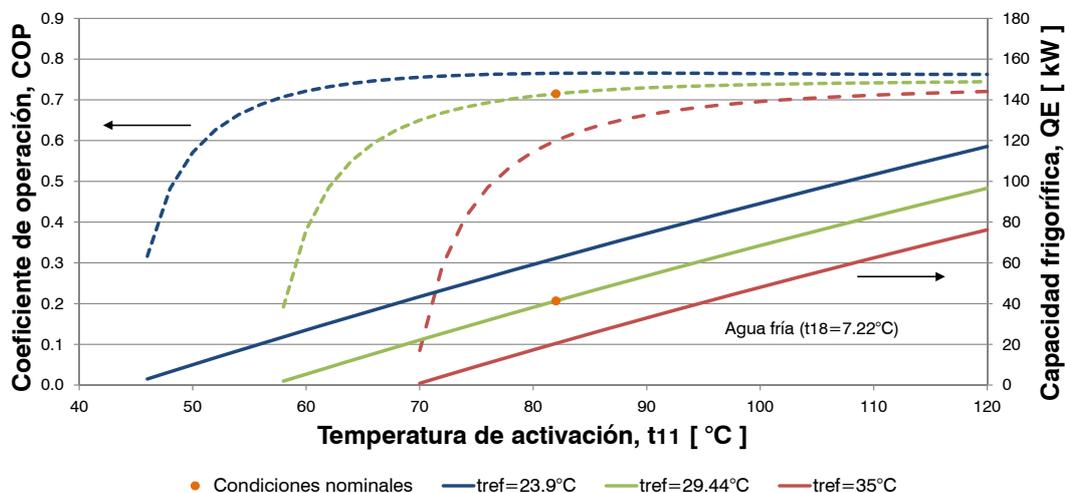


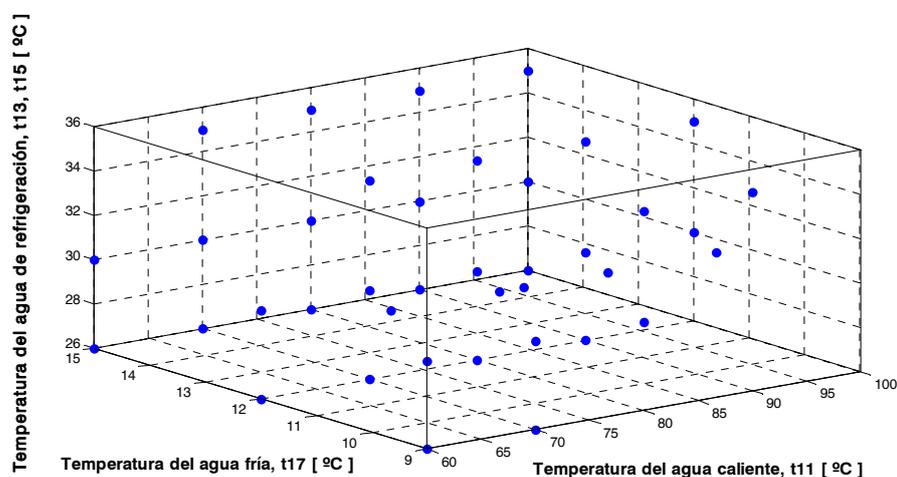
Figura 4-4. Resultados de la simulaci3n termodin3mica.

Tabla 4-3. Error relativo en porcentaje entre puntos de estado ABSIM vs EES.

	Entalpía	Caudal másico	Presi3n	Fracci3n vapor	Temperatura	Concentraci3n
1	3.8	0.0	0.2	-	0.1	1.6
2	3.8	0.0	0.5	-	0.1	1.6
3	1.9	0.0	0.5	-	0.4	1.6
4	1.9	0.1	0.5	-	0.4	1.5
5	3.4	0.1	0.2	-	0.7	1.5
6	3.4	0.1	0.2	-	0.7	1.5
7	0.0	1.5	0.5	-	0.4	-
8	0.3	1.5	0.5	-	0.3	-
9	0.3	1.5	0.2	0.5	0.4	-
10	0.0	1.5	0.2	-	0.4	-
11	0.0	0.0	-	-	0.0	-
12	0.0	0.0	-	-	0.0	-
13	0.0	0.0	-	-	0.0	-
14	0.1	0.0	-	-	0.2	-
15	0.0	0.0	-	-	0.0	-
16	0.2	0.0	-	-	0.2	-
17	0.6	0.0	-	-	0.7	-
18	0.0	0.0	-	-	0.0	-
<b>MAX</b>	<b>3.8%</b>	<b>1.5%</b>	<b>0.5%</b>	<b>0.5%</b>	<b>0.7%</b>	<b>1.6%</b>

#### 4.2.2.2 Resultados de la validación del método de la ecuación característica.

Para validar el método de la ecuación característica, aplicado a la enfriadora de absorción propuesta en la Figura 4-3, se han escogido 39 condiciones diferentes de trabajo donde las temperaturas de los circuitos externos fueron modificadas, siempre variando la temperatura de activación y manteniendo constantes las temperaturas del agua fría y de refrigeración. La Figura 4-5 presenta las 39 condiciones utilizadas en el análisis donde las temperaturas de entrada en los circuitos exteriores se variaron de 60 a 100°C para la temperatura de activación, de 26 a 35°C para la temperatura del agua de refrigeración, y de 9 a 15°C para la temperatura del agua fría.



$t_{11}$ [ °C ]	$t_{13}, t_{15}$ [ °C ]	$t_{17}$ [ °C ]
70 / 80 / 82.2 / 90 / 100	29.4	11.6
60 / 70	26	9
60 / 70 / 80	30	9
80 / 90	35	9
60 / 70 / 80 / 90	26	12

$t_{11}$ [ °C ]	$t_{13}, t_{15}$ [ °C ]	$t_{17}$ [ °C ]
60 / 70 / 80 / 90 / 100	30	12
70 / 80 / 90 / 100	35	12
60 / 70 / 80 / 90 / 100	26	15
60 / 70 / 80 / 90 / 100	30	15
70 / 80 / 90 / 100	35	15

Figura 4-5. Condiciones analizadas para el caso de la enfriadora de simple efecto.

En la Tabla 4-4 se presentan los parámetros característicos calculados a partir del modelo termodinámico para las condiciones de diseño.

**Tabla 4-4. Parámetros característicos (condiciones de diseño).**

$B [-]$	$s_E [kW \cdot K^{-1}]$	$\alpha_E [-]$	$G [-]$	$\Delta\Delta t [K]$	$\Delta\Delta t_{minE} [K]$
1.15	2.2	0.6	1.04	23.6	4.2

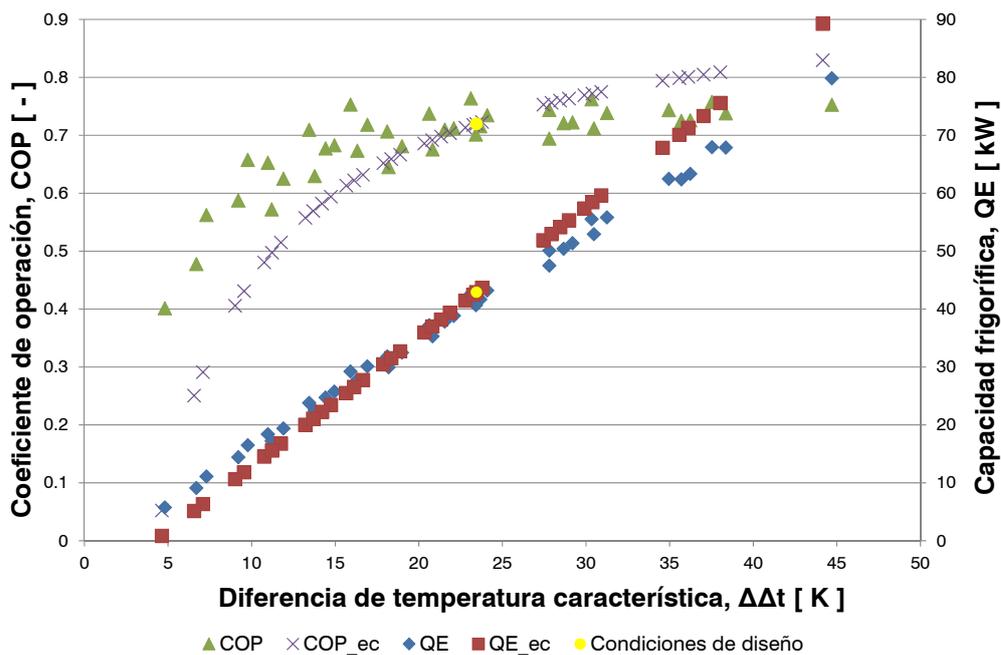
Reemplazando los parámetros de la Tabla 4-4 en las ecuaciones (4-40) y (4-42) se obtiene las expresiones que determinan el funcionamiento de la enfriadora de absorción bajo condiciones de diseño.

$$\dot{Q}_E = 2.2 \cdot (\Delta\Delta t - 4.2) = 42.7 \text{ kW} \quad (4-44)$$

$$COP = \frac{\Delta\Delta t - 4.2}{1.04 \cdot \Delta\Delta t + 2.6} = 0.71 \quad (4-45)$$

La capacidad frigorífica calculada por el método de la ecuación característica se desvía un 2.6% del “valor real” obtenido de la simulación del modelo termodinámico, mientras que el coeficiente de operación coincide en ambos métodos. Esta desviación se produce debido a que se ha utilizado la aproximación descrita en la ecuación (4-3), donde la diferencia de temperaturas logarítmicas medias es reemplazada por la diferencia de temperaturas medias aritmética de los fluidos caliente y frío de cada componente.

A continuación se utilizan los parámetros característicos de la Tabla 4-4, se calcula la capacidad frigorífica y el coeficiente de operación para las condiciones de trabajo indicadas anteriormente, y se comparan con los resultados del modelo termodinámico. Esta comparación se presenta en la Figura 4-6 donde el eje de las abscisas está expresado en función de la diferencia de temperaturas característica ( $\Delta\Delta t$ ).



**Figura 4-6. Comparación de los valores del COP y  $\dot{Q}_E$  obtenidos mediante la simulación del modelo termodinámico y método de la ecuación característica.**

En la Figura 4-6 se puede apreciar que la capacidad frigorífica, obtenida mediante los dos métodos, tiene una tendencia ascendente a medida que la diferencia de temperaturas característica aumenta. También es posible indicar que los puntos comprendidos para un rango de  $\Delta\Delta t$  entre 18 a 26 K obtienen una buena aproximación entre los dos métodos, esto se debe a que en este rango los parámetros característicos (Tabla 4-4) son casi iguales a los obtenidos en la simulación exacta. El coeficiente de operación obtenido a partir del método de la ecuación característica ( $COP_{ec}$ ) mantiene la misma tendencia que el COP real, pero su desviación es mayor debido a que esta variable es función de un ratio de dos variables.

Al calcular los parámetros característicos para cada una de las 39 condiciones seleccionadas se comprobó que únicamente la diferencia de temperaturas característica mínima  $\Delta\Delta t_{minE}$  varía de manera significativa con respecto a la diferencia de temperaturas característica  $\Delta\Delta t$  (ver Figura 4-7). Esta variación se debe al efecto de las pérdidas de calor ( $\dot{Q}_{LOSS}$ ) relacionadas con el intercambiador de calor de solución y su influencia sobre esta variable. De acuerdo a [207] se ajusta

linealmente la variaci3n de  $\Delta\Delta t_{minE}$  en funci3n de la diferencia de temperaturas caracterstica mediante una ecuaci3n de la forma:

$$\Delta\Delta t_{minE} = r_{E,II} \cdot \Delta\Delta t + r_{E,I} \quad (4-46)$$

Esta ecuaci3n est3 formada por una pendiente  $r_{E,II}$  que relaciona la diferencia de temperaturas caracterstica m3nima con la diferencia de temperaturas caracterstica y un intercepto  $r_{E,I}$  con el eje de las abscisas. Para la enfriadora de absorci3n analizada en este trabajo se obtuvo la relaci3n siguiente:

$$\Delta\Delta t_{minE} = 0.12 \cdot \Delta\Delta t + 1.42 \quad (4-47)$$

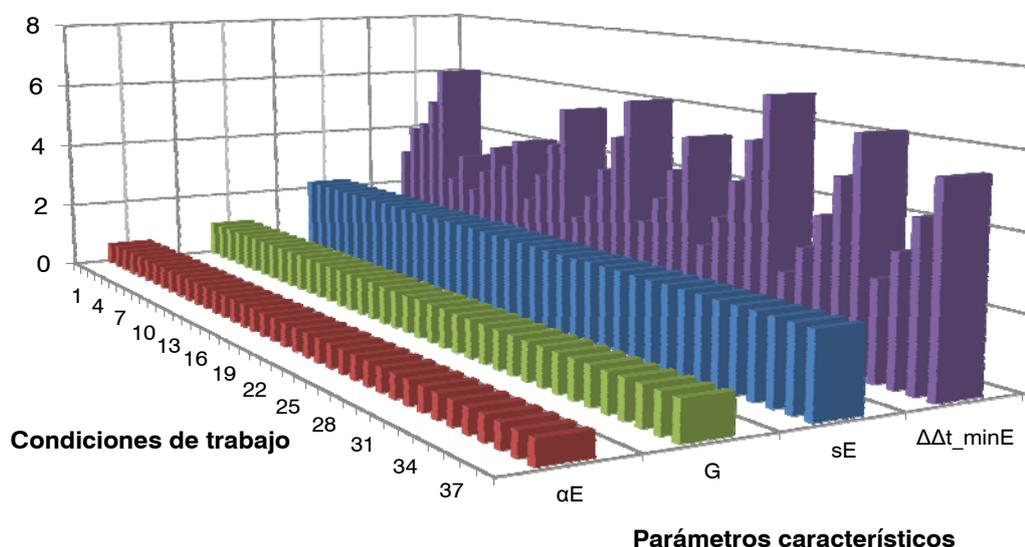


Figura 4-7. Variaci3n de los par3metros caracteristicos por condici3n de trabajo.

Al reemplazar la ecuaci3n (4-47) y los par3metros caracteristicos de la Tabla 4-4 en las ecuaciones (4-40) y (4-42) se obtienen dos nuevas expresiones que definen el comportamiento de la enfriadora de absorci3n.

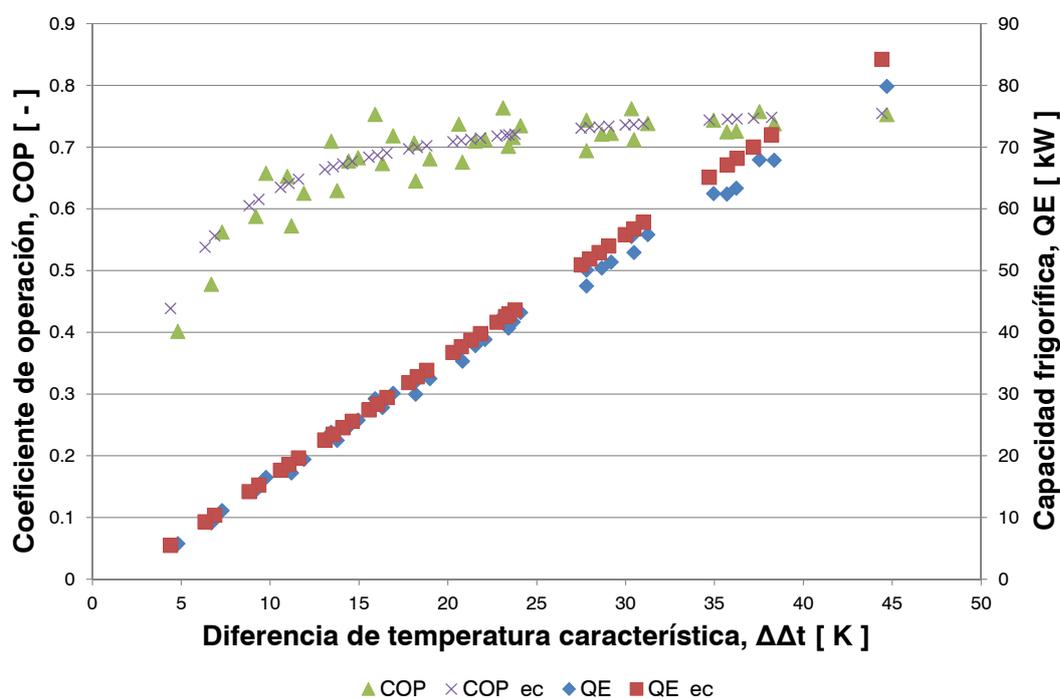
$$\dot{Q}_E = 1.88 \cdot \Delta\Delta t - 3.04 \quad (4-48)$$

$$COP = \frac{0.88 \cdot \Delta\Delta t - 1.42}{1.11 \cdot \Delta\Delta t + 0.89} \quad (4-49)$$

Se ha realizado nuevamente la simulaci3n para las 39 condiciones de trabajo pero esta vez utilizando las ecuaciones (4-48) y (4-49), en donde se mantienen constantes los par3metros caracteristicos a excepci3n de la diferencia de temperaturas

característica mínima que se expresa en funci3n de la diferencia de temperaturas característica ( $\Delta\Delta t_{minE} = f(\Delta\Delta t)$ ).

En la Figura 4-8 se grafican estas dos últimas ecuaciones y se distingue un mejor ajuste entre los dos modelos; esta vez el ajuste con respecto a la capacidad frigorífica cubre un rango de diferencia de temperaturas característica desde 5 hasta casi 25 K. En el caso del coeficiente de operaci3n éste se aproxima mucho más al rango de los resultados de la simulaci3n exacta, lo que supone que existe un mejor ajuste en la potencia térmica que alimenta al generador.



**Figura 4-8. Comparaci3n de los valores del COP y  $Q_E$  obtenidos mediante la simulaci3n del modelo termodinámico y el método de la ecuaci3n característica.**

En un estudio posterior [207] se propuso mantener constantes los parámetros  $B$ ,  $\alpha_E$  y  $G$  mientras que  $s_E$  y  $\Delta\Delta t_{minE}$  fueron ajustados mediante una correlaci3n lineal en funci3n de la temperatura de ascenso o “*lift temperature*” ( $\Delta T_L = t_C - t_E$ ). Este ajuste permitió obtener una desviaci3n del 5% entre los datos obtenidos mediante un modelo físico-matemático completo y los resultados del método de la ecuaci3n característica. En nuestro caso se ha implementado un ajuste lineal a los parámetros  $s_E$  y  $\Delta\Delta t_{minE}$  en funci3n de la temperatura de empuje o “*thrust temperature*” ( $\Delta T_T = t_G - t_A$ ). Este ajuste ha permitido obtener una desviaci3n mucho menor que el uso de

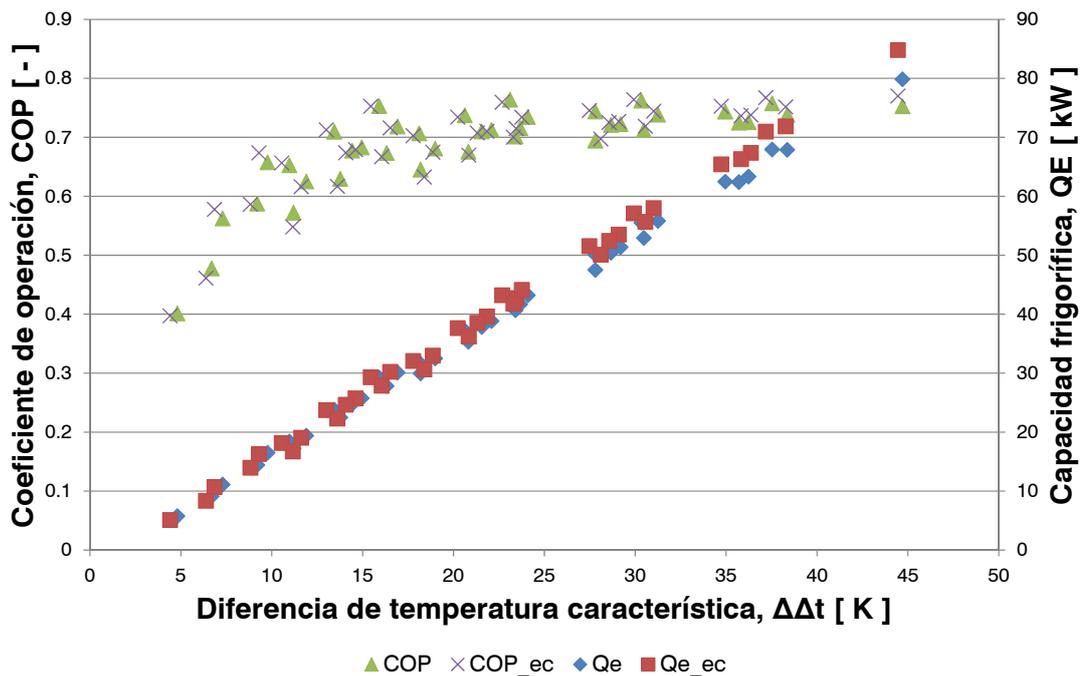
un ajuste lineal en función de la diferencia de temperaturas característica. Las ecuaciones utilizadas tienen la siguiente forma:

$$s_E = s_{E,II} \cdot (t_G - t_A) + s_{E,I} \quad (4-50)$$

$$\Delta\Delta t_{minE} = r_{E,II} \cdot (t_G - t_A) + r_{E,I} \quad (4-51)$$

Las dos ecuaciones anteriores están formadas por una pendiente ( $s_{E,II}$  y  $r_{E,II}$ ) y un intercepto ( $s_{E,I}$  y  $r_{E,I}$ ).

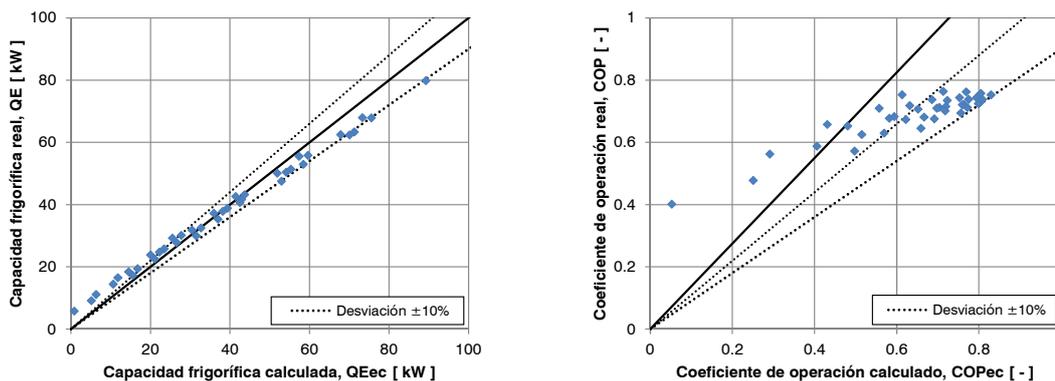
En la Figura 4-9 se grafican la capacidad frigorífica y el coeficiente de operación tomando en cuenta este nuevo ajuste a los parámetros característicos  $s_E$  y  $\Delta\Delta t_{minE}$ . La desviación del coeficiente de operación calculado a partir del método de la ecuación característica, en todo el rango de condiciones analizadas, es del 5% con respecto la simulación del modelo termodinámico.



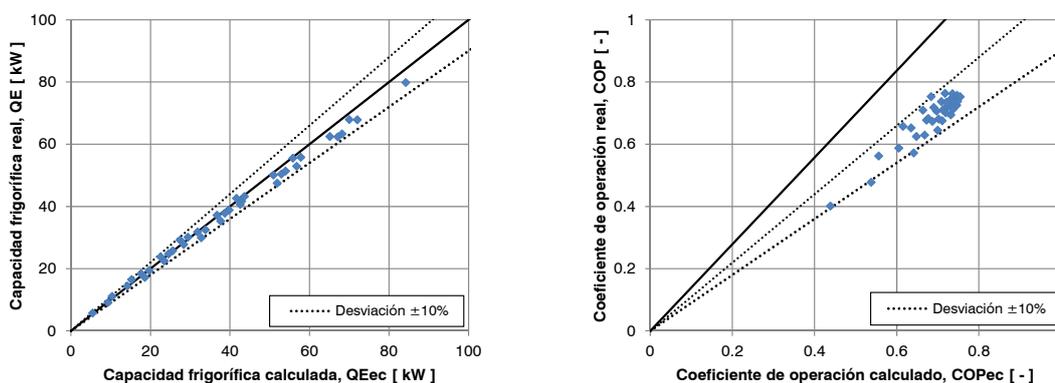
**Figura 4-9. Comparación de los valores del COP y  $\dot{Q}_E$  obtenidos mediante la simulación del modelo termodinámico y el método de la ecuación característica.**

En la Figura 4-10 se muestra la comparación de los valores de  $\dot{Q}_E$  y COP obtenidos mediante el método de la ecuación característica, utilizando las tres aproximaciones analizadas en esta sección, y la simulación del modelo termodinámico. En la primera aproximación los parámetros característicos utilizaron valores constantes, aquí se han

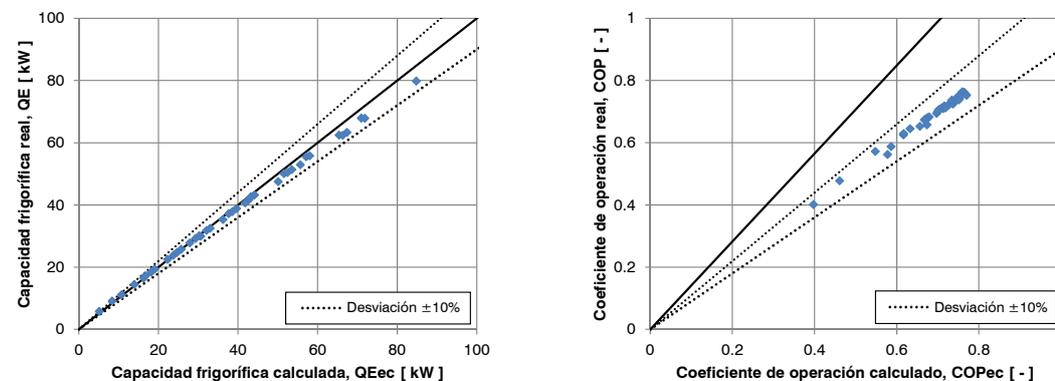
obtenido 24 condiciones de trabajo en las que la capacidad frigorífica obtuvo una desviación menor al 10% con respecto al modelo termodinámico y 23 condiciones para el coeficiente de operación con una desviación de igual porcentaje. En la segunda aproximación el parámetro característico  $\Delta\Delta t_{minE}$  fue expresado en función de la diferencia de temperaturas característica  $\Delta\Delta t$ , en esta ocasión la desviación de la capacidad frigorífica para la totalidad de las condiciones de trabajo fue menor al 10% mientras que para el coeficiente de operación la desviación menor al 10% fue alcanzada en 37 de las 39 condiciones analizadas. En la última aproximación la desviación para la capacidad frigorífica en 38 de las condiciones de trabajo fue menor al 10% mientras que para el coeficiente de operación la desviación menor al 10% fue alcanzada en la totalidad de las condiciones analizadas. En esta última aproximación 31 de los puntos analizados obtuvieron una desviación menor al 5% para la capacidad frigorífica, mientras que en el caso del coeficiente de operación todos los puntos analizados obtuvieron una desviación menor al 5%.



Condiciones: Parámetros característicos constantes



Condiciones: Parámetros característicos constantes, excepto  $\Delta\Delta t_{minE} = f(\Delta\Delta t)$



Condiciones: Parámetros característicos constantes, excepto  $s_E = f(\Delta T_T)$  y  $\Delta\Delta t_{minE} = f(\Delta T_T)$

Figura 4-10. Comparación de los valores del COP y  $\dot{Q}_E$  obtenidos mediante el método de la ecuación característica con respecto a la simulación del método termodinámico.

### 4.3 Método de la ecuación característica para enfriadoras de absorción de doble efecto

En la sección 4.2 se han analizado los fundamentos del método de la ecuación característica para posteriormente caracterizar una enfriadora de absorción de simple efecto en base a este método. En esta sección se extiende el método de la ecuación

característica a una enfriadora de absorción de doble efecto con la finalidad de caracterizar su comportamiento a carga parcial.

### 4.3.1 Fundamentos termodinámicos

Para extender el método de la ecuación característica a enfriadoras de absorción de doble efecto se ha seleccionado una enfriadora de absorción de doble efecto con flujo en paralelo propuesta por Gomed y Grossman [215]. En la Figura 4-11 se muestra el esquema de la enfriadora analizada con sus principales componentes: un evaporador (E), un absorbedor (A), un condensador (C), un generador de alta temperatura (G), un generador de baja temperatura que funciona también como condensador (K), dos intercambiadores de calor de solución (ICS<sub>1</sub> e ICS<sub>2</sub>), dos bombas de solución (B<sub>1</sub> y B<sub>2</sub>), válvulas de expansión, y varios elementos divisores y mezcladores de caudal másico.

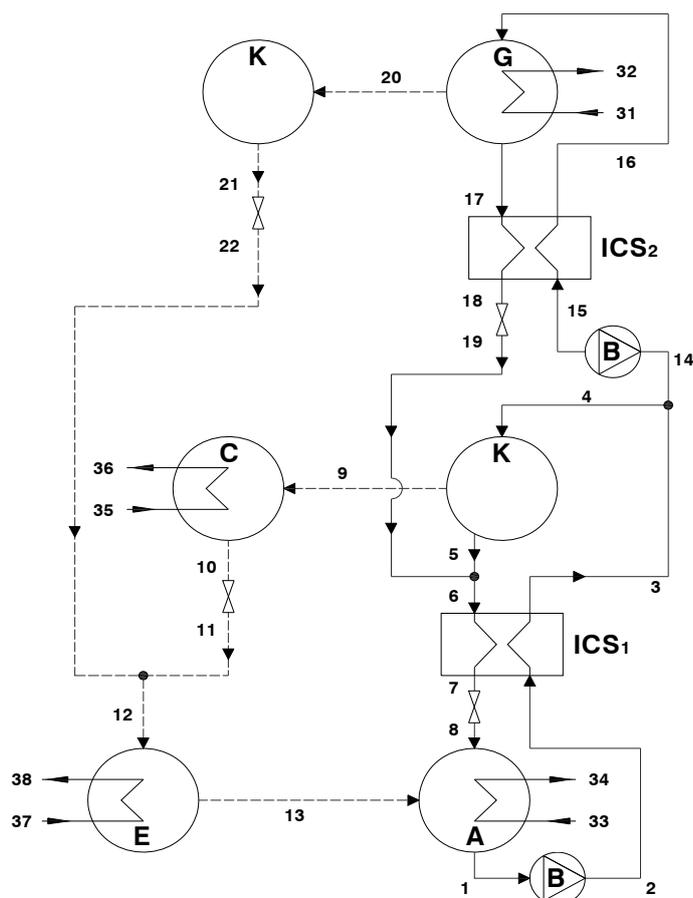


Figura 4-11. Enfriadora de absorción de doble efecto con transferencia de calor interna.

En este tipo de enfriadoras la energía térmica requerida para su activación es utilizada dos veces dentro del ciclo para la generación de vapor, una vez en el generador de alta temperatura (G) y otra en el generador de baja temperatura (K). Este doble aprovechamiento de la fuente de energía térmica resulta en un coeficiente de operación superior al obtenido en las enfriadoras de simple efecto. En el caso de enfriadoras de absorción de doble efecto, el coeficiente de operación ronda en el orden de 1 a 1.2 mientras que en las de simple efecto se encuentra en el orden de 0.6 a 0.7 [15, 134, 216, 217].

La enfriadora de doble efecto analizada en este trabajo tiene tres caudales másicos con respecto al refrigerante ( $\dot{m}_{ref1} = \dot{m}_{13}$ ,  $\dot{m}_{ref2} = \dot{m}_{20}$  y  $\dot{m}_{ref3} = \dot{m}_9$ ), tres caudales másicos con respecto a la línea de solución pobre ( $\dot{m}_{sd} = \dot{m}_1$ ,  $\dot{m}_{sd1} = \dot{m}_4$  y  $\dot{m}_{sd2} = \dot{m}_{14}$ ) y tres caudales másicos con respecto a la línea de solución rica ( $\dot{m}_{sc1} = \dot{m}_{17}$ ,  $\dot{m}_{sc2} = \dot{m}_5$  y  $\dot{m}_{sc3} = \dot{m}_6$ ). Sobre la concentración en las líneas de solución rica y pobre se discutirá más adelante.

Las siguientes hipótesis han sido utilizadas para aplicar el método de la ecuación característica a la enfriadora de absorción de doble efecto:

- El equipo opera en régimen estacionario.
- El sistema es considerado como un sistema que trabaja a tres niveles de presión. Estas presiones son las presiones de vapor del refrigerante ( $H_2O$ ) en los puntos de estado 21, 10 y 13.
- La solución a la salida del absorbedor (A) y de los generadores (G y K) se encuentra en condición de saturación al igual que el refrigerante a la salida del condensador.
- El vapor a la salida del evaporador se encuentra en condición de saturación.
- Las temperaturas de vapor sobrecalentado a la salida de los dos generadores tienen la misma temperatura de la solución rica a la salida del generador de alta (G) y generador de baja (K).
- Los valores del coeficiente global de transferencia de calor de cada uno de los componentes son constantes e independientes de las condiciones de operación.

- Los caudales m3sicos en los circuitos externos de los componentes son constantes.
- No se consideran las p3rdidas de presi3n en las tuber3as, ni en los componentes del equipo.
- No se consideran p3rdidas ni ganancias de calor hacia el exterior.
- Los procesos que tienen lugar en los dispositivos de expansi3n se consideran isoent3lpicos.
- El proceso en las bombas de soluci3n es isoentr3pico.

La determinaci3n de los par3metros caracter3sticos para una enfriadora de doble efecto sigue el mismo procedimiento utilizado para la enfriadora de simple efecto. La potencia t3rmica intercambiada en cada uno de los componentes puede ser expresada por las ecuaciones de transferencia de calor (4-4). La potencia t3rmica de cada componente puede ser obtenida del balance de energ3a en el circuito interno correspondiente. En el caso del evaporador, su potencia t3rmica puede representarse como el producto del caudal m3sico del refrigerante  $\dot{m}_{ref1}$  por la diferencia de entalp3as espec3ficas entre la salida ( $h_{13}$ ) y a la entrada ( $h_{12}$ ) del evaporador.

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{ref1} \cdot (h_{13} - h_{12}) \quad (4-52)$$

A partir de la ecuaci3n (4-52) se puede expresar el caudal m3sico del refrigerante en funci3n de la capacidad frigor3fica y de la diferencia de entalp3as en ese componente.

$$\dot{m}_{ref1} = \frac{\dot{Q}_E}{h_{13} - h_{12}} \quad (4-53)$$

El balance de energ3a en el circuito interno del absorbedor permite expresar la potencia t3rmica disipada  $\dot{Q}_A$  en funci3n de la entalp3a del refrigerante ( $h_{10}$ ) a la entrada del absorbedor y de las entalp3as de la soluci3n a la entrada ( $h_8$ ) y salida ( $h_1$ ) del absorbedor.

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{ref1} \cdot h_{13} + \dot{m}_{sc3} \cdot h_8 - \dot{m}_{sd} \cdot h_1 \quad (4-54)$$

La entalpía de la solución a la entrada del absorbedor ( $h_8$ ) puede expresarse a partir de la entalpía de la solución en el punto de mezcla a la salida del generador de baja ( $h_6$ ) y del enfriamiento realizado en el intercambiador de calor ICS<sub>1</sub>, teniendo en cuenta que el proceso en el dispositivo de expansión es isoentálpico ( $h_8 = h_7$ ), mediante la expresión:

$$\dot{m}_{sc3} \cdot h_8 = \dot{m}_{sc3} \cdot h_6 - \dot{Q}_{ICS1} \quad (4-55)$$

Combinando estas dos últimas ecuaciones, se obtiene la siguiente expresión para la potencia térmica del absorbedor:

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{ref1} \cdot h_{13} + \dot{m}_{sc3} \cdot h_6 - \dot{m}_{sd} \cdot h_1 - \dot{Q}_{ICS1} \quad (4-56)$$

Para reducir la ecuación (4-56) a una expresión en función de la capacidad frigorífica  $\dot{Q}_E$  basta con considerar el balance de masa en el absorbedor y expresar la relación entre los caudales del refrigerante  $\dot{m}_{ref1}$  y la solución pobre o diluida  $\dot{m}_{sd}$  y de la solución rica o concentrada en sal  $\dot{m}_{sc3}$ .

$$\dot{m}_{sc3} = \dot{m}_{sd} - \dot{m}_{ref1} \quad (4-57)$$

Al sustituir los caudales  $\dot{m}_{ref1}$  y  $\dot{m}_{sc3}$  obtenidos en las ecuaciones (4-53) y (4-57) en la ecuación (4-56) se obtiene una expresión para la potencia térmica disipada en el absorbedor  $\dot{Q}_A$  de la forma:

$$\dot{Q}_A = \frac{h_{13} - h_6}{h_{13} - h_{12}} \cdot \dot{Q}_E + \dot{m}_{sd} \cdot (h_6 - h_1) - \dot{Q}_{ICS1} \quad (4-58)$$

La ecuación (4-58) consta de tres términos: el primer término es el producto de la capacidad frigorífica y una relación entre diferencias de entalpías en el refrigerante, el segundo término representa la máxima potencia térmica que puede transferir la solución rica a la solución pobre, y el tercer término es la potencia térmica  $\dot{Q}_{ICS1}$  transferida por la solución rica a la solución pobre en el intercambiador. La diferencia entre estos dos últimos términos representa la pérdida de potencia térmica transmitida en el intercambiador de calor ICS<sub>1</sub> debido a que no es ideal y su eficiencia térmica es menor que la unidad. De esta manera, se definen dichos términos de la forma siguiente:

$$A = \frac{h_{13} - h_6}{h_{13} - h_{12}} \quad (4-59)$$

$$\dot{Q}_{max1} = \dot{m}_{sd} \cdot (h_6 - h_1) \quad (4-60)$$

$$\dot{Q}_{LOSS1} = \dot{Q}_{max1} - \dot{Q}_{ICS1} \quad (4-61)$$

Al reemplazar las ecuaciones (4-59), (4-60) y (4-61) en la ecuaci3n (4-58) se obtiene la ecuaci3n final para la potencia t3rmica disipada en el absorbedor  $\dot{Q}_A$  de la forma:

$$\dot{Q}_A = A \cdot \dot{Q}_E + \dot{Q}_{LOSS1} \quad (4-62)$$

El balance de energía en el circuito interno del generador de alta permite expresar la potencia t3rmica de activaci3n en funci3n de la entalpía del refrigerante ( $h_{20}$ ) a la salida del generador de alta y de las entalpías de la soluci3n a la entrada ( $h_{16}$ ) y salida ( $h_{17}$ ) del generador:

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_{ref2} \cdot h_{20} + \dot{m}_{sc1} \cdot h_{17} - \dot{m}_{sd2} \cdot h_{16} \quad (4-63)$$

La entalpía de la soluci3n a la entrada del generador ( $h_{16}$ ) puede expresarse a partir de la entalpía de la soluci3n pobre a la salida del volumen de control en el generador de baja ( $h_{14}$ ) y del calentamiento realizado en el intercambiador de calor  $ICS_2$ , mediante la expresi3n:

$$\dot{m}_{sd2} \cdot h_{16} = \dot{m}_{sd2} \cdot h_{14} + \dot{Q}_{ICS2} \quad (4-64)$$

Combinando estas dos últimas ecuaciones, se obtiene la siguiente expresi3n para la potencia t3rmica del generador de alta:

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_{ref2} \cdot h_{20} + \dot{m}_{sc1} \cdot h_{17} - \dot{m}_{sd2} \cdot h_{14} - \dot{Q}_{ICS2} \quad (4-65)$$

Para reducir la ecuaci3n (4-65) a una expresi3n en funci3n de la potencia t3rmica  $\dot{Q}_K$  basta con considerar el balance de masa en el generador y expresar la relaci3n entre los caudales del refrigerante  $\dot{m}_{ref2}$  y de la soluci3n pobre o  $\dot{m}_{sd2}$  y de la soluci3n rica o concentrada en sal  $\dot{m}_{sc1}$ .

$$\dot{m}_{sc1} = \dot{m}_{sd2} - \dot{m}_{ref2} \quad (4-66)$$

El caudal  $\dot{m}_{ref2}$  se puede obtener a partir del balance de energía en el circuito interno del condensador de alta. La potencia térmica del condensador de alta  $\dot{Q}_K$  puede representarse como el producto del caudal másico del refrigerante  $\dot{m}_{ref2}$  por la diferencia de entalpías específicas del refrigerante entre la entrada ( $h_{20}$ ) y la salida ( $h_{21}$ ) del generador de alta.

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_{ref2} \cdot (h_{20} - h_{21}) \quad (4-67)$$

A partir de la ecuación (4-67) se puede expresar el caudal másico del refrigerante en función de la potencia térmica del condensador de alta  $\dot{Q}_K$  y de la diferencia de entalpías en ese componente.

$$\dot{m}_{ref2} = \frac{\dot{Q}_K}{h_{20} - h_{21}} \quad (4-68)$$

Al sustituir los caudales  $\dot{m}_{ref2}$  y  $\dot{m}_{sc1}$  obtenidos en las ecuaciones (4-68) y (4-66) en la ecuación (4-65) se obtiene una expresión para la potencia térmica de activación en el generador  $\dot{Q}_G$  de la forma:

$$\dot{Q}_G = \frac{h_{20} - h_{17}}{h_{20} - h_{21}} \cdot \dot{Q}_K + \dot{m}_{sd2} \cdot (h_{17} - h_{14}) - \dot{Q}_{ICS2} \quad (4-69)$$

La ecuación (4-69) al igual que la ecuación (4-58) contiene una estructura similar, una relación de entalpías como primer término que multiplica a la potencia térmica del condensador de alta, el segundo término representa la máxima potencia térmica que puede transferir la solución rica a la solución pobre, y el tercer término es la potencia térmica  $\dot{Q}_{ICS2}$  transferida por la solución rica a la solución pobre en el intercambiador. La diferencia entre estos dos últimos términos representa la pérdida de potencia térmica transmitida en el intercambiador de calor  $ICS_2$  debido a que no es ideal y su eficiencia térmica es menor que la unidad. De esta manera, se definen dichos términos de la forma siguiente:

$$G = \frac{h_{20} - h_{17}}{h_{20} - h_{21}} \quad (4-70)$$

$$\dot{Q}_{max2} = \dot{m}_{sd2} \cdot (h_{17} - h_{14}) \quad (4-71)$$

$$\dot{Q}_{LOSS2} = \dot{Q}_{max2} - \dot{Q}_{ICS2} \quad (4-72)$$

Al sustituir las ecuaciones (4-70) y (4-72) en la ecuaci3n (4-69) se obtiene una nueva expresi3n para la potencia t3rmica de activaci3n  $\dot{Q}_G$  de la forma:

$$\dot{Q}_G = G \cdot \dot{Q}_K + \dot{Q}_{LOSS2} \quad (4-73)$$

De manera similar al evaporador se realiza el balance de energía en el circuito interno del condensador, obteniéndose la siguiente expresi3n:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{ref3} \cdot h_9 - \dot{m}_{ref3} \cdot h_{10} \quad (4-74)$$

Para reducir la ecuaci3n (4-74) a una expresi3n en funci3n de los caudales m3sicos del refrigerante  $\dot{m}_{ref2}$  y  $\dot{m}_{ref1}$  basta con considerar los balances de masa y energía en el punto de mezcla a la entrada del evaporador.

$$\dot{m}_{ref3} = \dot{m}_{ref1} - \dot{m}_{ref2} \quad (4-75)$$

$$\dot{m}_{ref3} \cdot h_{10} = \dot{m}_{ref1} \cdot h_{12} - \dot{m}_{ref2} \cdot h_{21} \quad (4-76)$$

Al sustituir la ecuaci3n (4-75) en el primer t3rmino de la ecuaci3n (4-74) y la ecuaci3n (4-76) por el segundo t3rmino se obtiene una expresi3n para la potencia t3rmica disipada en el condensador  $\dot{Q}_C$  de la forma:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{ref1} \cdot (h_9 - h_{12}) - \dot{m}_{ref2} \cdot (h_9 - h_{21}) \quad (4-77)$$

Al sustituir los caudales  $\dot{m}_{ref1}$  y  $\dot{m}_{ref2}$  obtenidos en las ecuaciones(4-53) y (4-68) en la ecuaci3n (4-77) se obtiene una expresi3n para la potencia t3rmica disipada en el condensador  $\dot{Q}_C$  de la forma:

$$\dot{Q}_C = \frac{h_9 - h_{12}}{h_{13} - h_{12}} \cdot \dot{Q}_E - \frac{h_9 - h_{21}}{h_{20} - h_{21}} \cdot \dot{Q}_K \quad (4-78)$$

La ecuaci3n (4-78) consta de dos t3rminos: el primer t3rmino es el producto de la capacidad frigorífica y una relaci3n entre diferencias de entalpías en el refrigerante y el segundo t3rmino es el producto de la potencia t3rmica del condensador de alta y una relaci3n entre diferencias de entalpías en el refrigerante. De esta manera, se definen dichos t3rminos de la forma siguiente:

$$C_1 = \frac{h_9 - h_{12}}{h_{13} - h_{12}} \quad (4-79)$$

$$C_2 = \frac{h_9 - h_{21}}{h_{20} - h_{21}} \quad (4-80)$$

Al reemplazar las ecuaciones (4-79) y (4-80) en la ecuaci3n (4-78) se obtiene la ecuaci3n para la potencia t3rmica disipada en el condensador  $\dot{Q}_C$  de la forma:

$$\dot{Q}_C = C_1 \cdot \dot{Q}_E - C_2 \cdot \dot{Q}_K \quad (4-81)$$

En el caso del generador de baja temperatura/condensador de alta presi3n (K) se ha tomado un volumen de control para determinar la potencia t3rmica en funci3n de los balances de energa. En la Figura 4-12 se muestra el volumen de control utilizado en este componente.

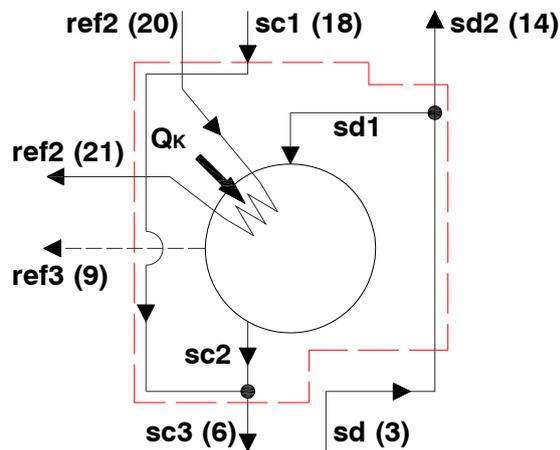


Figura 4-12. Esquema del volumen de control utilizado en el balance de energa del generador de baja/condensador de alta.

El balance de energa en el circuito interno del generador de baja permite expresar la potencia t3rmica  $\dot{Q}_K$  en funci3n de la entalpía del refrigerante ( $h_9$ ) a la salida del generador de baja, de las entalpías de la soluci3n pobre a la entrada ( $h_3$ ) y salida ( $h_{14}$ ), y de las entalpías de la soluci3n rica a la entrada ( $h_{19}$ ) y salida ( $h_6$ ) del generador de baja:

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_{ref3} \cdot h_9 + \dot{m}_{sd2} \cdot h_{14} + \dot{m}_{sc3} \cdot h_6 - \dot{m}_{sd} \cdot h_3 - \dot{m}_{sc1} \cdot h_{19} \quad (4-82)$$

Al sustituir los caudales  $\dot{m}_{ref3}$  y  $\dot{m}_{sc3}$  obtenidos en las ecuaciones (4-75) y (4-57) en la ecuaci3n (4-82) se obtiene una expresi3n de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_K = & \dot{m}_{ref1} \cdot (h_9 - h_6) - \dot{m}_{ref2} \cdot h_9 + \dot{m}_{sd2} \cdot h_{14} \\ & + \dot{m}_{sd} \cdot h_6 - \dot{m}_{sd} \cdot h_3 - \dot{m}_{sc1} \cdot h_{19} \end{aligned} \quad (4-83)$$

La entalpía de la soluci3n a la entrada del generador de baja ( $h_{19}$ ) puede expresarse a partir de la entalpía de la soluci3n a la salida del generador de alta ( $h_{17}$ ) y del enfriamiento realizado en el intercambiador de calor ICS<sub>2</sub>, teniendo en cuenta que el proceso en el dispositivo de expansi3n es isoentálpico ( $h_{18} = h_{19}$ ), mediante la expresi3n:

$$\dot{m}_{sc1} \cdot h_{19} = \dot{m}_{sc1} \cdot h_{17} - \dot{Q}_{ICS2} \quad (4-84)$$

Combinando esta última ecuaci3n con la ecuaci3n (4-83), se obtiene la siguiente expresi3n para la potencia térmica del generador de baja:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_K = & \dot{m}_{ref1} \cdot (h_9 - h_6) - \dot{m}_{ref2} \cdot h_9 + \dot{m}_{sd2} \cdot h_{14} \\ & + \dot{m}_{sd} \cdot h_6 - \dot{m}_{sd} \cdot h_3 - \dot{m}_{sc1} \cdot h_{17} + \dot{Q}_{ICS2} \end{aligned} \quad (4-85)$$

Se sustituye el caudal  $\dot{m}_{sc1}$  obtenido en la ecuaci3n (4-66) en la ecuaci3n (4-85) obteniéndose una ecuaci3n de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_K = & \dot{m}_{ref1} \cdot (h_9 - h_6) - \dot{m}_{ref2} \cdot (h_9 - h_{17}) + \dot{m}_{sd2} \cdot h_{14} \\ & + \dot{m}_{sd} \cdot h_6 - \dot{m}_{sd} \cdot h_3 - \dot{m}_{sd2} \cdot h_{17} + \dot{Q}_{ICS2} \end{aligned} \quad (4-86)$$

La entalpía de la soluci3n a la entrada del generador de baja ( $h_3$ ) puede expresarse a partir de la entalpía de la soluci3n pobre a la salida del absorbedor ( $h_1$ ) y del calentamiento realizado en el intercambiador de calor ICS<sub>1</sub>, mediante la expresi3n:

$$\dot{m}_{sd} \cdot h_3 = \dot{m}_{sd} \cdot h_1 + \dot{Q}_{ICS1} \quad (4-87)$$

Al sustituir la ecuaci3n (4-87) en la ecuaci3n (4-86), y luego de agrupar los términos se obtiene una expresi3n para la potencia térmica en el generador de baja  $\dot{Q}_K$  de la forma:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_K = & \dot{m}_{ref1} \cdot (h_9 - h_6) - \dot{m}_{ref2} \cdot (h_9 - h_{17}) \\ & + \dot{m}_{sd} \cdot (h_6 - h_1) - \dot{Q}_{ICS1} - \dot{m}_{sd2} \cdot (h_{17} - h_{14}) + \dot{Q}_{ICS2} \end{aligned} \quad (4-88)$$

Al sustituir los caudales  $\dot{m}_{ref1}$  y  $\dot{m}_{ref2}$  obtenidos en las ecuaciones (4-53) y (4-68) en la ecuación (4-88) se obtiene una expresión para la potencia térmica del generador de baja de la forma:

$$\dot{Q}_K = \frac{h_9 - h_6}{h_{13} - h_{12}} \cdot \dot{Q}_E - \frac{h_9 - h_{17}}{h_{20} - h_{10}} \cdot \dot{Q}_K + \dot{Q}_{LOSS1} - \dot{Q}_{LOSS2} \quad (4-89)$$

La ecuación (4-89) consta de cuatro términos: el primer término es el producto de la capacidad frigorífica y una relación entre diferencias de entalpías en el refrigerante, el segundo término es el producto de la potencia térmica del generador de baja y una relación entre diferencias de entalpías en el refrigerante, el tercer y cuarto término representa las pérdidas de potencia térmica transmitidas en los intercambiadores de calor ICS<sub>1</sub> e ICS<sub>2</sub> respectivamente. Las relaciones entre diferencias de entalpías en el refrigerante se definen de la siguiente manera:

$$K_1 = \frac{h_9 - h_6}{h_{13} - h_{12}} \quad (4-90)$$

$$K_2 = \frac{h_9 - h_{17}}{h_{20} - h_{10}} \quad (4-91)$$

Al reemplazar las ecuaciones (4-90) y (4-91) en la ecuación (4-89) se obtiene la expresión final para la potencia térmica del generador de baja  $\dot{Q}_K$  de la forma:

$$\dot{Q}_K = \frac{K_1}{1 + K_2} \cdot \dot{Q}_E + \frac{\dot{Q}_{LOSS1} - \dot{Q}_{LOSS2}}{1 + K_2} \quad (4-92)$$

Al sustituir la potencia térmica  $\dot{Q}_K$  obtenida en la ecuación (4-92) en la ecuación (4-73) se obtiene la ecuación final para la potencia térmica de activación  $\dot{Q}_G$  de la forma:

$$\dot{Q}_G = G \cdot \frac{K_1}{1 + K_2} \cdot \dot{Q}_E + \frac{G}{1 + K_2} \cdot \dot{Q}_{LOSS1} - \left( \frac{G}{1 + K_2} - 1 \right) \cdot \dot{Q}_{LOSS2} \quad (4-93)$$

Para obtener la ecuación final de la potencia térmica disipada en el condensador  $\dot{Q}_C$  es necesario sustituir la potencia térmica  $\dot{Q}_K$  obtenida en la ecuación (4-92) en la ecuación (4-81), la ecuación resultante es:

$$\dot{Q}_C = \left( C_1 - C_2 \cdot \frac{K_1}{1 + K_2} \right) \cdot \dot{Q}_E - \frac{C_2}{1 + K_2} \cdot (\dot{Q}_{LOSS1} - \dot{Q}_{LOSS2}) \quad (4-94)$$

A continuaci3n se combinan las ecuaciones (4-4) basadas en la transferencia de calor y las ecuaciones (4-52), (4-94), (4-62) y (4-93) basadas en los circuitos internos. Se obtiene un sistema de ecuaciones en funci3n de la capacidad frigorífica  $\dot{Q}_E$  y de un salto térmico  $\Delta T_X$ .

$$\dot{Q}_E = UA_E \cdot (t_E - T_E) \quad (4-95)$$

$$\left( c_1 - c_2 \cdot \frac{K_1}{1 + K_2} \right) \cdot \dot{Q}_E - \frac{C_2}{1 + K_2} \cdot (\dot{Q}_{LOSS1} - \dot{Q}_{LOSS2}) = UA_C \cdot (T_C - t_C) \quad (4-96)$$

$$A \cdot \dot{Q}_E + \dot{Q}_{LOSS1} = UA_A \cdot (T_A - t_A) \quad (4-97)$$

$$G \cdot \frac{K_1}{1 + K_2} \cdot \dot{Q}_E + \frac{G}{1 + K_2} \cdot \dot{Q}_{LOSS1} - \left( \frac{G}{1 + K_2} - 1 \right) \cdot \dot{Q}_{LOSS2} = UA_G \cdot (t_G - T_G) \quad (4-98)$$

De la misma manera como se procedió con la enfriadora de simple efecto para relacionar las temperaturas medias internas ( $T_X$ ), incluidas en estas ecuaciones, y las propiedades del fluido de trabajo se ha utilizado la regla de Dühring en el caso de la enfriadora de absorci3n de doble efecto. Se ha considerado como constante la concentraci3n en las líneas de soluci3n, rica y pobre, entre el generador y absorbedor con la finalidad de mantener las relaciones existentes en el diagrama de Dühring y así aproximar el parámetro  $B$  a un valor constante.

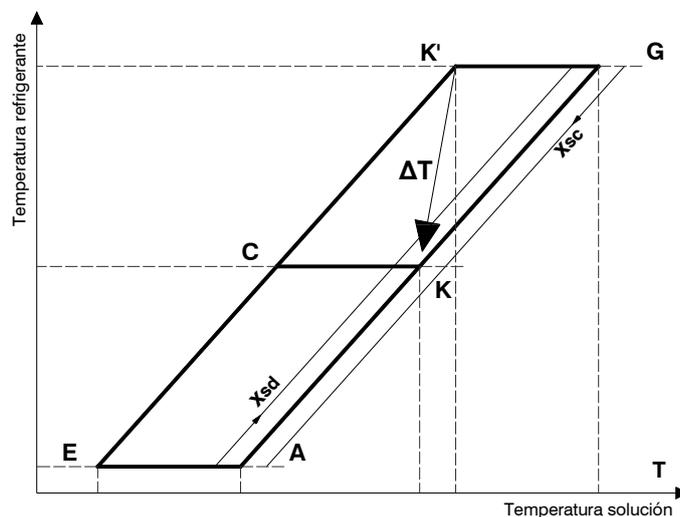


Figura 4-13. Diagrama de Dühring para un ciclo de absorci3n de doble efecto.

En la Figura 4-13 se tiene un esquema que representa los componentes de la enfriadora de doble efecto en un diagrama de Dühring. Valiéndonos de las ecuaciones (4-28) y (4-29) se obtiene una ecuaci3n que relaciona el ciclo exterior formado por los puntos A, G, K' y E.

$$T_G - T_A = B \cdot (T_{K'} - T_E) \quad (4-99)$$

Se plantea el mismo procedimiento para el ciclo interior formado por los puntos A, K, C y E.

$$T_K - T_A = B \cdot (T_C - T_E) \quad (4-100)$$

El ciclo de absorción de doble efecto se caracteriza por el intercambio de calor interno entre el condensador de alta presión y el generador de baja temperatura. Este intercambio de calor se ha expresado como una diferencia de temperaturas de la forma:

$$\Delta T = T_{K'} - T_K \quad (4-101)$$

Al combinar las ecuaciones (4-99), (4-100) y (4-101) en una sola expresión, se obtiene una ecuación que relaciona las temperaturas internas en cada componente y el fluido de trabajo.

$$T_G - (1 + B) \cdot T_A - B^2 \cdot T_C + (B + B^2) \cdot T_E = B \cdot \Delta T \quad (4-102)$$

El valor de la pendiente  $B$  se encuentra típicamente en un rango de 1.1 a 1.2 para enfriadoras de absorción que trabajan con la mezcla  $H_2O/LiBr$ , pudiéndose adoptar un valor intermedio de 1.15 en las aplicaciones del método.

A partir de las ecuaciones (4-95) a (4-98) es posible obtener la temperatura media interna  $T_x$  de cada componente en función de la capacidad frigorífica  $\dot{Q}_E$ , el coeficiente global de transferencia de calor  $UA_x$ , la temperatura media aritmética  $t_x$  del fluido externo, la relación entre diferencias de entalpías en el refrigerante, los términos  $\dot{Q}_{LOSS1}$  y  $\dot{Q}_{LOSS2}$  asociados a cada intercambiador de calor de solución y la diferencia de temperaturas  $\Delta T$  debida al intercambio de calor interno en el generador de baja/condensador de alta. A partir de este paso, las temperaturas medias internas se sustituyen en la ecuación (4-102) obteniéndose la siguiente expresión:

$$\begin{aligned}
 t_G - \frac{1}{UA_G} \cdot \left[ \frac{G \cdot K_1}{1 + K_2} \cdot \dot{Q}_E + \frac{G}{1 + K_2} \cdot \dot{Q}_{LOSS1} - \left( \frac{G}{1 + K_2} - 1 \right) \cdot \dot{Q}_{LOSS2} \right] \\
 - (1 + B) \cdot \left( t_A + \frac{A \cdot \dot{Q}_E + \dot{Q}_{LOSS1}}{UA_A} \right) \\
 - B^2 \cdot \left( t_C + \frac{1}{UA_C} \cdot \left\{ \left[ \left( C_1 - \frac{C_2 \cdot K_1}{1 + K_2} \right) \cdot \dot{Q}_E - \frac{C_2}{1 + K_2} \cdot (\dot{Q}_{LOSS1} - \dot{Q}_{LOSS2}) \right] \right\} \right) \\
 + (B + B^2) \cdot \left( t_E - \frac{\dot{Q}_E}{UA_E} \right) = B \cdot \Delta T
 \end{aligned} \tag{4-103}$$

Reordenando los t3rminos de esta ecuaci3n se obtiene un grupo compuesto por las temperaturas y otro compuesto por la potencia frigorífica, los coeficientes globales de transferencia de calor y las relaciones de entalpías. La expresi3n anterior se transforma en la siguiente:

$$\begin{aligned}
 t_G - (1 + B) \cdot t_A - B^2 \cdot t_C + (B + B^2) \cdot t_E = \\
 \frac{1}{UA_G} \cdot \left[ \frac{G \cdot K_1}{1 + K_2} \cdot \dot{Q}_E + \frac{G}{1 + K_2} \cdot \dot{Q}_{LOSS1} - \left( \frac{G}{1 + K_2} - 1 \right) \cdot \dot{Q}_{LOSS2} \right] \\
 + (1 + B) \cdot \frac{1}{UA_A} (A \cdot \dot{Q}_E + \dot{Q}_{LOSS1}) \\
 + B^2 \cdot \left( \frac{1}{UA_C} \cdot \left\{ \left[ \left( C_1 - \frac{C_2 \cdot K_1}{1 + K_2} \right) \cdot \dot{Q}_E - \frac{C_2}{1 + K_2} \cdot (\dot{Q}_{LOSS1} - \dot{Q}_{LOSS2}) \right] \right\} \right) \\
 + (B + B^2) \cdot \frac{\dot{Q}_E}{UA_E} + B \cdot \Delta T
 \end{aligned} \tag{4-104}$$

Se observa que la parte izquierda de esta ecuaci3n est3 formada por una diferencia de temperaturas total de los circuitos externos mientras que la parte derecha de la ecuaci3n corresponde a los t3rminos que agrupan a las potencias t3rmicas. Esta diferencia de temperaturas tiene que ser lo suficientemente grande para vencer las resistencias t3rmicas relacionadas con cada uno de los componentes de la enfriadora, siendo esta diferencia de temperaturas la ecuaci3n característica para la enfriadora de doble efecto con transferencia de calor interno entre el condensador de alta y el generador de baja.

$$\Delta T = t_G - (1 + B) \cdot t_A - B^2 \cdot t_C + (B + B^2) \cdot t_E \tag{4-105}$$

Se tiene por lo tanto que la ecuaci3n para expresar la diferencia de temperaturas característica en funci3n de la capacidad frigorífica, el coeficiente global de transferencia de calor  $UA_X$  y las relaciones de entalpías tiene la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \Delta\Delta t = & \frac{1}{UA_G} \cdot \left[ \frac{G \cdot K_1}{1 + K_2} \cdot \dot{Q}_E + \frac{G}{1 + K_2} \cdot \dot{Q}_{LOSS1} - \left( \frac{G}{1 + K_2} - 1 \right) \cdot \dot{Q}_{LOSS2} \right] \\ & + (1 + B) \cdot \frac{1}{UA_A} (A \cdot \dot{Q}_E + \dot{Q}_{LOSS1}) \\ & + B^2 \cdot \left\langle \frac{1}{UA_C} \cdot \left\{ \left[ \left( C_1 - \frac{C_2 \cdot K_1}{1 + K_2} \right) \cdot \dot{Q}_E - \frac{C_2}{1 + K_2} \cdot (\dot{Q}_{LOSS1} - \dot{Q}_{LOSS2}) \right] \right\} \right\rangle \\ & + (B + B^2) \cdot \frac{\dot{Q}_E}{UA_E} + B \cdot \Delta T \end{aligned} \quad (4-106)$$

La ecuaci3n (4-106) equivale a la siguiente ecuaci3n en la que los valores de las potencias t3rmicas de cada componente no han sido sustituidos por sus ecuaciones equivalentes. La ecuaci3n (4-107) ha sido incluida para mostrar la forma general de la ecuaci3n que expresa la diferencia de temperaturas característica en funci3n de la potencia t3rmica y del coeficiente de transferencia de calor para cada componente.

$$\Delta\Delta t = \frac{\dot{Q}_G}{UA_G} + (1 + B) \cdot \frac{\dot{Q}_A}{UA_A} + B^2 \cdot \frac{\dot{Q}_C}{UA_C} + (B + B^2) \cdot \frac{\dot{Q}_E}{UA_E} + B \cdot \Delta T \quad (4-107)$$

El procedimiento para obtener cada uno de los parámetros característicos es el mismo que se utiliz3 en el caso de la enfriadora de simple efecto, por lo tanto se omite este paso. La capacidad frigorífica  $\dot{Q}_E$  de la enfriadora de absorci3n de doble efecto analizada puede expresarse a trav3s de una ecuaci3n lineal en funci3n de la temperatura característica  $\Delta\Delta t$ .

$$\dot{Q}_E = s_E \cdot [\Delta\Delta t - \Delta\Delta t_{minE} - B \cdot \Delta T] \quad (4-108)$$

La ecuaci3n (4-108) mantiene una estructura similar a la ecuaci3n (4-40) obtenida en el caso de la enfriadora de simple efecto. A primera vista, la diferencia entre estas dos ecuaciones est3 en el t3rmino  $B \cdot \Delta T$  relacionado con la transferencia interna de calor entre el condensador de alta y generador de baja. Tambi3n hay que considerar que la enfriadora de doble efecto tiene dos intercambiadores de soluci3n, lo que resulta en un t3rmino  $\Delta\Delta t_{minE}$  que relaciona la p3rdida de potencia t3rmica transmitida en los dos intercambiadores de soluci3n ( $\dot{Q}_{LOSS1}$  y  $\dot{Q}_{LOSS2}$ ). La p3rdida de potencia t3rmica  $\Delta\Delta t_{minE}$  tiene la siguiente forma:

$$\Delta\Delta t_{minE} = \frac{\alpha_{E1} \cdot \dot{Q}_{LOSS1}}{s_E} + \frac{\alpha_{E2} \cdot \dot{Q}_{LOSS2}}{s_E} \quad (4-109)$$

Las expresiones correspondientes a los par3metros característicos de las ecuaciones (4-108) y (4-109) se muestran a continuaci3n:

$$s_E = \frac{1}{\frac{G \cdot K_1}{UA_G \cdot (1 + K_2)} + \frac{A \cdot (1 + B)}{UA_A} + B^2 \cdot \left[ \frac{1}{UA_C} \cdot \left( C_1 - \frac{C_2 \cdot K_1}{1 + K_2} \right) \right] + \frac{B + B^2}{UA_E}} \quad (4-110)$$

$$\alpha_{E1} = \frac{\frac{G}{UA_G \cdot (1 + K_2)} + \frac{1 + B}{UA_A} - B^2 \cdot \frac{C_2}{UA_C \cdot (1 + K_2)}}{\frac{G \cdot K_1}{UA_G \cdot (1 + K_2)} + \frac{A \cdot (1 + B)}{UA_A} + B^2 \cdot \left[ \frac{1}{UA_C} \cdot \left( C_1 - \frac{C_2 \cdot K_1}{1 + K_2} \right) \right] + \frac{B + B^2}{UA_E}} \quad (4-111)$$

$$\alpha_{E2} = \frac{\frac{1}{UA_G} \cdot \left( 1 - \frac{G}{1 + K_2} \right) + B^2 \cdot \frac{C_2}{UA_C \cdot (1 + K_2)}}{\frac{G \cdot K_1}{UA_G \cdot (1 + K_2)} + \frac{A \cdot (1 + B)}{UA_A} + B^2 \cdot \left[ \frac{1}{UA_C} \cdot \left( C_1 - \frac{C_2 \cdot K_1}{1 + K_2} \right) \right] + \frac{B + B^2}{UA_E}} \quad (4-112)$$

Albers [210] propuso extender el m3todo de la ecuaci3n característica al resto de componentes y obtener las expresiones del generador, el absorbedor y el condensador en funci3n de par3metros característicos. De esta manera se crea un sistema de ecuaciones en funci3n de los par3metros característicos que posteriormente puede ser resuelto a trav3s de m3todos matemáticos convencionales. Siguiendo el mismo procedimiento empleado para el evaporador, se puede desarrollar las expresiones equivalentes a cada componente manteniendo la estructura de la ecuaci3n (4-108).

La potencia térmica disipada en el absorbedor se expresa de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_A = s_A \cdot [\Delta\Delta t - \Delta\Delta t_{minA} - B \cdot \Delta T] \quad (4-113)$$

La diferencia de temperaturas característica mínima relacionada al absorbedor se expresa con la siguiente ecuaci3n:

$$\Delta\Delta t_{minA} = \frac{\alpha_{A1} \cdot \dot{Q}_{LOSS1}}{s_A} + \frac{\alpha_{A2} \cdot \dot{Q}_{LOSS2}}{s_A} \quad (4-114)$$

Las expresiones correspondientes a los par3metros característicos de las ecuaciones (4-113) y (4-114) se muestran a continuaci3n:

$$s_A = \frac{A}{\frac{G \cdot K_1}{UA_G \cdot (1 + K_2)} + \frac{A \cdot (1 + B)}{UA_A} + B^2 \cdot \left[ \frac{1}{UA_C} \cdot \left( C_1 - \frac{C_2 \cdot K_1}{1 + K_2} \right) \right] + \frac{B + B^2}{UA_E}} \quad (4-115)$$

$$\alpha_{A1} = \frac{\frac{G \cdot (A - K_1)}{UA_G \cdot (1 + K_2)} - \frac{B^2}{UA_C} \cdot \left( C_1 - \frac{C_2 \cdot (K_1 - A)}{1 + K_2} \right) - \frac{B + B^2}{UA_E}}{\frac{G \cdot K_1}{UA_G \cdot (1 + K_2)} + \frac{A \cdot (1 + B)}{UA_A} + B^2 \cdot \left[ \frac{1}{UA_C} \cdot \left( C_1 - \frac{C_2 \cdot K_1}{1 + K_2} \right) \right] + \frac{B + B^2}{UA_E}} \quad (4-116)$$

$$\alpha_{A2} = \frac{A \cdot \left[ \frac{1}{UA_G} \cdot \left( 1 - \frac{G}{1 + K_2} \right) + B^2 \cdot \frac{C_2}{UA_C \cdot (1 + K_2)} \right]}{\frac{G \cdot K_1}{UA_G \cdot (1 + K_2)} + \frac{A \cdot (1 + B)}{UA_A} + B^2 \cdot \left[ \frac{1}{UA_C} \cdot \left( C_1 - \frac{C_2 \cdot K_1}{1 + K_2} \right) \right] + \frac{B + B^2}{UA_E}} \quad (4-117)$$

La potencia térmica de activación en el generador se expresa de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_G = s_G \cdot [\Delta\Delta t - \Delta\Delta t_{minG} - B \cdot \Delta T] \quad (4-118)$$

La diferencia de temperaturas característica mínima relacionada al generador se expresa con la siguiente ecuación:

$$\Delta\Delta t_{minG} = \frac{\alpha_{G1} \cdot \dot{Q}_{LOSS1}}{s_G} + \frac{\alpha_{G2} \cdot \dot{Q}_{LOSS2}}{s_G} \quad (4-119)$$

Las expresiones correspondientes a los parámetros característicos de las ecuaciones (4-118) y (4-119) se muestran a continuación:

$$s_G = \frac{\frac{G \cdot K_1}{1 + K_2}}{\frac{G \cdot K_1}{UA_G \cdot (1 + K_2)} + \frac{A \cdot (1 + B)}{UA_A} + B^2 \cdot \left[ \frac{1}{UA_C} \cdot \left( C_1 - \frac{C_2 \cdot K_1}{1 + K_2} \right) \right] + \frac{B + B^2}{UA_E}} \quad (4-120)$$

$$\alpha_{G1} = \frac{\frac{G}{1 + K_2} \cdot \left[ (1 + B) \cdot \frac{(K_1 - A)}{UA_A} - B^2 \cdot \frac{C_1}{UA_C} - (B + B^2) \cdot \frac{1}{UA_E} \right]}{\frac{G \cdot K_1}{UA_G \cdot (1 + K_2)} + \frac{A \cdot (1 + B)}{UA_A} + B^2 \cdot \left[ \frac{1}{UA_C} \cdot \left( C_1 - \frac{C_2 \cdot K_1}{1 + K_2} \right) \right] + \frac{B + B^2}{UA_E}} \quad (4-121)$$

$$\alpha_{G2} = \frac{\left[ \frac{(1 + B) \cdot A}{UA_A} \cdot \left( 1 - \frac{1 + K_2}{G} \right) + \frac{B^2}{UA_C} \cdot \left( C_1 \cdot \left( 1 - \frac{1 + K_2}{G} \right) + \frac{K_1 \cdot C_2}{G} \right) + \frac{B + B^2}{UA_E} \cdot \left( 1 - \frac{1 + K_2}{G} \right) \right]}{\frac{1 + K_2}{G} \cdot \left( \frac{G \cdot K_1}{UA_G \cdot (1 + K_2)} + \frac{A \cdot (1 + B)}{UA_A} + B^2 \cdot \left[ \frac{1}{UA_C} \cdot \left( C_1 - \frac{C_2 \cdot K_1}{1 + K_2} \right) \right] + \frac{B + B^2}{UA_E} \right)} \quad (4-122)$$

La potencia térmica disipada en el condensador se expresa de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_C = s_C \cdot [\Delta\Delta t - \Delta\Delta t_{minC} - B \cdot \Delta T] \quad (4-123)$$

La diferencia de temperaturas característica mínima relacionada al condensador se expresa con la siguiente ecuaci3n:

$$\Delta\Delta t_{minC} = \frac{\alpha_{C1} \cdot \dot{Q}_{LOSS1}}{s_C} + \frac{\alpha_{C2} \cdot \dot{Q}_{LOSS2}}{s_C} \quad (4-124)$$

Las expresiones correspondientes a los par3metros característicos de las ecuaciones (4-123) y (4-124) se muestran a continuaci3n:

$$s_C = \frac{1 - \frac{K_1}{1 + K_2} \cdot \frac{C_2}{C_1}}{\frac{1}{C_1} \cdot \left[ \frac{G \cdot K_1}{UA_G \cdot (1 + K_2)} + \frac{A \cdot (1 + B)}{UA_A} + B^2 \cdot \left[ \frac{1}{UA_C} \cdot \left( C_1 - \frac{C_2 \cdot K_1}{1 + K_2} \right) \right] + \frac{B + B^2}{UA_E} \right]} \quad (4-125)$$

$$\alpha_{C1} = \frac{C_1 \cdot \left[ \frac{G}{UA_G \cdot (1 + K_2)} + \frac{1 + B}{UA_A} \cdot \left( 1 - \frac{C_2}{C_1} \cdot \frac{K_1 - A}{1 + K_2} \right) + \frac{B + B^2}{UA_E} \cdot \frac{C_2}{C_1} \cdot \frac{1}{1 + K_2} \right]}{\frac{G \cdot K_1}{UA_G \cdot (1 + K_2)} + \frac{A \cdot (1 + B)}{UA_A} + B^2 \cdot \left[ \frac{1}{UA_C} \cdot \left( C_1 - \frac{C_2 \cdot K_1}{1 + K_2} \right) \right] + \frac{B + B^2}{UA_E}} \quad (4-126)$$

$$\alpha_{C2} = \frac{C_1 \cdot \left[ \frac{1}{UA_G} \cdot \left( 1 - \frac{1}{1 + K_2} \cdot \left( \frac{C_2}{C_1} \cdot K_1 + G \right) \right) - \frac{1 + B}{UA_A} \cdot \frac{C_2}{C_1} \cdot \frac{A}{1 + K_2} - \frac{B + B^2}{UA_E} \cdot \frac{C_2}{C_1} \cdot \frac{1}{1 + K_2} \right]}{\frac{G \cdot K_1}{UA_G \cdot (1 + K_2)} + \frac{A \cdot (1 + B)}{UA_A} + B^2 \cdot \left[ \frac{1}{UA_C} \cdot \left( C_1 - \frac{C_2 \cdot K_1}{1 + K_2} \right) \right] + \frac{B + B^2}{UA_E}} \quad (4-127)$$

A partir de las ecuaciones (4-108), (4-113), (4-118) y (4-123) se puede describir las prestaciones térmicas del evaporador, absorbedor, generador y condensador respectivamente.

### 4.3.2 Aplicación y validación del método de la ecuación característica a una enfriadora de absorción de doble efecto con agua-bromuro de litio como fluido de trabajo

La enfriadora de absorción de doble efecto presentada en la Figura 4-11 comparte los parámetros físicos de de la enfriadora de simple efecto analizada en la sección 4.2.2 la diferencia radica en un mayor número de componentes y en el nivel de temperatura del agua caliente necesario para activar la máquina. La simulación del modelo termodinámico se ha realizado con el software EES y los resultados de la simulación en condiciones de diseño fueron comparados con los obtenidos con el software ABSIM.

Los parámetros de diseño de la enfriadora de absorción de doble efecto se encuentran detallados en la Tabla 4-5. El detalle del modelo termodinámico se encuentra al final de este trabajo en la sección de anexos.

**Tabla 4-5. Parámetros de diseño para enfriadora de doble efecto [215].**

Componente	Coefficiente de transferencia, UA [ kW·K <sup>-1</sup> ]	Temperatura, t [ °C ]	Caudal másico, <i>m</i> [ kg·s <sup>-1</sup> ]
Evaporador	11.9	$t_{38} = 7.2$	$m_{37} = 2.3$
Condensador	17.9	$t_{35} = 29.4$	$m_{35} = 3.0$
Absorbedor	6.1	$t_{33} = 29.4$	$m_{33} = 3.7$
Generador de alta temperatura	8.5	$t_{31} = 126.7$	$m_{31} = 3.1$
Generador de baja	5.8	-	-
Intercambiador de solución	2.0	-	-
Bomba de solución	-	-	$m_1 = 0.45$

#### 4.3.2.1 El modelo termodinámico. Comparación de resultados para las condiciones de diseño en EES y ABSIM.

Los resultados de la simulación en EES del ciclo de doble efecto en condiciones de diseño (Tabla 4-5) se presentan en la siguiente tabla.

**Tabla 4-6. Resultado de la simulaci3n en condiciones nominales.**

Punto	h	m	P	q	T	x
	[ kJ/kg ]	[ kg/s ]	[ kPa ]	[ Fracci3n de vapor ]	[ °C ]	[ % LiBr ]
1	97.87	0.4535	0.9013	0	38.14	57.076
2	97.87	0.4535	4.6170		38.15	57.076
3	141.71	0.4535	4.6170		59.93	57.076
4	141.71	0.2268	4.6170	0	59.93	57.076
5	173.61	0.2191	4.6170	0	72.07	59.069
6	172.58	0.4351	4.6170	0	70.63	59.494
7	126.89	0.4351	4.6170		47.13	59.494
8	126.89	0.4351	0.9013	0.002752	43.21	59.494
9	2634.73	0.007651	4.6170		72.07	0.000
10	131.82	0.007651	4.6170	0	31.47	0.000
11	131.82	0.007651	0.9013	0.04375	5.47	0.000
12	237.93	0.01843	0.9013	0.08641	5.47	0.000
13	2510.57	0.01843	0.9013	1	5.47	0.000
14	141.71	0.2268	4.6170	0	59.93	57.076
15	141.73	0.2268	38.2800		59.94	57.076
16	243.48	0.2268	38.2800		110.42	57.076
17	278.36	0.2160	38.2800	0	124.36	59.925
18	171.53	0.2160	38.2800		69.11	59.925
19	171.53	0.2160	4.6170		69.11	59.925
20	2730.84	0.01078	38.2800		124.36	0.000
21	313.23	0.01078	38.2800	0	74.83	0.000
22	313.23	0.01078	0.9013	0.1167	5.47	0.000
31	532.07	3.1450			126.67	
32	521.15				124.08	
33	123.44	3.6510			29.44	
34	139.07				33.18	
35	123.44	2.9560			29.44	
36	129.91				30.99	
37	48.92	2.2680			11.63	
38	30.45				7.22	
COP	1.22			QG	34.36	[ kW ]
QA	57.10	[ kW ]		QICS1	19.88	[ kW ]
QC	19.15	[ kW ]		QICS2	23.07	[ kW ]
QK	26.07	[ kW ]		WB1	0.001	[ kW ]
QE	41.90	[ kW ]		WB2	0.005	[ kW ]

Los resultados de la simulaci3n del ciclo en EES, trabajando en condiciones nominales, han sido comparados con los resultados del ciclo original simulado en ABSIM [215]. El error relativo (%) entre los resultados de las dos simulaciones

presenta una diferencia aceptable. Esta diferencia entre las dos simulaciones se debe principalmente a la diferencia en las propiedades utilizadas en EES y en ABSIM.

**Tabla 4-7. Error relativo en porcentaje entre puntos de estado ABSIM vs EES.**

	Entalpía	Caudal másico	Presión	Fracción vapor	Temperatura	Concentración
1	3.7	0.0	0.2	-	0.1	1.5
2	3.7	0.0	0.3	-	0.1	1.5
3	1.9	0.0	0.3	-	0.6	1.5
4	1.9	0.0	0.3	-	0.6	1.5
5	2.0	0.1	0.3	-	0.4	1.5
6	2.0	0.1	0.3	-	0.6	1.5
7	3.5	0.1	0.2	-	0.7	1.5
8	3.5	0.1	0.2	-	0.7	1.5
9	0.0	2.3	0.3	-	0.4	0.0
10	0.2	2.3	0.3	-	0.2	0.0
11	0.2	2.3	0.2	0.3	0.6	0.0
12	0.1	1.7	0.2	0.0	0.6	0.0
13	0.0	1.7	0.2	0.0	0.6	0.0
14	1.9	0.0	0.3	-	0.6	1.5
15	2.0	0.0	0.4	-	0.6	1.5
16	0.5	0.0	0.4	-	0.1	1.5
17	0.6	0.1	0.4	-	0.2	1.5
18	2.0	0.1	0.4	-	0.8	1.5
19	2.0	0.1	0.3	-	0.8	1.5
20	0.0	1.3	0.4	-	0.2	0.0
21	0.1	1.3	0.4	-	0.1	0.0
22	0.1	1.3	0.2	0.2	0.6	0.0
31	0.0	0.0			0.0	-
32	0.0	0.0			0.0	-
33	0.0	0.0			0.0	-
34	0.1	0.0			0.1	-
35	0.0	0.0			0.0	-
36	0.1	0.0			0.1	-
37	0.5	0.0			0.6	-
38	0.3	0.0			0.0	-
<b>MAX</b>	<b>3.7%</b>	<b>2.3%</b>	<b>0.4%</b>	<b>0.3%</b>	<b>0.8%</b>	<b>1.5%</b>

La modelación termodinámica del ciclo permite determinar el comportamiento de la enfriadora de absorción de doble efecto bajo distintas condiciones de operación. En

cada condición simulada se varía la temperatura de activación  $t_{31}$  mientras que la temperatura del agua de refrigeración ( $t_{ref} = t_{33} = t_{35}$ ) y la temperatura del agua fría producida  $t_{38}$  se mantienen invariables. El caudal másico de las corrientes externas se mantiene constante ya que la aplicación del método de la ecuación característica asume este parámetro como constante [29, 202]. En la Figura 4-14 se presentan las gráficas para la capacidad frigorífica ( $\dot{Q}_E$ ) y al coeficiente de operación ( $COP$ ) para cada una de las condiciones simuladas.

En las gráficas de la Figura 4-14 se observa que a medida que la temperatura del agua caliente presurizada aumenta también lo hace la capacidad frigorífica, sin embargo el valor de esta variable puede ser mayor en el caso de trabajar con una temperatura de agua de torre menor y viceversa. La producción de agua fría a una mayor temperatura también representa un aumento de la capacidad frigorífica en el evaporador. La otra variable representada es el coeficiente de operación ( $COP$ ), esta variable se incrementa a medida que la temperatura del agua de activación aumenta y la temperatura del agua de torre disminuye. En las dos primeras gráficas el coeficiente de operación alcanza un máximo y a partir de ese punto varía ligeramente, mientras que en la tercera gráfica se puede apreciar una disminución más pronunciada ( $t_{ref}=26^\circ\text{C}$  y  $t_{ref}=29.4^\circ\text{C}$ ). Esta variación en el coeficiente de operación se debe a las irreversibilidades internas del ciclo, en las dos gráficas superiores el salto térmico entre la temperatura de disipación y la temperatura de agua fría ( $\Delta T_L$ ) están dentro de un rango que permite que las irreversibilidades sean menores; en la tercera gráfica este salto térmico es mucho menor, lo que produce que las irreversibilidades internas aumenten considerablemente y por tanto éstas inciden directamente disminuyendo el coeficiente de operación en mayor proporción que en los dos primeros casos.

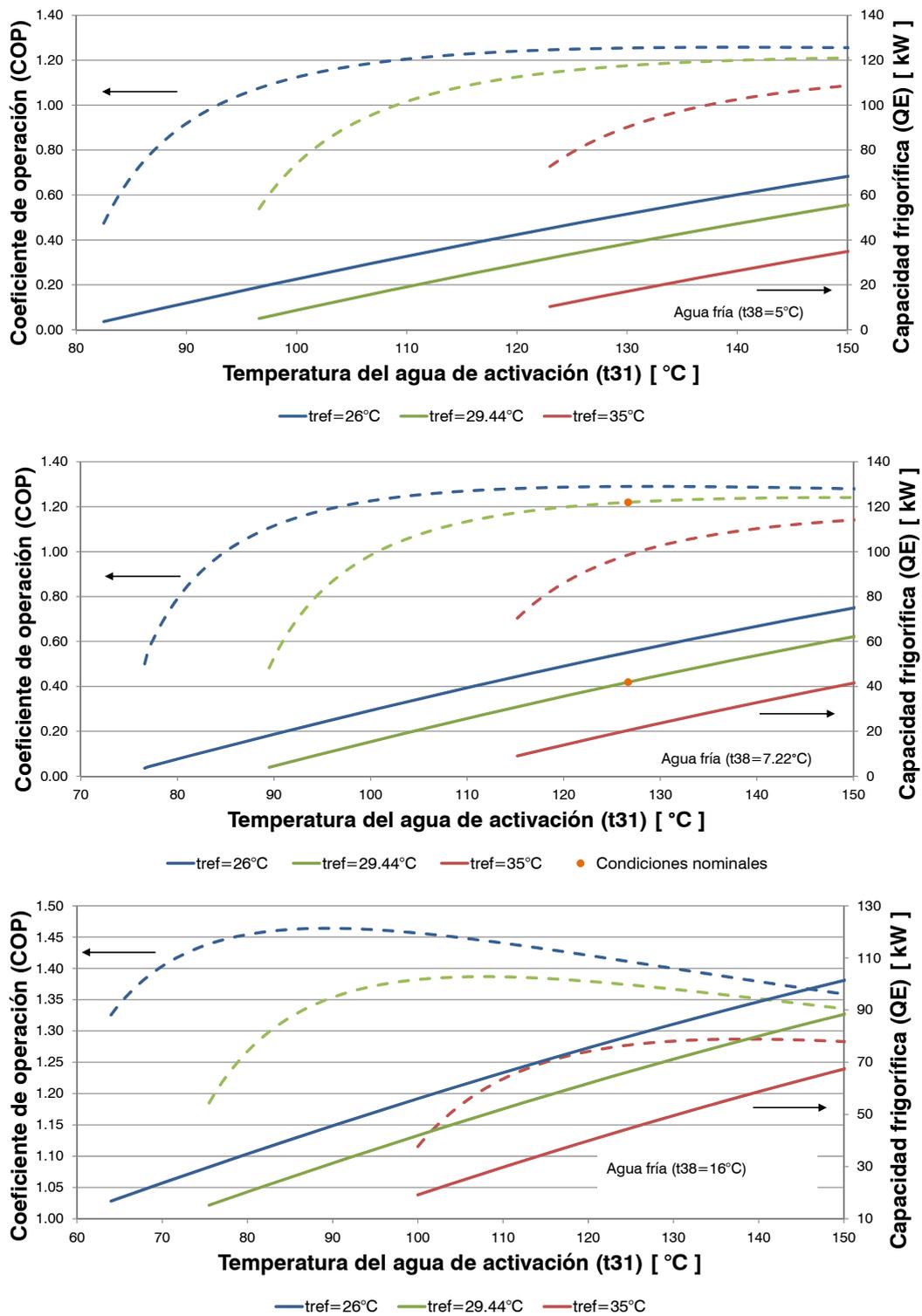
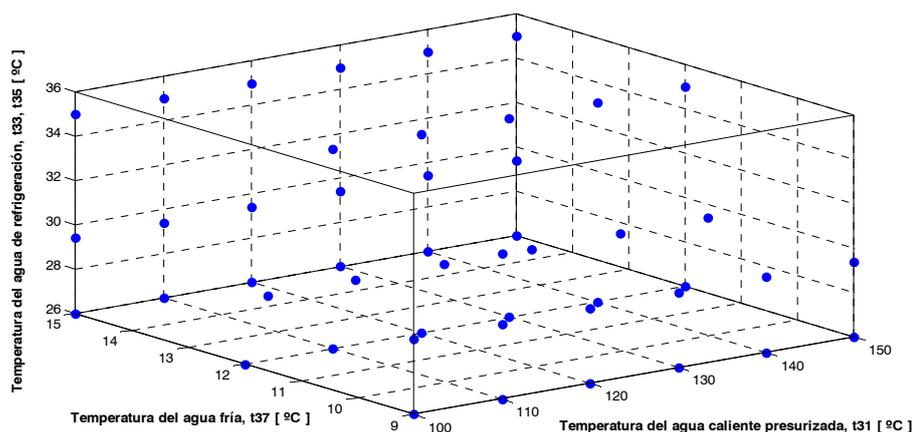


Figura 4-14. Resultados de la simulación en EES para diferentes condiciones de trabajo.

### 4.3.2.2 Resultados de la validación del método de la ecuación característica.

Para la evaluación del método de la ecuación característica se han considerado 48 condiciones de trabajo, incluida la condición de diseño, para la enfriadora de absorción de doble efecto analizada en esta tesis. Estas condiciones se encuentran graficadas en la Figura 4-15.



$t_{31}$ [°C]	$t_{33}, t_{35}$ [°C]	$t_{37}$ [°C]	$t_{31}$ [°C]	$t_{33}, t_{35}$ [°C]	$t_{37}$ [°C]
100 / 110 / 120 / 126.6 / 130 / 140 / 150	29.4	11.6	110 / 120 / 130 / 140 / 150	35	12
100 / 110 / 120 / 130 / 140 / 150	26	9	100 / 110 / 120 / 130 / 140 / 150	26	15
100 / 110 / 120 / 130 / 140 / 150	29.4	9	100 / 110 / 120 / 130 / 140 / 150	29.4	15
100 / 110 / 120 / 130 / 140 / 150	26	12	100 / 110 / 120 / 130 / 140 / 150	35	15

Figura 4-15. Condiciones analizadas para el caso de la enfriadora de doble efecto.

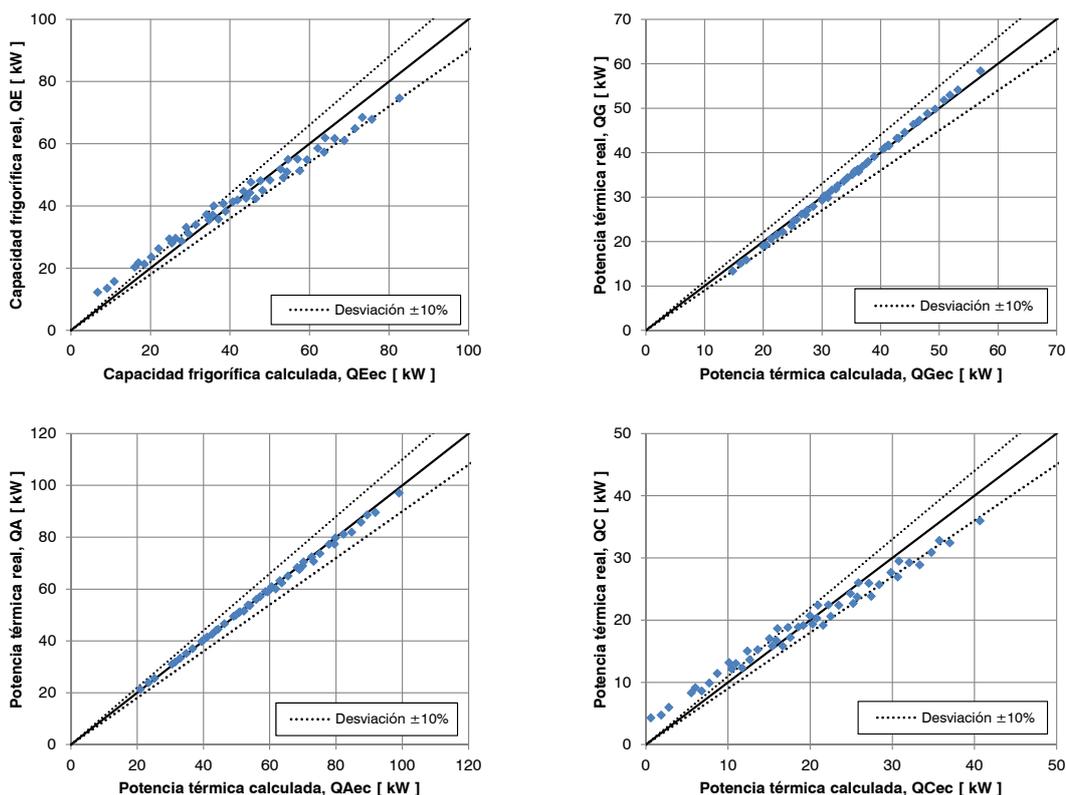
La característica principal de la enfriadora de absorción de doble efecto está en el intercambio de calor interno entre el condensador de alta presión y el generador de baja temperatura, donde el refrigerante a la salida del condensador de alta tiene suficiente potencial térmico para producir vapor en el generador de baja. En las ecuaciones obtenidas anteriormente se puede observar que además de los parámetros característicos habituales ( $s_x$  y  $\Delta\Delta t_{minx}$ ) existe una diferencia de temperaturas  $\Delta T$  que representa la influencia del intercambio de calor interno sobre el comportamiento general de la enfriadora. Esta diferencia de temperaturas está relacionada con las temperaturas de las corrientes internas del ciclo y por tanto no

pueden representarse en el m3todo de la ecuaci3n caracter3stica; una manera de representar este par3metro podr3a ser en funci3n de la diferencia de temperaturas caracter3sticas  $\Delta\Delta t$ . A continuaci3n la Tabla 4-8 presenta los par3metros caracter3sticos de cada componente calculados a partir de las condiciones de diseo.

**Tabla 4-8. Par3metros caracter3sticos (condiciones de diseo).**

	<i>Evaporador</i>	<i>Generador</i>	<i>Absorbedor</i>	<i>Condensador</i>
$s_x$ [kW·K <sup>-1</sup> ]	1.41	0.78	1.45	0.74
$\Delta\Delta t_{minx}$ [K]	6.03	-8.03	-3.62	10.00
$\Delta T$ [K]	$\Delta T = 0.1174 \cdot \Delta\Delta t - 0.0089$		$B$ [-]	1.152

En la Figura 4-16 se presentan los resultados obtenidos de la simulaci3n del modelo termodin3mico y la simulaci3n del modelo de la ecuaci3n caracter3stica mediante el uso de los par3metros caracter3sticos de la Tabla 4-8.



**Figura 4-16. Comparaci3n de los valores de las potencias t3rmicas obtenidas mediante el m3todo de la ecuaci3n caracter3stica con respecto a la simulaci3n del m3todo termodin3mico.**

En el caso de la potencia frigor3fica solamente 30 de las condiciones de trabajo lograron una desviaci3n de  $\pm 10\%$  con respecto a los resultados de la simulaci3n real,

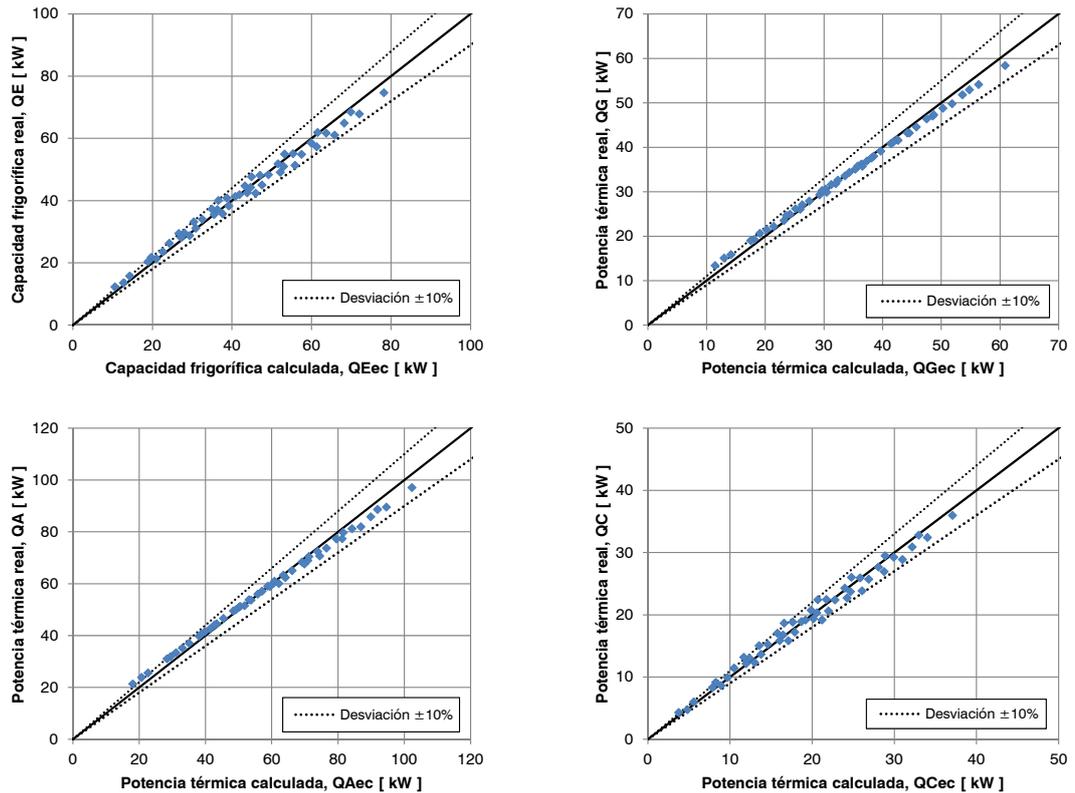
mientras que la potencia térmica del condensador obtuvo 24 condiciones de trabajo con una desviación menor a  $\pm 10\%$  con respecto a los resultados de la simulación del modelo termodinámico. Los mejores resultados se han obtenido para la potencia térmica del generador y del absorbedor, en el primero se obtuvo 47 condiciones de trabajo con una desviación del  $\pm 10\%$  mientras que en el segundo se alcanzó la totalidad de las condiciones de trabajo por debajo de este valor.

Para mejorar los resultados anteriores la diferencia de temperaturas característica mínima  $\Delta\Delta t_{minX}$  para cada componente se ha ajustado en función de la diferencia de temperaturas característica mientras que el resto de parámetros característicos se mantienen constantes e iguales a los valores de la Tabla 4-8. Los nuevos parámetros característicos se presentan en la Tabla 4-9.

**Tabla 4-9. Parámetros característicos en función de  $\Delta\Delta t$ .**

	$\Delta\Delta t_{minX}$ [ K ]		$\Delta\Delta t_{minX}$ [ K ]
Evaporador	$0.1031 \cdot \Delta\Delta t + 1.7636$	Absorbedor	$-0.0572 \cdot \Delta\Delta t - 1.2384$
Condensador	$0.1538 \cdot \Delta\Delta t + 3.6019$	Generador	$-0.1355 \cdot \Delta\Delta t - 2.4224$

Los resultados de esta nueva aproximación se presentan en la Figura 4-17.



**Figura 4-17. Comparación de los valores de las potencias térmicas obtenidas mediante el método de la ecuación característica con respecto a la simulación del método termodinámico con  $\Delta\Delta t_{minX} = f(\Delta\Delta t)$ .**

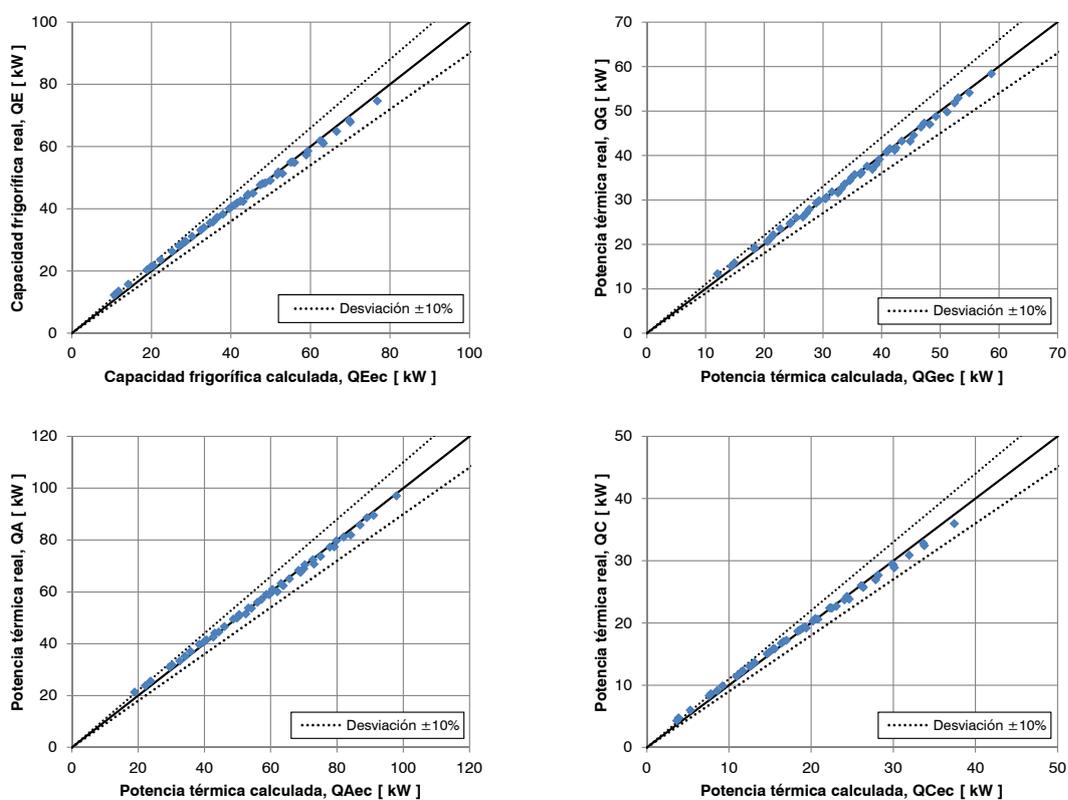
Las nuevas modificaciones han permitido mejorar los resultados relacionados con las potencias térmicas del evaporador y del condensador pero esto ha penalizado los valores de las potencias térmicas del absorbedor y del generador. El número de condiciones de trabajo para el evaporador y el condensador, con una desviación menor al  $\pm 10\%$  con respecto a la simulación del modelo termodinámico, son de 47 condiciones para el primero y de 33 condiciones para el segundo. En cuanto al generador y al absorbedor se obtuvieron 45 condiciones de trabajo en ambos componentes con una desviación menor al  $\pm 10\%$  con respecto a la simulación real.

La última consideración analizada para mejorar los resultados del método de la ecuación característica ha sido ajustar los parámetros característicos  $s_x$  y  $\Delta\Delta t_{minX}$  en función de la temperatura de empuje  $\Delta T_T$  ("thrust temperature").

**Tabla 4-10. Parámetros característicos en función de la temperatura de empuje  $\Delta T_T$ .**

	$s_x$ [ kW·K <sup>-1</sup> ]	$\Delta\Delta t_{minx}$ [ K ]
Evaporador	$-0.0022 \cdot \Delta T_T + 1.6138$	$0.0994 \cdot \Delta T_T - 3.1698$
Condensador	$-0.0006 \cdot \Delta T_T + 0.7982$	$0.1515 \cdot \Delta T_T - 4.0469$
Absorbedor	$-0.0025 \cdot \Delta T_T + 1.6863$	$-0.0568 \cdot \Delta T_T + 1.6515$
Generador	$-0.0009 \cdot \Delta T_T + 0.8712$	$-0.129 \cdot \Delta T_T + 3.8993$

Los resultados en función de los parámetros de la Tabla 4-10 se presentan a continuación.

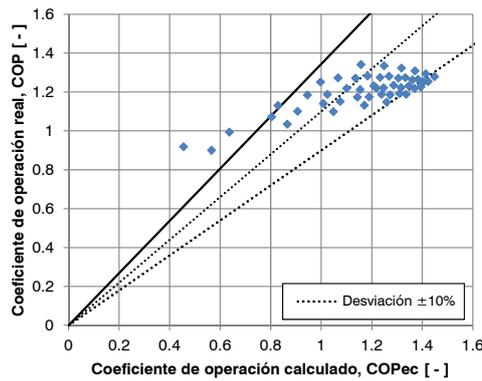


**Figura 4-18. Comparación de los valores de las potencias térmicas obtenidas mediante el método de la ecuación característica con respecto a la simulación del método termodinámico con respecto a la temperatura de empuje.**

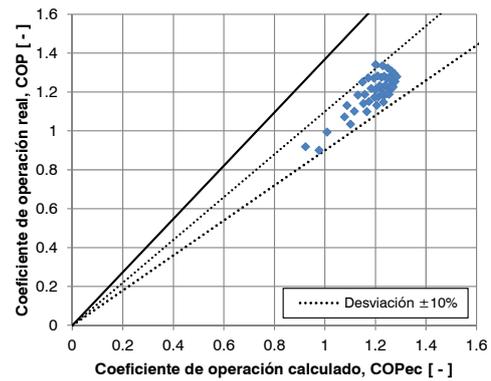
La Figura 4-18 presenta los resultados de la simulación mediante el método de la ecuación característica con los parámetros característicos en función de la temperatura de empuje. Se puede notar un mejor ajuste de la potencia frigorífica y de la potencia térmica disipada en el condensador con respecto a los resultados de la simulación real y la mejora con respecto a los resultados de la Figura 4-16 y de la

Figura 4-17. También se lograron mejores resultados con respecto a la potencia de activación y de disipación en el absorbedor.

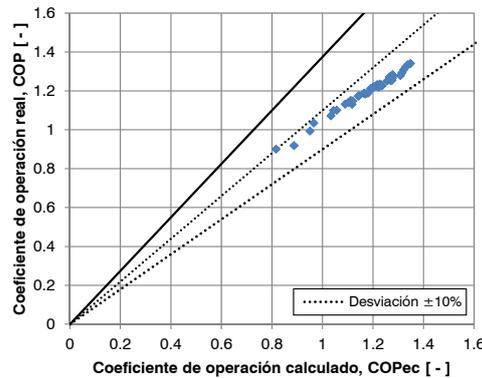
Si se compara el coeficiente de operación en base a los valores de la Tabla 4-8, Tabla 4-9 y Tabla 4-10 se comprueba que el tercer supuesto analizado logra un mejor ajuste de esta variable con respecto a la simulación del modelo termodinámico (Figura 4-19).



Parámetros  $s_x$  y  $\Delta\Delta t_{minX}$  constantes.



Parámetro  $s_x$  constante y  $\Delta\Delta t_{minX} = f(\Delta\Delta t)$ .



Parámetros  $s_x = f(\Delta T_T)$  y  $\Delta\Delta t_{minX} = f(\Delta T_T)$ .

**Figura 4-19. Comparación de los valores del coeficiente de operación mediante el método de la ecuación característica con respecto a la simulación del método termodinámico.**



Al igual que en el caso de la enfriadora de doble efecto, se relacionan las temperaturas medias internas ( $T_X$ ) de cada componente con sus correspondientes concentraciones de saturación. Se considera constante la concentración en las líneas de solución, concentrada y diluida, entre el generador y absorbedor con la finalidad de mantener las relaciones existentes en el diagrama de Dühring y así aproximar el parámetro  $B$  a un valor constante.

A continuación se presentan las ecuaciones para el ciclo de triple efecto equivalentes a las ecuaciones (4-102), (4-105) y (4-107) obtenidas para la enfriadora de absorción de doble efecto.

$$T_G - (1 + B + B^2) \cdot T_A - B^3 \cdot T_C + (B + B^2 + B^3) \cdot T_E = B \cdot (\Delta T_1 + B \cdot \Delta T_2) \quad (4-128)$$

$$\Delta \Delta t = t_G - (1 + B + B^2) \cdot t_A - B^3 \cdot t_C + (B + B^2 + B^3) \cdot t_E \quad (4-129)$$

$$\Delta \Delta t = \frac{\dot{Q}_G}{UA_G} + (1 + B + B^2) \cdot \frac{\dot{Q}_A}{UA_A} + B^3 \cdot \frac{\dot{Q}_C}{UA_C} + (B + B^2 + B^3) \cdot \frac{\dot{Q}_E}{UA_E} + B \cdot (\Delta T_1 + B \cdot \Delta T_2) \quad (4-130)$$

La ecuación (4-128) relaciona las temperaturas internas en cada componente con la pendiente de la línea de concentración en el Diagrama de Dühring, la ecuación (4-130) relaciona las potencias térmicas de cada componente junto a los procesos internos de intercambio de calor con la diferencia de temperaturas característica  $\Delta \Delta t$ , y por último se presenta la ecuación de la diferencia de temperaturas característica  $\Delta \Delta t$  para un ciclo de absorción de triple efecto. A partir de la ecuación (4-130) y del procedimiento seguido en la sección 4.3.1 se pueden encontrar las ecuaciones del flujo térmico para cada componente en función de la capacidad frigorífica  $\dot{Q}_E$  y de los parámetros característicos.

Al analizar las ecuaciones que describen la diferencia de temperaturas característica  $\Delta \Delta t$  en los tres ciclos de absorción (ecuaciones (4-32), (4-105) y (4-129)), se distingue que para cada temperatura  $t_x$  existe un coeficiente expresado en función del parámetro característico  $B$ . A continuación se presenta una ecuación que representa, de manera genérica, la diferencia de temperaturas característica para los tres ciclos de absorción.

$$\Delta \Delta t = B'_G \cdot t_G - B'_A \cdot t_A - B'_C \cdot t_C + B'_E \cdot t_E \quad (4-131)$$

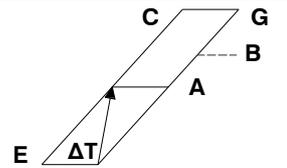
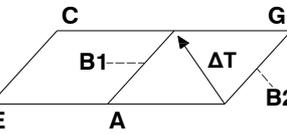
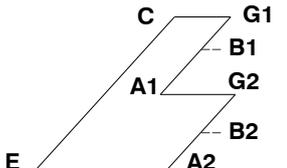
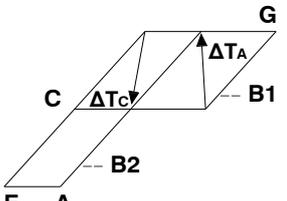
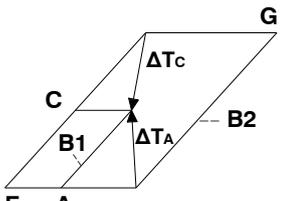
Dependiendo de la configuraci3n escogida el pseudo-coeficiente  $B'_X$  puede describirse de la siguiente forma.

**Tabla 4-11. Pseudo-coeficiente  $B'_X$  para varios ciclos de absorci3n.**

Ciclo	$t_G$	$t_A$	$t_C$	$t_E$
Simple efecto	1	1	B	B
Doble efecto de dos etapas	1	1 + B	$B^2$	$B + B^2$
Triple efecto de tres etapas	1	1 + B + $B^2$	$B^3$	$B + B^2 + B^3$

En [202] se pueden encontrar ecuaciones similares a la ecuaci3n (4-128) para diferentes configuraciones de ciclos de absorci3n, algunas de estas configuraci3n se reproducen en la Tabla 4-12.

**Tabla 4-12. Ecuaciones características para diversos ciclos [202].**

Ciclos		Relaci3n Dühring
1		$(1 + B) \cdot T_G - (1 + B) \cdot T_A - B^2 \cdot T_C + B^2 \cdot T_E = B \cdot \Delta T$
2		$T_G - T_A - (B1 + B2) \cdot T_C + (B1 + B2) \cdot T_E = \Delta T$
3		$B2 \cdot T_{G1} + B1 \cdot T_{G2} - B2 \cdot T_{A1} - B1 \cdot T_{A2} - B1 \cdot B2 \cdot T_C + B1 \cdot B2 \cdot T_E = 0$
4		$T_G - (1 + B2) \cdot T_A - (B1 + B1 \cdot B2) \cdot T_C + (B1 + B2 + B1 \cdot B2) \cdot T_E = \Delta T_A + B2 \cdot \Delta T_C$
5		$T_G - (1 + B1 + B2) \cdot T_A - (B1 \cdot B2 - B1 + B2^2) \cdot T_C + (B2 + B2^2 + B1 \cdot B2) \cdot T_E = \Delta T_A + (B1 + B2) \cdot \Delta T_C$

El esquema uno corresponde a un ciclo doble salto de flujo en serie (double-lift series flow). Este ciclo permite alcanzar un salto térmico (lift) aproximadamente el doble que el de un ciclo de simple efecto trabajando con la misma temperatura de la fuente de activación y la misma temperatura de disipación de calor. En esta configuración se produce un intercambio de calor interno entre el absorbedor de baja y el evaporador de media. El segundo esquema corresponde a un ciclo de doble efecto a dos niveles de presión, en el cual el segundo absorbedor proporciona el calor necesario para activar el primer generador. Este ciclo es utilizado para mejorar el coeficiente de operación de los ciclos de simple efecto que trabajan con  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  como mezcla de trabajo. El tercer esquema presenta un ciclo similar al ciclo número uno en cuanto éste puede trabajar con una fuente de calor de menor temperatura que un ciclo de simple efecto. El cuatro ciclo corresponde a un ciclo de triple efecto formado por un ciclo convencional de doble efecto con  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  como mezcla de trabajo y un circuito adicional de solución. Este circuito adicional puede operar con hidróxidos acuosos. El último esquema es un ciclo de dos etapas/triple efecto. Este ciclo está compuesto por dos ciclos de simple efecto, donde uno de los ciclos está contenido dentro del otro. El ciclo interior es activado por dos fuentes de calor pertenecientes al ciclo exterior (Absorbedor y Condensador) mientras que el ciclo exterior es activado por una fuente externa. Este ciclo cumple con el criterio de un ciclo de triple efecto, donde una unidad de energía es utilizada tres veces para producir una carga frigorífica.

La ecuación de la diferencia de temperaturas característica para cada uno de los ciclos de la Tabla 4-12 se puede expresar de manera similar a la ecuación (4-131) mediante el uso de los siguientes coeficientes.

**Tabla 4-13. Seudo-coeficiente  $B'_x$  para los ciclos de la Tabla 4-12 [202].**

Ciclos	$t_G$	$t_A$	$t_C$	$t_E$
1	$1 + B$	$1 + B$	$B^2$	$B^2$
2	1	1	$B1 + B2$	$B1 + B2$
3	$B1 + B2$	$B1 + B2$	$B1 \cdot B2$	$B1 \cdot B2$
4	1	$1 + B1$	$B1 + B1 \cdot B2$	$B1 + B2 + B1 \cdot B2$
5	1	$1 + B1 + B2$	$B1 \cdot B2 - B1 + B2^2$	$B2 + B2^2 + B1 \cdot B2$

## 4.5 Modificaciones al método de la ecuación característica

---

En esta sección se describen las modificaciones al método de la ecuación característica relacionadas con el tipo de conexión del circuito externo de disipación y sus temperaturas, con el tipo de fuente de activación del ciclo y con respecto a la variación del caudal másico en los circuitos externos.

### 4.5.1 Modificación de la temperatura media del circuito de disipación

El método de la ecuación característica plantea una ecuación para la diferencia de temperaturas característica  $\Delta\Delta t$  en función de las temperaturas promedio de los circuitos externos, lo que significa que las temperaturas a la entrada y a la salida del absorbedor y condensador deben ser especificadas. A continuación se vuelve a escribir la ecuación característica para un ciclo de simple efecto.

$$\Delta\Delta t = t_G - t_A - B \cdot (t_C - t_E)$$

En el caso de una enfriadora real, es necesario especificar el tipo de conexión del circuito de disipación (serie o paralelo) con sus respectivas temperaturas de entrada y salida. Para adaptar el método de la ecuación característica de acuerdo a lo antes dicho, es necesario eliminar de la ecuación (4-32) las temperaturas del agua de refrigeración a la salida del absorbedor y condensador, en el caso de tener una conexión en paralelo, o la temperatura de salida del absorbedor en el caso de tener una conexión en serie. Esta modificación se encuentra en [207].

Si el circuito de disipación tiene una conexión en serie, la ecuación (4-32) se expresa de la siguiente manera:

$$\Delta\Delta t = t_G - t_{CA} - B \cdot (t_{cwOut} - t_E) \quad (4-132)$$

donde la temperatura  $t_{CA}$  es igual al promedio de la temperatura de entrada  $t_{cwIn}$  y la temperatura de salida  $t_{cwOut}$  del circuito de disipación.

Si el circuito de disipación tiene una conexión en paralelo, la ecuación (4-32) se expresa de la siguiente manera:

$$\Delta\Delta t = t_G - t_{cwOut} - B \cdot (t_{cwIn} - t_E) \quad (4-133)$$

Según los autores [207] se podría utilizar este método para describir el comportamiento de una enfriadora de absorción en casos donde no se tiene información relacionada con las condiciones de diseño (valores  $UA$  y caudales máxicos de la bomba de solución). Las máquinas comerciales podría ser modelizadas con tan solo información relacionada a las curvas de funcionamiento que vienen en catálogos o a partir de pruebas experimentales. Los parámetros característicos se podrían calcular mediante ajustes de los datos de catálogo o ensayos y completar así el modelo. De acuerdo a [218] el problema que conlleva el uso de este método es que el resultado dependerá del número de puntos seleccionados para la obtención de los parámetros característicos.

## 4.5.2 Enfriadora de absorción accionada por llama directa

El método de la ecuación característica también puede ser aplicado a las enfriadoras de llama directa, para lo cual es necesario modificar la ecuación de la diferencia de temperaturas característica  $\Delta\Delta t$ . En este tipo de equipos la energía aportada al generador se obtiene de la combustión de un combustible (gas natural o GLP), el cual es alimentado a baja presión al quemador incorporado en la enfriadora.

Las enfriadoras de absorción de llama directa por lo general vienen especificadas por el consumo de combustible  $\dot{v}_f$  y, dependiendo del combustible utilizado, su correspondiente poder calorífico inferior (PCI). De esta manera no es necesario conocer las temperaturas de entrada y de salida del combustible, sino simplemente se utiliza la potencia del quemador  $\dot{Q}_{quem}$  expresada de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{quem} = \dot{v}_f \cdot PCI \quad (4-134)$$

Para cumplir con la forma de la ecuación característica es necesario reemplazar la temperatura de salida del gas combustible  $t_{flueOut}$  por un balance de energía, mientras que la temperatura de entrada del gas  $t_{flueIn}$  tendrá un valor arbitrario suponiendo que la temperatura de combustión se mantiene constante a medida que

la carga varía. Luego de las modificaciones, la ecuaci3n (4-32) puede presentarse mediante una diferencia de temperaturas característica modificada  $\Delta\Delta\tilde{t}$  en la siguiente manera:

$$\Delta\Delta\tilde{t} = t_{flueIn} - t_{CA} - B \cdot (t_{cwOut} - t_E) \quad (4-135)$$

Las ecuaciones que caracterizan este tipo de enfriadoras son las siguientes:

$$\dot{Q}_E = \tilde{s}_E \cdot (\Delta\Delta\tilde{t} - \Delta\Delta\tilde{t}_{minE}) \quad (4-136)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_{fire}} \quad (4-137)$$

Donde  $\tilde{s}_E$  y  $\Delta\Delta\tilde{t}_{minE}$  son los parámetros característicos modificados y pueden expresarse de acuerdo a las siguientes ecuaciones:

$$\tilde{s}_E = \frac{s_E}{1 + \frac{s_E \cdot G}{2 \cdot \dot{m}_{flue} \cdot Cp_{flue}}} \quad (4-138)$$

$$\Delta\Delta\tilde{t}_{minE} = \left( 1 + \frac{s_E}{\alpha \cdot 2 \cdot \dot{m}_{flue} \cdot Cp_{flue}} \right) \cdot \Delta\Delta t_{minE} \quad (4-139)$$

### 4.5.3 Variaci3n del caudal máscico en los circuitos externos

El método original de la ecuaci3n característica considera el funcionamiento del equipo en condiciones de régimen estacionario por lo que el caudal en los circuitos exteriores se mantiene constante. Este comportamiento no sucede en la práctica ya que los caudales externos tienen que ser modificados para ajustar las condiciones de funcionamiento del equipo de absorci3n. La variaci3n de estos caudales resulta en la modificaci3n de los coeficientes de transferencia de calor por área  $UA$  para cada componente, por lo que los parámetros característicos  $s_E$  y  $\Delta\Delta t_{minE}$  no pueden ser considerados constantes. Ziegler y Albers [219] proponen una correcci3n a estos parámetros que modifica la ecuaci3n (4-40) de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_E = s_E \cdot k_s \cdot (\Delta\Delta t - \Delta\Delta t_{minE} \cdot k_{\Delta\Delta tmin}) \quad (4-140)$$

En esta ecuaci3n se pueden ver los factores ( $k_s$  y  $k_{\Delta\Delta tmin}$ ) que corrigen al parámetro  $s_E$  y a la diferencia de temperaturas característica mínima  $\Delta\Delta t_{minE}$  respectivamente. Estos factores se pueden expresar de la siguiente manera.

$$k_S = \frac{s_E}{s_{E,design}} = \frac{\left( \frac{G}{UA_{G,d} \cdot z_G \cdot \sigma_G} + \frac{A}{UA_{A,d} \cdot z_A \cdot \sigma_A} + B \cdot \left( \frac{C}{UA_{C,d} \cdot z_C \cdot \sigma_C} + \frac{1}{UA_{E,d} \cdot z_E \cdot \sigma_E} \right) \right)^{-1}}{\left( \frac{G}{UA_{G,d} \cdot z_G} + \frac{A}{UA_{A,d} \cdot z_A} + B \cdot \left( \frac{C}{UA_{C,d} \cdot z_C} + \frac{1}{UA_{E,d} \cdot z_E} \right) \right)^{-1}} \quad (4-141)$$

$$k_{\Delta\Delta t_{min}} = \frac{\Delta\Delta t_{minE}}{\Delta\Delta t_{minE,design}} = \frac{\left( \frac{1}{\sigma_G} + \frac{UA_G \cdot z_G}{UA_A \cdot z_A} \cdot \frac{1}{\sigma_A} \right)}{\left( 1 + \frac{UA_G \cdot z_G}{UA_A \cdot z_A} \right)} \quad (4-142)$$

En las dos ecuaciones se tienen los coeficientes de transferencia de calor por área calculados en condiciones nominales  $UA_{X,d}$  (caudales máscicos en los circuitos exteriores se mantienen constantes). Para considerar la variaci3n de los caudales, los autores incluyeron una relaci3n de transmisi3n de calor  $\sigma_X$  que viene dada por:

$$\sigma_X = \frac{(1 + a_X)}{\gamma_{ext,X}^{-0.8} + a_X} \quad (4-143)$$

La relaci3n de transmisi3n de calor  $\sigma_X$  asume que el flujo dentro de la tubería en los intercambiadores de calor se presenta en r3gimen turbulento, por lo que este parámetro dependerá de una relaci3n de transferencia de calor  $a_X$  y de la raz3n de caudal máscico  $\gamma_{ext,X}$ . La raz3n del caudal máscico externo viene expresada por la relaci3n entre el caudal máscico variable y el caudal máscico en condiciones de diseo, lo que resulta en:

$$\gamma_{ext,X} = \frac{\dot{m}_{X,ext}}{\dot{m}_{X,ext,design}} \quad (4-144)$$

En cuanto a la relaci3n de transferencia de calor  $a_X$ , este parámetro puede estimarse en funci3n de los coeficientes de transferencia de calor externo e interno.

$$a_X = \frac{\phi_{ext,X}}{\phi_{int,X}} \quad (4-145)$$

## 4.6 Determinaci3n de la ecuaci3n característica a partir de datos experimentales

En las secciones anteriores el método de la ecuaci3n característica considera como conocidos los parámetros relacionados con la transferencia de calor en cada

intercambiador de calor. En el caso de no conocer estos parámetros (valores  $UA_x$ , caudal másico de la bomba de solución, ratios de entalpías, etc.) el método tradicional no puede ser utilizado. Una manera de abordar esta situación es utilizar un ajuste numérico considerando varios puntos de operación de la enfriadora, los que pueden ser calculados a partir de ensayos experimentales o a partir de datos de catálogo del fabricante [220].

En esta extensión de método, el caudal másico en cada uno de los circuitos externos se mantiene invariable. Los autores propusieron una ecuación característica arbitraria en función de la temperatura media de los circuitos externos y de un par de coeficientes ( $A$  y  $E$ ). Esta ecuación mantiene una estructura similar a la ecuación de la diferencia de temperaturas característica utilizada en el método tradicional.

$$\Delta\Delta t' = t_G - A \cdot t_{AC} + E \cdot t_E \quad (4-146)$$

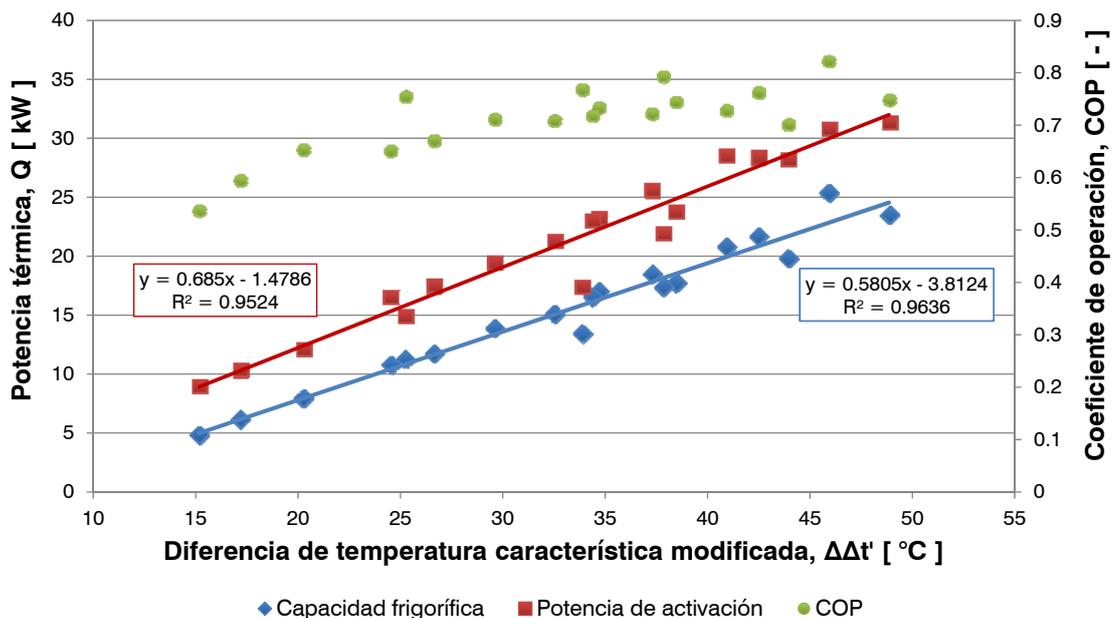
La ecuación de la capacidad frigorífica se expresa en función de los términos característicos  $s$  y  $r$ . La nueva ecuación se presenta a continuación.

$$\dot{Q}_E = s \cdot \Delta\Delta t' + r \quad (4-147)$$

A partir de las ecuaciones (4-146) y (4-147) se obtiene una ecuación que reproduce el comportamiento de la enfriadora de absorción en función de unos parámetros característicos adimensionales. Estos parámetros se obtienen mediante un ajuste numérico. Esta ecuación se reproduce a continuación.

$$\dot{Q}_E = s \cdot t_G - sA \cdot t_{AC} + sE \cdot t_E + r \quad (4-148)$$

En la Figura 4-21 se presenta la gráfica correspondiente al comportamiento de una enfriadora de absorción de simple efecto que trabaja con la mezcla agua/bromuro de litio. Para obtener esta gráfica se utilizaron datos experimentales de una máquina de absorción con una potencia nominal de 17.6 kW. Los datos experimentales se ajustaron mediante un ajuste multivariable y se obtuvieron dos expresiones: una expresión para la capacidad frigorífica y otra para la potencia de activación. En los dos ajustes se obtuvo un valor de  $R^2$  superior a 0.95.



**Figura 4-21. Ajuste de la capacidad frigorífica, potencia de activación y coeficiente de operación en función de  $\Delta\Delta t'$  para datos experimentales de una enfriadora de absorción de simple efecto.**

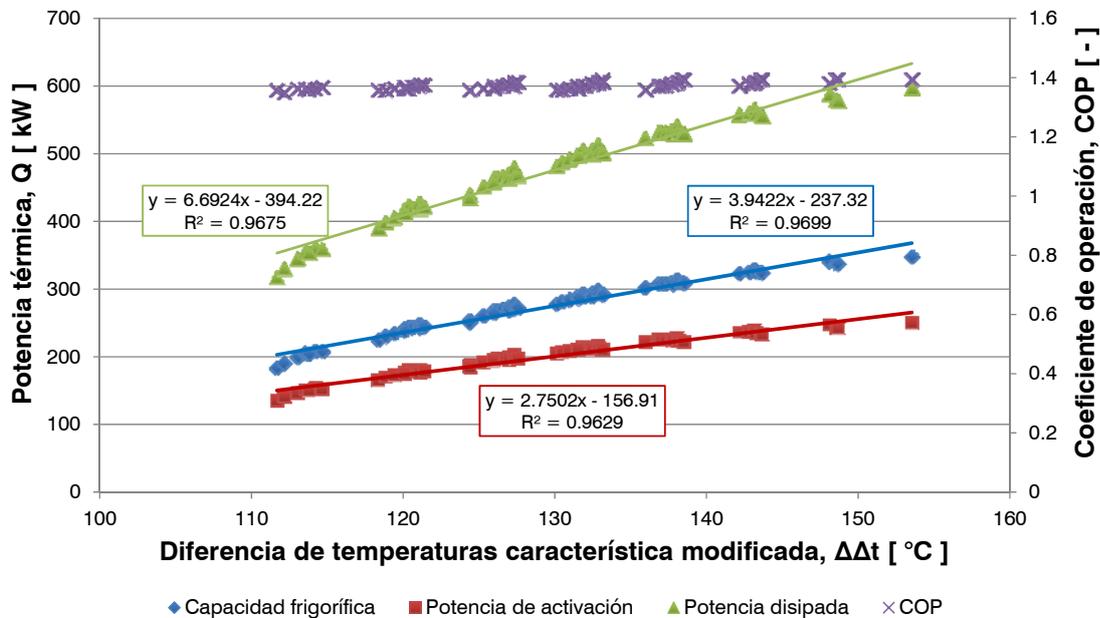
El método descrito en esta sección fue utilizado por Puig-Arnavat et al. [218] para analizar e identificar los diferentes parámetros característicos para varias enfriadoras de absorción mediante el algoritmo de regresión multivariable. En dicho trabajo se utilizaron datos experimentales para dos enfriadoras de absorción y datos de catálogo para cuatro enfriadoras comerciales, incluyendo una enfriadora de doble efecto. Los mismos autores modificaron el método presentado en [220] y expresaron la diferencia de temperaturas característica en función de las temperaturas utilizadas en los catálogos de las enfriadoras de absorción. De esta forma la ecuación (4-146) está expresada en función de la temperatura del agua caliente a la entrada del generador  $t_{Gi}$ , la temperatura del agua de refrigeración a la entrada del absorbedor/condensador  $t_{ACi}$  y la temperatura del agua fría a la salida del evaporador  $t_{Eo}$ .

$$\Delta\Delta t'' = t_{Gi} - A'' \cdot t_{ACi} + E'' \cdot t_{Eo} \quad (4-149)$$

La ecuación de la capacidad frigorífica se expresa en función de los términos característicos  $s''$  y  $r''$ . La nueva ecuación se presenta a continuación:

$$\dot{Q}_E = s'' \cdot t_{Gi} - s'' \cdot A'' \cdot t_{ACi} + s'' \cdot E'' \cdot t_{Eo} + r'' \quad (4-150)$$

A continuaci3n en la Figura 4-22 se presenta el ajuste realizado para una enfriadora de absorci3n de doble efecto marca BROAD con una potencia nominal de 291 kW descrita en [99] de acuerdo al m3todo descrito en [220]. Se realiz3 el ajuste multivariable para las tres potencias t3rmicas de la enfriadora (frigorífica, de activaci3n y de disipaci3n) y se obtuvo un valor de  $R^2$  superior a 0.96.



**Figura 4-22. Ajuste de la capacidad frigorífica, potencia de activación y de disipación, y coeficiente de operación en función de  $\Delta\Delta t'$  para datos de catálogo de una enfriadora de absorción de doble efecto.**

## 4.7 Conclusiones

En este capítulo se han modelizado dos enfriadoras de absorci3n de H<sub>2</sub>O/LiBr mediante el m3todo de la ecuaci3n característica: una enfriadora de simple efecto y otra de doble efecto. Como un paso previo a la obtenci3n de los parámetros característicos de cada una de las enfriadoras, se construy3 el modelo termodinámico de cada una de ellas en EES para luego validar estos modelos con ABSIM. En ambos casos, los resultados de la validaci3n fueron satisfactorios.

A partir del modelo en EES, se aplicaron los fundamentos del m3todo de la ecuaci3n característica para las dos enfriadoras y se obtuvieron los parámetros característicos propios de cada una de las máquinas. La enfriadora de simple efecto fue utilizada

como base para la implementación de este método, lo que permitió posteriormente extender este método a la enfriadora de doble efecto.

En el caso de la enfriadora de simple efecto el método fue aplicado solamente al evaporador mientras que en el caso de la enfriadora de doble efecto se extendió el método al generador, absorbedor y condensador. En la enfriadora de doble efecto a diferencia de la de simple efecto sucede un intercambio de calor interno entre dos de sus componentes, para aproximar este intercambio de calor interno se ha considerado una diferencia de temperatura entre los dos componentes. Esta diferencia de temperatura varía en función de las condiciones de trabajo impuestas por las corrientes externa, así que esta diferencia de temperatura fue expresada en función de la diferencia de temperaturas característica  $\Delta\Delta t$ .

Se realizaron tres aproximaciones de cálculo para la obtención de los parámetros característicos. La primera aproximación calculó los parámetros característicos para las condiciones de diseño de las dos enfriadoras para luego ser utilizados, sin variar su valor, en todo el rango de las condiciones de trabajo analizadas. En el caso de la enfriadora de simple efecto, de las 39 condiciones analizadas solamente 24 de ellas obtuvieron una desviación de  $\pm 10\%$  con respecto a la capacidad frigorífica obtenida en la simulación del modelo termodinámico y 23 condiciones, dentro del mismo rango, para valores del coeficiente de operación. La enfriadora de doble efecto fue analizada en 48 condiciones de trabajo. En esta ocasión la capacidad frigorífica obtuvo una desviación de  $\pm 10\%$ , con respecto a la simulación real, para 30 condiciones de trabajo. La potencia térmica en el condensador obtuvo 24 condiciones de trabajo dentro de  $\pm 10\%$ , mientras que la potencia térmica del generador obtuvo 47 y la del absorbedor obtuvo la totalidad de las condiciones de trabajo dentro de esta desviación.

La segunda aproximación consideró a la diferencia de temperaturas característica mínima  $\Delta\Delta t_{minX}$  no como un parámetro constante sino que se la representó como una expresión lineal en función de la diferencia de temperaturas característica. Esta variación se debe al efecto de las pérdidas de calor relacionadas con el intercambiador de calor de solución y su influencia sobre  $\Delta\Delta t_{minX}$ . Se mantuvieron como constantes los parámetros característicos  $s_x$  e iguales a los valores obtenidos

en condiciones nominales. En el caso de la enfriadora de simple efecto, la capacidad frigorífica obtuvo una desviación de  $\pm 10\%$  para todas las condiciones analizadas mientras que el coeficiente de operación obtuvo 37 condiciones dentro de este rango. Esta segunda aproximación aplicada a la enfriadora de doble efecto permitió mejorar los resultados relacionados con las potencias térmicas del evaporador y del condensador, en el primero se obtuvieron 47 condiciones de trabajo y en el segundo 43 condiciones con una desviación dentro del rango de  $\pm 10\%$ . En el caso del generador y absorbedor, se obtuvieron 45 condiciones de trabajo dentro del rango de  $\pm 10\%$  con respecto a la simulación del modelo termodinámico.

La tercera aproximación asumió que los parámetros característicos  $s_x$  y  $\Delta\Delta t_{minX}$  estuvieran expresados en función de una diferencia de temperaturas. Luego de varias pruebas se vio que los mejores resultados se dieron al expresar los dos parámetros característicos en función de la diferencia de temperaturas de empuje o “temperature thrust”. Para la enfriadora de simple efecto se obtuvieron 38 condiciones dentro del rango  $\pm 10\%$ , logrando que 31 de esas condiciones estuvieran dentro del rango  $\pm 5\%$ . Con respecto al coeficiente de operación, todos los valores estuvieron dentro del rango de  $\pm 5\%$  con respecto a la simulación del modelo termodinámico. En la enfriadora de doble efecto la mejora fue notable en todos los componentes. La potencia frigorífica alcanzó una desviación de  $\pm 10\%$  para 46 condiciones, de las cuales 41 estuvieron dentro de un rango de  $\pm 5\%$ . En la anterior aproximación se obtuvieron solamente 26 condiciones dentro del rango de  $\pm 5\%$  para la potencia frigorífica. Las potencias térmicas en el generador y en el absorbedor también logran en casi la totalidad de las condiciones una desviación de  $\pm 5\%$ . En el condensador se obtuvo 39 condiciones dentro del rango de  $\pm 5\%$ , valor muy superior al obtenido con la segunda aproximación (28 condiciones de trabajo).

Se puede observar que el método de la ecuación característica aplicada a una enfriadora de doble efecto permite obtener resultados muy favorables con respecto a un modelo termodinámico. Esto facilita que la enfriadora pueda ser representada por un grupo de ecuaciones en cualquier software de simulación dinámico como es el caso de TRNSYS.

El método de la ecuación característica puede ser extendido a enfriadoras de triple efecto y a otros ciclos de absorción más complejos mediante el uso de los coeficientes y ecuaciones características de la Sección 4.4. El resto de parámetros como los ratios de entalpías se pueden calcular mediante balances de masa y energía en cada componente, mientras que el parámetro  $B$  puede calcularse a través del Diagrama de Dühring (para la mezcla utilizada) o mediante la aplicación de la ecuación de Clapeyron.

Además se ha podido revisar diferentes modificaciones al método de la ecuación característica para su uso con datos experimentales o de catálogo cuando no se tiene información relacionada con los componentes internos de la enfriadora de absorción.

Para mejorar aún más la aplicabilidad del método de la ecuación característica a las enfriadoras de doble efecto se podría incluir la variabilidad del caudal másico en los circuitos externos de la enfriadora. Esto requiere un análisis con mayor detenimiento de las condiciones de trabajo de la enfriadora y del diseño de cada uno de los intercambiadores de calor y demás componentes.



# 5

## Simulación de Sistemas de Refrigeración Solar para Climatización de Edificios

---

### 5.1 Introducción

---

Dada la gran variabilidad temporal de, por un lado las variables meteorológicas y por otro de la demanda de refrigeración de los edificios, para el diseño óptimo y cálculo de las prestaciones energéticas de los sistemas de refrigeración solar se hace imprescindible el uso de programas de simulación dinámica. Para ello se requiere amplia información sobre las tecnologías y recursos energéticos disponibles, así como de los perfiles de demanda de frío. Para la simulación energética de estos sistemas resulta muy conveniente disponer de los perfiles de demanda energética a escala horaria. Una vez conocida la demanda, se procede a la simulación de diferentes configuraciones de sistemas de refrigeración solar atendiendo a su tecnología de captación solar y a la tecnología de los equipos de refrigeración térmica.

En la Sección 5.2 de este capítulo se utiliza una metodología relativamente sencilla [221] para determinar la demanda de refrigeración de un edificio de oficinas situado en Sevilla. El método se basa en calcular los grados-día de refrigeración considerando una temperatura base variable estimada a partir de los datos constructivos del edificio y una demanda específica típica de refrigeración. Los resultados obtenidos se han comparado con los de la simulación dinámica del mismo edificio llevada a cabo mediante el programa DesignBuilder [222], cuyo motor de cálculo es EnergyPlus [223]. Debido a que el software de simulación escogido para analizar los distintos sistemas de refrigeración solar es TRNSYS 16, en la Sección 5.3

se detalla cada uno de los componentes (Types) utilizados en la simulación del sistema. En la Sección 5.4 se realiza un análisis comparativo del comportamiento de los modelos de captadores solares térmicos de concentración Fresnel y cilindro-parabólico de TRNSYS respecto a captadores reales instalados en el sur de España. En la Sección 5.5 se incluye una comparación entre el modelo del captador lineal Fresnel en TRNSYS y de un captador con las mismas características bajo el entorno de otro software como es EBSILON®PROFESSIONAL. En la Sección 5.6 se describen los sistemas de climatización solar compuestos de enfriadora de absorción de agua/bromuro de litio de doble efecto accionada por captadores solares térmicos de concentración (lineal Fresnel y cilindro parabólicos), el sistema de climatización solar compuesto de enfriadora de absorción de agua/bromuro de litio de simple efecto accionada por captadores de tubos de vacío y un sistema de referencia basado en una enfriadora de compresión refrigerada por agua. En la Sección 5.7 se realiza el análisis energético para los tres sistemas de climatización solar y el sistema de refrigeración por compresión en términos de energía primaria. Por último, la Sección 5.8 presenta las conclusiones de este capítulo.

## **5.2 Estimación de la demanda de refrigeración para un edificio en el sur de España**

---

En esta sección se muestran los resultados de las demandas de refrigeración mensual, diaria y horaria de un edificio de oficinas situado en la localidad de Sevilla. Estos resultados se han obtenido por un lado mediante la simulación dinámica del comportamiento térmico del edificio con DesignBuilder y por otro mediante la normalización de la demanda anual mediante los grados día. Este último método estima la demanda mensual, diaria y horaria utilizando la metodología de los grados día de refrigeración con temperatura base variable propuesta por López-Villada [221]. Para que esta comparación sea adecuada se parte de la premisa que ambos métodos presentan la misma demanda anual de refrigeración. La temperatura base se establece a partir de esta demanda anual, los datos constructivos del edificio y el perfil de consumo.

## 5.2.1 Descripción del edificio tipo y de las condiciones climáticas para Sevilla

Se trata de un edificio de oficinas de dos plantas ubicado en la localidad de Sevilla (Figura 5-1). El edificio tiene forma rectangular, con las fachadas más largas orientadas en el eje Norte-Sur y con una superficie útil de 1152 m<sup>2</sup> destinada a la instalación de los sistemas de captación solar.

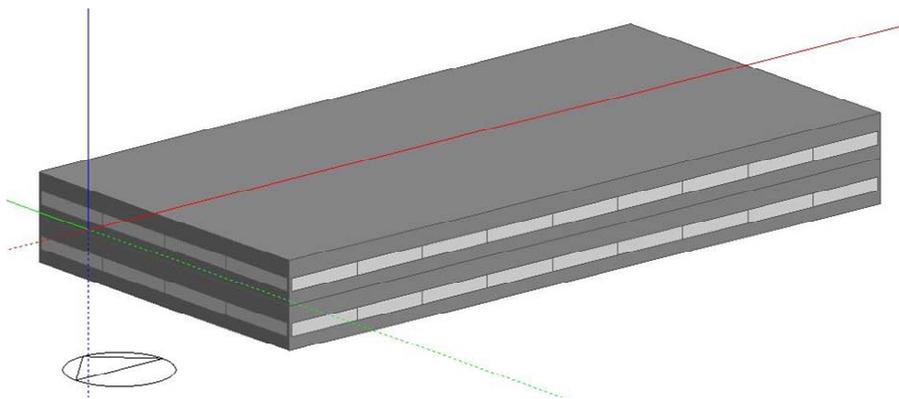


Figura 5-1. Vista del edificio de oficinas analizado generado en DesignBuilder.

Los materiales constructivos utilizados en este edificio han sido seleccionados de acuerdo a las especificaciones del Código Técnico de la Edificación (CTE) para la ciudad de Sevilla [224]. Las principales características constructivas geométricas se muestran en la Tabla 5-1.

Tabla 5-1. Características constructivas y geométricas del edificio analizado.

Parámetros constructivos	Elemento constructivo	Valor	Unidades
Coeficiente de transferencia de calor	Pared exterior	0.82	W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>
	Tejado	0.45	
	Suelo sobre terreno	0.52	
	Ventanas (30%)	4.43	
<b>Parámetros geométricos</b>			
Dimensiones	Longitud	48	m
	Ancho	24	m
	Altura	6	m
Compacidad		2.18	m <sup>3</sup> ·m <sup>-2</sup>
Número de plantas		2	-
Superficie útil		2304	m <sup>2</sup>
Régimen de ventilación		0.4	h <sup>-1</sup>

La ciudad de Sevilla est3 localizada al sur de Espa1a en las coordenadas geogr3ficas 37.42° latitud Norte y 5.9° longitud Oeste. El clima de Sevilla es mediterr3neo levemente continentalizado, con precipitaciones variables, veranos secos muy c3lidos e inviernos suaves. En la Figura 5-2 se presenta la distribuci3n anual de la radiaci3n solar global sobre superficie horizontal y la temperatura ambiente en Sevilla. En esta figura se puede observar que los meses m3s calurosos coinciden con los meses con mayor recurso solar, lo que es propicio para la producci3n de fr3o solar. En cuanto a irradiancia directa normal, Sevilla tiene un promedio durante los meses c3lidos (Mayo-Octubre) de 7.5 kWh·m<sup>-2</sup>·d3a<sup>-1</sup> mientras que el promedio anual es 5.5 kWh·m<sup>-2</sup>·d3a<sup>-1</sup> [16]. Estas condiciones hacen de Sevilla un lugar id3neo para una instalaci3n de refrigeraci3n solar con captadores solares de concentraci3n.

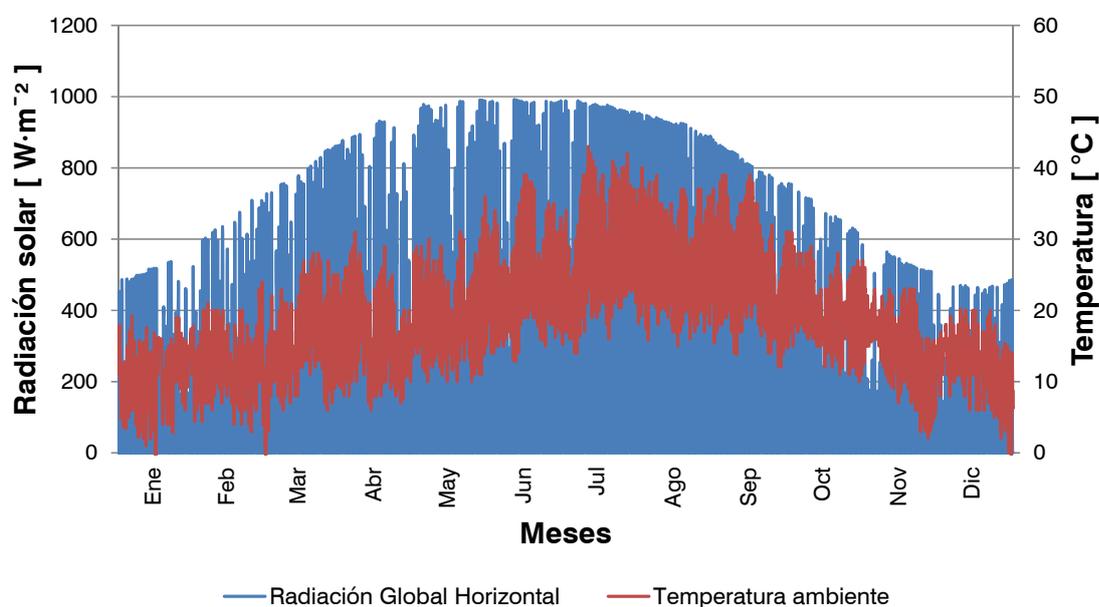


Figura 5-2. Distribuci3n anual de la radiaci3n solar global sobre superficie horizontal y la temperatura ambiente en Sevilla.

El fichero meteorol3gico horario utilizado en esta tesis pertenece a la base de datos del *International Weather for Energy Calculation* (IWECC) [225].

## 5.2.2 Demanda energ3tica de refrigeraci3n

Para el c3lculo de la demanda de refrigeraci3n anual del edificio se ha utilizado el software DesignBuilder, el cual est3 enfocado para el an3lisis t3rmico, lum3nico y energ3tico de edificios. Este software utiliza el c3digo de EnergyPlus como motor de

cálculo para realizar los balances térmicos en las zonas de los edificios. El método de cálculo utilizado por EnergyPlus considera las siguientes hipótesis:

- La zona térmica tiene una temperatura constante
- La temperatura en cada superficie se mantiene uniforme
- La radiación de onda larga y onda corta es uniforme
- La radiación de las superficies es difusa
- La conducción de calor a través de las superficies es unidimensional

La ecuación utilizada por EnergyPlus para el balance de calor en el aire de cada zona del edificio está representada por:

$$C_z \frac{dT_z}{dt} = \sum_{i=1}^{N_d} \dot{Q}_i + \sum_{i=1}^{N_{surfaces}} h_i A_i (T_{s,i} - T_z) + \sum_{i=1}^{N_{zones}} \dot{m}_i C_p (T_{zi} - T_z) + \dot{m}_{inf} C_p (T_{\infty} - T_z) + \dot{Q}_{sys}$$

(5-1)

En donde la sumatoria de las cargas internas por convección está representada por  $\dot{Q}_i$ , la transferencia de calor por convección entre las superficies de cada zona se describe como  $h_i \cdot A_i \cdot (T_{s,i} - T_z)$ , la transferencia de calor debida a la infiltración se representa por  $\dot{m}_{inf} \cdot C_p \cdot (T_{\infty} - T_z)$ , la transferencia de calor debida a la mezcla del aire entre zonas se calcula como  $\dot{m}_i \cdot C_p \cdot (T_{zi} - T_z)$  y finalmente la energía transmitida por el sistema a la zona  $\dot{Q}_{sys}$ . La capacidad térmica almacenada en el aire está representada por  $C_z$ .

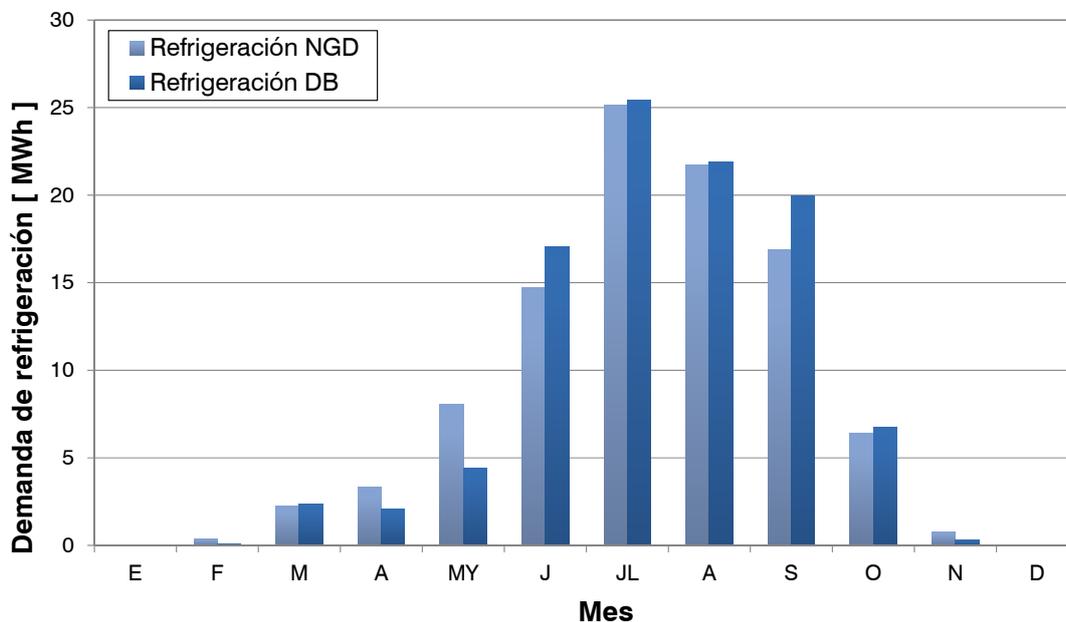
Para calcular la demanda de refrigeración se ha utilizado la opción *IdealLoadsAirSystem*. Esta opción simula un sistema ideal HVAC que entrega aire frío o aire caliente a la zona analizada para cubrir la demanda requerida.

La demanda de refrigeración anual calculada mediante DesignBuilder asciende a 100 MWh, siendo la demanda específica de 43.6 kWh·m<sup>-2</sup>. A partir de este dato y los ofrecidos en la Tabla 5-1, se estima que la temperatura base anual para aplicar posteriormente el método de la normalización de la demanda anual mediante los

grados d3a (NGD) es de 18.73°C, valor ligeramente inferior a los 20°C o 21°C que se suelen tomar para estimar los grados d3a de refrigeraci3n [226].

Una vez se ha establecido la temperatura base de refrigeraci3n, se puede aplicar la metodolog3a de la normalizaci3n de la demanda anual para estimar las demandas mensuales, semanales, diarias y horarias. Para este 3ltimo caso se ha considerado un perfil horario de consumo t3pico para edificios generado en DesignBuilder a partir de los perfiles t3picos de ocupaci3n. Los resultados obtenidos por ambas metodolog3as se muestran en la Figura 5-3 a la Figura 5-6.

La Figura 5-3 muestra que los resultados mensuales son similares en los dos meses m3s calurosos del a3o (Julio y Agosto). Sin embargo, en los meses de Junio y Septiembre, el m3todo NGD infravalora el valor de carga t3rmica en un 15%. Por otro lado llama mucho la atenci3n lo que sucede en los meses de Abril y Mayo ya que en el resto de meses el m3todo NGD infravalora el valor de la carga t3rmica pero en estos dos meses sucede lo contrario. En el mes de Mayo existe una diferencia de hasta un 85% entre los dos m3todos.



**Figura 5-3. Demanda mensual de refrigeraci3n para edificio de oficinas de Sevilla estimada mediante el m3todo de normalizaci3n de los grados-d3a y el programa de simulaci3n DesignBuilder.**

Este mismo efecto se evidencia en la Figura 5-4, en la que se muestra las demandas energéticas diarias calculadas por ambos métodos. Se observa con claridad que especialmente en los días del mes de mayo la demanda estimada por el método NGD es mucho mayor que la calculada mediante DesignBuilder. A pesar de ello, en líneas generales se aprecia que ambos métodos presentan un patrón de evolución de la demanda muy similar, siendo máximo la coincidencia en los días centrales del verano.

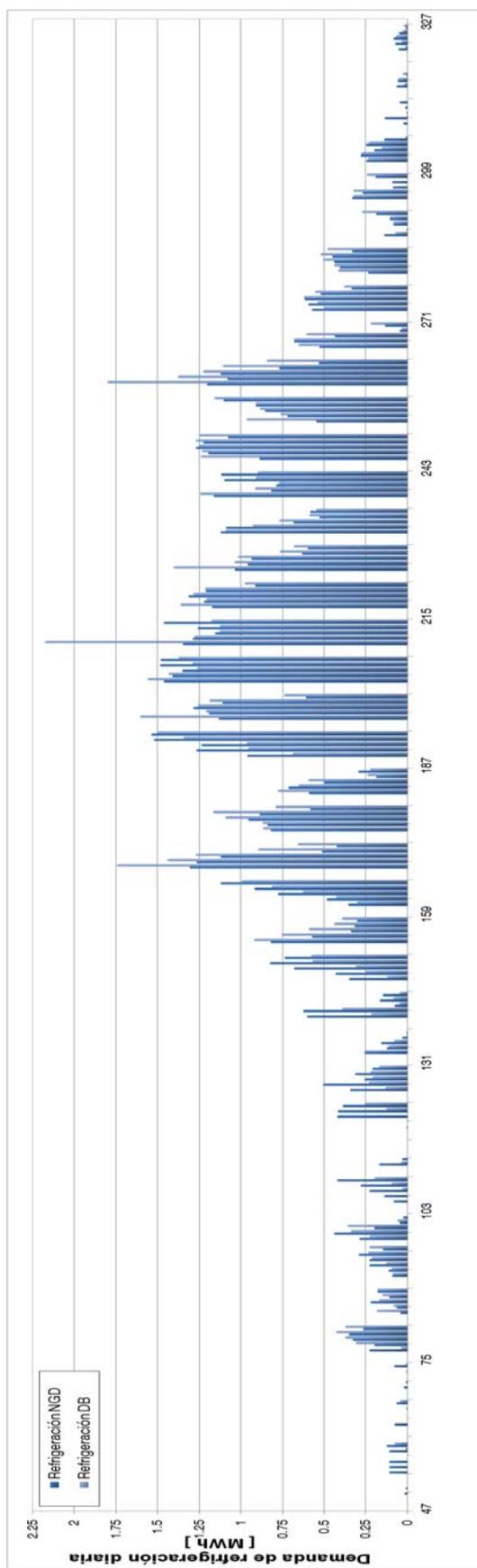
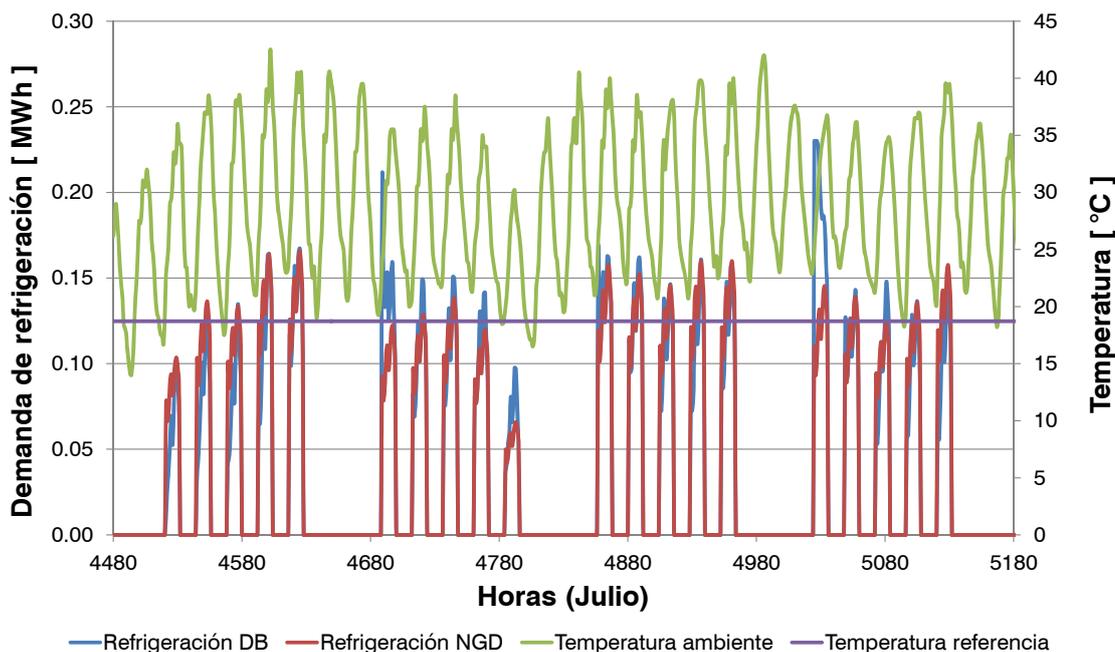


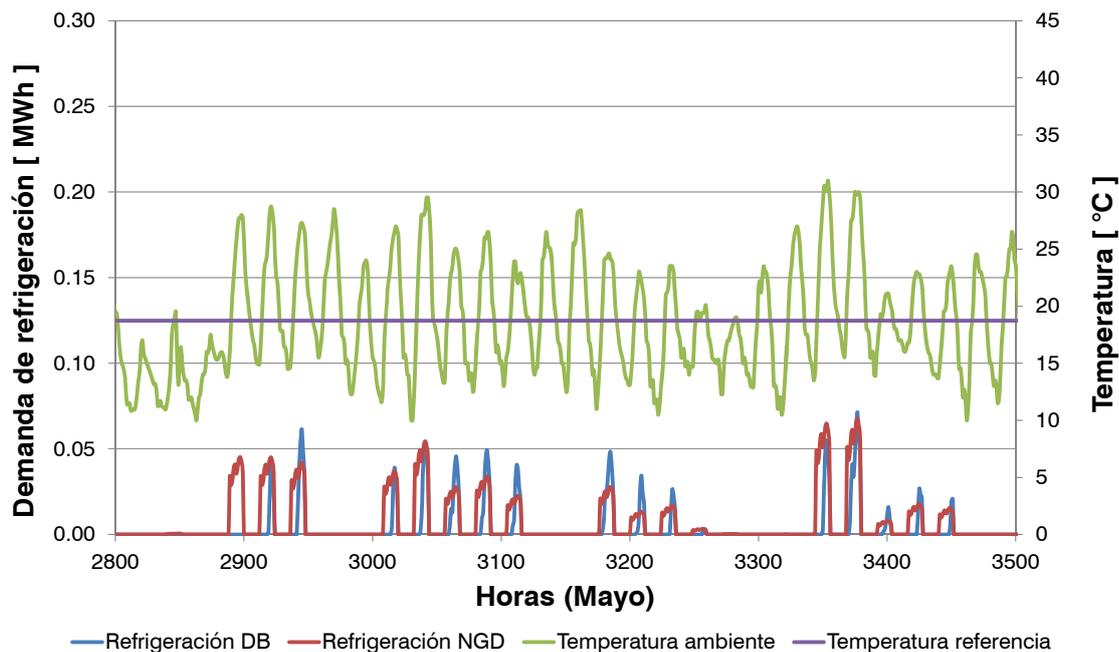
Figura 5-4. Demanda diaria de refrigeraci3n para edificio de oficinas de Sevilla estimada mediante el m3todo de normalizaci3n de los grados-d3a y el programa de simulaci3n DesignBuilder .

En la Figura 5-5 se observa que en el mes de Julio la coincidencia de la demanda de refrigeraci3n es muy similar, aunque los lunes de las semanas despu3s de un fin de semana el m3todo de los NGD infravalora la demanda debido a que no contempla evacuar el calor acumulado durante el mismo. En el caso de DesignBuilder, 3ste si contempla el calor acumulado durante el fin de semana e intenta ajustar las condiciones internas del edificio. En color verde se puede ver la evoluci3n c3clica de la temperatura ambiente y como la curva de la demanda se ajusta con esta variable.

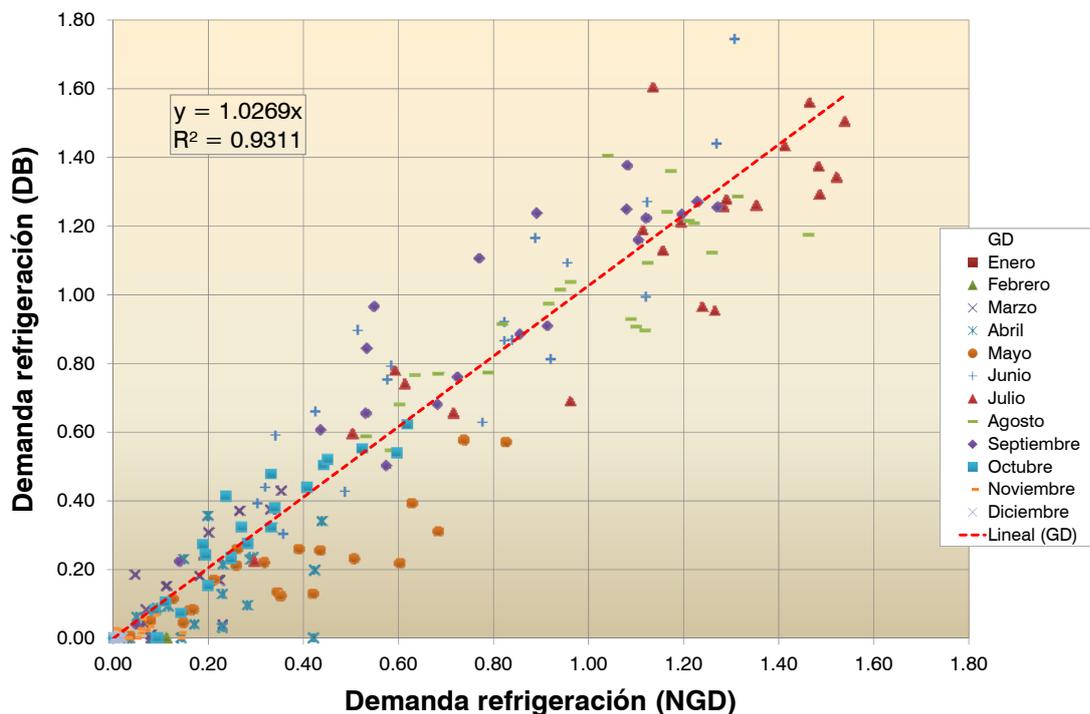


**Figura 5-5. Demanda horaria de refrigeraci3n para el mes de Julio para edificio de oficinas de Sevilla, estimada mediante el m3todo de normalizaci3n de los grados-día y el programa de simulaci3n DesignBuilder.**

La Figura 5-6 presenta la evoluci3n de la demanda frigorífica para el mes de Mayo. Se observa que el m3todo NGD predice una demanda de refrigeraci3n durante las primeras horas del día que para DesignBuilder es inexistente. Esta es la raz3n b3sica de las diferencias de las cargas totales diarias y mensuales durante este per3odo de tiempo.



**Figura 5-6. Demanda horaria de refrigeración para el mes de Mayo para el edificio de oficinas de Sevilla, estimada mediante el método de normalización de los grados-día y el programa de simulación DesignBuilder.**

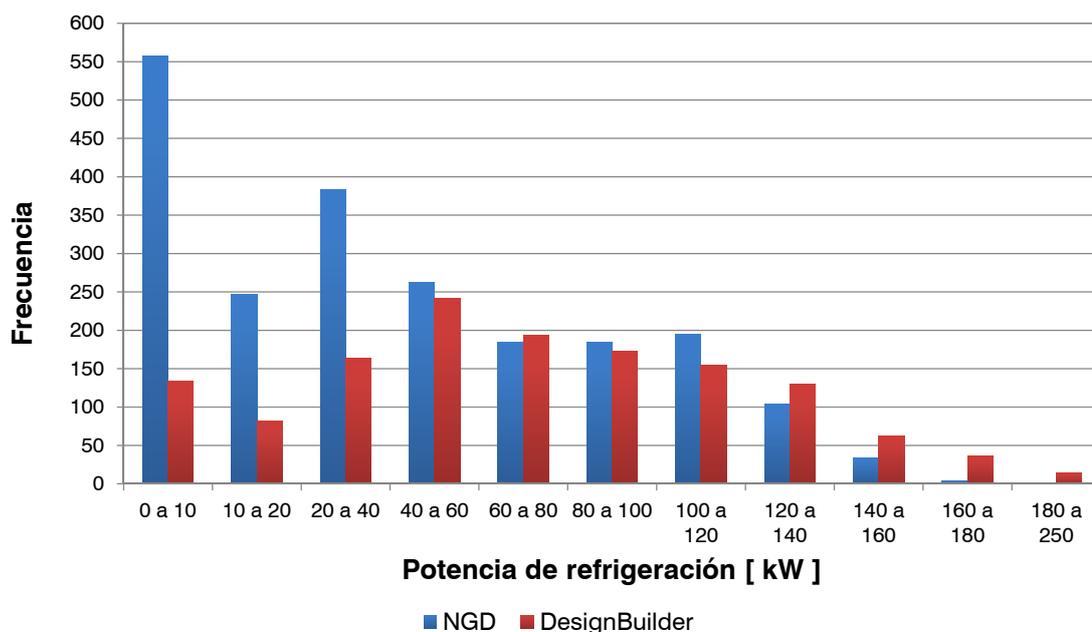


**Figura 5-7. Ajuste lineal de las demandas diarias de refrigeración para el edificio de oficinas de Sevilla.**

Para cuantificar la proximidad entre ambos métodos de cálculo se ha llevado a cabo un ajuste de sus respectivas cargas diarias y horarias. La Figura 5-7 muestra una

buena correlación lineal de las cargas diarias con un coeficiente  $R^2$  de 0.9311. Se observa que los meses de Septiembre y Mayo son los que presentan mayores diferencias. El método NGD sobrevalora las cargas en el mes de Mayo y las infravalora durante el mes de Septiembre.

También se han elaborado los gráficos de frecuencia de las potencias de refrigeración y frecuencia acumulada (Figura 5-8 y Figura 5-9 respectivamente). En ellos se observa que ambos métodos presentan una buena coincidencia para potencias entre 40 y 150 kW. Sin embargo, para potencias bajas durante las estaciones intermedias el número de horas en el caso de los grados día es bastante más elevado. Por otro lado el método de los NGD no predice tampoco las puntas elevadas de potencia predichas por DesignBuilder. Todo ello se debe a que en estas circunstancias la temperatura no debe tener un peso tan importante en la demanda térmica y otros factores como las cargas internas, grado de soleamiento, inercia, ventilación, ganan importancia en el cálculo de las cargas térmicas. Hay que remarcar que las puntas más elevadas tienen lugar los lunes a primera hora después de un fin de semana más caluroso. Estas puntas se podrían reducir sensiblemente si el edificio se equipara con un sistema de ventilación nocturna que redujera la acumulación de calor en la masa térmica del edificio durante el fin de semana.



**Figura 5-8. Frecuencia de potencias de refrigeración del método NDG y DesignBuilder para el edificio de oficinas de Sevilla.**

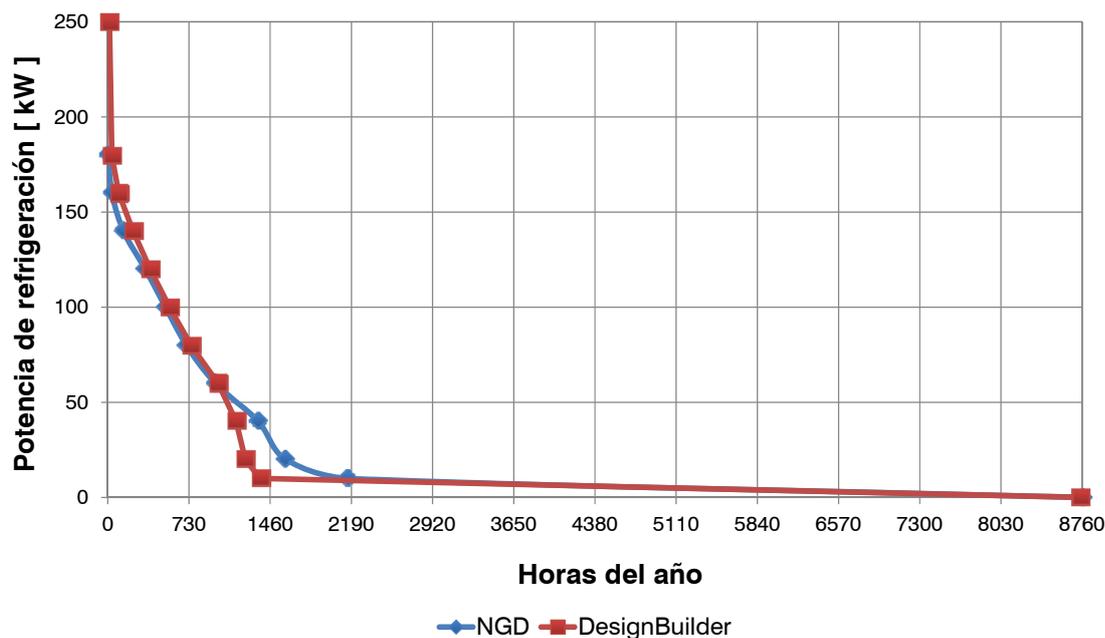


Figura 5-9. Frecuencia acumulada de potencias de refrigeraci3n del m3todo NDG y DesignBuilder para el edificio de oficinas de Sevilla.

## 5.3 Componentes utilizados en TRNSYS

Para la simulaci3n de los sistemas de refrigeraci3n solar se han seleccionado una serie de componentes incluidos en TRNSYS y otros componentes creados espec3ficamente para este programa y en esta tesis. A continuaci3n se describen los componentes “Types” empleados en este trabajo clasificados en: Captadores solares t3rmicos, enfriadoras de absorci3n de agua/bromuro de litio y equipos auxiliares.

### 5.3.1 Captadores solares t3rmicos

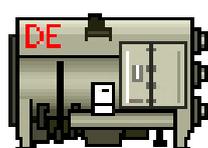
Los captadores solares utilizados en la simulaci3n del sistema de refrigeraci3n solar se basan en el modelo cuasi-dinámico de la potencia extraída de un captador de la Norma Europea EN12975-2-2006 (ver Cap3tulo 2). Este modelo permite simular el comportamiento de un captador solar mediante una serie de coeficientes relacionados con la eficiencia 3ptica y con las p3rdidas t3rmicas del mismo. El modelo del captador basado en la normativa europea corresponde al Type 1288 que se incluye en las librer3as externas TESS. El Type 1288 ha sido utilizado para modelizar un captador lineal Fresnel (LFC), un captador cilindro-parab3lico (PTC) y un captador de tubos de vac3o (ETC). En las tres situaciones el modelo considera la inercia t3rmica del captador.



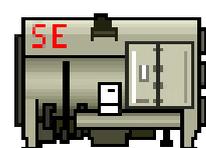
Figura 5-10. Types de los captadores solares utilizados en esta tesis.

### 5.3.2 Enfriadoras de absorción de agua/bromuro de litio

Dentro del marco de esta tesis se han modelizado dos enfriadoras de absorción de simple y de doble efecto en base al método de la ecuación característica. De estos dos equipos se conocen las características físicas de sus componentes, lo que permite que este método pueda ser utilizado para caracterizar estos equipos. Por su parte TRNSYS incluye en sus librerías varios modelos de enfriadoras de absorción de simple y de doble efecto, pero estos modelos requieren datos de catálogo o curvas de funcionamiento para enfriadoras de absorción. Los modelos de las enfriadoras de absorción de agua/bromuro de litio que se incluyen en las simulaciones de TRNSYS han sido creados en base al método de la ecuación característica expuesto en el Capítulo 4. Se han desarrollado dos nuevos componentes de enfriadoras de absorción, uno que representa a una enfriadora de doble efecto (Type 812) y otro que representa a una enfriadora de simple efecto (Type 813).



Type 812 (DE/AC)



Type 813 (SE/AC)

Figura 5-11. Componentes de las enfriadoras de absorción de agua/bromuro de litio.

El componente de la enfriadora de doble efecto requiere de 25 parámetros distribuidos de la siguiente forma: 4 parámetros característicos por cada componente (Generador, Evaporador, Absorbedor y Condensador), 2 parámetros característicos relacionados al intercambio de calor interno entre el condensador de alta y el generador de baja, 1 parámetro característico relacionado con la mezcla de trabajo (agua/bromuro de litio) y 2 parámetros por cada circuito externo relacionados con la temperatura máxima y mínima en el cual la enfriadora puede trabajar (circuito de

activaci3n, circuito de refrigeraci3n y circuito de disipaci3n). El componente requiere de 9 variables de entrada: 4 temperaturas de entrada, 4 caudales m3sicos y una se1al de control. Las temperaturas de entrada corresponden a: el circuito de activaci3n (generador), el circuito de producci3n de agua fr3a (evaporador) y el circuito de disipaci3n (absorbedor y condensador). Este modelo considera que la enfriadora tiene una conexi3n del circuito de disipaci3n en paralelo. El componente cuenta con 13 salidas: 4 temperaturas de salida para cada componente con sus correspondientes caudales, 3 potencias t3rmicas (activaci3n, frigor3fica y disipaci3n), el coeficiente de operaci3n y la diferencia de temperatura caracter3stica para las condiciones de trabajo. El componente de la enfriadora de simple efecto (Type 813) se diferencia 3nicamente en el n3mero de par3metros. 3ste necesita 23 par3metros, 2 menos que el Type 812 y que son los par3metros relacionados al intercambio de calor interno propio de una enfriadora de absorci3n de doble efecto. La potencia frigor3fica nominal de los dos componentes es 42 kW.

En la Figura 5-12 se presenta la Proforma del Type 812 correspondiente al modelo de la enfriadora de absorci3n de doble efecto.

The image shows a software interface for defining a model component. The 'General' tab is active, displaying the following information:

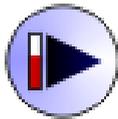
- Object: Double-effect absorption chiller
- Author: Andres Montero
- Organization: CREVER-URV
- Editor: Andres Montero
- Creation Date: January 07, 2012
- Last Modification: March 07, 2012

The Model Type is set to Empirical. The Validation options are checked for Qualitative, Analytical, and Numerical. A preview icon shows a schematic of the chiller. The Type Number is 812, and the Allowed Instances field is empty. The KeyWords field is also empty.

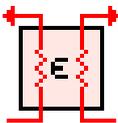
Figura 5-12. Proforma del modelo de la enfriadora de absorci3n de agua/bromuro de litio de doble efecto Type 812.

En la secci3n final de Anexos se incluye el c3digo de programaci3n en Fortran para los dos componentes. Adem3s se incluyen par3metros, entradas y salidas de los dos componentes.

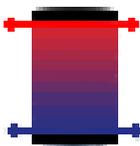
### 5.3.3 Equipos auxiliares



**Bombas:** El Type 110 simula el comportamiento de una bomba hidr3ulica de caudal variable en funci3n de una se1al de entrada. El caudal m3sico se mantiene entre cero y un valor nominal.



**Intercambiador de calor:** Este elemento se modeliza a trav3s del Type 91 incluido en las librer3as est3ndares de TRNSYS. Un intercambiador de calor ha sido utilizado para transferir el calor producido en el circuito primario hacia el circuito secundario. Este elemento se caracteriza por tener una eficiencia constante, donde la m3xima transferencia de calor es calculada en base m3nima capacitancia t3rmica y a las temperaturas de entrada de las corrientes fr3a y caliente.



**Acumulador:** Se ha utilizado un acumulador de calor sensible con agua como fluido de trabajo modelizado mediante el Type 4a. Se asume que el acumulador est3 dividido en una serie de segmentos, cada uno de ellos completamente mezclados, que resulta en un acumulador con estratificaci3n. Este componente ha sido utilizado para simular el comportamiento t3rmico de un acumulador de agua caliente y de agua fr3a.



**V3lvula de 3 v3as:** Para el control del caudal en los circuitos se ha utilizado una v3lvula diversora de tres v3as de forma conjunta con los controladores diferenciales. Este componente permite seleccionar dos posiciones para el paso del fluido: completamente abierta y completamente cerrada. La v3lvula de tres v3as se modeliza mediante el Type11f.



Los dispositivos de control utilizados son del tipo diferencial. Estos elementos est3n modelizados mediante el Type 2b y se utilizan principalmente para controlar el arranque y el paro de las bombas hidr3ulicas. Existen controles que funcionan en base a la irradiaci3n solar medida y otros en funci3n de la temperatura.

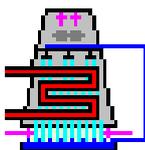


Este componente modeliza el comportamiento t3rmico de un fluido en el interior de una tuber3a, asumiendo que la tuber3a est3 compuesta de varios segmentos del fluido. El Type 709 forma parte de las librer3as TESS y permite que el usuario proporcione las propiedades f3sicas de la tuber3a, del fluido y del material aislante. Este componente se utiliza en los tres circuitos del sistema de climatizaci3n solar.



**Caldera:** El equipo auxiliar de apoyo se simular3 mediante el Type 6.

Este componente est3 dise1ado para incrementar la temperatura del fluido que circula por su interior mediante aporte de calor en una proporci3n menor o igual a un valor m3ximo definido por el usuario. Este aporte de calor estar3 definido por la temperatura de consigna especificada en este componente y de la se1al de control que incluye este componente.



**Torre de refrigeraci3n:** Las enfriadoras de absorci3n y compresi3n

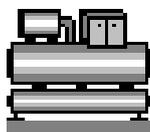
enfriadas por agua requieren dispositivos de disipaci3n en los circuitos externos del absorbedor y condensador. En el caso de las enfriadoras de agua/bromuro de litio es recomendable utilizar una torre de refrigeraci3n enfriada por agua, as3 se evita el fen3meno de cristalizaci3n en el absorbedor. Para todos los sistemas analizados en esta tesis se utiliza una torre de refrigeraci3n cerrada, la cual es modelizada mediante el Type 510 incluido en las librer3as TESS.

**Loads**



Debido a que la demanda horaria para refrigeraci3n ha sido calculada en base al procedimiento descrito en la secci3n 5.2 el Type 682 permite incluir esta informaci3n externa en la simulaci3n global del sistema de

climatización. Este componente calcula la temperatura de salida del fluido a partir de la temperatura de entrada, el caudal y la demanda instantánea.



**Enfriadora por compresión:** Para comparar los sistemas de climatización con un sistema convencional se utiliza el Type 666 que modeliza el comportamiento de una enfriadora por compresión enfriada por agua. Para su aplicación es necesario crear dos archivos externos. El primero contiene información de catálogo relacionada con la capacidad frigorífica y el coeficiente de operación de la máquina dependiendo de la temperatura de entrada del agua refrigerada y de la temperatura del agua fría producida. El segundo archivo contiene el la fracción de la potencia nominal de la máquina cuando trabaja a carga parcial.

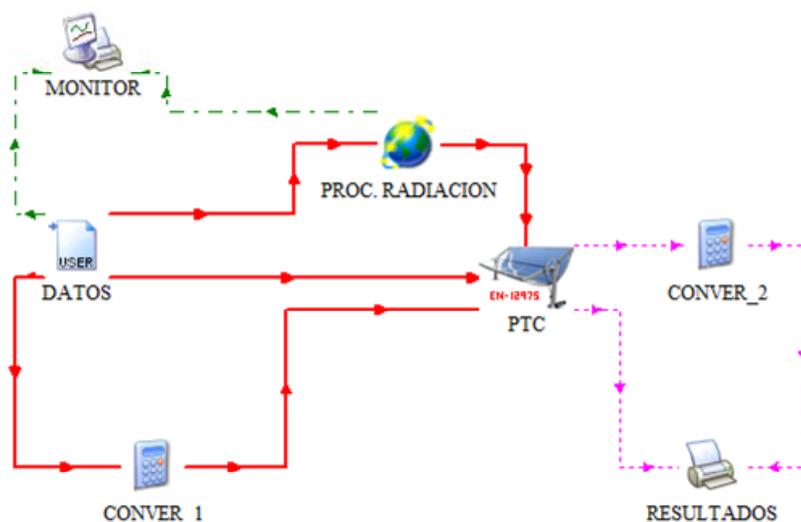
## 5.4 Simulación de captadores solares de concentración y comparación con datos experimentales

---

El modelo del captador solar, representado por el Type 1288, fue simulado en condiciones similares a las condiciones de los captadores ensayados. El primer campo de captadores corresponde a un captador lineal Fresnel ubicado en Sevilla y el segundo corresponde a un campo de captadores cilindro-parabólicos situado en Almería.

Para llevar a cabo esta comparación se realiza una estimación de la temperatura de salida del fluido de trabajo y de la energía captada utilizando un modelo en el entorno TRNSYS. Los parámetros incluidos en los datos experimentales varían entre un campo de captadores y otro, pero de manera general se cuenta con: la radiación solar, la temperatura ambiente, el caudal másico y las temperaturas del fluido de trabajo a la entrada y a la salida del captador. La Figura 5-13 muestra el modelo general utilizado para la simulación de los captadores solares de concentración, el cual está compuesto de un fichero con los datos de entrada del modelo y las condiciones climáticas del emplazamiento, un procesador de radiación que en función del método de cálculo seleccionado determinará la cantidad de energía solar

incidente sobre una superficie m3vil, un captador de concentraci3n, un exportador de datos y un visualizador.



**Figura 5-13. Modelo en TRNSYS utilizado para simular los campos de captadores de concentraci3n.**

En el Cap3tulo 2 se pudo ver que la Norma Europea EN 12975 modeliza un captador solar en condiciones cuasi-din3micas en funci3n de un n3mero determinado de par3metros. Este modelo requiere como m3nimo conocer el factor de eficiencia para radiaci3n solar directa bajo incidencia normal  $F'(\tau\alpha)_{en}$ , los coeficientes relacionados con la p3rdida de calor ( $c_1$  y  $c_2$ ) y la capacidad t3rmica efectiva  $c_5$  y los modificadores del 3ngulo de incidencia para radiaci3n directa y radiaci3n difusa ( $K_{\theta b}$  y  $K_{\theta d}$ ). Debido a que se desconoce el valor del par3metro  $c_5$  para los dos captadores (LFC y PTC), se han realizado varias simulaciones para minimizar la diferencia de temperaturas de salida entre el modelo de TRNSYS y los datos experimentales considerando el error cuadr3tico medio (RMSE) entre las temperaturas de salida medida y la simulada. La simulaci3n no considera las p3rdidas relacionadas con el sombreado entre captadores, las p3rdidas en los extremos del tubo receptor debidas a la posici3n del Sol y las p3rdidas debido a la dependencia del viento.

### 5.4.1 Captador lineal Fresnel

Los datos experimentales utilizados en la simulaci3n del captador Fresnel corresponden a la planta de refrigeraci3n solar descrita en el Cap3tulo 3 y localizada

en la Escuela de Ingeniería de la Universidad de Sevilla. Los parámetros del captador Fresnel se presentan en la Tabla 5-2.

**Tabla 5-2. Parámetros del captador Fresnel.**

Parámetro	Valor
Rendimiento óptico, $F'(\tau\alpha)_{en}$	0.6347
Coefficiente de pérdidas de calor, $c_1$ [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]	0.00
Dependencia de la temperatura del coeficiente de pérdidas de calor, $c_2$ [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-2}$ ]	0.00043
Capacidad térmica efectiva, $c_5$ [ $J \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ] (*valor estimado)	3000

El modificador del ángulo de incidencia para radiación directa  $K_{\theta b}$  se incluye en la Tabla 5-3. Este modificador presenta dos componentes: una transversal  $K_{\phi T}(\Phi_T)$  y otra longitudinal  $K_{\phi L}(\Phi_L)$ .

**Tabla 5-3. Modificador del ángulo de incidencia (IAM) para radiación directa del captador Fresnel LF-11 [87].**

IAM	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°
$K_{\theta T}(\Phi_T)$	1	1.0476	1.0154	1.0704	1.0599	1.1205	1.1519	1.1798	1.2480	1.3985
$K_{\theta L}(\Phi_L)$	1	0.9656	0.9518	0.9385	0.9231	0.9057	0.8866	0.8618	0.8351	0.8014

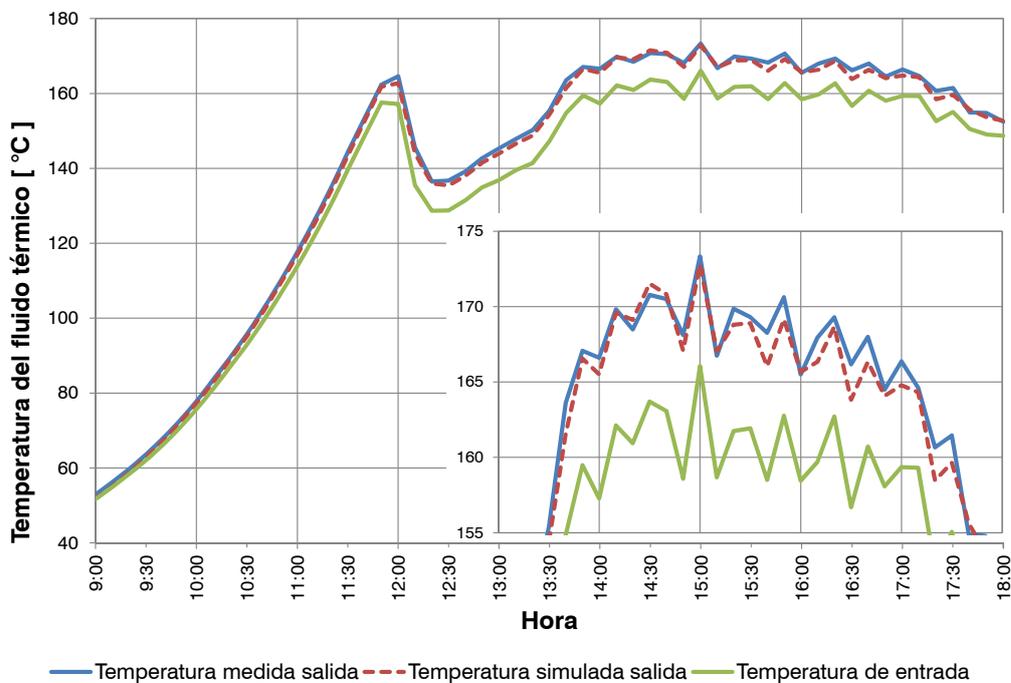
  

IAM	50°	55°	60°	65°	70°	75°	80°	85°	90°	
$K_{\theta T}(\Phi_T)$	1.4795	1.5268	1.5671	1.5947	1.6181	1.6551	1.7285	1.9555	2	
$K_{\theta L}(\Phi_L)$	0.7543	0.6949	0.6215	0.5273	0.4134	0.2785	0.1239	0.0121	0	

Para esta instalación se tienen datos de funcionamiento registrados para el día 24 de junio del año 2009 [227]. Los datos con los que se cuenta son: Hora, temperatura ambiente, irradiancia total sobre superficie horizontal, irradiancia normal directa, temperatura del fluido de trabajo a la entrada y a la salida del captador, caudal volumétrico, presión de trabajo y porcentaje de espejos enfocados. El fluido de trabajo es agua sobrecalentada a una presión promedio de 1.1 MPa. La información está registrada cada 10 minutos.

La Figura 5-14 presenta la variación de las temperaturas de entrada, de salida real y salida simulada. Se observa que la temperatura simulada sigue la misma trayectoria que la temperatura real aunque existan fluctuaciones de la temperatura durante todo el rango de operación. Dentro de la misma figura se ha incluido la variación de las tres temperaturas dentro de un rango más reducido, de esta manera se puede observa

con mayor facilidad el comportamiento de las temperaturas durante el per3odo comprendido entre las 13:30 y las 18:00. En el per3odo comprendido entre las 13:50 y las 17:20 el porcentaje de espejos enfocados var3a desde el 62% hasta el 100%. Se considera que durante este per3odo se alcanz3 la temperatura m3xima de 170°C por lo que fue necesario desenfocar algunos espejos para no sobrepasar esta temperatura. El error absoluto m3ximo alcanzado entre las temperaturas de salida real y simulada durante este per3odo fue de 1.41%, mientras que el error correspondiente a la energ3a 3til en el captador fue de 26%. El error cuadr3tico medio RMSE para la temperatura fue de 0.79% mientras que para la energ3a 3til se obtuvo un valor de 17%. El modelo de TRNSYS para este caso infravalora el resultado obtenido debido a que el par3metro de la capacidad t3rmica efectiva fue estimado en base a las simulaciones y no obtenido directamente por medio de ensayos.



**Figura 5-14. Comparaci3n entre la temperatura de salida medida y simulada para el d3a 24 de Junio del 2009.**

### 5.4.2 Captador cilindro-parab3lico

Los datos experimentales del captador cilindro-parab3lico corresponden a una instalaci3n experimental ubicada en la Plataforma Solar de Almer3a. El 3rea de captaci3n (230.4 m<sup>2</sup>) est3 compuesta por cuatro filas de dos captadores en serie conectadas entre ellas en paralelo. Los captadores est3n orientados en direcci3n Este-Oeste. El modelo del captador es el Polytrough 1200 del fabricante australiano

NEP Solar. Los parámetros del captador cilindro-parabólico se encuentran en la Tabla 5-4.

**Tabla 5-4. Parámetros del captador cilindro-parabólico.**

Parámetro	Valor
Rendimiento óptico, $F'(\tau\alpha)_{en}$	0.645
Coefficiente de pérdidas de calor, $c_1$ [ W·m <sup>2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	0.40
Dependencia de la temperatura del coeficiente de pérdidas de calor, $c_2$ [ W·m <sup>2</sup> ·K <sup>-2</sup> ]	0.0015
Capacidad térmica efectiva, $c_5$ [ J·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ] (*valor estimado)	4750

El modificador del ángulo de incidencia para los captadores PTC tiene solamente influencia de la componente longitudinal ya que el sistema de seguimiento de estos captadores reduce las pérdidas debidas a la componente transversal. En la tabla se incluye el modificador del ángulo de incidencia para este captador.

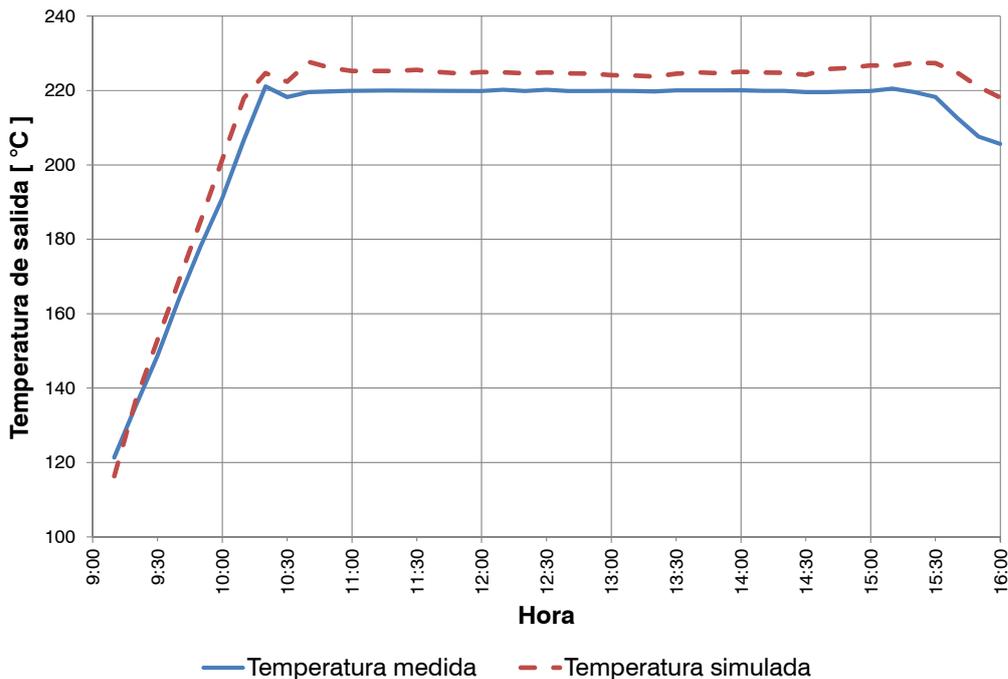
**Tabla 5-5. Modificador del ángulo de incidencia (IAM) para radiación directa del captador cilindro-parabólico Polytrough 1200 [67].**

IAM	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°
$K_{\theta L}(\Phi_L)$	1	1.0011	1.0036	0.9988	0.9908	0.9855	0.9708	0.9640

IAM	40°	45°	50°	55°	60°	65°	70°	75°
$K_{\theta L}(\Phi_L)$	0.9550	0.9382	0.9209	0.9101	0.8851	0.8565	0.8596	0.877

Para esta instalación se tienen datos de funcionamiento registrados para el día 7 de marzo del año 2012 [228]. Los datos con los que se cuenta son: Hora, temperatura ambiente, humedad relativa, irradiancia global sobre superficie horizontal, irradiancia normal directa, temperatura del fluido de trabajo a la entrada y a la salida del campo de captadores, caudal volumétrico y presión de trabajo a la entrada y a la salida del campo. El fluido de trabajo es aceite térmico Therminol 55. La información está registrada cada 10 minutos.



**Figura 5-15. Comparaci3n entre la temperatura de salida medida y simulada para el d3a 7 de Marzo del 2012.**

La Figura 5-15 presenta la variaci3n de la temperatura de salida calculada por TRNSYS y la temperatura de salida medida en la planta experimental de la Plataforma Solar de Almer3a. Se observa que la temperatura calculada sigue la misma trayectoria que la temperatura real, pero la diferencia entre las dos temperaturas es de aproximadamente de 5°C. Esta diferencia podr3a explicarse a que el efecto del viento no fue considerado en el modelo y que el par3metro de la capacidad t3rmica efectiva fue estimado a trav3s de simulaciones y no por medio de ensayos. Se ha calculado el error entre las dos temperaturas de salida durante el per3odo comprendido entre las 10:50 y 15:00 y se ha obtenido un valor m3ximo de 2.7%. Con relaci3n a la energ3a 3til, el error m3ximo absoluto calculado para el mismo per3odo fue de 27%. El error cuadr3tico medio (RMSE) para la temperatura fue de 2.2% mientras que el error cuadr3tico medio (RMSE) para la energ3a 3til fue de 23%. Durante este per3odo se puede ver que la temperatura real se estabiliza en un valor de 220°C.

## 5.5 Estimación de la energía térmica producida en un campo de captadores Fresnel mediante los programas EBSILON® PROFESSIONAL y TRNSYS

El objetivo de esta sección es estimar de manera aproximada la energía térmica producida por captadores de concentración Fresnel mediante dos programas de simulación: EBSILON®PROFESSIONAL y TRNSYS. Como se vio en el Capítulo 2, EBSILON®PROFESSIONAL incluye entre sus librería el modelo del captador lineal Fresnel del fabricante Industrial Solar GmbH con todas sus características físicas. Este captador será utilizado en los dos programas para comparar la energía térmica producida a lo largo de un año.

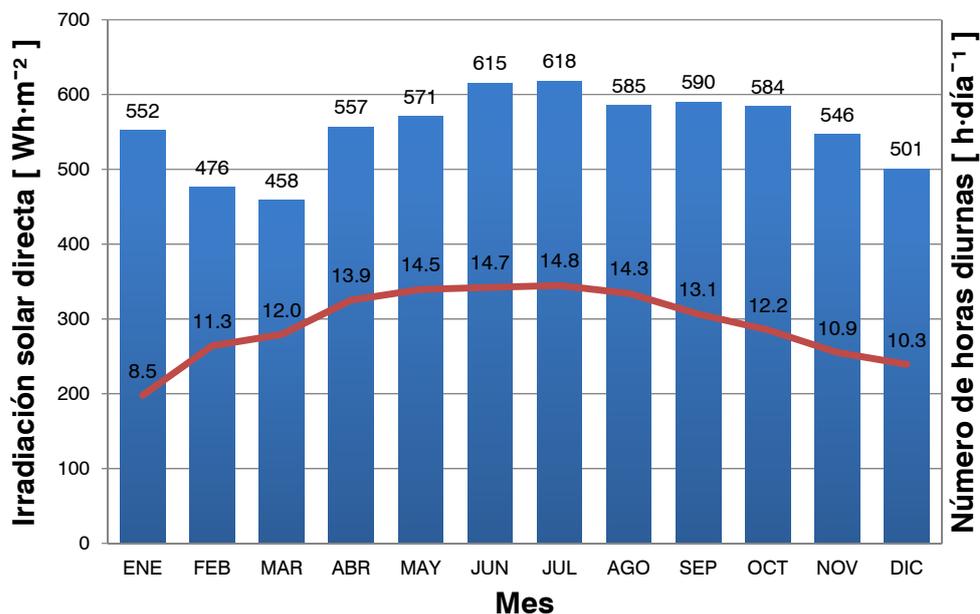
Dentro del programa de Doctorado se realizó una estancia de tres meses en las instalaciones del Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) en Stuttgart. El trabajo estuvo enfocado en la producción de agua fría mediante enfriadoras de absorción de doble efecto accionadas con agua sobrecalentada mediante captadores lineales Fresnel. Mediante el software EBSILON®PROFESSIONAL se calculó la ganancia solar horaria por unidad de superficie de captación neta ( $q_{solar}$ ) para las siguientes condiciones de trabajo.

**Tabla 5-6. Condiciones de trabajo del captador lineal Fresnel utilizadas en EBSILON®PROFESSIONAL.**

Fluido térmico	Temperatura de entrada [ °C ]	Presión de trabajo [ bar ]	Caudal másico [ kg·s <sup>-1</sup> ]
Agua sobrecalentada	150	20	1

En el Capítulo 2 se pudo ver que las zonas con mayor recurso solar, con respecto a la componente directa de la energía solar, se encuentran ubicadas en el llamado “Cinturón del Sol de la Tierra”. En este caso se seleccionó la ciudad de Las Vegas (EE.UU.) debido al elevado potencial solar en forma de irradiación solar directa (2500 kWh·m<sup>-2</sup>·año<sup>-1</sup>). En la Figura 5-16 se representa el valor promedio mensual de la irradiación solar directa y el número de horas diurnas por mes para la ciudad de Las Vegas. Se observa que existe una pequeña variación de la irradiación solar directa a

lo largo del a1o, siendo los meses con mayor potencial solar el per3odo de Mayo a Octubre.



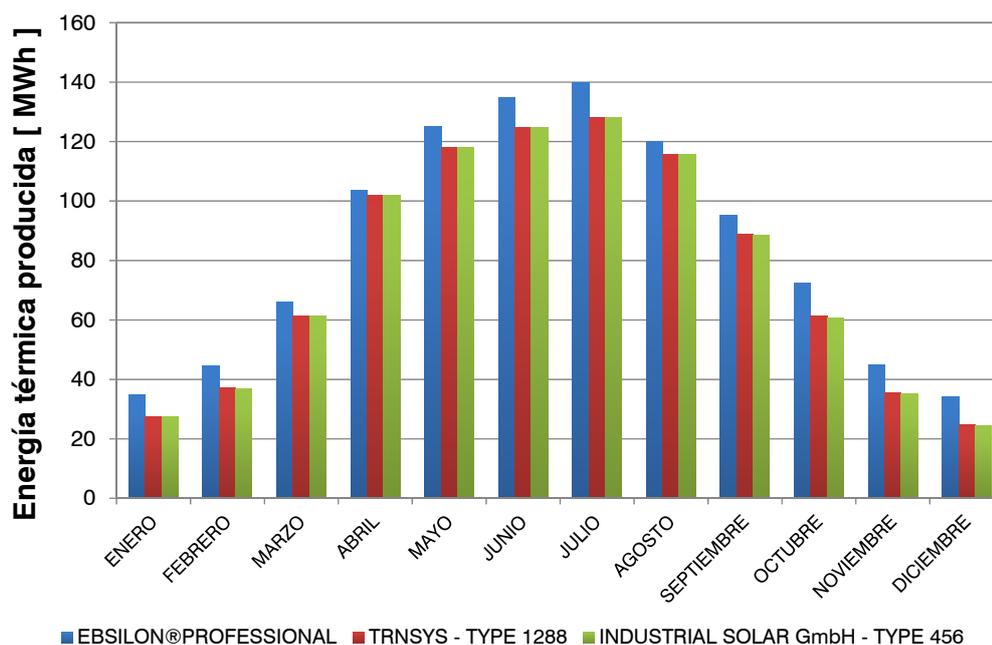
**Figura 5-16. Irradiación solar directa y número de horas diurnas por mes para la ciudad de Las Vegas (EE.UU.)**

Aunque el programa EBSILON®PROFESSIONAL estima el comportamiento del captador Fresnel en función de un gran número de parámetros, se han asumido ciertas hipótesis para mantener una similitud de condiciones con el programa TRNSYS. Se ha utilizado el mismo archivo meteorológico y el mismo archivo del modificador del ángulo de incidencia en los dos programas de simulación, el efecto del sombreado entre filas de captadores no fue considerado, las superficies reflectantes se consideran limpias, el efecto del viento no se considera para el cálculo de las pérdidas de calor por convección. Se asume que los captadores inician su funcionamiento a partir de un nivel mínimo de radiación directa igual a 250 W·m<sup>-2</sup>. Además los captadores solares están orientados en la dirección Norte-Sur y se considera un área de apertura de 1000 m<sup>2</sup>.

El programa TRNSYS utiliza un componente adicional para simular el captador Fresnel ya que éste no se distribuye dentro del paquete original de TRNSYS. En este caso se han utilizado dos componentes distintos para modelizar un captador lineal Fresnel. El primero de ellos utiliza la ecuación propuesta por la norma europea EN 12975 para modelizar un captador en régimen casi estacionario. El segundo

componente (Type 456) fue proporcionado por la empresa alemana Industrial Solar GmbH, el cual modeliza el captador lineal Fresnel comercializado por esta empresa [229]. La persona que desarrolló este componente señaló que el modelo fue validado con datos reales obtenidos de la planta piloto de la empresa en Freiburg (Alemania). La empresa utiliza este modelo de manera general para determinar el rendimiento energético del captador.

En la Figura 5-17 se presenta el resultado de la simulación de la energía térmica anual generada por un campo de captadores lineales Fresnel ubicado en la ciudad de Las Vegas. Se observa que los componentes de TRNSYS coinciden prácticamente en todos los meses del año mientras que EBSILON®PROFESSIONAL produce hasta un 28% más de energía térmica para los meses de Enero y Diciembre. La desviación máxima existente entre los dos componentes de TRNSYS es aproximadamente de un 1% durante los meses de Octubre y Noviembre.



**Figura 5-17. Estimación de la energía térmica producida por un campo de captadores solares Fresnel mediante los programas EBSILON®PROFESSIONAL y TRNSYS.**

A nivel de energía final los tres modelos se aproximan en sus resultados lo que permite seleccionar cualquier de estos modelos para un análisis global de energía. Sería interesante realizar una simulación con cada modelo en base a datos reales y así determinar cuál de los modelos se ajusta más al comportamiento real de un

captador lineal Fresnel. Debido a que no se dispone de una licencia de EBSILON®PROFESSIONAL no fue posible utilizar los datos de la planta de climatización de Sevilla con este programa.

## **5.6 Descripción de los sistemas de climatización solar y de compresión en entorno TRNSYS**

---

A continuación se describen los sistemas de climatización solar y el sistema de refrigeración por compresión. La descripción de los tres sistemas de climatización solar se presenta dentro de la sección 5.6.1 debido a que estos sistemas están compuestos por componentes similares. En esta sección y en la siguiente se hace referencia a cada uno de los sistemas de la siguiente manera:

- LFC+DE/AC: Sistema de climatización solar con enfriadora de absorción de agua/bromuro de litio de doble efecto y captadores lineales Fresnel.
- PTC+DE/AC: Sistema de climatización solar con enfriadora de absorción de agua/bromuro de litio de doble efecto y captadores cilindro-parabólicos.
- ETC+SE/AC: Sistema de climatización solar con enfriadora de absorción de agua/bromuro de litio de simple efecto y captadores de tubos de vacío.
- SRC: Sistema de refrigeración por compresión.

Cada uno de los sistemas de climatización solar requiere de tres enfriadoras de absorción para cubrir la demanda frigorífica del edificio, lo que resulta en una potencia frigorífica total de 126 kW (3 x 42 kW). Se asume que las tres enfriadoras de absorción trabajan simultáneamente, es decir que las tres enfriadoras se pondrán en marcha y se detendrán en un mismo momento de acuerdo al sistema de control. En el caso del sistema de refrigeración por compresión se tiene una enfriadora con una potencia frigorífica nominal de 155 kW.

### **5.6.1 Sistemas de climatización solar**

Los sistemas de climatización solar están compuestos de manera general de tres subsistemas: un subsistema de captación solar que suministra calor al generador de la enfriadora de absorción, un subsistema para disipar el calor generado en el

absorbedor y condensador de la enfriadora de absorción mediante una torre de refrigeración, y un último subsistema compuesto por el circuito de agua fría producida en el evaporador y que se distribuye a los equipos terminales que tratarán el aire interior de un edificio [230]. En la configuración analizada en esta tesis no se incluye la simulación de los equipos terminales como fan-coils o unidades de tratamiento de aire.

En la Figura 5-18 se presenta el esquema del sistema de climatización solar con los componentes principales en TRNSYS. El sistema se compone de tres subsistemas: captación solar, disipación y producción de frío. El subsistema de captación solar está formado por tres circuitos. El circuito primario comprende los captadores solares (con o sin concentración), una bomba de caudal constante (Bomba1), un sistema de tuberías para la impulsión y el retorno del fluido térmico, y un intercambiador de calor de placas con eficiencia constante. El fluido de trabajo en el caso de los captadores de concentración es agua caliente presurizada (10 bar) mientras que en el caso de los captadores de tubos de vacío es agua caliente. El circuito secundario está compuesto de un acumulador de agua caliente que funciona como sistema de equilibrado hidráulico y una bomba de caudal constante (Bomba2) que impulsa el fluido térmico a través del sistema de tuberías. El circuito terciario está compuesto por una bomba de impulsión (Bomba3), una caldera de apoyo que trabaja con gas, una válvula de tres vías controlada mediante un dispositivo de control, un accesorio para mezcla de caudal y un sistema de tuberías. Este circuito es el encargado de activar a la enfriadora de absorción. La inclusión de las tuberías permite incluir el efecto de la inercia térmica en el sistema. Se han considerado las pérdidas de calor en las tuberías, siendo de mayor importancia en el circuito primario debido a su longitud. En la Tabla 5-7 se presentan los parámetros utilizados en TRNSYS para definir los captadores solares térmicos mediante el Type1288.

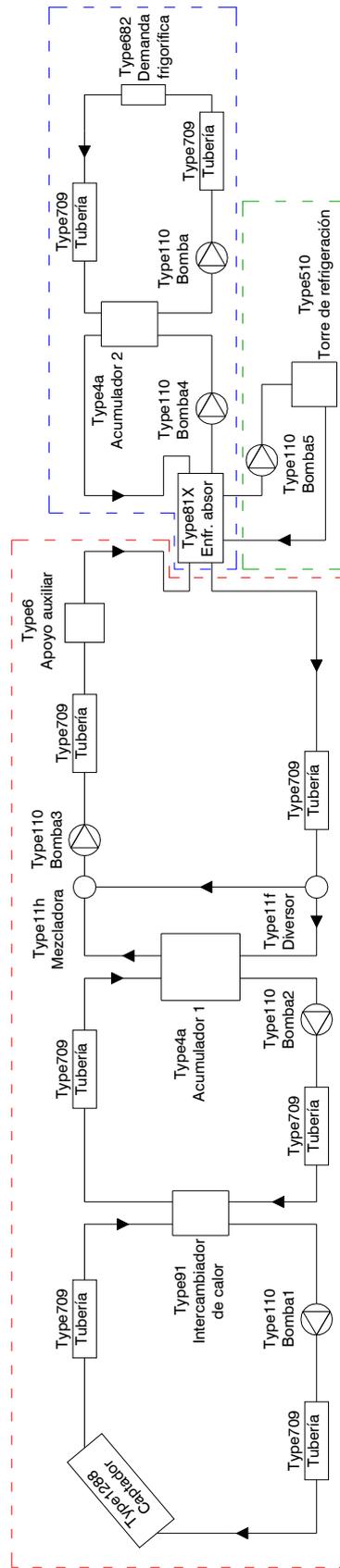


Figura 5-18. Esquema generalizado del sistema de climatización solar. Se muestra en color rojo al subsistema de captación solar, en verde al subsistema de disipación y en azul al subsistema de producción de frío.

**Tabla 5-7. Parámetros del subsistema captación solar: Captadores solares (Type1288)**

Parámetro	Captador lineal Fresnel	Captador cilindro-parabólico	Captador de tubos de vacío
Captador	Chromasun MCT	SopoNova 4.1	Vario 2400-30
$F'(\tau\alpha)_{en}$	0.565	0.5897	0.774
$K_{\theta d}$	0.12	0	1.015
$c_1 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	0.54	0.9317	1.936
$c_2 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-2}]$	0.0032	0	0.006
$c_5 [J \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	7800	2459	12870
$c_6 [s \cdot m^{-1}]$	0	0.01248	n.d.
$A_{aper} [m^2]^*$	3.39	5.38	3.05
Orientación captadores ( $S=0^\circ$ )	0	0	0
Inclinación captadores [ $^\circ$ ]	20	0	20
(*)El área de apertura del campo de captadores solares varía en 50, 100, 200, 400 y 600 m <sup>2</sup> en el análisis paramétrico.			

El caudal másico de la bomba del circuito primario (Bomba1) está relacionado con el área de captación seleccionada, donde la ecuación que describe el caudal másico es:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{1e} \cdot A_T \quad (5-2)$$

Donde  $\dot{m}_{1e}$  es el caudal específico y  $A_T$  es el área total del campo de captadores tomando en cuenta el área de apertura.

El caudal másico de la bomba del circuito secundario (Bomba2) mantiene el mismo caudal másico de la bomba del circuito primario. El caudal másico de la bomba de alimentación a la enfriadora de absorción (Bomba3) en el circuito terciario coincide con el caudal másico de diseño de la enfriadora. Se utiliza este valor pues el modelo de la enfriadora en base al método de la ecuación característica asume como constante el caudal másico de los circuitos externos.

El volumen del acumulador en el subsistema de captación solar está expresado en función del área de apertura del campo de captadores solares, por lo tanto depende del volumen específico previamente seleccionado.

$$V_{Acum1} = \frac{v_{1e} \cdot A_T}{1000} \quad (5-3)$$

En la Tabla 5-8 se incluyen los parámetros relacionados con el resto de elementos que conforman el subsistema de captación solar.

**Tabla 5-8. Parámetros del subsistema captación solar: Intercambiador de calor (Type91), bombas (Type110), acumulador de agua caliente (Type4a), caldera de apoyo (Type6), tubería (Type709)**

Parámetro	LFC+DE/AC	PTC+DE/AC	ETC+SE/AC
Eficiencia intercambiador, $\varepsilon$	0.8		
Caudal másico específico Bomba1, $\dot{m}_{1e}$ [ $\text{kg}\cdot\text{hr}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ ]	68	115	50
Caudal másico Bomba2, $\dot{m}_2$ [ $\text{kg}\cdot\text{hr}^{-1}$ ]	$\dot{m}_1$		
Caudal másico Bomba3, $\dot{m}_3$ [ $\text{kg}\cdot\text{hr}^{-1}$ ]	33970		
Rendimiento global (bombas), $\eta_{Bomba}$	0.6		
Rendimiento eléctrico motor (bombas), $\eta_{Motor}$	0.9		
Volumen específico acumulador, $v_{1e}$ [ $\text{L}\cdot\text{m}^{-2}$ ] (**)	20 / 40 / 60		
Coeficiente de pérdidas del acumulador, [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ]	0.375		
Número de nodos en el acumulador, $N_{nodos}$	4		
Altura de los nodos en el acumulador, $h_{nodos}$ [m] (se asume que la altura del acumulador es dos veces el diámetro)	$\frac{\sqrt[3]{16 \cdot v_1 / \pi}}{N_{nodos}}$		
Temperatura de consigna de la caldera, $t_{cal}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	140	90	
Diámetro interior tubería, $d_{int}$ [m]	0.07793	0.0671	
Diámetro exterior tubería, $D_{ext}$ [m]	0.08891	0.07303	
Conductividad térmica tubería, $\lambda_{tub}$ [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ]	43		
Espesor del aislamiento tubería, $e_{ais}$ [m]	0.05		
Conductividad térmica aislamiento, $\lambda_{ais}$ [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ]	0.04		
(**) Este parámetro varía en el análisis paramétrico en los valores indicados			

En los sistemas LFC+DE/AC y PTC+DE/AC la bomba del primario (Bomba1) se pone en marcha únicamente cuando la irradiancia solar directa supera un valor mínimo de  $250 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ . Esto se logra mediante un control diferencial ON/OFF conectado a esta bomba. La bomba del secundario (Bomba2) entra en funcionamiento solamente cuando la bomba del primario se encuentra en marcha y cuando la temperatura del agua sobrecalentada en la tubería a la salida del captador se encuentra a  $3^{\circ}\text{C}$  sobre la temperatura del agua sobrecalentada en la parte baja del acumulador. Este control se realiza mediante un segundo control diferencial. Se ha considerado como referencia

la temperatura del agua sobrecalentada a la salida de la tubería y no la temperatura a la salida del captador ya que de esta manera se logra un mejor control del paro y marcha de la bomba del secundario. El control del circuito terciario mantiene cerrada la válvula de tres vías y evita que la temperatura de retorno a la salida de la enfriadora entre al acumulador si la temperatura del tanque es superior a la temperatura del retorno en 4°C. Si la diferencia de temperaturas es inferior a 2°C, la válvula de tres vías no permite el paso del agua de retorno hacia el acumulador. La bomba del circuito terciario (Bomba3) se pone en marcha únicamente cuando el sistema de control central detecta que es necesario producir frío para cubrir la demanda del edificio. La caldera de apoyo se pondrá en marcha únicamente cuando se requiere producir frío y cuando la temperatura del agua procedente del acumulador es menor a 140°C. Si la temperatura procedente del acumulador supera los 140°C, la caldera no se pone en marcha.

El control del subsistema solar para el sistema ETC+SE/AC es similar a los sistemas anteriores. La bomba del primario (Bomba1) se pone en marcha cuando la irradiación solar global supera los 200 W·m<sup>-2</sup>. Esto se debe a que los captadores solares de tubos de vacío captan tanto la radiación solar directa como la difusa. En el caso de la caldera de apoyo, ésta se pondrá en marcha únicamente cuando se requiere producir frío y cuando la temperatura del agua procedente del acumulador es menor a 90°C. Si la temperatura procedente del acumulador supera los 90°C, la caldera no se pone en marcha.

El subsistema de disipación está compuesto por una torre de refrigeración y una bomba hidráulica de caudal constante (Bomba5). La selección del caudal másico de esta bomba está relacionada con el modelo de la enfriadora de absorción. El modelo asume como constantes los caudales de los circuitos externos de la enfriadora de absorción. En la Tabla 5-9 se presentan los parámetros correspondientes al subsistema de disipación.

**Tabla 5-9. Parámetros del subsistema de disipación: Torre de refrigeración (Type510) y bomba (Type110)**

Parámetro	LFC+DE/AC	PTC+DE/AC	ETC+SE/AC
Temperatura diseño entrada de agua torre, [ °C ]	36.8		
Temperatura diseño salida de agua torre, [ °C ]	29.4		
Caudal másico diseño torre, [ kg·hr <sup>-1</sup> ]	60000		
Temperatura bulbo seco diseño torre, [ °C ]	40		
Temperatura bulbo húmedo diseño torre, [ °C ]	26		
Caudal aire diseño torre, $\dot{m}_{aD}$ [ kg·hr <sup>-1</sup> ]	120000		
Caudal másico Bomba5, $\dot{m}_5$ [kg·hr <sup>-1</sup> ]	71350		
Rendimiento global (bombas), $\eta_{Bomba}$	0.6		
Rendimiento motor (bombas), $\eta_{Motor}$	0.9		

La bomba y el ventilador de la torre de refrigeración son controlados mediante un control central que los pone en marcha dependiendo de la demanda requerida en el edificio. Este control depende de la temperatura en el acumulador de agua fría.

El último subsistema está compuesto por tres enfriadoras de absorción, un acumulador de agua fría, una bomba de caudal constante (Bomba4) y la demanda de refrigeración del edificio. En los sistemas de climatización solar se incluyen los modelos de enfriadoras de absorción basada en el método de la ecuación característica. Los parámetros requeridos por estos componentes (Type812 y Type813) pueden encontrarse en el Capítulo 4 o en la sección de Anexos.

La bomba y las tuberías que aparecen entre el acumulador de frío y la demanda del edificio son utilizadas únicamente para tomar en cuenta la inercia térmica en el subsistema y para ajustar la demanda de refrigeración. El consumo eléctrico de esta última bomba no se considera en los cálculos de energía primaria. De igual manera que las bombas 3 y 5, el caudal másico de la bomba que alimenta al evaporador es constante y su valor depende del modelo de la enfriadora. A continuación en la Tabla 5-10 se presentan los parámetros correspondientes al subsistema de producción de frío.

**Tabla 5-10. Parámetros del subsistema de producción de frío: Acumulador de agua fría (Type4a) y bomba (Type110)**

Parámetro	LFC+DE/AC	PTC+DE/AC	ETC+SE/AC
Volumen acumulador, $v_2$ [m <sup>3</sup> ]	5		
Coefficiente de pérdidas del acumulador, [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	0.375		
Número de nodos en el acumulador, $N_{nodos}$	4		
Altura de los nodos en el acumulador, $h_{nodos}$ [m] (se asume que la altura del acumulador es dos veces el diámetro)	$\frac{\sqrt[3]{16 \cdot v_2 / \pi}}{N_{nodos}}$		
Caudal másico Bomba4, $\dot{m}_4$ [kg·hr <sup>-1</sup> ]	24500		
Rendimiento global (bombas), $\eta_{Bomba}$	0.6		
Rendimiento motor (bombas), $\eta_{Motor}$	0.9		

El modelo de la enfriadora de absorción posee un control adicional interno de paro que detecta si las temperaturas de entrada al generador, absorbedor, condensador y evaporador se encuentran dentro del rango para el cual el modelo fue realizado. También el control interno detecta si el caudal másico en los circuitos externos coincide con los valores utilizados en la modelización de las enfriadoras de absorción. Si estos parámetros no coinciden, el modelo de la enfriadora no trabaja. En la Tabla 5-11 se presenta el rango de temperaturas de entrada de los circuitos externos válidos para los modelos de las enfriadoras de absorción de simple y de doble efecto.

**Tabla 5-11. Rango de temperaturas de entrada de los circuitos externos para los modelos de las enfriadoras de absorción de simple (Type813) y de doble efecto (Type812).**

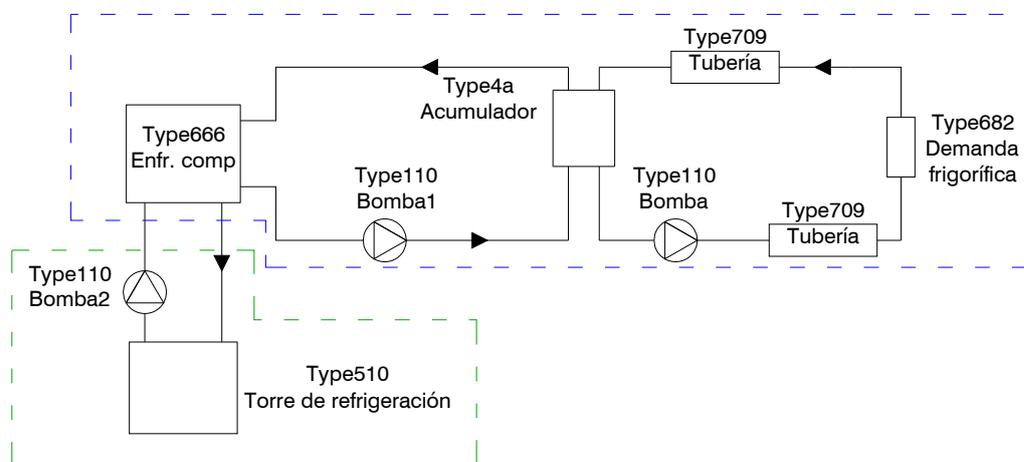
Rango de temperaturas	Type812	Type813
Temp mínima absorbedor	26	
Temp máxima absorbedor	35	
Temp mínima condensador	26	
Temp máxima condensador	35	
Temp mínima generador	100	60
Temp máxima generador	150	100
Temp mínima evaporador	9	
Temp máxima evaporador	15	

El control general del sistema está relacionado directamente con la temperatura de salida del acumulador de agua fría. Si esta temperatura es superior a 7°C el controlador general pone en marcha a las enfriadoras de absorción, a las distintas bombas (Bomba3, Bomba4 y Bomba5) y a la torre de refrigeración. Además este

control regula el funcionamiento de la caldera de apoyo, permitiendo su funcionamiento 3nicamente cuando la temperatura del fluido a la entrada de la enfriadora de absorci3n se encuentra por debajo de la temperatura de consigna.

## 5.6.2 Sistema de refrigeraci3n por compresi3n

A diferencia del sistema de climatizaci3n solar, el sistema de refrigeraci3n por compresi3n cuenta 3nicamente con dos subsistemas: subsistema de disipaci3n y subsistema de producci3n de fr3o. El esquema de este sistema se representa en la Figura 5-19.



**Figura 5-19. Esquema generalizado del sistema de refrigeraci3n por compresi3n. Se muestra en verde al subsistema de disipaci3n y en azul al subsistema de producci3n de fr3o.**

Los dos subsistemas contienen los mismos elementos descritos anteriormente en los sistemas de climatizaci3n solar, siendo la 3nica diferencia los valores de algunos de sus par3metros. En la Tabla 5-12 se presentan los par3metros del subsistema de disipaci3n.

**Tabla 5-12. Parámetros del subsistema de disipación: Torre de refrigeración (Type510) y bomba (Type110)**

Parámetro	Valores
Temperatura diseño entrada de agua torre, [ °C ]	36.8
Temperatura diseño salida de agua torre, [ °C ]	29.4
Caudal másico diseño torre, [ kg·hr <sup>-1</sup> ]	20000
Temperatura bulbo seco diseño torre, [ °C ]	40
Temperatura bulbo húmedo diseño torre, [ °C ]	26
Caudal aire diseño torre, $\dot{m}_{aD}$ [ kg·hr <sup>-1</sup> ]	40000
Caudal másico Bomba2, $\dot{m}_2$ [kg·hr <sup>-1</sup> ]	28300
Rendimiento global (bombas), $\eta_{Bomba}$	0.6
Rendimiento motor (bombas), $\eta_{Motor}$	0.9

El subsistema de producción de frío está compuesto por una enfriadora de compresión, un acumulador de agua fría, una bomba de caudal constante (Bomba1) y la demanda de refrigeración del edificio. Los archivos externos utilizados por TRNSYS para modelizar la enfriadora por compresión se encuentran en la sección de Anexos. La bomba y las tuberías que aparecen en este subsistema son utilizadas para tomar en cuenta la inercia térmica en el subsistema. El consumo eléctrico de esta última bomba no se considera en los cálculos de energía primaria. En la Tabla 5-13 se presentan los parámetros que definen a los componentes de este subsistema en TRNSYS.

**Tabla 5-13. Parámetros del subsistema de producción de frío: Enfriadora por compresión (Type666), acumulador de agua fría (Type4a) y bomba (Type110)**

Parámetro	Valores
Potencia frigorífica nominal, [kW]	155
Coeficiente de operación nominal, COP [-]	3.644
Volumen acumulador, $v_2$ [m <sup>3</sup> ]	5
Coeficiente de pérdidas del acumulador, [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	0.375
Número de nodos en el acumulador, $N_{nodos}$	4
Altura de los nodos en el acumulador, $h_{nodos}$ [m] (se asume que la altura del acumulador es dos veces el diámetro)	$\frac{\sqrt[3]{16 \cdot v_2 / \pi}}{N_{nodos}}$
Caudal másico Bomba4, $\dot{m}_1$ [kg·hr <sup>-1</sup> ]	22140
Rendimiento global (bombas), $\eta_{Bomba}$	0.6
Rendimiento motor (bombas), $\eta_{Motor}$	0.9

El funcionamiento de este sistema se controla mediante un control similar al utilizado en el sistema de climatización solar. El control general del sistema está relacionado directamente con la temperatura de salida del acumulador de agua fría. Si esta temperatura es superior a 7°C el controlador general pone en marcha a las enfriadoras de compresión, a las distintas bombas (Bomba1 y Bomba2) y a la torre de refrigeración.

## 5.7 Análisis energético

---

En esta sección se presenta el análisis energético detallado de los cuatro sistemas de climatización descritos en la Sección 5.6 y utilizados para cubrir la demanda frigorífica del edificio descrito en la Sección 5.2 Para los tres sistemas de climatización solar se ha analizado el consumo de energía primaria en base a un análisis paramétrico con respecto a dos variables: el área de apertura de los captadores solares térmicos y el volumen específico del acumulador de agua caliente en función del área de apertura. El análisis paramétrico con respecto al área de apertura comprende las siguientes áreas: 50, 100, 200, 400 y 600 m<sup>2</sup>. En el caso del volumen específico, el análisis paramétrico comprende los valores: 20, 40 y 60 l·m<sup>-2</sup>. Los resultados del análisis paramétrico han sido comparados con los resultados de la simulación del sistema convencional. En todos los casos se calcula el consumo eléctrico, el consumo térmico, la eficiencia de la demanda de energía primaria para los sistemas de absorción  $PER_{abs}$  y de compresión  $PER_{com}$ , y la relación entre la eficiencia de la demanda de energía primaria en los dos sistemas  $\Pi$  (absorción y compresión).

En el análisis preliminar para el cálculo de la energía primaria ahorrada en el Capítulo 1 se utilizaron dos variables que describen las eficiencias del origen de la energía eléctrica  $\eta$  y térmica  $\eta_b$ . En los cálculos siguientes se mantiene el valor de  $\eta_b = 0.8$  utilizado para la caldera de apoyo, lo que resulta en un factor de energía primaria térmica igual a  $f_{P,Q} = 1/\eta_b = 1.25$ . Para la parte eléctrica se utiliza el valor correspondiente al mix eléctrico de España que de acuerdo al reporte entregado por el IDAE [231] para el año 2010 corresponde a  $f_{P,E} = 2.21$ . Esto resulta en una eficiencia del sistema eléctrico igual a  $\eta = 1/f_{P,E} = 0.45$ . Los consumos térmicos y eléctricos totales necesarios para evaluar energéticamente cada sistema se determinan mediante la simulación con TRNSYS de los distintos equipos. La siguiente

ecuación representa la energía primaria consumida  $PE_X$  en un sistema de climatización ( $X =$  absorción o compresión) durante un período comprendido entre la hora inicial  $h_1$  y la hora final  $h_2$ :

$$PE_X = \int_{h_1}^{h_2} f_{P,Q} \cdot P_{Q,X} \cdot dt + \int_{h_1}^{h_2} f_{P,E} \cdot P_{E,X} \cdot dt \quad (5-4)$$

En donde  $P_{Q,X}$  es la potencia térmica nominal debida al equipo auxiliar de apoyo para el sistema de climatización solar y  $P_{E,X}$  es la potencia eléctrica total de todos los equipos. En el caso del sistema de refrigeración por compresión, la ecuación (5-4) solamente se define con el término de la derecha. La ecuación (5-4) es equivalente a la ecuación (1-13) utilizada para el cálculo de la energía primaria consumida por el sistema de absorción y a la ecuación (1-15) empleada para el cálculo de la energía primaria consumida por el sistema de compresión.

El consumo eléctrico en los sistemas de climatización solar se debe al funcionamiento de las cinco bombas distribuidas en cada subsistema y al ventilador de la torre de refrigeración. Se asume que el consumo eléctrico de la bomba interna del circuito de solución en las enfriadoras de absorción es despreciable. En el sistema convencional, el consumo eléctrico se debe al propio consumo eléctrico de la enfriadora y al funcionamiento de las dos bombas y del ventilador de la torre de refrigeración. La potencia de las bombas se ha calculado en función de la siguiente expresión:

$$P_{E,Bomba} = \frac{\Delta p_i \cdot \gamma \cdot \dot{m}_i}{1E6 \cdot \eta_{Bomba} \cdot \eta_{Motor}} \quad (5-5)$$

Donde  $\Delta p_i$  representa la caída de presión en la tubería en metros de columna de agua,  $\gamma$  es el peso específico del agua en  $N \cdot m^{-3}$ ,  $\dot{m}_i$  es el caudal másico que circula por la tubería,  $\eta_{Bomba}$  es el rendimiento global de la bomba y  $\eta_{Motor}$  es el rendimiento del motor de la bomba. La potencia de la bomba está expresada en  $kJ \cdot hr^{-1}$ .

La potencia del ventilador de la torre de refrigeración se ha expresado en función de la potencia frigorífica de la enfriadora de la siguiente manera:

$$P_{E,Ventilador} = f_{elec/frío} \cdot \dot{Q}_E \quad (5-6)$$

Donde  $f_{elec/frío}$  es el factor de consumo el3ctrico del ventilador de la torre y  $\dot{Q}_E$  es la capacidad frigorífica de la enfriadora.

El factor de consumo el3ctrico  $f_{elec/frío}$  es igual al producto de la relaci3n entre la potencia t3rmica disipada por unidad de capacidad frigorífica instalada y un factor de consumo el3ctrico por unidad de potencia t3rmica disipada  $f_{elec/disip}$ . Este 3ltimo factor se asume igual a  $0.033 \text{ kW}_{elec} \cdot \text{kW}_{disip}^{-1}$  para torres de tipo cerradas con ventilador axial [232].

$$f_{elec/frío} = f_{elec/disip} \cdot \frac{1 + COP}{COP} \quad (5-7)$$

Los par3metros necesarios para el c3lculo de las potencias de las bombas y del ventilador de la torre de refrigeraci3n en cada sistema se incluyen en la Tabla 5-14.

**Tabla 5-14. Par3metros utilizados en el c3lculo de las potencias de las bombas y de los ventiladores de la torres de refrigeraci3n para cada sistema.**

Par3metros	LFC+DE/AC	PTC+DE/AC	ETC+DE/AC	SRC
$\Delta p_1$	5.0			1.0
$\Delta p_2$	5.0			5.0
$\Delta p_3$	1.0			-
$\Delta p_4$	1.0			-
$\Delta p_5$	5.0			-
$f_{elec/frío}$	0.06	0.06	0.08	0.042

La capacidad t3rmica de la caldera auxiliar  $P_{Q,caldera}$  est3 expresada en funci3n de la m3xima potencia de activaci3n requerida por la enfriadora de absorci3n. La siguiente expresi3n describe la capacidad t3rmica de la caldera:

$$P_{Q,caldera} = \frac{\dot{Q}_{E,nominal}}{COP_{nominal}} \quad (5-8)$$

Donde  $\dot{Q}_{E,nominal}$  es la potencia frigorífica nominal y  $COP_{nominal}$  es el coeficiente de operaci3n de la enfriadora de absorci3n.

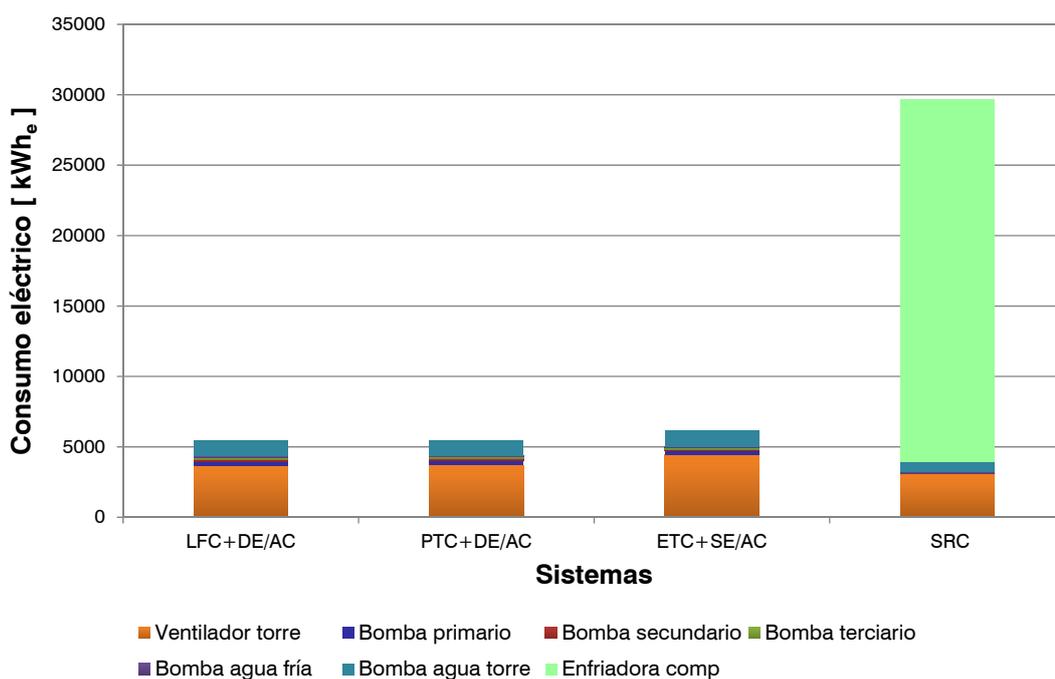
Debido a que durante los dos primeros y 3ltimos meses del a3o la demanda frigorífica no es representativa, los resultados que se presentan a continuaci3n corresponden

únicamente al período comprendido entre el primer día del mes de Marzo (día 60) y el último día de Octubre (día 304).

A continuación se presentan los resultados de las simulaciones con respecto al consumo eléctrico, al consumo térmico y a la energía primaria consumida y ahorrada.

### 5.7.1 Consumo de energía eléctrica

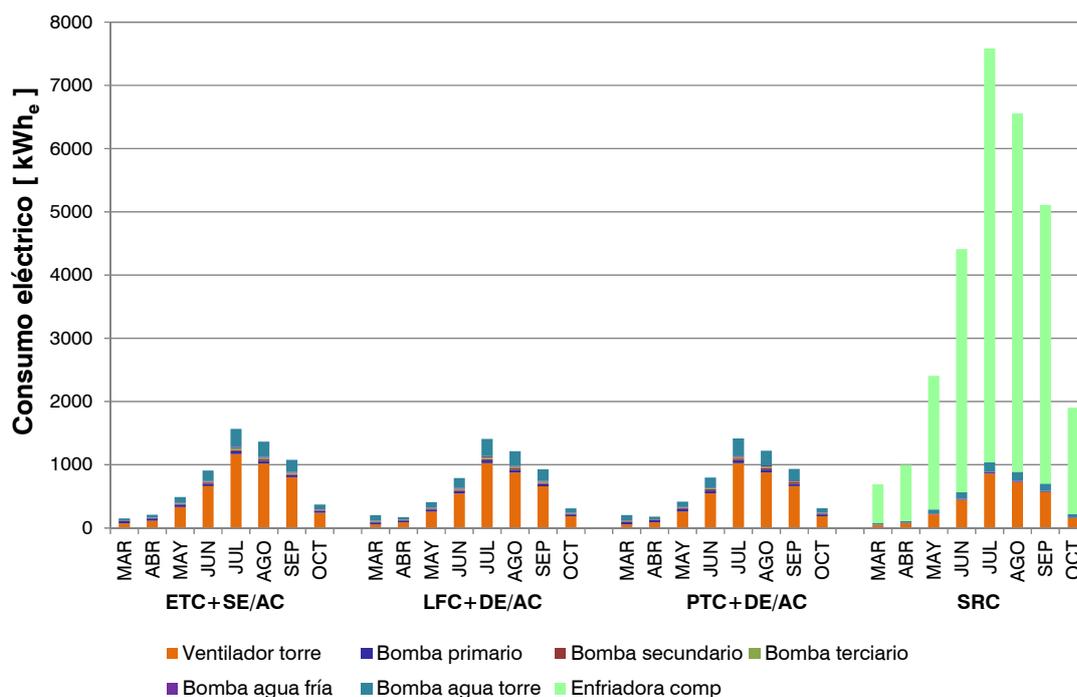
En los tres sistemas climatización solar la mayor parte del consumo eléctrico se debe al sistema de disipación, y de manera especial al motor del ventilador de la torre de refrigeración. En el sistema convencional, la propia enfriadora es el equipo con mayor consumo eléctrico seguido del ventilador de la torre de refrigeración con un consumo aproximadamente del 16% menor que los sistemas LFC+DE/AC y PTC+DE/AC, y del 30% menor con respecto a los sistemas ETC+SE/AC.



**Figura 5-20. Detalle del consumo eléctrico durante el período analizado para cada sistema de climatización**

En la Figura 5-20 se representa el consumo eléctrico para los cuatro sistemas durante todo el período analizado para un área de captación de 200 m<sup>2</sup> y un volumen específico de 60 l·m<sup>-2</sup>. Como se dijo anteriormente el consumo del ventilador de la torre es uno de los elementos con mayor consumo en los cuatro sistemas, a

excepci3n del consumo el3ctrico asociado directamente con el funcionamiento de la enfriadora de compresi3n. En este caso se observa la gran diferencia en consumo el3ctrico existente entre el sistema convencional y los sistemas de climatizaci3n solar. Otro de los elementos con mayor consumo el3ctrico es la bomba que proporciona a la enfriadora con el agua procedente de la torre de refrigeraci3n; esta bomba al igual que el ventilador de la torre de refrigeraci3n tendr3 un mayor consumo durante los meses m3s calurosos debido a los mayores requerimientos del edificio. En cuanto al consumo el3ctrico general entre los tres sistemas de climatizaci3n solar se observa que el sistema con mayor consumo es el sistema de captadores de tubos de vaci3, seguido por el de captadores cilindro-parab3licos y al final el sistema de captadores lineal Fresnel. En la Figura 5-21 se presenta la distribuci3n mensual para cada uno de los elementos presentados en la Figura 5-20.

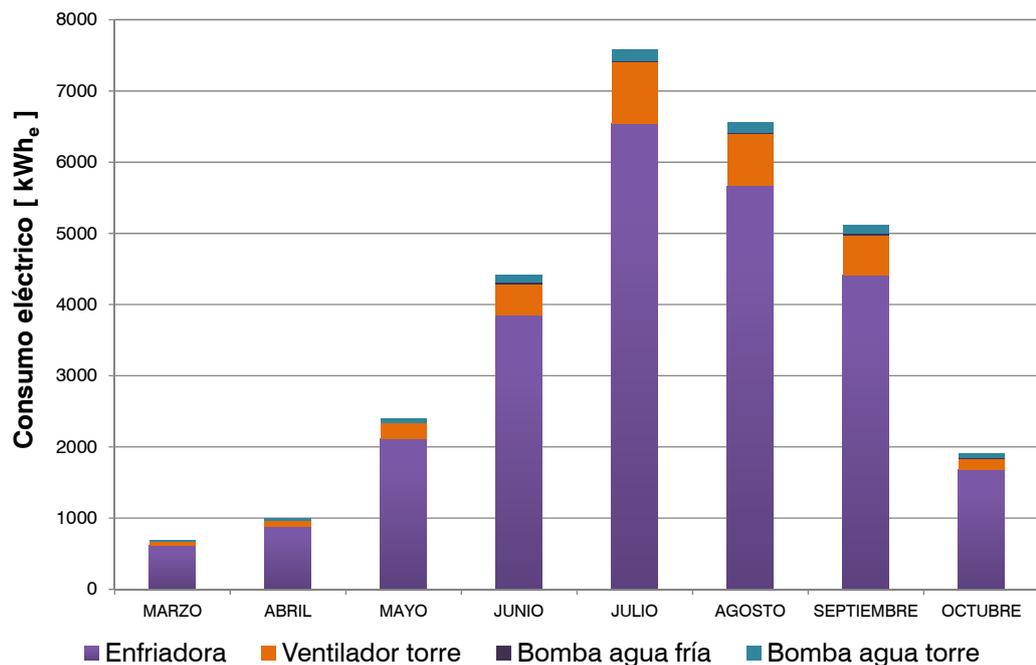


**Figura 5-21. Detalle del consumo el3ctrico mensual para cada sistema de climatizaci3n**

Se observa en la Figura 5-21 que el consumo el3ctrico para los sistemas de climatizaci3n solar con una misma 3rea de captaci3n y un volumen especifico constantes tiene un mismo patr3n de comportamiento. Durante los meses m3s calurosos se puede ver que el motor del ventilador de la torre y la bomba de agua de la torre son los elementos con mayor consumo el3ctrico. Al comparar los consumos el3ctricos de los sistemas de climatizaci3n solar con los consumos el3ctricos del

sistema de compresi3n se ve claramente que este 3ltimo mantiene un patr3n similar de consumo, incluido el consumo el3ctrico de la propia enfriadora de compresi3n.

En la Figura 5-22 se presenta el consumo el3ctrico mensual del sistema de refrigeraci3n por compresi3n en la que se incluye el consumo el3ctrico de la enfriadora. Se puede observar que el consumo de energa el3ctrica en el sistema de refrigeraci3n por compresi3n var3a tambi3n de acuerdo a la estaci3n del a1o.



**Figura 5-22. Consumo el3ctrico mensual del sistema de refrigeraci3n por compresi3n**

En Tabla 5-15 se presenta el consumo el3ctrico para los tres sistemas de climatizaci3n solar y un volumen de acumulaci3n espec3fico de 60 l·m<sup>2</sup>. El c3lculo se ha realizado para las siguientes 3reas de captaci3n: 50, 100, 200, 400 y 600 m. La variaci3n del 3rea de captaci3n influye notablemente en el consumo el3ctrico especialmente sobre la bomba del circuito primario.

**Tabla 5-15. Consumo eléctrico de los sistemas de climatización solar para diferentes áreas de captación con un volumen específico de 60 l·m<sup>-2</sup> para el acumulador del subsistema de captación solar**

	<b>B. prim.</b> [ kWh <sub>e</sub> ]	<b>B. sec.</b> [ kWh <sub>e</sub> ]	<b>B. ter.</b> [ kWh <sub>e</sub> ]	<b>B. agua fría</b> [ kWh <sub>e</sub> ]	<b>B. agua torre</b> [ kWh <sub>e</sub> ]	<b>Vent. Torre</b> [ kWh <sub>e</sub> ]	<b>Total</b> [ kWh <sub>e</sub> ]
LFC_50	75	48	105	75	1100	3712	5115
PTC_50	71	40	105	76	1101	3716	5108
ETC_50	78	43	112	81	1180	4414	5908
LFC_100	151	89	107	78	1129	3708	5262
PTC_100	177	95	108	78	1130	3710	5297
ETC_100	156	73	110	79	1152	4406	5975
LFC_200	283	146	107	77	1126	3694	5433
PTC_200	318	153	108	78	1129	3699	5484
ETC_200	312	109	107	77	1126	4413	6144
LFC_400	566	230	102	73	1068	3666	5704
PTC_400	644	221	99	71	1035	3672	5741
ETC_400	621	150	100	72	1054	4348	6345
LFC_600	830	254	106	77	1116	3655	6039
PTC_600	955	279	107	77	1123	3665	6207
ETC_600	931	174	98	71	1031	4319	6624

A partir de los resultados de la Tabla 5-15 observa que el consumo eléctrico de la bomba del circuito primario se incrementa en función del área de captación. Para el caso de un área de 50 m<sup>2</sup> el consumo eléctrico de la bomba del primario representa el 1.4% del consumo eléctrico total. Si el área de captación se incrementa a 600 m<sup>2</sup>, el consumo eléctrico de la bomba del primario tiene tanta importancia como el consumo eléctrico de la bomba del agua de torre. El consumo eléctrico de esta bomba representa entre el 13.8% al 15.4% del consumo eléctrico total en los sistemas de climatización solar. En cuanto al consumo eléctrico por unidad de potencia instalada de frío se obtuvieron los siguientes factores: 43.4 kWh<sub>e</sub>·kW<sup>-1</sup> para el sistema LFC+DE/AC, 44.1 kWh<sub>e</sub>·kW<sup>-1</sup> para el sistema PTC+DE/AC y 49.4 kWh<sub>e</sub>·kW<sup>-1</sup> para el sistema ETC+SE/AC.

## 5.7.2 Consumo de energía térmica

Una vez obtenido el consumo eléctrico de los sistemas de climatización se procede a calcular el consumo de energía térmica requerido por el sistema de climatización solar. En esta tesis se ha realizado el análisis energético en función de la variación del área de captación y volumen específico.

El consumo de energía térmica se define en términos de la cantidad de energía solar aportada por los sistemas de captación solar y posteriormente almacenada en el acumulador de agua caliente, y en el aporte directo de la caldera auxiliar. En la Figura 5-23 se ha representado el consumo de energía térmica en los tres sistemas de climatización solar en función del área de captación y del volumen específico del acumulador de agua caliente. Además se incluye el COP promedio de las enfriadoras de absorción para cada caso analizado y la fracción solar para cada sistema. Los primeros tres grupos de datos corresponden a los resultados de las simulaciones para un volumen específico de 20 l·m<sup>-2</sup> mientras que los otros tres corresponden a los resultados de las simulaciones para un volumen específico de 60 l·m<sup>-2</sup>.

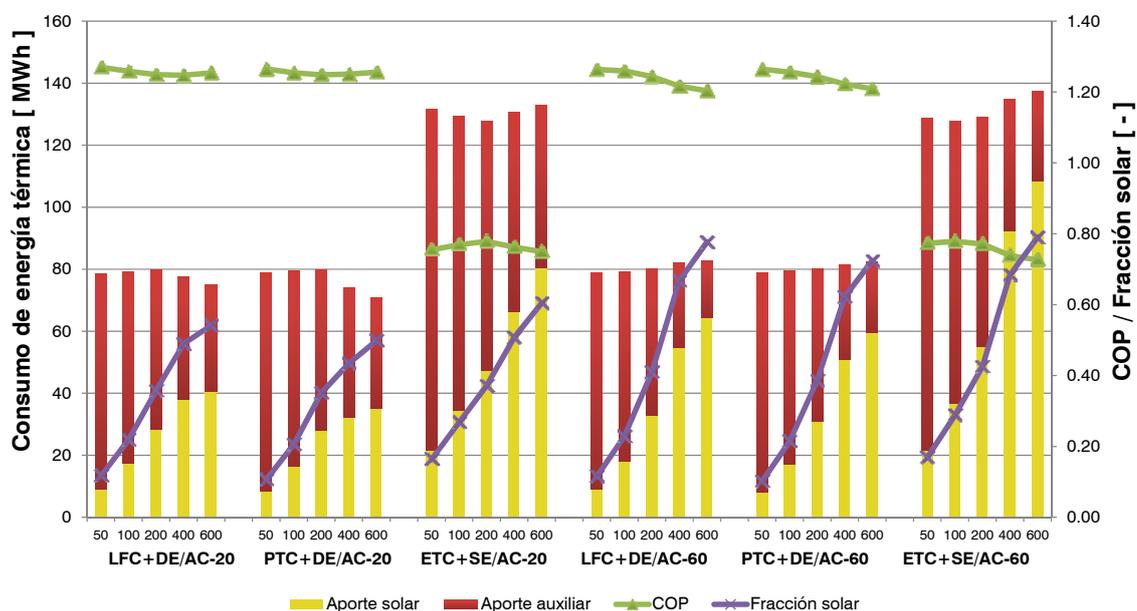


Figura 5-23. Consumo de energía térmica en los sistemas de climatización solar en función del área de captación y del volumen específico del acumulador

En la Figura 5-23 se observa que el volumen del acumulador en el circuito primario contribuye a que la fracción solar se incremente en cada uno de los sistemas analizados especialmente cuando el área de captación es mayor. Así se tiene el caso

del sistema LFC+DE/AC compuesto de un sistema de captación solar de  $400 \text{ m}^2$  y un volumen específico de  $20 \text{ l}\cdot\text{m}^{-2}$  equivalente a un acumulador con un volumen de  $8 \text{ m}^3$ . En este caso el aporte solar es de aproximadamente 38 MWh para el período de Marzo a Octubre. Si se selecciona un acumulador con un volumen específico de  $60 \text{ l}\cdot\text{m}^{-2}$ , o lo que equivale a un volumen de  $24 \text{ m}^3$ , el aporte solar se incrementa un 44% (55 MWh) mientras que el consumo de gas natural se reduce un 31%. También en la gráfica se puede ver que el sistema de climatización solar ETC+SE/AC requiere de un mayor aporte de energía térmica debido principalmente al bajo COP de la enfriadora de simple efecto en relación a las enfriadoras de absorción de doble efecto utilizadas en los otros dos sistemas. En esta gráfica también se observa que para una misma área de captación y un mismo volumen de acumulación, los captadores de tubos de vacío aportan una mayor cantidad de energía que los captadores solares de concentración. Esto se debe principalmente a que los captadores ETC seleccionados tienen un factor de eficiencia  $F'(\tau\alpha)_{en}$  mucho mayor que los captadores solares de concentración (ver Tabla 5-7) dentro del rango de temperatura requerido por la enfriadora de absorción de simple efecto (entre  $80$  a  $100^\circ\text{C}$ ).

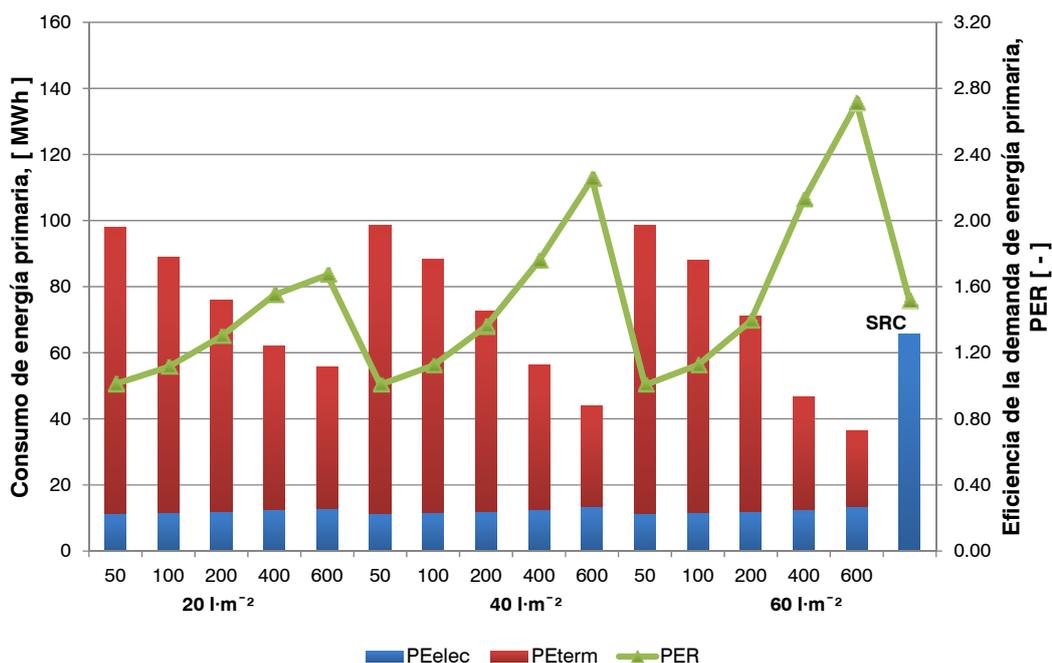
### 5.7.3 Energía primaria consumida

Para comparar los sistemas de climatización solar con el sistema convencional de refrigeración es necesario convertir tanto la energía eléctrica como la energía térmica consumidas en energía primaria. Se excluye de esta conversión cualquier tipo de energía procedente de fuentes renovables.

En las Figura 5-24, Figura 5-25 y Figura 5-26 se presenta por separado el consumo de energía primaria y la eficiencia de demanda de energía primaria PER para cada sistema de climatización solar (LFC+DE/AC, PTC+DE/AC y ETC+SE/AC). Estas dos variables se representan en función del área de captación solar  $A_T$  ( $50$ ,  $100$ ,  $200$ ,  $400$  y  $600 \text{ m}^2$ ) y del volumen específico  $v_{1e}$  del acumulador principal ( $20$ ,  $40$  y  $60 \text{ l}\cdot\text{s}^{-2}$ ). Se incluye también el consumo de energía primaria y la eficiencia de demanda de energía primaria para el sistema de refrigeración convencional.

En la Figura 5-24 se presenta el resultado del análisis paramétrico aplicado al sistema de climatización solar LFC+DE/AC. Se observa que la energía primaria relacionada

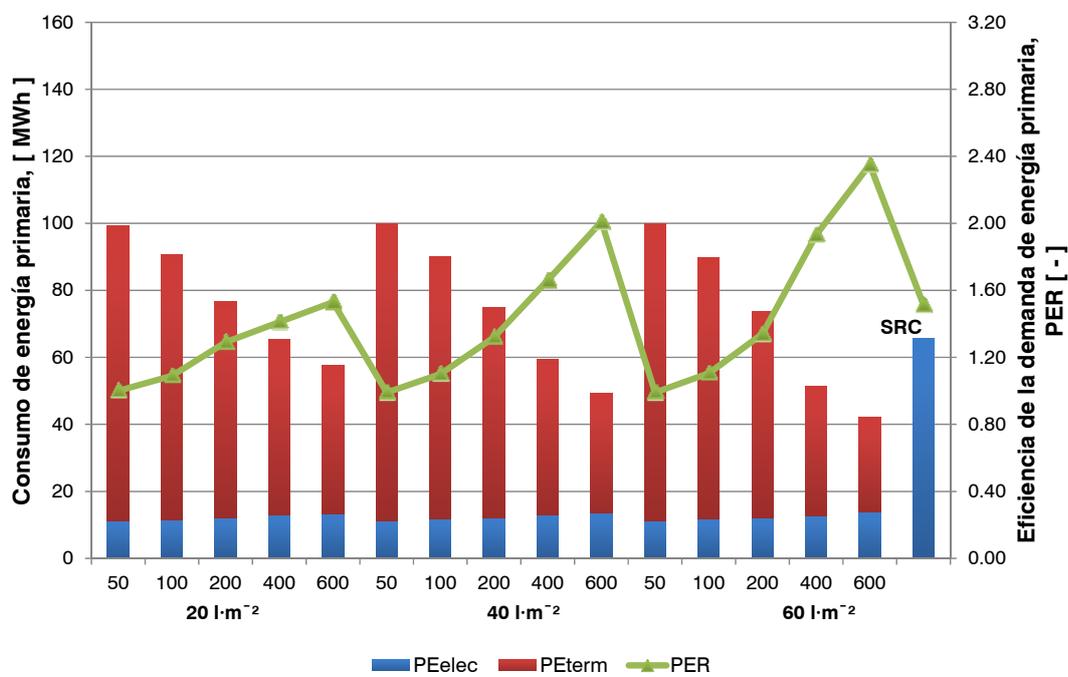
con el consumo eléctrico varía relativamente muy poco para todas las situaciones analizadas. Este comportamiento se debe a que la torre de refrigeración es el componente con mayor consumo eléctrico y por tanto su funcionamiento influye notablemente en el consumo eléctrico total. La mayor influencia en el consumo de energía primaria es el consumo de origen térmico procedente del uso de la caldera de apoyo. Este consumo se reduce cuando existe una mayor área de captación y cuando el volumen específico se incrementa, lo que resulta en un menor uso del sistema de apoyo. En cuanto a la eficiencia de la demanda de energía primaria se puede comprobar que los sistemas de climatización solar que obtienen una mejor eficiencia con respecto al sistema convencional de refrigeración son los sistemas con área de captación superior a 400 m<sup>2</sup> y un volumen específico mínimo de 20 l·m<sup>-2</sup>. El resto de combinaciones alcanzan eficiencias menores a 1.51 correspondiente al sistema convencional de compresión, por lo que no representan una mejor alternativa en términos de energía primaria.



**Figura 5-24. Energía primaria consumida y eficiencia de la demanda de energía primaria en los sistemas LFC+DE/AC y SRC**

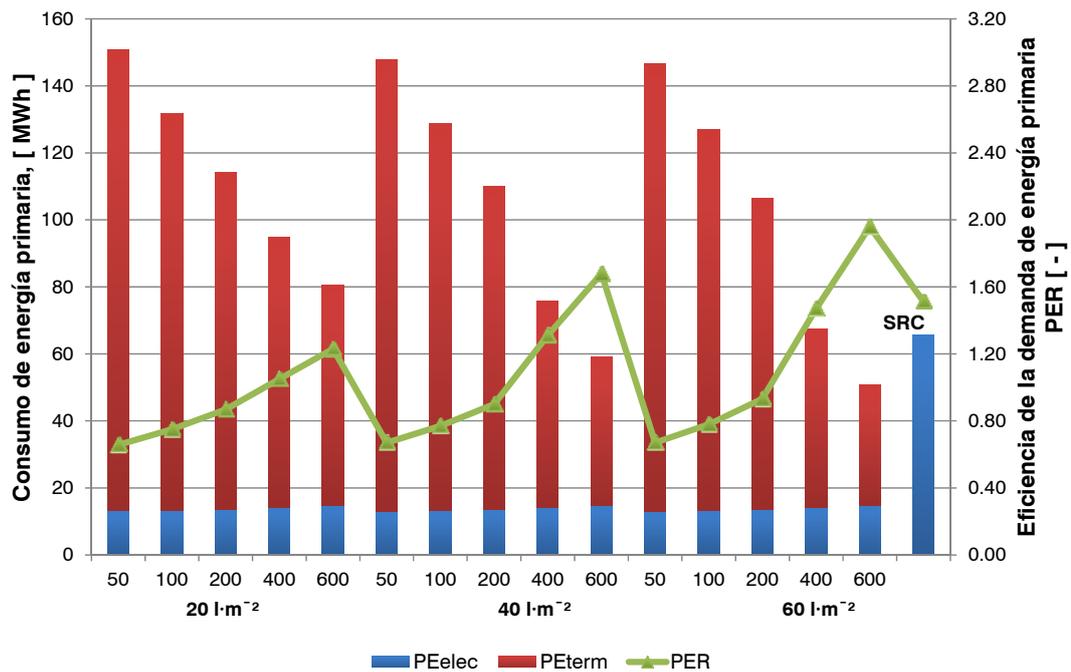
Para el caso de un sistema compuesto por captadores cilindro-parabólicos y máquinas de absorción de doble efecto (PTC+DE/AC) el comportamiento es similar al caso anterior. Si se analiza la Figura 5-25 se observa que las combinaciones entre área de captación y acumulación con mejores valores PER coinciden con las mismas

combinaciones del sistema LFC+DE/AC, pero los valores de la eficiencia resultan mucho menores. En el caso del sistema LFC+DE/AC se lograron cinco condiciones con eficiencias superiores a 1.51 mientras que el sistema PTC+DE/AC obtuvo cuatro condiciones con un PER superior a 1.51.



**Figura 5-25. Energía primaria consumida y eficiencia de la demanda de energía primaria en los sistemas PTC+DE/AC y SRC**

En el caso del sistema ETC+SE/AC representado en la Figura 5-26 se observa que el consumo de energía primaria con origen térmico alcanzan valores mucho más elevados que los dos sistemas anteriores. En los casos anteriores se alcanzan valores cercanos a 100 MWh para el consumo combinado entre las partes eléctrica y térmica, mientras que en este tipo de sistemas se logran valores cercanos a 150 MWh para un caso con una superficie de captación de 50 m<sup>2</sup> y un caudal específico de 20 l·m<sup>-2</sup> o lo que es igual a un incremento del 50% con respecto al sistema LFC+DE/AC. Esta diferencia tan grande se debe principalmente al COP de una enfriadora de absorción de simple efecto respecto a otra de doble efecto. Para este sistema existen solamente dos condiciones favorables sobre el sistema convencional de refrigeración en términos de ahorro de energía primaria. Estas condiciones corresponden a un área de captación de 600 m<sup>2</sup> con un volumen específico de 40 y de 60 l·m<sup>-2</sup>.



**Figura 5-26. Energía primaria consumida y eficiencia de la demanda de energía primaria en los sistemas ETC+SE/AC y SRC**

Los resultados obtenidos en las simulaciones confirman el análisis preliminar sobre la energía primaria ahorrada realizado en el Capítulo 1, es decir que el uso de sistemas de captación solar de concentración con enfriadoras de absorción multi-efecto (en este caso de doble efecto) requieren de una menor fracción solar que los sistemas de climatización estándares para obtener un nivel de competitividad con los sistemas convencionales basados en enfriadoras de compresión. En la Figura 5-27, Figura 5-28 y Figura 5-29 se representan gráficamente la relación de eficiencias de la demanda  $\Pi$  en función de la fracción solar para los sistemas de climatización solar. Cada gráfica contiene tres grupos de puntos correspondientes a los volúmenes específicos utilizados en el análisis, de esta manera se puede diferenciar las distintas condiciones analizadas. Se observa que los sistemas de climatización solar de alta eficiencia requieren de una fracción solar superior al 50% para competir con los sistemas convencionales, mientras que la fracción solar en el caso de los sistemas ETC+SE/AC tiene que ser superior al 70%. Con respecto a la demanda eléctrica específica de los equipos auxiliares ( $p_a$ ) y que de acuerdo a Ziegler [27] representan un factor muy importante al momento de operar una planta de climatización solar, se obtuvieron valores promedio de 2.7% para los sistemas ETC+SE/AC y de 3.1% para los sistemas LFC+DE/AC y PTC+DE/AC.

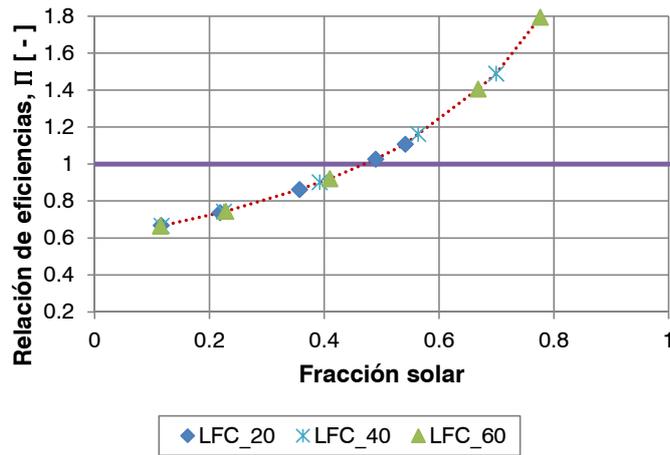


Figura 5-27. Relación de eficiencias de energía primaria II en función de la fracción solar para el sistema LFC+DE/AC

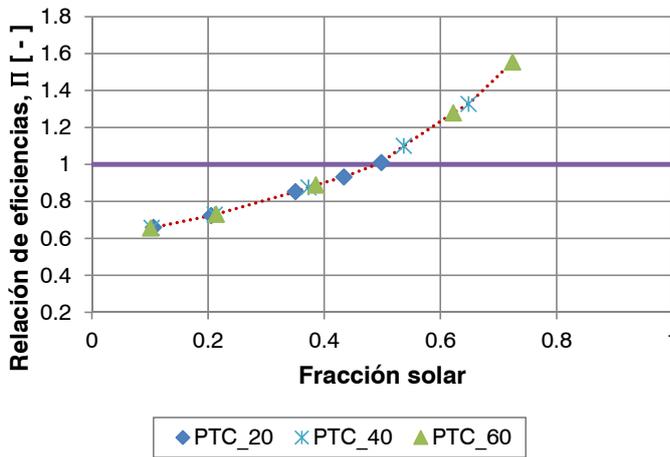


Figura 5-28. Relación de eficiencias de energía primaria II en función de la fracción solar para el sistema PTC+DE/AC

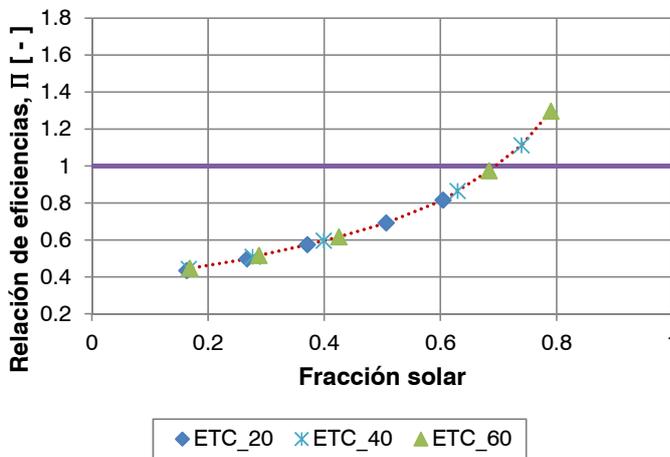


Figura 5-29. Relación de eficiencias de energía primaria II en función de la fracción solar para el sistema ETC+SE/AC

El análisis detallado ha permitido conocer el sistema más eficiencia en términos de energía primaria ahorrada para una serie de áreas de captación y volúmenes de acumulación. En el caso del edificio analizado es necesario considerar el espacio disponible sobre la terraza y así conocer el máximo número de captadores solares que puedan utilizarse en cada uno de los sistemas estudiados. En la Tabla 5-16 se presentan la distribución y el número máximo de captadores solares térmicos que puede instalarse sobre la terraza del edificio.

**Tabla 5-16. Distribución y número máximo de captadores solares térmicos en función del área disponible sobre la terraza del edificio.**

Captador tipo	Área máxima disponible en terraza [ m <sup>2</sup> ]	Distribución de captadores solares	Área máxima de captación [ m <sup>2</sup> ] (apertura)
Fresnel	1152	4 en serie y 32 filas	435
Cilindro-parabólico		4 en serie y 10 filas	215
Tubos de vacío		4 en serie y 24 filas	292

En el caso del sistema LFC+DE/AC se ha calculado un área máxima de captación de 435 m<sup>2</sup> en función del área disponible sobre la terraza del edificio. Se ha determinado la distancia mínima entre captadores para evitar el efecto sombra entre filas contiguas de captadores. Tomando como referencia la Figura 5-24 se puede ver que esta área junto a un volumen específico de 20, 40 o 60 l·m<sup>-2</sup> puede competir en términos de energía primaria ahorrada con un sistema convencional de refrigeración. A continuación en la Tabla 5-17 se presenta el resultado del análisis de energía primaria ahorrada para un área de captación de 435 m<sup>2</sup> con un volumen específico de 20 l·m<sup>-2</sup>, 40 l·m<sup>-2</sup> y 60 l·m<sup>-2</sup>. Se puede ver que las tres alternativas obtiene una relación de eficiencia de energía primaria  $\Pi$  mayor que 1 pero la primera opción es muy ajustada. Las otras dos opciones representan soluciones competitivas en relación al sistema convencional de refrigeración utilizando la totalidad del área disponible sobre la terraza.

**Tabla 5-17. Resultados del análisis de energía primaria ahorrada para un área de captación de 435 m<sup>2</sup> para el sistema LFC+DE/AC**

Vol. espec. [ l·m <sup>-2</sup> ]	$PE_{elec}$ [ MWh ]	$PE_{ter}$ [ MWh ]	$PER_{abs}$ [ - ]	$PER_{com}$ [ - ]	$\Pi$ [ - ]	Fracción solar [ - ]
20	12.39	49.20	1.57	1.51	1.04	0.49
40	12.81	35.85	2.04	1.51	1.35	0.65
60	12.86	31.62	2.23	1.51	1.47	0.69

Los captadores cilindro-parabólicos requieren mayor superficie de suelo para poder ser instalados y evitar así el efecto sombra entre filas de captadores debido al sistema de seguimiento incluido en este tipo de captadores. En este caso se han separado los captadores de tal manera que se evita por completo el efecto antes citado. El área máxima de captación para los captadores cilindro-parabólicos es de  $215 \text{ m}^2$ , pero de acuerdo a la Figura 5-25 el área mínima requerida para competir en términos de energía primaria ahorrada es de  $400 \text{ m}^2$  y por tanto se rechaza el sistema PTC+DE/AC.

El sistema ETC+SE/AC presenta las mismas complicaciones que el caso anterior. En la Figura 5-26 se puede observar que el área de captación mínima necesaria es igual a  $400 \text{ m}^2$  lo que imposibilita utilizar un área de  $292 \text{ m}^2$  (Tabla 5-16) con vista a competir con un sistema convencional de refrigeración.

## 5.8 Conclusiones

---

En este capítulo se ha calculado la demanda frigorífica de un edificio genérico para uso de oficinas mediante un método simplificado basado en el cálculo de los grados-día de refrigeración considerando una temperatura base variable estimada a partir de los datos constructivos del edificio y una demanda específica típica de refrigeración. Posteriormente el método fue validado mediante el software DesignBuilder, logrando un coeficiente de correlación  $R^2$  de 0.9311 para las cargas diarias. Se observó que el método utilizado sobrevaloró las cargas en el mes de Mayo y las infravaloró en el mes de Septiembre.

Se crearon dos nuevos componentes para ser utilizados con el programa de simulación TRNSYS correspondientes a las enfriadoras de absorción de simple y de doble efecto. Estos componentes se basan en el método de la ecuación característica y permite el cálculo de las prestaciones de estos equipos en régimen estacionario. Los parámetros necesarios para la simulación de estas dos enfriadoras se encuentran definidos en el Capítulo 4 de esta tesis.

También se simularon las prestaciones de dos tipos de captadores de concentración del tipo Fresnel y cilindro-parabólico instalados en el sur de España mediante la

ecuación cuasi-dinámica incluida en la Norma Europea EN-12975. Para el cálculo de las prestaciones de los captadores se utilizó el software de simulación TRNSYS. Este software incluye los modelos de los captadores de concentración de acuerdo a la norma indicada. Debido a que no se dispuso de todos los parámetros necesarios para la aplicación de la ecuación cuasi-dinámica se realizaron varias simulaciones para obtener los parámetros faltantes. Lo ideal en este caso es contar con los datos de los ensayos para estos dos captadores, cumpliendo las especificaciones que se estipula en la norma, para lograr un mejor ajuste de los parámetros faltantes.

Se incluye una comparación entre el modelo del captador lineal Fresnel en TRNSYS y de un captador con las mismas características bajo el entorno de otro software como es EBSILON®PROFESSIONAL. En el caso de TRNSYS se utilizaron dos modelos diferentes, el primero corresponde al componente distribuido con el propio programa y el segundo corresponde a un modelo desarrollado por el fabricante alemán de captadores lineales Fresnel Industrial Solar GmbH. La comparación entre los tres modelos se realizó mediante el cálculo mensual de la energía térmica aportada por el captador Fresnel a lo largo de un año. Se pudo comprobar que los resultados de los modelos en TRNSYS obtuvieron muy buenos resultados, pero en relación al modelo utilizado en el software EBSILON®PROFESSIONAL, los resultados obtenidos en TRNSYS fueron infravalorados. La principal razón de esta situación se debe a que el software EBSILON®PROFESSIONAL presenta una mayor cantidad de parámetros utilizados para definir el modelo del captador.

Se simuló bajo entorno TRNSYS tres sistemas de climatización solar y un sistema de referencia basado en una enfriadora de compresión enfriada con agua. Los sistemas de climatización solar se basan principalmente en dos tipos de sistemas: un sistema de climatización solar de alta eficiencia y un sistema de climatización solar estándar. Dentro del sistema de alta eficiencia se encuentran las enfriadoras de absorción de doble efecto combinadas con captadores lineales Fresnel y captadores cilindro-parabólicos. En el caso del sistema de climatización solar estándar, éste está compuesto de enfriadoras de absorción de simple efecto y captadores de tubos de vacío. Los sistemas de climatización solar incluyen una caldera de apoyo de gas natural para los instantes con insuficiente recurso solar. En cuanto al consumo eléctrico, se comprobó que en los sistemas de climatización solar la mayor parte del

consumo eléctrico se debe al sistema de disipación y de manera especial el ventilador de la torre de refrigeración. Para áreas de captación entre 50 y 100 m<sup>2</sup>, el consumo del ventilador representó entre un 70% y un 75% del consumo eléctrico total; para áreas comprendidas entre 200 y 600 m<sup>2</sup>, el consumo del ventilador de la torre representó se redujo hasta valores del 60% del total del consumo eléctrico. Este comportamiento se debe a que al aumentar el área de captación, el consumo eléctrico de la bomba del circuito primario se incrementa y por tanto puede contribuir hasta con el 15% del consumo eléctrico total del sistema.

La comparación entre los sistemas de climatización se la ha realizado en términos de energía primaria ahorrada  $\Pi$  para diferentes áreas de captación y volúmenes de acumulación. Los sistemas del tipo LFC+DE/AC y PTC+DE/AC consumen menos energía primaria de origen térmico que los sistemas ETC+SE/AC debido principalmente al COP elevado de las enfriadoras de absorción de doble efecto con respecto a las enfriadoras de simple efecto. Con relación a la energía primaria consumida por unidad de potencia frigorífica instalada se tiene que los sistemas ETC+SE/AC con un área de 50 m<sup>2</sup> consumen alrededor de 1180 kWh·kW<sub>frío</sub><sup>-1</sup> mientras que los sistemas con un área de 600 m<sup>2</sup> tienen un consumo de 500 kWh·kW<sub>frío</sub><sup>-1</sup>. Los sistemas con menor consumo de energía primaria por unidad de potencia frigorífica instalada son los sistemas LFC+DE/AC. Estos consumen aproximadamente 780 kWh·kW<sub>frío</sub><sup>-1</sup> para áreas de 50 m<sup>2</sup> y alrededor de 360 kWh·kW<sub>frío</sub><sup>-1</sup> para áreas de 600 m<sup>2</sup>. Valores un tanto mayores a estos últimos se han obtenidos con los sistemas PTC+DE/AC. Para áreas de captación de 50 m<sup>2</sup>, el consumo de energía primaria específica se encuentra alrededor de 790 kWh·kW<sub>frío</sub><sup>-1</sup> mientras que para áreas de 600 m<sup>2</sup>, el consumo asciende a 395 kWh·kW<sub>frío</sub><sup>-1</sup>.

Los sistemas con mejor eficiencia de energía primaria corresponden a los sistemas LFC+DE/AC, seguidos de los sistemas PTC+DE/AC y en último sitio los sistemas ETC+SE/AC. Para el caso del edificio analizado y en función del espacio disponible sobre la terraza del edificio se concluyó que únicamente los primeros sistemas pueden competir directamente con el sistema convencional de referencia. Los sistemas LFC+DE/AC en el caso del edificio de oficinas podría contar con un volumen específico de 40 o de 60 l·m<sup>-2</sup>, se descarta el volumen específico de 20 l·m<sup>-2</sup> debido a que la eficiencia de energía primaria del sistema de absorción  $PER_{abs}$  tiene un valor

muy similar a la eficiencia de energía primaria del sistema de compresión  $PER_{com}$ . Los otros dos sistemas (PTC+DE/AC y ETC+SE/AC) no pueden competir con el sistema convencional de referencia ya que el espacio sobre la terraza del edificio limita el área de captación para cada sistema.



# 6

## Conclusiones y trabajo futuro

---

### 6.1 Conclusiones

---

En esta tesis se han estudiado de manera detallada mediante simulación numérica en un entorno de programación TRNSYS, las prestaciones energéticas de los sistemas de refrigeración solar para aplicaciones de climatización de edificios en función de los sistemas de captación solar térmica y de los equipos de refrigeración por absorción, y se ha determinado el ahorro de energía primaria que suponen respecto a los sistemas eléctricos convencionales según la fracción solar y el volumen de agua caliente de acumulación específica. En el estudio se han evaluado los consumos eléctricos de los equipos auxiliares (bombas en los diferentes circuitos del sistema general, ventilador de la torre de refrigeración, etc.) y el consumo de la caldera de apoyo. Los sistemas de captación solar térmica considerados son tanto de tubos de vacío como de concentración de media temperatura adecuados para aplicaciones en edificios, mientras que los equipos de absorción analizados son enfriadoras de simple y doble efecto de agua/LiBr.

De la revisión del estado del arte de los equipos de captación solar de media temperatura, de refrigeración por absorción y del software para la modelización y simulación de todos estos componentes se ha concluido lo siguiente:

- Existen captadores solares de concentración comerciales para aplicaciones de media temperatura ( $<250^{\circ}\text{C}$ ) con dimensiones adecuadas para ser instalados en las cubiertas de los edificios.
- Hay varios fabricantes de captadores de concentración del tipo cilindro-parabólicos y de captadores lineales Fresnel cuya tecnología se encuentra

completamente disponible y probada para aplicaciones de media temperatura y adecuados para aplicaciones de climatización solar en edificios.

- La mayoría de las herramientas de simulación revisadas para la integración de captadores solares de concentración y enfriadoras de absorción, permiten la incorporación de nuevos componentes por parte del usuario lo que da flexibilidad al momento de diseñar un sistema cualquiera. La mayoría de estos programas de simulación son versiones comerciales con una estructura modular, lo que permite incrementar las librerías de los componentes en función de las necesidades del usuario.
- Las enfriadoras de absorción de doble efecto están disponibles en el mercado desde hace ya más de tres décadas. Si bien en la mayoría de casos se trata de equipos de llama directa o de activación indirecta con agua caliente o vapor de agua a media presión, recientemente algunos fabricantes han adaptado sus equipos de llama directa mediante la introducción de un intercambiador de calor con aceite térmico o agua presurizada para posibilitar su utilización en aplicaciones de refrigeración solar.
- Están introduciéndose en el mercado una nueva gama de enfriadoras de absorción de triple efecto con COP de hasta 1.75 para aplicaciones de climatización solar de edificios.
- Se ha constatado que existen pocas instalaciones de climatización solar basadas en enfriadoras de absorción de doble efecto y que las referencias existentes en artículos científicos y técnicos consideran principalmente las instalaciones de climatización solar con enfriadoras de absorción de simple efecto y captadores solares planos o de tubos de vacío. En cuanto a instalaciones con enfriadoras de absorción de triple efecto y captadores solares de concentración solamente se tiene constancia de una única planta. Esta instalación, localizada en la India, se encuentra en fase de pruebas e investigación.

En relación a la modelización de las enfriadoras de absorción, se puede concluir lo siguiente:

- El método de la ecuación característica utilizado para la modelización de las enfriadoras de absorción de simple y doble efecto ha permitido caracterizar satisfactoriamente las prestaciones térmicas de las enfriadoras consideradas

en este estudio. La aplicación de este método permitió calcular el comportamiento de las enfriadoras de agua con una desviación máxima de  $\pm 5\%$  con respecto a las potencias térmicas obtenidas en un modelo termodinámico en casi la totalidad de las condiciones analizadas para la enfriadora de doble efecto.

- Debido a que las ecuaciones resultantes de la aplicación del método de la ecuación característica no requieren de métodos matemáticos complejos para su resolución, este método es muy recomendable para su implementación en programas de simulación en los que se requieren pasos de cálculo reducidos y períodos de análisis extensos.
- El método de la ecuación característica fue seleccionado para esta tesis ya que puede ser aplicado a cualquier tipo de enfriadoras de absorción.
- Se han implementado dos modelos de enfriadoras de absorción, de simple y doble efecto mediante el método de la ecuación característica introducido en TRNSYS para su posterior uso en la simulación de los sistemas de climatización solar considerados.

En relación a la simulación de los sistemas de refrigeración solar para la climatización de edificios se concluye lo siguiente:

- El método simplificado para el cálculo de la demanda horaria de refrigeración del edificio genérico analizado es de fácil implementación. El método requiere como datos de entrada la demanda anual de refrigeración, los datos constructivos del edificio y el perfil de consumo. Este método permite la normalización de la demanda anual para estimar las demandas mensuales, diarias y horarias en base al perfil horario de consumo.
- La validez del método simplificado fue corroborada mediante el software DesignBuilder. Se obtuvo un coeficiente de correlación  $R^2$  de 0.9311 para las cargas diarias de refrigeración. Se observó que durante los meses centrales la demanda horaria de refrigeración fueron muy similares para los dos métodos.
- A partir de los resultados de las simulaciones y su análisis se concluye que la mayor parte del consumo eléctrico de los sistemas de climatización solar se debe al sistema de disipación, y de manera especial al ventilador de la torre de refrigeración. El sistema con menor consumo eléctrico corresponde al sistema con captadores lineales Fresnel del tipo micro-concentrador con un valor

promedio de 43.4 kWh<sub>e</sub> por unidad de potencia frigorífica generada, seguido del sistema con captadores cilindro-parabólicos con un consumo específico de 44.1 kWh<sub>e</sub>·kW<sub>frío</sub><sup>-1</sup> y, por último, el sistema con captadores de tubos de vacío con un consumo eléctrico específico de 49.4 kWh<sub>e</sub>·kW<sub>frío</sub><sup>-1</sup>. Estos valores corresponden a una planta de climatización solar ubicada en Sevilla compuesta por: captadores solares térmicos, tanque de almacenamiento de agua caliente (de 20 a 60 l·m<sup>-2</sup>), enfriadora de absorción (simple y doble efecto), caldera de apoyo y tanque de almacenamiento de agua fría de 5 m<sup>3</sup>.

- Los sistemas de climatización solar con mayor ahorro en energía primaria son los integrados por enfriadoras de absorción de doble efecto y captadores lineales Fresnel del tipo micro-concentración, específicamente de la marca Chromasun, seguidos de los sistemas compuestos por enfriadoras de doble efecto y captadores cilindro-parabólicos del fabricante Sopogy. El ahorro de la energía primaria de los sistemas de climatización solar de alta eficiencia respecto a los sistemas convencionales de climatización solar puede ser de hasta un 45% dependiendo de la fracción solar utilizada. La principal razón para una mejor eficiencia radica en el COP elevado de las enfriadoras de absorción de doble efecto ( $COP_{medio} = 1.25$ ) respecto del COP de las enfriadoras de simple efecto ( $COP_{medio} = 0.76$ ). La enfriadora de compresión tiene un COP promedio de 4.5.
- Se observa que los sistemas de climatización de alta eficiencia requieren de una fracción solar mínima del 50% y un volumen específico de acumulación de 20 l·m<sup>-2</sup> para poder ahorrar energía primaria en comparación con el sistema convencional eléctrico mientras que los sistemas convencionales de climatización solar requieren de una fracción solar superior al 70% y con un volumen específico de acumulación de 60 l·m<sup>-2</sup>.

En las condiciones de trabajo consideradas en esta tesis, un sistema de doble efecto permite ahorrar más energía primaria que un sistema de simple efecto respecto a un sistema convencional de compresión con un COP promedio de 4.5. Por lo que es de esperar que en un futuro próximo, una vez superadas las actuales barreras económicas y tecnológicas, el desarrollo del mercado de sistemas de captación solar a media temperatura para aplicaciones de calefacción y ACS en edificios dé lugar simultáneamente a un mayor interés por los sistemas

de doble efecto que poco a poco vayan desplazando a los sistemas de simple efecto, menos eficientes y utilizados predominantemente hasta la fecha en aplicaciones de refrigeración solar. Este interés deberá también ser el motor para la investigación y el desarrollo de enfriadoras de agua para su uso en el sector terciario de doble efecto de baja potencia de menor coste, más eficientes y fiables.

## **6.2 Trabajo futuro**

---

A continuación se presentan algunas ideas que podrían tratarse en un futuro:

- Mejorar el modelo de la instalación de refrigeración solar con la finalidad de incluir la opción de caudales variables en los circuitos externos. De esta manera se obtendrían modelos más detallados y precisos.
- Añadir modelos de enfriadoras de absorción de triple efecto y estudiar otras configuraciones de ciclos de interés, como puede ser el uso de sistemas de absorción para la producción eficiente no solo de frío sino también de potencia eléctrica mediante ciclos combinados de refrigeración y potencia por absorción que se encuentran aún en una etapa de desarrollo muy inicial. De esta forma se podrían llegar a cubrir parcial o totalmente las necesidades energéticas de un edificio (ACS, calefacción, refrigeración y energía eléctrica).
- Realizar un análisis económico detallado sobre los sistemas de climatización analizados en esta tesis atendiendo a posibles escenarios de costes.

## Conclusions

This PhD thesis analyse in detail the energy performance of the solar assisted air-conditioning systems in buildings by using the numerical simulation programming in TRNSYS environment. The solar assisted air-conditioning systems in buildings are based on solar thermal collection systems and absorption refrigeration systems. Primary energy savings of these systems were evaluated with respect to conventional electrical systems by using solar fraction and the ratio between tank volume and solar collector area. The study assessed the electricity consumption of auxiliary equipment (pumps in different circuits of the general system, fan cooling tower, etc...) as well as the back-up system consumption. The considered systems for solar thermal collection systems included two types of solar collectors suitable for buildings applications: evacuated tube collectors and medium temperature concentrating collectors. In case of absorption systems which were coupled with the solar collectors, the study analyse single-effect and double-effect H<sub>2</sub>O/LiBr absorption chillers, using the models developed with available data from literature.

The conclusions which could be drawn from the review of the state of the art for medium temperature solar collectors, absorption cooling equipment as well as for simulation software were the following:

- Concentrating solar collectors for medium temperature (<250 ° C) exist at the market with dimensions suitable for installation on the buildings' roofs.
- There are several manufacturers of concentrating solar collectors for both parabolic and linear Fresnel technologies which are fully available and tested for medium temperature applications and suitable for solar assisted air-conditioning applications in buildings.
- Most of the revised simulation tools for the integration of concentrating solar collectors and absorption chillers allow the incorporation of new components by user which gives flexibility when designing new system. Most of these simulation programs are commercial with a modular structure which allows implementation of the new components libraries, depending on user's needs.
- Double-effect absorption chillers have been present at the market for more than three decades. A common manufacturers' practice was to produce double-effect absorption chillers as direct fired or indirect fired with hot water or

steam at medium pressure; however, some manufacturers have recently adapted their direct fired absorption chillers by introducing a heat exchanger which permits their use in solar cooling applications.

- A new type of absorption chillers, triple effect absorption chiller, is entering the market with COP up to 1.75 which can be used for solar assisted air-condition applications in buildings.
- The number of solar assisted air-conditioning installations with double-effect and triple-effect absorption chillers and concentrating solar collectors is growing; however, these installations are still very minor compared to conventional solar assisted air-conditioning installations based on flat solar collectors and single-effect absorption chillers.

With respect to the modelling of absorption chillers, following conclusions can be drawn:

- The thermal performance of the single and double-effect absorption chillers can be calculated more than satisfactory with the characteristic equation method used for modelling. The prediction results of the characteristic equation method had a  $\pm 5\%$  deviation when compared to the results of the thermodynamic model for the double-effect absorption chiller.
- The characteristic equation method is very suitable for implementation in simulation programs which require a reduced number of iterations and periods of extensive analysis since the governing equations of the characteristic equation method do not require complex mathematical solutions.
- The characteristic equation method can be extended to any type of absorption chiller and that is one of the main reasons the method was selected and applied in this thesis.
- The models of two absorption chillers (single and double-effect) were developed by using the characteristic equation method and implemented in TRNSYS for later use in simulations of solar assisted air-conditioning systems studied.

With respect to the simulation of solar assisted air-conditioning systems for buildings it can be concluded:

- The simplified method for calculating the hourly cooling demand of the generic building is simple for implementation. The required inputs of the method are the annual cooling demand, building construction data and load profile.
- The validation of simplified method was done by using Design Builder software. The obtained correlation coefficient ( $R^2$ ) was 0.9311 for daily cooling loads. It was observed that during central months the hourly cooling demand calculated by the simplified method was in accordance to Design Builder results.
- The simulation results and their analysis show that the major consumer of electricity in solar assisted air-conditioning systems is dissipation system, and particularly the cooling tower fan. The system with the lowest electricity consumption corresponds to the system with micro-concentrator Fresnel collectors with an average value of 43.4 kWh<sub>e</sub> for cooling capacity per unit installed. On the second place is the system with parabolic trough collectors with a specific electricity consumption of 44.1 kWh<sub>e</sub>·kW<sub>cold</sub><sup>-1</sup>. Third place belongs to the system with evacuated tube collectors with specific electricity consumption of 49.4 kWh<sub>e</sub>·kW<sub>cold</sub><sup>-1</sup>.
- The highest primary energy savings have the solar air-conditioning systems composed of double-effect absorption chillers and Chromasun Micro-Concentrator Fresnel collectors, followed by systems composed of double-effect absorption chillers and parabolic trough collectors by Sopogy. The primary energy savings of high-efficiency solar air-conditioning systems with respect to the conventional solar-air conditioning systems can be up to 45% depending on the solar fraction used. The main reason for better efficiency lies in the higher COP of double-effect absorption chillers ( $COP_{mean} = 1.25$ ) when compared to the COP of single-effect absorption chillers ( $COP_{mean} = 0.76$ ). The compression chiller reached an average COP of 4.5.
- It can be seen that required solar fraction of high-efficiency solar air-conditioning systems has to be at least 50% with a specific storage volume of 20 l·m<sup>-2</sup> to start primary energy savings compared to conventional electrical systems while conventional solar air-conditioning systems require a solar fraction above 70% with a specific storage volume of 60 l·m<sup>-2</sup>.

## Future work

Here are some ideas that could be addressed in the future research:

- To improve the absorption chiller models in order to include the option of variable flows in the external circuits. This will lead to more detailed and more accurate models.
- To complete the model of triple-effect absorption chiller and to study other solar assisted air-conditioning system configurations that might be of interest such as combined power and cooling absorption cycles.
- To carry out an economic study of solar air-conditioning systems analysed in this thesis.



# 7

## Referencias

---

- [1] IEA: 2010, 'Energy Technology Perspectives 2010. Scenarios & Strategies to 2050'. International Energy Agency (IEA), [http://www.iea.org/Textbase/nppdf/free/2010/etp2010\\_part1.pdf](http://www.iea.org/Textbase/nppdf/free/2010/etp2010_part1.pdf) (acceso: 2012-04-01).
- [2] Eurostat: 2010, 'Europe in figures. Eurostat yearbook 2010'. <http://epp.eurostat.ec.europa.eu/>.
- [3] Bertoldi P., Atanasiu B.: 2009, 'Electricity Consumption and Efficiency Trends in European Union'. European Commission, Joint Research Centre, Institute for Energy, Renewable Energy Unit EUR 24005 EN.
- [4] IDAE: 2011, 'Plan de Ahorro y Eficiencia Energética 2011-2020. 2º Plan de Acción Nacional de Eficiencia Energética de España'. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, [http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos\\_11905\\_PAEE\\_2011\\_2020\\_A2011\\_A\\_a1e6383b.pdf](http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos_11905_PAEE_2011_2020_A2011_A_a1e6383b.pdf) (acceso: 2012-04-01).
- [5] European Commission: 2008, 'Combating climate change. The EU leads the way'. Climate Action, <http://ec.europa.eu/publications/booklets/move/75/en.pdf> (acceso: 2012-04-01).
- [6] Enibe S.O.: 1997, "Solar refrigeration for rural applications", *Renewable Energy*, Vol 12, No 2, pp. 157-167.
- [7] Balaras C.A., Grossman G., Henning H.-M., Infante Ferreira C.A., Podesser E., Wang L., Wiemken E.: 2007, "Solar air conditioning in Europe--an overview", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol 11, No 2, pp. 299-314.
- [8] IEA: 2006, 'Renewable Energy: RD&D Priorities. Insights from IEA Technology Programmes'. International Energy Agency (IEA), <http://www.iea.org/textbase/nppdf/free/2006/renewenergy.pdf> (acceso: 2012-04-01).

- [9] IEA-SHC Task 25: Task 25 - Solar Assisted Air Conditioning of Buildings, <http://www.iea-shc-task25.org/english/index.html>
- [10] SACE: Solar Air Conditioning in Europe, <http://www.solair-project.eu/218.0.html>
- [11] ROCOCO: Reduction of costs of solar cooling systems, [http://cordis.europa.eu/projects/rcn/85644\\_en.html](http://cordis.europa.eu/projects/rcn/85644_en.html)
- [12] IEA SHC Task 38: Task 38 - Solar Air-Conditioning and Refrigeration, <http://www.iea-shc.org/task38/index.html>
- [13] Sparber W., Napolitano A., Eckert G., Preisler A.: 2009, 'State of the art on existing solar heating and cooling systems'. International Energy Agency Technical Report 2009-11-12.
- [14] Albers J., K3hn A., Petersen S., Ziegler F.: 2011, "Development and Progress in Solar Cooling Technologies with Sorption Systems", *Chemie Ingenieur Technik*, Vol 83, No 11, pp. 1853-1863.
- [15] Infante Ferreira C.A.: 2011, "Advancement in solar cooling", Proceedings of International Sorption Heat Pump Conference (ISHPC11), April 6-8, 2011, Padua, Italy.
- [16] Bermejo P., Pino F.J., Rosa F.: 2010, "Solar absorption cooling plant in Seville", *Solar Energy*, Vol 84, No 8, pp. 1503-1512.
- [17] Doemland I., Dennis M.: 2011, "Solar Cooling in Australia - a Review", Proceedings of 4th International Conference Solar Air-Conditioning, October 12-14, 2011, Larnaka, Cyprus.
- [18] Queensland Government: Ipswich Hospital, Queensland. Solar thermal air-conditioning, <http://www.cleanenergy.qld.gov.au/>
- [19] Lokurlu A., Richarts F., Kr3ger D.: 2005, "High efficient utilisation of solar energy with newly developed parabolic trough collectors (SOLITEM PTC) for chilling and steam production in a hotel at the Mediterranean coast of Turkey", *International Journal of Energy Technology and Policy*, Vol 3, No 1-2, pp. 137-146.
- [20] Bermejo P., Pino F.J., Rosa F., 3lvarez S., Beltr3n M.: 2009, "Solar Absorption Cooling Plant in Seville", Proceedings of 3rd International Conference Solar Air-Conditioning, September 30 - October 2, 2009, Palermo, Italy.
- [21] Masdar City: Exploring Masdar City, <http://www.masdarcity.ae>
- [22] Thermax: Thermax unveils a unique solar cooling system, <http://www.thermaxindia.com/Packaged-Boilers/Thermax-Solar-Cooling-Center.aspx>  
(acceso:2012-04-30)

- [23] IDAE: 2011, 'Evaluación del potencial de climatización con energía solar térmica en edificios. Estudio Técnico PER 2011-2020'. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, [http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos\\_11227\\_e10\\_climatizacion\\_ST\\_edificios\\_A\\_ccb82cce.pdf](http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos_11227_e10_climatizacion_ST_edificios_A_ccb82cce.pdf) (acceso: 2012-04-01).
- [24] Danny Harvey L.D.: Energy and the New Reality 1. Energy Efficiency and the Demand for Energy Services, Washington D.C., Earthscan, 2010.
- [25] Zinian H., Ning Z.: 1999, "A solar absorption air-conditioning plant using heat-pipe evacuated tubular collectors", Proceedings of the 1999 ISES solar world congress, July 4-9, 1999, Jerusalem, Israel.
- [26] Henkel E.T.: 2005, "New Solar Thermal Energy Applications for Commercial, Industrial, and Government Facilities", *Energy Engineering*, Vol 102, No 2, pp. 39 - 58.
- [27] Ziegler F.: 2009, "Sorptions heat pumping technologies: Comparisons and challenges", *International Journal of Refrigeration*, Vol 32, No 4, pp. 566-576.
- [28] Comunicación personal (25/04/2012): Jan Albers. Institute of Energy Engineering. Technische Universität Berlin, e-mail: jan.albers@tu-berlin.de
- [29] Albers J., Nurzia G., Ziegler F.: 2010, "Simulation and experimental analysis of a solar driven absorption chiller with partially wetted evaporator", *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME*, Vol 132, No 1, pp. 0110161-0110168.
- [30] Henning H.-M.: 2007, "Solar assisted air conditioning of buildings - an overview", *Applied Thermal Engineering*, Vol 27, No 10, pp. 1734-1749.
- [31] DESERTEC Foundation, <http://www.desertec.org>
- [32] National Renewable Energy Laboratory (NREL): Simple Model of the Atmospheric Radiative Transfer of Sunshine (SMARTS), <http://www.nrel.gov/rredc/smarts/>
- [33] Khatib T., Mohamed A., Sopian K.: 2012, "A review of solar energy modeling techniques", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol 16, No 5, pp. 2864-2869.
- [34] Angström A.: 1956, "On the computation of global radiation from records of sunshine", *Arkiv für Geofysik*, Vol 2, No 22, pp. 471.
- [35] Page J.K.: 1964, "The estimation of monthly mean values of daily total short-wave radiation on vertical and inclined surfaces from sunshine records for latitudes 40°N-40°S", Proceedings of UN Conf New Sources of Energy, 4, 378.

- [36] Erbs D.G., Klein S.A., Duffie J.A.: 1982, "Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly-average global radiation", *Solar Energy*, Vol 28, No 4, pp. 293-302.
- [37] Liu B., Jordan R.: 1962, "Daily insolation on surfaces tilted towards the equator", *ASHRAE Transactions*, Vol 67, No 1, pp. 526-541.
- [38] Hay J.E., Davies J.A.: 1980, "Calculation of the Solar Radiation Incident on an Inclined Surface", Proceedings of First Canadian Solar Radiation Data Workshop, Toronto, Canada.
- [39] Reindl D.T., Beckman W.A., Duffie J.A.: 1990, "Evaluation of hourly tilted surface radiation models", *Solar Energy*, Vol 45, No 1, pp. 9-17.
- [40] S3zen A., Arcakliođlu E., 3zalp M., Kanit E.G.: 2004, "Use of artificial neural networks for mapping of solar potential in Turkey", *Applied Energy*, Vol 77, No 3, pp. 273-286.
- [41] Duffie J.A., Beckman W.: *Solar Engineering of Thermal Processes*, 3rd ed., USA, John Wiley & Sons, Inc., 2006.
- [42] Kalogirou S.A.: *Solar Energy Engineering. Processes and Systems*, 1st ed., USA, Elsevier Inc., 2009.
- [43] Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin: A Transient Simulation Program (TRNSYS), <http://www.trnsys.com/>
- [44] Trieb F., Schillings C.: 2009, "Global Potential of Concentrating Solar Power", Proceedings of SolarPACES, September 15-18, 2009, Berlin, Germany.
- [45] Kalogirou S.A.: 2004, "Solar thermal collectors and applications", *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol 30, No 3, pp. 231-295.
- [46] IEA-SHC Task 33: Task 33 - Solar Heat for Industrial Processes, <http://www.iea-shc.org/task33/index.html>
- [47] Barlev D., Vidu R., Stroeve P.: 2011, "Innovation in concentrated solar power", *Solar Energy Materials and Solar Cells*, Vol 95, No 10, pp. 2703-2725.
- [48] Braun F.G., Hooper E., Wand R., Zloczysti P.: 2011, "Holding a candle to innovation in concentrating solar power technologies: A study drawing on patent data", *Energy Policy*, Vol 39, No 5, pp. 2441-2456.
- [49] SAHC: Solar Assisted Heating and Cooling, <http://www.sahc.eu/>

- [50] Schweiger H.: 2001, 'POSHIP. The Potential of Solar Heat for Industrial Processes'. European Commission Directorate General Energy and Transport Project No. NNE5-1999-0308.
- [51] Vannoni C., Battisti R., Drigo S.: 2008, 'Task 33/IV Potential for Solar Heat in Industrial Processes'. International Energy Agency.
- [52] Werner S.: 2007, 'The European Heat Market'. Euroheat & Power WP1\_2007.
- [53] Fernández-García A., Zarza E., Valenzuela L., Pérez M.: 2010, "Parabolic-trough solar collectors and their applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol 14, No 7, pp. 1695-1721.
- [54] AENOR: 2006, 'UNE-EN 12975-2: 2006. Sistemas solares térmicos y componentes. Captadores solares. Parte 2: Métodos de ensayo.'. Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR).
- [55] Fischer S., Lüpfert E., Müller-Steinhagen H.: 2006, "Efficiency testing of parabolic trough collectors using the quasi-dynamic test procedure according to the European Standard EN 12975", Proceedings of SolarPACES, June 20-23, 2006, Seville, Spain.
- [56] Janotte N., Meiser S., Krüger D., Lüpfert E., Pitz-Paal R., Fischer S., Müller-Steinhagen H.: 2009, "Quasi-dynamic analysis of thermal performance of parabolic trough collectors", Proceedings of SolarPACES 2009 Electricity, fuels and clean water powered by the sun, September 15-18, 2009, Berlin, Germany.
- [57] ReNEWable: A Reporter's Quest to Make Sense of the Coming Revolution in Alternative Energy: Frank Shuman's Solar Arabian Dream, <http://renewablebook.com/chapter-excerpts/350-2/>
- [58] SkyFuel Inc., <http://www.skyfuel.com>
- [59] Milow B., Zarza E.: 1997, "Advanced MED solar desalination plants. Configurations, costs, future — seven years of experience at the Plataforma Solar de Almeria (Spain)", *Desalination*, Vol 108, No 1-3, pp. 51-58.
- [60] Abengoa Solar, <http://www.abengoasolar.com/>
- [61] Larson D.L.: 1987, "Operational evaluation of the grid-connected Coolidge solar thermal electric power plant", *Solar Energy*, Vol 38, No 1, pp. 11-24.
- [62] Weiss W., Rommel M.: 2008, 'Process Heat Collectors. State of the Art within Task 33/IV'. International Energy Agency.

- [63] Dudley V.E., Evans L.R., Matthews C.W.: 1995, 'Test Results. Industrial Solar Technology Parabolic Trough Solar Collector'. Sandia National Laboratories SAND94-1117.
- [64] Abengoa Solar: Abengoa Solar. Informe de actividades 2008, [http://www.abengoa.es/corp/export/sites/abengoa\\_corp/resources/pdf/gobierno\\_corp\\_orativo/informes\\_anuales/2008/2008\\_Tomo1\\_IA\\_Actividades\\_Solar.pdf](http://www.abengoa.es/corp/export/sites/abengoa_corp/resources/pdf/gobierno_corp_orativo/informes_anuales/2008/2008_Tomo1_IA_Actividades_Solar.pdf)
- [65] Absolicon Solar Concentrator AB, <http://www.absolicon.com>
- [66] GRUPO SOLAR KUANTICA, <http://www.solarkuantica.com/>
- [67] NEP Solar, <http://www.nep-solar.com/>
- [68] Lokurlu A., Gunkel C.: 2010, "New Applications for High Temperature Solar Energy based on SOLITEM Parabolic Trough Collectors", Proceedings of EuroSun 2010 International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, September 28 - October 1, 2010, Graz, Austria.
- [69] Sopogy MicroCSP, <http://sopogy.com/>
- [70] Soltigua, <http://www.soltigua.com/>
- [71] Trivelliennergia srl, <http://www.trivelliennergia.eu/>
- [72] IT.Collect, <http://www.itcollect.de>
- [73] Systema S.p.A., <http://www.systema.it>
- [74] Vicot Solar Air Conditioning Co., Ltd., <http://www.vicot.com.cn>
- [75] Hitachi, <http://www.hitachi.com>
- [76] Jaehning D., L3pfert E., Knof R.-M.: 2010, "Qualification of a small-scale parabolic trough collector with direct steam generation for process heat and solar cooling applications", Proceedings of EuroSun 2010 International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, September 28 - October 1, 2010, Graz, Austria.
- [77] Fern3ndez-Garc3a A., Zarza E., Valenzuela L., Valc3rcel E., P3rez M.: 2009, "A small-sized parabolic-trough collector for supplying thermal energy at up to 250°C. CAPSOL project", Proceedings of SolarPACES, September 15-18, 2009, Berlin, Germany.
- [78] Fern3ndez-Garc3a A., Zarza E., P3rez M., Valenzuela L., Rojas E., Valc3rcel E.: 2010, "Experimental assessment of a small-sized parabolic-trough collector. CAPSOL project", Proceedings of EuroSun 2010 International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, September 28 - October 1, 2010, Graz, Austria.
- [79] CCStaR, <http://www.tsc-concentra.com/>

- [80] NOVATEC BIOSOL, <http://www.novatec-biosol.com/>
- [81] Silvi C.: 2009, "The Pioneering Work on Linear Fresnel Reflector Concentrators (LFCs) in Italy", Proceedings of SolarPACES 2009 Electricity, fuels and clean water powered by the sun, September 15-18, 2009, Berlin, Germany.
- [82] Mills D.R., Morrison G.L.: 2000, "Compact Linear Fresnel Reflector solar thermal powerplants", *Solar Energy*, Vol 68, No 3, pp. 263-283.
- [83] Feuermann D., Gordon J.M.: 1991, "Analysis of a Two-Stage Linear Fresnel Reflector Solar Concentrator", *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol 113, No 4, pp. 272-279.
- [84] Nixon J.D., Dey P.K., Davies P.A.: 2010, "Which is the best solar thermal collection technology for electricity generation in north-west India? Evaluation of options using the analytical hierarchy process", *Energy*, Vol 35, No 12, pp. 5230-5240.
- [85] Power-Gen Worldwide: Fresnel CSP: a startling technology for solar generation, <http://www.powergenworldwide.com/index/display/articledisplay/362108/articles/power-engineering-international/volume-17/issue-5/features/fresnel-csp-a-startling-technology-for-solar-generation.html>
- [86] Chromasun, Inc., <http://chromasun.com>
- [87] Industrial Solar GmbH, <http://www.industrial-solar.de>
- [88] SCHOTT Solar AG, <http://www.schottsolar.com>
- [89] HelioDynamics Inc., <http://www.heliodynamics.com>
- [90] Orioli F., Orioli V.: "Parabolic or Fresnel?", *Energetica India*, pp. 48-50, Vol 16, No 5, May 2011.
- [91] Everett V., Harvey J., Surve S., Thomsen E., Walter D., Vivar M., Blakers A., et al.: 2011, "Evaluation of Electrical and Thermal Performance of a Rooftop-friendly Hybrid Linear CPV-T Micro-Concentrator System", Proceedings of 40th ASES National Solar Conference 2011 (SOLAR 2011), May, 17-20, 2011, Raleigh, North Carolina, USA.
- [92] Veynandt F.: 2011, "Cog3n3ration h3liothermodynamique avec concentrateur lin3aire de Fresnel: mod3lisation de l'ensemble du pr3c3d3", PhD Thesis, M3canique, Energ3tique, G3nie civil et Proc3d3s (MEGeP), Universit3 de Toulouse.
- [93] STEAG Energy Services GmbH: Epsilon®Professional, <http://www.steag-systemtechnologies.com/>

- [94] Pawellek R., Löw T., Hirsch T.: 2009, "EbsSolar – A solar library for EBSILON®Professional", Proceedings of SolarPACES 2009 Conference, September 15-18, 2009 Berlin, Germany.
- [95] Benz N., Schulte-Fischedick J., Dauk J., Lüpfert E., Graf W.: 2008, 'Parabolrinnenkollektoren: Feldtest, Optimierung und Weiterentwicklung von Receivern (PARFOR)'.
- [96] Dudley V.E., Kolb G.J., Sloan M., Kearney D.: 1994, 'Test Results. SEGS LS-2 Solar Collector'. Sandia National Laboratories SAND94-1884.
- [97] Solar Power Group, <http://www.solarpowergroup.com/>
- [98] Hirsch T., Janicka J., Löw T., Metzger C., Pawellek R.: 2010, "Annual Simulations with the EBSILON Professional Time Series Calculation module", Proceedings of SolarPACES 2010 Conference, September 21-24, 2010 Perpignan, France.
- [99] Montero A., Hirsch T., Schenk H., Bruno J.C., Coronas A.: 2011, "Performance Analysis of Absorption Cooling Systems Using Linear Fresnel Solar Collectors", Proceedings of Third International Conference on Applied Energy, May 16-18, 2011, Perugia, Italy.
- [100] F-Chart Software: Engineering Equation Solver (EES), <http://www.fchart.com/ees/>
- [101] Quaschnig V., Ortamanns W., Kistner R., Geyer M.: 2001, "greenius - A new simulation environment for technical and economical analysis of renewable independent power projects", Proceedings of Solar Forum 2001 Solar Energy: The Power to Choose, April 21-25, 2001, Washington DC, USA.
- [102] Lippke F.: 1995, 'Simulation of the part-load behavior of a 30 MWe SEGS plant'. Sandia National Laboratories SAND95-1293.
- [103] Quaschnig V., Kistner R., Ortamanns W.: 2001, "Simulation of Parabolic Trough Power Plants", Proceedings of 5th Cologne Solar Symposium, June 21, 2001, Cologne, Germany.
- [104] Quaschnig V., Geuder N., Richter C., Trieb F.: 2003, "Contribution of Concentrated Solar Thermal Power for a Competitive Sustainable Energy Supply", Proceedings of Clean Air, Lisbon, Portugal.
- [105] Quaschnig V., Ortmanns W.: 2003, "Specific Cost Development of Photovoltaic and Concentrated Solar Thermal Systems Depending on the Global Irradiation - A

Study Performed with the Simulation Environment Greenius", Proceedings of ISES Solar World Congress, June 14-19, 2003, G3teborg, Sweden.

[106] Quaschnig V.: 2004, "Technical and economical system comparison of photovoltaic and concentrating solar thermal power systems depending on annual global irradiation", *Solar Energy*, Vol 77, No 2, pp. 171-178.

[107] Dersch J., Hennecke K., Quaschnig V.: 2008, "Greenius – A simulation tool for renewable energy utilisation", Proceedings of Eurosun 2008, October 7-10, 2008, Lisbon, Portugal.

[108] doppelintegral GmbH: Integrated Simulation Environment Language (INSEL), <http://www.inseldi.com/>

[109] Kern J., Traub B., Tusseau M., Langlois P.-A., Trieb F., Moser M.: 2010, 'WP2: Feasibility studies of hybrid CSP water desalination plants in the Mediterranean region'. kernenergien – the solar power company D2.7: Synthesis Report.

[110] Pietruschka D., Jakob U., Eicker U.: 2010, "Solar Cooling for Southern Climates, Double Effect Absorption Chillers with High Concentrating Collectors Versus Standard Single Effect Systems", Proceedings of EuroSun 2010 International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, September 28 - October 1, 2010, Graz, Austria.

[111] SimTech GmbH: IPSEpro, <http://www.simtechnology.com>

[112] Badran O., Eck M.: 2006, "The application of parabolic trough technology under Jordanian climate", *Renewable Energy*, Vol 31, No 6, pp. 791-802.

[113] Eck M., Zarza E.: 2006, "Saturated steam process with direct steam generating parabolic troughs", *Solar Energy*, Vol 80, No 11, pp. 1424-1433.

[114] National Renewable Energy Laboratory (NREL): The Solar Advisor Model (SAM), <https://www.nrel.gov/analysis/sam/>

[115] Wagner M.J., Blair N., Dobos A.: 2010, "A Detailed Physical Trough Model for NREL's Solar Advisor Model", Proceedings of SolarPACES 2010 Electricity, Fuels and Clean Water from Concentrated Solar Energy, September 21-24, 2010, Perpignan, France.

[116] Blair N., Mehos M., Christensen C.: 2008, "Sensitivity of Concentrating Solar Power Trough Performance, Cost, and Financing with the Solar Advisor Model", Proceedings of 14th CSP SolarPACES (Solar Power and Chemical Energy Systems) Symposium, March 4-7, 2008, Las Vegas, Nevada.

- [117] Ummel K.: 2010, 'Concentrating Solar Power in China and India: A Spatial Analysis of Technical Potential and the Cost of Deployment'. Center for Global Development CGD Working Paper 219.
- [118] Thermoflow, Inc.: Thermoflex, <http://www.thermoflow.com/>
- [119] LUZ II, <http://www.luz2.com/bsii>
- [120] Griffin P., Huschka K., Morin G.: 2009, "Software for design, simulation, and cost estimation of solar thermal power and heat cycles", Proceedings of SolarPACES, September 15-18, 2009, Berlin, Germany.
- [121] Thermal Energy Systems Specialists: Libraries TESS 2.0, <http://www.tess-inc.com>
- [122] SolarPACES: A TRNSYS Model Library for Solar Thermal Electric Components (STEC 3.0), <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/trnlib/stec/stec.htm>
- [123] Kalogirou S.: 2003, "The potential of solar industrial process heat applications", *Applied Energy*, Vol 76, No 4, pp. 337-361.
- [124] Qu M., Yin H., Archer D.H.: 2010, "A solar thermal cooling and heating system for a building: Experimental and model based performance analysis and design", *Solar Energy*, Vol 84, No 2, pp. 166-182.
- [125] Ayadi O., Motta M.: 2010, "Improvement of Solar Cooling Plant Performance Based on Simulation and Experimental Activities", Proceedings of EuroSun 2010 International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, September 28 - October 1, 2010, Graz, Austria.
- [126] Danny Harvey L.D.: A Handbook on Low-Energy Buildings and District Energy Systems: Fundamentals, Techniques, and Examples., 1st ed., UK, James and James, 2006.
- [127] Bourouis M., Vall3s M., Medrano M., Coronas A.: 2005, "Absorption of water vapour in the falling film of water-(LiBr + Lil + LiNO<sub>3</sub> + LiCl) in a vertical tube at air-cooling thermal conditions", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol 44, No 5, pp. 491-498.
- [128] Steiu S., Salavera D., Bruno J.C., Coronas A.: 2009, "A basis for the development of new ammonia-water-sodium hydroxide absorption chillers", *International Journal of Refrigeration*, Vol 32, No 4, pp. 577-587.

- [129] Papadopoulos A.M., Oxizidis S., Kyriakis N.: 2003, "Perspectives of solar cooling in view of the developments in the air-conditioning sector", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol 7, No 5, pp. 419-438.
- [130] Ziegler F., Alefeld G.: 1994, "Comparison of multi-effect absorption cycles", Proceedings of Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference, New Orleans, LA, USA.
- [131] Kang Y.T., Kunugi Y., Kashiwagi T.: 2000, "Review of advanced absorption cycles: performance improvement and temperature lift enhancement", *International Journal of Refrigeration*, Vol 23, No 5, pp. 388-401.
- [132] Srihirin P., Aphornratana S., Chungpaibulpatana S.: 2001, "A review of absorption refrigeration technologies", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol 5, No 4, pp. 343-372.
- [133] Wang X., Chua H.T.: 2009, "Absorption cooling: A review of lithium bromide-water chiller technologies", *Recent Patents on Mechanical Engineering*, Vol 2, No 3, pp. 193-213.
- [134] Herold K.E., Radermacher R., Klein S.A.: Absorption Chillers and Heat Pumps, USA, CRC Press,1996.
- [135] Grossman G.: 2002, "Solar-powered systems for cooling, dehumidification and air-conditioning", *Solar Energy*, Vol 72, No 1, pp. 53-62.
- [136] Loweth C.V., Porter J.M.: 1970, 'Two Stage Generator Absorption Unit with Condensate Heat Exchanger'. U.S. Patent: US3495420.
- [137] Hitachi Corp.: Two-stage steam absorption chiller, Japan 1994.
- [138] Chua H.T., Toh H.K., Malek A., Ng K.C., Srinivasan K.: 2000, "General thermodynamic framework for understanding the behaviour of absorption chillers", *International Journal of Refrigeration*, Vol 23, No 7, pp. 491-507.
- [139] Garousi Farshi L., Seyed Mahmoudi S.M., Rosen M.A., Yari M.: 2012, "A comparative study of the performance characteristics of double-effect absorption refrigeration systems", *International Journal of Energy Research*, Vol 36, No 2, pp. 182-192.
- [140] Saito S., Inoue N.: 1980, 'Double effect absorption refrigerating system comprising'. U.S. Patent: US4183228.
- [141] Alefeld G.: 1985, 'Multi-stage apparatus having working-fluid and absorption cycles, and method of operation thereof'. U.S. Patent: US4531374.

- [142] Nagao M.: U.S. Patent: US5044174. 1991.
- [143] Hiro N., Kurogi Y., Fujihara T., Ozawa Y., Yamada T.: U.S. Patent: US6192694. 2001.
- [144] Aoyama J., Murata J., Arai N., Matsubara T.: U.S. Patent: US7316126. 2008.
- [145] CAMELIA project WP4: Chillers and heat pumps TCD. Cordis Europa, 2007
- [146] Absorption Chillers: Market Research Report. , 2011
- [147] Broad, <http://www.broad.com:8089/english/>
- [148] Carrier, <http://www.carrier.com>
- [149] Shuangliang Eco-Energy System Co., Ltd., <http://shuangliang.gmc.globalmarket.com/>
- [150] York, <http://www.york.com/>
- [151] Bergquam J., Brezner J.: 2002, 'Design and Optimization of Solar Absorption Chillers'. California Energy Commission.
- [152] Kunugi Y., Sugimoto S., Minakawa K., Machizawa K.: 1986, 'Air Cooling Type Absorption Cooler'. U.S. Patent: US4563882.
- [153] Kurosawa S., Yoshida A., Ogawa M.: 1988, 'Development of Next-Generation Gas-Fired Absorption Water Chiller-Heaters'. Advanced Absorption Workshop, October 4, 1988.
- [154] De Vuono A.C., Hanna W.T., Osborne R.L., Ball D.A.: 1992, 'Development of a Double-effect Air-Conditioner Heater (DEACH). Phase 3 and Final Report, January 1990-December 1991. Phase 3, September 1987-December 1991. Overall Project'. report by Battelle and Gas Research Institute, 1992.
- [155] Tongu S., Makino Y., Ohnishi K., Nakatsugawa S.: 1994, "Practical operating of small-sized air-cooled double-effect absorption chiller-heater by using lithium bromide and aqueous", Proceedings of Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference, New Orleans, LA, USA.
- [156] Zogg R.A., Westphalen D.: 2006, "Developing air-cooled LiBr absorption for light commercial combined heat and power applications", *HVAC and R Research*, Vol 12, No 3 B, pp. 731-747.
- [157] Izquierdo M., Marcos J.D., Palacios M.E., Gonz3lez-Gil A.: 2012, "Experimental evaluation of a low-power direct air-cooled double-effect LiBr-H<sub>2</sub>O absorption prototype", *Energy*, Vol 37, No 1, pp. 737-748.

- [158] Oouchi T., Usui S., Fukuda T., Nishiguchi A.: 1985, 'Multi-stage absorption refrigeration system'. U.S. Patent: 4520634.
- [159] Miyoshi N., Sugimoto S., Aizawa M.: 1985, 'Multi-effect absorption refrigerating machine'. U.S. Patent: US4551991.
- [160] DeVault R.C.: 1988, 'Triple-effect absorption chiller utilizing two refrigerant circuits'. U.S. Patent: US4732008.
- [161] DeVault R.C., Biermann W.J.: 1993, 'Triple-absorption refrigeration system with double condenser coupling'. U.S. Patent: US5205136.
- [162] Perez-Blanco H.: 1993, "Conceptual design of a high-efficiency absorption cooling cycle", *International Journal of Refrigeration*, Vol 16, No 6, pp. 429-433.
- [163] Rockenfeller U., Sarkisian P.: 1994, 'Triple-effect absorption cycle apparatus'. U.S. Patent: US5335515.
- [164] Grossman G., Wilk M., DeVault R.C.: 1994, "Simulation and performance analysis of triple-effect absorption cycles", Proceedings of ASHRAE Winter Meeting, New Orleans, LA, USA.
- [165] Kaita Y.: 2002, "Simulation results of triple-effect absorption cycles", *International Journal of Refrigeration*, Vol 25, No 7, pp. 999-1007.
- [166] Kim J.-S., Ziegler F., Lee H.: 2002, "Simulation of the compressor-assisted triple-effect H<sub>2</sub>O/LiBr absorption cooling cycles", *Applied Thermal Engineering*, Vol 22, No 3, pp. 295-308.
- [167] Kujak S., Schultz K.: 2000, "Demonstration of a direct-fired triple-effect absorption chiller", *Energy Engineering: Journal of the Association of Energy Engineering*, Vol 97, No 3, pp. 49-56.
- [168] Kujak S.: 1999, 'Dual loop triple effect absorption chiller utilizing a common evaporator circuit'. U.S. Patent: US5946937.
- [169] DeVault R.C., Garland P., Berry J., Fiskum R.J.: 'United States Department of Energy. Absorption Heat Pumps and Chiller program'.
- [170] The CANMET Energy Technology Centre: Gas cooling study, Catalogue No. M91-7/164-1991E. 1991.
- [171] Mori K., Oka M., Ohhashi T.: 2005, "Development of triple-effect absorption chiller-heater", Proceedings of 8th IEA Heat Pump Conference, Las Vegas, USA.
- [172] Makita K.: "Development and commercialisation of triple-effect absorption chiller-heaters", IEA Heat Pump Centre Newsletter, pp. 20-23, Vol 24, No 1, 2010.

- [173] Matsushima H., Fujii T., Komatsu T., Nishiguchi A.: 2010, "Dynamic simulation program with object-oriented formulation for absorption chillers (modelling, verification, and application to triple-effect absorption chiller)", *International Journal of Refrigeration*, Vol 33, No 2, pp. 259-268.
- [174] Deng J., Wang R.Z., Han G.Y.: 2011, "A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems", *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol 37, No 2, pp. 172-203.
- [175] CLIMASOL: Promoting solar air-conditioning in Europe, [http://raee.org/climatisationsolaire/gb/index\\_gb.htm](http://raee.org/climatisationsolaire/gb/index_gb.htm)
- [176] MEDISCO: MEDiterranean food and agro Industry applications of Solar COoling technologies <http://www.medisco.org/>
- [177] SOLCO: Removal of non-technological barriers to Solar Cooling technology across southern European islands, <http://www.solcoproject.net/>
- [178] SOLAIR: Increasing the Market Implementation of Solar Air-Conditioning Systems for Small and Medium Applications in Residential and Commercial Buildings, <http://www.solair-project.eu/>
- [179] HIGHCOMBI: HIGH solar fraction heating and cooling systems with COMBination of innovative components and methods, <http://www.highcombi.eu/>
- [180] SolarCombi+: Solar combisystem + cooling, <http://www.solarcombiplus.eu>
- [181] Lokurlu A., Richarts F., Kruger D.: 2005, "High efficient utilisation of solar energy with newly developed parabolic trough collectors (SOLITEM PTC) for chilling and steam production in a hotel at the Mediterranean coast of Turkey", *International Journal of Energy Technology and Policy*, Vol 3, No 1-2, pp. 137-146.
- [182] Lokurlu A.: Configurations of Worldwide First Solar Cooling Systems Using Parabolic Trough Collectors on Locations in Turkey. In: Goswami DY, Zhao Y, editors. Proceedings of ISES World Congress 2007 (Vol I – Vol V): Springer Berlin Heidelberg; 2009. p. 775-779.
- [183] Lokurlu A., Richarts F.: Solar Air Conditioning and Steam Production through (SOLITEM PTC<sup>®</sup>) Parabolic Trough Collectors combined with double effect Absorption Chiller, International Policy Workshop, Gelsenkirchen, Nov.29 - Dec. 03, 2004
- [184] Rubio Plana H.: "Sistemas de climatizaci3n gas-solar por absorci3n", *Gesti3n & Energ3a*, pp. 15-19, Vol 1, No 18, Noviembre 2008.

- [185] Monsalvete P., Salmerón J.M., Bermejo P., Álvarez S., Beltrán M.: 2009, "Global Performance of a Solar Absorption Cooling Plant Coupled with a Conventional Vapour Compression Refrigeration System", Proceedings of 3rd International Conference Solar Air-Conditioning, September 30 - October 2, 2009, Palermo, Italy.
- [186] Ingenieros de Sevilla diseñan y usan un nuevo sistema de refrigeración solar para edificios ya construidos, <http://www.andaluciainvestiga.com/espanol/salaPrensa/notas/110107-01.asp>
- [187] Qu M.: 2008, "Model Based Design and Performance Analysis of Solar Absorption Cooling and Heating System", PhD Thesis, School of Architecture, Carnegie Mellon University.
- [188] SOLITEM Group: Advanced Solar Cooling System Based on a Novel Technological Development "SOLITEM Parabolic Trough Collector PTC", <http://www.solitem.de>
- [189] Maxwell J.B., D'Antonio M., Henkel T., Rigos B., May K., Creamer K.: 2009, "Solar Thermal System for Industrial Dehumidification and Steam Generation", 2009 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Industry, Vol 1, No 3, pp. 80-90.
- [190] Masdar City, <http://www.masdarcity.ae>
- [191] Appleyard D.: "Chilling in the Heat of Doha Sun", Renewable Energy World magazine, pp. 66-69, Vol 13, No 6, November/December 2010.
- [192] Thermax Ltd., <http://www.thermaxindia.com/Packaged-Boilers/Thermax-Solar-Cooling-Center.aspx>
- [193] Sopogy: Micro Concentrated Solar Power Absorption Air Conditioning, <http://sopogy.com/>
- [194] Northern Territory Government: Araluen Arts Centre Solar Air-conditioning Project, [www.greeningnt.nt.gov.au](http://www.greeningnt.nt.gov.au)
- [195] Takada S.: Absorption Refrigeration Machine (Textbook in Japanese), Tokyo, Japanese Association of Refrigeration, 1982.
- [196] Furukawa T.: 1983, "Study on Characteristic Temperatures of Absorption Heat Pumps", Proceedings of 20th Japan Heat Transfer Conference, Japan (in Japanese).
- [197] Furukawa T., Sonoda T.: 1987, "Characteristics of H<sub>2</sub>O/LiBr Absorption Heat Pumps for the Temperature Change of External Fluids", Proceedings of XVII Internationaler Kongress für Kältetechnik, 1987, Wien, Austria.

- [198] Kern W.: 1987, "Economic Criteria for Application of Single Stage or Double Stage Absorption Heat Transformers", Proceedings of the 3rd International Symposium on the Large Scale Applications of Heat Pumps, Oxford, England, pp. 149-154. BHRA, The Fluid Engineering Centre, Cranfield, Bedford.
- [199] Riesch P., Scharfe J., Ziegler F., V3lkl J., Alefeld G.: 1987, "Part-Load Behaviour of an Absorption Heat Transformer", Proceedings of the 3rd International Symposium on the Large Scale Applications of Heat Pumps, Oxford, England, pp. 155-160. BHRA, The Fluid Engineering Centre, Cranfield, Bedford.
- [200] Kern W.: 1991, 'Aufbau und Betrieb einer zweistufigen Absorptionsw3rmepumpe zum Heizen und K3hlen'. Dissertation, Lehrstuhl E19, Physik Department, TU M3nchen.
- [201] Riesch P.: 1991, 'Absorptionsw3rmetransformator mit hohem Temperaturhub'. Forschungsberichte des Deutschen K3lte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 36 Stuttgart.
- [202] Ziegler F.: 1998, 'Sorptionsw3rmepumpen'. Forschungsberichte des Deutschen K3lte- und Klimatechnischen Vereins e.V., Nr. 57, DKV, Stuttgart.
- [203] Hellmann H.M., Schweigler C., Ziegler F.: 1999, "The characteristic equations of absorption chillers", Proceedings of International Sorption Heat Pump Conference, March 24-26, 1999, Munich, Germany.
- [204] Jakob U.: 2005, "Investigations into solar powered diffusion-absorption cooling machines", PhD Thesis, Institute of Energy and Sustainable Development, De Montfort University.
- [205] Ziegler F., Hellmann H.M., Schweigler C.: 1999, "An approximative method for modeling the operating characteristics of advanced absorption chillers", Proceedings of 20th International Congress of Refrigeration, 19.-24.09., Sydney.
- [206] Schweigler C., Ziegler F.: 1999, "Single-effect / Double-lift chiller: R3sum3 of operational experience and modeling of performance", Proceedings of 20th International Congress of Refrigeration, 19.-24.09., Sydney.
- [207] Hellmann H.-M., Ziegler F.: 1999, "Simple absorption heat pump modules for system simulation programs", *ASHRAE Transactions*, Vol 105, No.
- [208] Guti3rrez-Urueta G.: 2009, "Thermo-fluid dynamic evaluation of components in adiabatic absorption systems", PhD Thesis, Departamento de Ingenier3a T3rmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid.

- [209] Schweigler C.: 2007, 'Solar cooling driven by low-grade heat: Comparison of absorption and adsorption chillers'. EU FP6: Camelia, work package 4. Technical component database.
- [210] Albers J.: 2011, 'Type177: Absorption Chiller and Heat Pump - Characteristic Equation Method'. Ultimo acceso: 2012.04.15 ([http://www.eta.tu-berlin.de/menue/mitarbeiter\\_innen/wimi/albers/](http://www.eta.tu-berlin.de/menue/mitarbeiter_innen/wimi/albers/)).
- [211] Albers, J. - Editor (2012): 1st Workshop Development and Progress in Sorption Technologies - Characteristic Equation Method, [http://www.eta.tu-berlin.de/fileadmin/a33371300/Redakteurbereich/Forschung/Konferenzen/ChEM\\_workshop\\_transcript\\_final.pdf](http://www.eta.tu-berlin.de/fileadmin/a33371300/Redakteurbereich/Forschung/Konferenzen/ChEM_workshop_transcript_final.pdf)
- [212] Ziegler F.: 1998, "Relationships between temperature differences in heat exchangers of heat transformation devices", *Revue G3n3rale de Thermique*, Vol 37, No 7, pp. 549-555.
- [213] Kren C.: 2006, "Flue gas fired absorption chillers", PhD Thesis, Physik Department, Technische Universit3t M3nchen.
- [214] Ziegler F., Albers J.: "Influence of external flow rates on characteristic equations of absorption chillers", *KI K3lte · Luft · Klimatechnik*, pp. 18-22, Vol 45, No 4, April 2009, Language: German.
- [215] Gommed K., Grossman G.: 1990, "Performance analysis of staged absorption heat pumps: water-lithium bromide systems", *Proceedings of ASHRAE Transactions*, Atlanta, USA.
- [216] Kim D.S., Infante Ferreira C.A.: 2008, "Solar refrigeration options - a state-of-the-art review", *International Journal of Refrigeration*, Vol 31, No 1, pp. 3-15.
- [217] Gluesenkamp K., Radermacher R., Hwang Y.: 2011, "Trends in absorption machines", *Proceedings of International Sorption Heat Pump Conference (ISHPC11)*, April 6-8, 2011, Padua, Italy.
- [218] Puig-Arnavat M., L3pez-Villada J., Bruno J.C., Coronas A.: 2010, "Analysis and parameter identification for characteristic equations of single- and double-effect absorption chillers by means of multivariable regression", *International Journal of Refrigeration*, Vol 33, No 1, pp. 70-78.
- [219] Ziegler F., Albers J.: "Influence of external flow rates on characteristic equations of absorption chillers", *KI K3lte · Luft · Klimatechnik*, pp. 18-22, Vol, No April 2009, Language: German.

[220] Kühn A., Ziegler F.: 2005, "Operational results of a 10 kW absorption chiller and adaptation of the characteristic equation", Proceedings of First International Conference Solar Air-Conditioning, October 6-7, 2005, Bad Staffelstain, Germany.

[221] López-Villada J.: 2010, "Integración de Sistemas de Refrigeración Solar en Redes de Distrito de Frío y de Calor", PhD Thesis, Departamento de Ingeniería Mecánica, Universitat Rovira i Virgili.

[222] DesignBuilder Software Ltd.: DesignBuilder version 3.0.0.105, <http://www.designbuilder.co.uk/>

[223] Crawley D.B., Lawrie L.K., Winkelmann F.C., Buhl W.F., Huang Y.J., Pedersen C.O., Strand R.K., et al.: 2001, "EnergyPlus: creating a new-generation building energy simulation program", *Energy and Buildings*, Vol 33, No 4, pp. 319-331.

[224] Código Técnico de la Edificación (CTE), <http://www.codigotecnico.org/>

[225] Sevilla 083910 (IWEC), [http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/cfm/weather\\_data3.cfm/region=6\\_europe\\_wmo\\_region\\_6/country=ESP/cname=Spain](http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/cfm/weather_data3.cfm/region=6_europe_wmo_region_6/country=ESP/cname=Spain)

[226] AENOR: 1988, 'UNE 100002:1988. Climatización. Grados-día base 15 grados centígrados'. Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR).

[227] Comunicación personal (06/10/2011): Francisco Javier Pino. Grupo de Termotecnia. Departamento de Ingeniería de la Universidad de Sevilla, e-mail: fjp@us.es

[228] Comunicación personal (02/02/2012): Mercedes Ibarra. CIEMAT - Plataforma Solar de Almería, e-mail: mibarra@psa.es

[229] Comunicación personal (13/02/2012): Farah Gammoh. Industrial Solar GmbH, e-mail: farah.gammoh@industrial-solar.de

[230] Becker M., Helm M., Schweigler C.: 2009, 'Collection of selected systems schemes "Generic Systems"'. International Energy Agency, [http://www.iea-shc.org/publications/downloads/Report\\_A2\\_final.pdf](http://www.iea-shc.org/publications/downloads/Report_A2_final.pdf).

[231] IDAE: 2010, 'Factores de conversión a energía primaria (EP) y factor de emisión de CO2 para carburantes, usos térmicos y electricidad'. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, [http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos\\_Factores\\_de\\_Conversion\\_Energia\\_y\\_CO2\\_\(2010\)\\_931cce1e.pdf](http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos_Factores_de_Conversion_Energia_y_CO2_(2010)_931cce1e.pdf).

[232] Eicker U., Pietruschka D., Pesch R.: 2012, "Heat rejection and primary energy efficiency of solar driven absorption cooling systems", *International Journal of Refrigeration*, Vol 35, No 3, pp. 729-738.



# ANEXOS

---



# ANEXO A: Modelos termodinámicos de las enfriadoras de absorción

## Enfriadora de absorción de simple efecto

"PERFORMANCE ANALYSIS OF STAGED ABSORPTION HEAT PUMPS:  
WATER-LITHIUM BROMIDE SYSTEMS  
ASHRAE Transactions 90 (1)  
Gommed, K.  
Grossman, G.

Se reproduce el ciclo de simple efecto presentado por los autores en EES."

$$SI = 2$$

$$P0 = 101.325$$

"Datos de entrada"

$$m[1] = 0.4535$$

$$UAa = 6.1087 \quad \text{"kW/K"}$$

$$UAd = 8.4826$$

$$UAc = 17.8832$$

$$UAe = 11.9327$$

$$UAs = 2.0257$$

$$T[13] = 29.4444 \quad \text{"°C"}$$

$$m[13] = 3.6514 \quad \text{"kg/sec"}$$

$$T[11] = 82.2222$$

$$m[11] = 3.1449$$

$$T[15] = 29.4444$$

$$m[15] = 2.9559$$

$$T[18] = 7.2222$$

$$m[17] = 2.2679$$

$$Q[8] = 0$$

$$Q[10] = 1.0$$

"Cálculo de presiones"

$$Plow = \text{pressure}(\text{WATER}, T=T[10], x=Q[10])$$

$$Phigh = \text{pressure}(\text{WATER}, T=T[8], x=Q[8])$$

$$X[1] = X\_LIBR(T[1], Plow, SI)$$

$$T[7] = T\_LIBR(Phigh, x[3], SI)$$

$$x[4] = X\_LIBR(T[4], Phigh, SI)$$

$$f = x[4] / (x[4] - x[3])$$

$$f = m[3] / m[7]$$

"Intercambiador de calor"

$$Eff\_Hx = (T[4] - T[5]) / (T[4] - T[2])$$

"Heat transfer"

$$Chot = m[4] * (h[4] - h[5]) / (T[4] - T[5])$$

$$Ccold = m[2] * (h[3] - h[2]) / (T[3] - T[2])$$

$$Qhx = m[1] * (h[3] - h[2])$$

"Balance de energía"

$$Qhx = m[4] * (h[4] - h[5])$$

"Balance de energía"

ANEXOS

$$\text{Args} = (T[4] - T[3]) / (T[5] - T[2])$$

$$\text{Lmtds} = ((T[4] - T[3]) - (T[5] - T[2])) / \ln(\text{Args})$$

$$\text{UAs} = \text{Qhx} / \text{Lmtds}$$

"-----"

"Generador"

$$m[3] = m[4] + m[7]$$

$$h[3] * m[3] - h[4] * m[4] - h[7] * m[7] + \text{Qd} = 0$$

$$\text{Qd} = m[11] * (h[11] - h[12])$$

"Balance de masa general"  
"Balance de energ3a"

"Condensador"

$$\text{Qc} = m[7] * (h[7] - h[8])$$

$$\text{Qc} = m[15] * (h[16] - h[15])$$

"Balance de energ3a"

"V3lvula del refrigerante"

$$h[9] = h[8]$$

"Balance de energ3a"

"Evaporador"

$$\text{Qe} = m[9] * (h[10] - h[9])$$

$$\text{Qe} = m[17] * (h[17] - h[18])$$

"Balance de energ3a"

"Absorbedor"

$$m[10] * h[10] + h[6] * m[6] - \text{Qa} - m[1] * h[1] = 0$$

$$\text{Qa} = m[13] * (h[14] - h[13])$$

"Balance de energ3a"

"Modelo de v3lvula de expansi3n para soluci3n"

$$h[6] = h[5]$$

"Balance de energ3a"

"Bomba"

$$h[2] = h[1] + \text{Pwork} / m[1]$$

$$\text{Pwork} = m[1] * v1 * (\text{Phigh} - \text{Plow}) / 1000$$

"Balance de energ3a"  
"Modelo de bomba - isentr3pico"

"Modelos de intercambiadores de calor con circuitos externos"

"C3lculo LMTD"

$$\text{Argc} = (T[8] - T[15]) / (T[8] - T[16])$$

$$\text{Lmtdc} = (T[8] - T[15] - T[8] + T[16]) / \ln(\text{Argc})$$

$$\text{Arge} = (T[17] - T[10]) / (T[18] - T[10])$$

$$\text{Lmtde} = (T[17] - T[10] - T[18] + T[10]) / \ln(\text{Arge})$$

$$\text{Arga} = (T[6] - T[14]) / (T[1] - T[13])$$

$$\text{Lmtda} = (T[6] - T[14] - T[1] + T[13]) / \ln(\text{Arga})$$

$$\text{Argd} = (T[11] - T[4]) / (T[12] - T[7])$$

$$\text{Lmtdd} = (T[11] - T[4] - T[12] + T[7]) / \ln(\text{Argd})$$

"Asignar balance de energ3a corrientes externas a UA\*LMTD"

$$\text{Qc} = \text{Lmtdc} * \text{UAc}$$

$$\text{Qe} = \text{Lmtde} * \text{UAe}$$

$$\text{Qa} = \text{Lmtda} * \text{UAa}$$

$$\text{Qd} = \text{Lmtdd} * \text{UAd}$$

"Balance de masa"

$$m[2] = m[1]$$

$$m[3] = m[2]$$

$$m[5] = m[4]$$

$$m[6] = m[5]$$

$$m[8] = m[7]$$

$$m[9] = m[8]$$

$$m[10] = m[9]$$

$$m[12] = m[11]$$

$$\begin{aligned}m[14] &= m[13] \\m[16] &= m[15] \\m[17] &= m[18]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}x[2] &= x[1] \\x[3] &= x[2] \\x[5] &= x[4] \\x[6] &= x[5]\end{aligned}$$

“Propiedades termodinámicas”

$$\begin{aligned}h[1] &= H\_LIBR(T[1],x[1],SI) \\v1 &= V\_LIBR(T[1],x[1],SI) \\h[2] &= H\_LIBR(T[2],x[2],SI) \\h[3] &= H\_LIBR(T[3],x[3],SI) \\h[4] &= H\_LIBR(T[4],x[4],SI) \\h[5] &= H\_LIBR(T[5],x[5],SI) \\CALL Q\_LIBR(h[6],Plow,x[6],SI:q6b,T6b,Xl6b,h16b,hv6b) \\T[6] &= T6b \\h[7] &= enthalpy(WATER,T=T[7],P=Phigh) \\h7s &= enthalpy(WATER,T=T[8],x=1.0) \\h[8] &= enthalpy(WATER,T=T[8],x=0) \\T[9] &= temperature(WATER,h=h[9],P=Plow) \\h[10] &= enthalpy(WATER,T=T[10],x=Q[10]) \\h[11] &= enthalpy(WATER,T=T[11],x=0) \\T[12] &= Temperature(WATER,h=h[12],x=0) \\h[13] &= enthalpy(WATER,T=T[13],x=0) \\T[14] &= Temperature(WATER,h=h[14],x=0) \\h[15] &= enthalpy(WATER,T=T[15],x=0) \\T[16] &= Temperature(Water,h=h[16],x=0) \\T[17] &= Temperature(Water,h=h[17],x=0) \\h[18] &= enthalpy(WATER,T=T[18],x=0)\end{aligned}$$

“Cálculo COP”

$$COP = Q_e / Q_d$$

“Asignar presiones”

$$\begin{aligned}P[1] &= Plow \\P[2] &= Phigh \\P[3] &= Phigh \\P[4] &= Phigh \\P[5] &= Phigh \\P[6] &= Plow \\P[7] &= Phigh \\P[8] &= Phigh \\P[9] &= Plow \\P[10] &= Plow\end{aligned}$$

“Asignar calidad de vapor”

$$\begin{aligned}Q[1] &= 0 \\Q[4] &= 0 \\Q[9] &= quality(STEAM\_NBS,h=h[9],P=Plow)\end{aligned}$$

## Enfriadora de absorci3n de doble efecto

"-----"

"DE-FP-TI-ACP-GG"

"DE: Doble Efecto / FP: Flujo en paralelo / TI: Temperaturas Internas / ACP: Agua caliente presurizada / GG: Gommed Grossman"

"-----"

"Ciclo de absorci3n de doble efecto con flujo en paralelo.

Se ha reproducido el ciclo propuesto por Gommed y Grossman en el trabajo titulado como: Performance Analysis of Staged Absorption Heat Pumps: Water-Lithium Bromide Systems (1990).

El ciclo propuesto por estos autores fue presentado como una simulaci3n en ABSIM.

Esta versi3n trabaja con temperaturas de los circuitos externos y los valores UA para cada componente."

"Constantes globales"

SI = 2

P0 = 101.325

"Consideraciones"

"Refrigerante"

Q[10] = 0

Q[13] = 1

Q[21] = 0

"Soluci3n"

Q[1] = 0

Q[5] = 0

Q[14] = 0

Q[17] = 0

"Flujos m3sicos - corrientes externas, kg/s"

m[31] = 3.1449

m[33] = 3.6514

m[35] = 2.9559

m[37] = 2.2679

"Temperaturas - corrientes externas 9C"

T[31] = 126.6666

T[33] = 29.4444

T[35] = 29.4444

T[38] = 7.2222

"Coeficientes de transferencia de calor por 3rea, UA, kW/C"

UA\_a = 6.1087

UA\_g = 8.4826

UA\_c = 17.8832

UA\_e = 11.9327

UA\_cg = 5.7535

UA\_hx1 = 2.0257

UA\_hx2 = 2.0257

"Valores iniciales"

"T[10] = 31.5190"

"T[13] = 5.4336"

"T[17] = 124.58"

"DELTAT = T[21] - T[6]

DELTAT = 3.875"

"epsilon\_1 = 0.71773"

$$\text{epsilon}_2 = 0.85397$$

$$\text{msd} = 0.4535$$

"Presión del refrigerante en los puntos 13, 10 y 21"

$$P_i = \text{Pressure}(\text{Water}, T=T[13], x=Q[13])$$

$$P_m = \text{Pressure}(\text{Water}, T=T[10], x=Q[10])$$

$$P_h = \text{Pressure}(\text{Water}, T=T[21], x=Q[21])$$

"Evaporador"

"Propiedades"

$$T[12] = \text{temperature}(\text{Water}, h=h[12], P=P_i)$$

$$h[13] = \text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[13], x=Q[13])$$

$$T[37] = \text{temperature}(\text{Water}, h=h[37], x=0)$$

$$h[38] = \text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[38], x=0)$$

"Balance de energía"

$$Q_e + m_{ref1} * h[12] = m_{ref1} * h[13]$$

$$Q_e = m[37] * (h[37] - h[38])$$

"Modelo de transferencia de calor"

$$Q_e = UA_e * Lmtde$$

$$A_e = (T[37] - T[13]) / (T[38] - T[12])$$

$$A_e = \exp(((T[37] - T[13]) - (T[38] - T[12])) / Lmtde)$$

"Absorbedor"

"Propiedades"

$$x_{sd} = X_{LIBR}(T[1], P_i, S_i)$$

$$h[1] = H_{LIBR}(T[1], x_{sd}, S_i)$$

$$v_1 = V_{LIBR}(T[1], x_{sd}, S_i)$$

$$h[33] = \text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[33], x=0)$$

$$T[34] = \text{temperature}(\text{Water}, h=h[34], x=0)$$

"Balance de masa"

$$m_{ref1} + m_{sc3} = \text{msd}$$

$$m_{sc3} * x_{sc3} = \text{msd} * x_{sd}$$

"Balance de energía"

$$m_{ref1} * h[13] + m_{sc3} * h[8] = Q_a + \text{msd} * h[1]$$

$$Q_a = m[33] * (h[34] - h[33])$$

"Modelo de transferencia de calor"

$$Q_a = UA_a * Lmtda$$

$$A_a = (T[8] - T[34]) / (T[1] - T[33])$$

$$A_a = \exp(((T[8] - T[34]) - (T[1] - T[33])) / Lmtda)$$

"Bomba1"

"Propiedades"

$$h[2] = H_{LIBR}(T[2], x_{sd}, S_i)$$

"Trabajo de la bomba"

$$W_{b1} = \text{msd} * v_1 * (P_m - P_i) / 1000$$

"Balance de energía"

$$h[2] = h[1] + W_{b1} / \text{msd}$$

"Válvula - solución1"

"Propiedades"

$$\text{CALL } Q_{LIBR}(h[7], P_i, x_{sc3}, S_i: Q[8]*100, T[8], x_{lsc3}, h_{lsc3}, h_{vsc3})$$

"Balance de energía"

$$h[7] = h[8]$$

"Intercambiador de calor1"

"Propiedades"

$$h[3] = H_{LIBR}(T[3], x_{sd}, S_i)$$

## ANEXOS

$h[6] = H\_LIBR(T[6],xsc3,SI)$   
 $h[7] = H\_LIBR(T[7],xsc3,SI)$   
"Balance de energ3a"  
 $m_{sc3} * h[6] = m_{sc3} * h[7] + Q_{hx1}$   
 $m_{sd} * h[2] + Q_{hx1} = m_{sd} * h[3]$   
"Modelo efectividad"  
 $\epsilon_1 = (T[6] - T[7]) / (T[6] - T[2])$   
"Modelo de transferencia de calor"  
 $Q_{hx1} = UA_{hx1} * L_{mtdhx1}$   
 $A_{hx1} = (T[6] - T[3]) / (T[7] - T[2])$   
 $A_{hx1} = \exp(((T[6] - T[3]) - (T[7] - T[2]))) / L_{mtdhx1}$

### "Diversor"

"Propiedades"  
 $Q[4] = Q[14]$   
 $T[4] = T[3]$   
 $T[14] = T[3]$   
 $v_{14} = V\_LIBR(T[14],xsd,SI)$   
"Balance de masa"  
 $r = 0.5$   
 $m_{sd} = m_{sd1} + m_{sd2}$   
 $r = m_{sd1} / m_{sd}$   
"Balance de energ3a"  
 $h[4] = h[3]$   
 $h[14] = h[3]$

### "Punto de mezcla a la entrada del intercambiador de baja"

"Propiedades"  
 $Q[6] = 0$   
"Balance de masa"  
 $m_{sc1} + m_{sc2} = m_{sc3}$   
 $m_{sc1} * x_{sc1} + m_{sc2} * x_{sc2} = m_{sc3} * x_{sc3}$   
"Balance de energ3a"  
 $m_{sc2} * h[5] + m_{sc1} * h[19] = m_{sc3} * h[6]$

### "Condensador Alta - Generador Baja"

"Propiedades"  
 $x_{sc2} = X\_LIBR(T[5],Pm,SI)$   
 $T[9] = T[5]$   
 $h[21] = \text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[21], x=Q[21])$   
 $h[5] = H\_LIBR(T[5],x_{sc2},SI)$   
 $T_{4s} = T\_LIBR(Pm,xsd,SI)$   
"Balance de masa"  
 $m_{sd1} = m_{sc2} + m_{ref3}$   
 $m_{sd1} * x_{sd} = m_{sc2} * x_{sc2}$   
"Balance de energ3a"  
 $m_{sd1} * h[4] + Q_{cg} = m_{ref3} * h[9] + m_{sc2} * h[5]$   
 $m_{ref2} * h[20] = m_{ref2} * h[21] + Q_{cg}$   
"Modelo de transferencia de calor"  
 $Q_{cg} = UA_{cg} * L_{mtdcg}$   
 $A_{cg} = (T[21] - T[5]) / (T[21] - T[4])$   
 $A_{cg} = \exp(((T[21] - T[5]) - (T[21] - T[4]))) / L_{mtdcg}$

### "Bomba2"

"Propiedades"  
 $h[15] = H\_LIBR(T[15],xsd,SI)$   
"Trabajo de la bomba"  
 $W_{b2} = m_{sd2} * v_{14} * (P_h - P_m) / 1000$

"Balance de energa"  
 $h[15] = h[14] + Wb2 / msd2$

"V3lvula - soluci3n2"

"Propiedades"  
CALL Q\_LIBR(h[18],Pm,xsc1,Sl:Q[19]\*100,T[19],xlsc1,hlsc1,hvsc1)  
"Balance de energa"  
 $h[19] = h[18]$

"Intercambiador de calor2"

"Propiedades"  
 $h[16] = H\_LIBR(T[16],xsd,Sl)$   
 $h[17] = H\_LIBR(T[17],xsc1,Sl)$   
 $h[18] = H\_LIBR(T[18],xsc1,Sl)$   
"Balance de energa"  
 $msc1 * h[17] = msc1 * h[18] + Qhx2$   
 $msd2 * h[15] + Qhx2 = msd2 * h[16]$   
"Modelo efectividad"  
 $epsilon\_2 = (T[17] - T[18]) / (T[17] - T[15])$   
"Modelo de transferencia de calor"  
 $Qhx2 = UA\_hx2 * Lmtdhx2$   
 $A\_hx2 = (T[17] - T[16]) / (T[18] - T[15])$   
 $A\_hx2 = exp(((T[17] - T[16]) - (T[18] - T[15])) / Lmtdhx2)$

"Generador"

"Propiedades"  
 $xsc1 = X\_LIBR(T[17],Ph,Sl)$   
 $T[20] = T[17]$   
 $h[20] = enthalpy(Water,T=T[20],P=Ph)$   
 $P\_sat31 = P\_sat(Water,T=T[31])$   
 $P\_sat32 = P\_sat(Water,T=T[32])$   
 $h[31] = Enthalpy(Water,P=P\_sat31,x=0)$   
 $h[32] = Enthalpy(Water,P=P\_sat32,x=0)$   
 $T16s = T\_LIBR(Ph,xsd,Sl)$   
"Balance de energa"  
 $Qg + msd2 * h[16] = mref2 * h[20] + msc1 * h[17]$   
 $Qg = m[31] * (h[31] - h[32])$   
"Modelo de transferencia de calor"  
 $Qg = UA\_g * Lmtdg$   
 $A\_g = (T[31] - T[17]) / (T[32] - T[20])$   
 $A\_g = exp(((T[31] - T[17]) - (T[32] - T[20])) / Lmtdg)$

"V3lvula - refrigerante2"

"Propiedades"  
 $T[22] = temperature(Water,h=h[22],P=Pl)$   
 $Q[22] = quality(Water,h=h[22],P=Pl)$   
"Balance de energa"  
 $h[22] = h[21]$

"Condensador"

"Propiedades"  
 $h[10] = enthalpy(Water,T=T[10],x=Q[10])$   
 $h[9] = enthalpy(Water,T=T[9],P=Pm)$   
 $h[35] = enthalpy(Water,T=T[35],x=0)$   
 $T[36] = temperature(Water,h=h[36],x=0)$   
"Balance de energa"  
 $mref3 * h[9] = Qc + mref3 * h[10]$   
 $Qc = m[35] * (h[36] - h[35])$

## ANEXOS

"Modelo de transferencia de calor"

$$Q_c = UA_c * Lmtdc$$

$$A_c = (T[10] - T[35]) / (T[10] - T[36])$$

$$A_c = \exp(((T[10] - T[35]) - (T[10] - T[36]))) / Lmtdc$$

"V3lvula - refrigerante1"

"Propiedades"

$$T[11] = \text{temperature}(\text{Water}, h=h[11], P=P1)$$

$$Q[11] = \text{quality}(\text{Water}, h=h[11], P=P1)$$

"Balance de energ3a"

$$h[10] = h[11]$$

"Punto de mezcla a la entrada del evaporador"

"Propiedades"

$$Q[12] = \text{quality}(\text{Water}, h=h[12], P=P1)$$

"Balance de masa"

$$mref2 + mref3 = mref1$$

"Balance de energ3a"

$$mref2 * h[22] + mref3 * h[11] = mref1 * h[12]$$

"Rendimiento del ciclo"

$$COP = Q_e / Q_g$$

"REvisi3n"

$$dm = msd2 - (mref2 + msc1)$$

$$dx = msd2 * xsd - msc1 * xsc1$$

"Caudales"

$$m[1] = msd$$

$$m[2] = msd$$

$$m[3] = msd$$

$$m[4] = msd1$$

$$m[5] = msc2$$

$$m[6] = msc3$$

$$m[7] = msc3$$

$$m[8] = msc3$$

$$m[9] = mref3$$

$$m[10] = mref3$$

$$m[11] = mref3$$

$$m[12] = mref1$$

$$m[13] = mref1$$

$$m[14] = msd2$$

$$m[15] = msd2$$

$$m[16] = msd2$$

$$m[17] = msc1$$

$$m[18] = msc1$$

$$m[19] = msc1$$

$$m[20] = mref2$$

$$m[21] = mref2$$

$$m[22] = mref2$$

"Concentraciones"

$$x[1] = xsd$$

$$x[2] = xsd$$

$$x[3] = xsd$$

$$x[4] = xsd$$

$$x[5] = xsc2$$

$$x[6] = xsc3$$

x[7] = xsc3  
x[8] = xsc3  
x[9] = 0  
x[10] = 0  
x[11] = 0  
x[12] = 0  
x[13] = 0  
x[14] = xsd  
x[15] = xsd  
x[16] = xsd  
x[17] = xsc1  
x[18] = xsc1  
x[19] = xsc1  
x[20] = 0  
x[21] = 0  
x[22] = 0

"Presiones"

P[1] = PI  
P[2] = Pm  
P[3] = Pm  
P[4] = Pm  
P[5] = Pm  
P[6] = Pm  
P[7] = Pm  
P[8] = PI  
P[9] = Pm  
P[10] = Pm  
P[11] = PI  
P[12] = PI  
P[13] = PI  
P[14] = Pm  
P[15] = Ph  
P[16] = Ph  
P[17] = Ph  
P[18] = Ph  
P[19] = Pm  
P[20] = Ph  
P[21] = Ph  
P[22] = PI



## Anexo B: Componentes creados en TRNSYS. C3digo Fortran y Proformas

### Enfriadora de absorci3n de doble efecto (Type 812)

```
SUBROUTINE TYPE812 (TIME,XIN,OUT,T,DTDT,PAR,INFO,ICNTRL,*)
!DEC$ATTRIBUTES DLLEXPORT :: TYPE812
C*****
C Object: Double-effect absorption chiller
C Simulation Studio Model: Type812
C
C Author: Andr3s Montero
C Editor: Andr3s Montero
C Date: March 7, 2012
C*****
C This TYPE simulates a double-effect H2O/LiBr absorption chiller (parallel flow)
C based on the characteristic equation method proposed by Ziegler and Hellmann.
C The equations are linear and are function of the mean temperature external
C circuits. This method assumes constant UA values for all the components
C and constant flow rates (external circuits).
C Part of the code of this Type was taken from Type177 created by Jan Albers.
C *** Model Parameters
C ***
C 1 sg1 First parameter of sG [kW]/[K]
C 2 sg2 Second parameter of sG [kW]/[K ^ 2]
C 3 rg1 First parameter of DDtminG [K]
C 4 rg2 Second parameter of DDtminG [K]/[K]
C 5 se1 First parameter of sE [kW]/[K]
C 6 se2 Second parameter of sE [kW]/[K ^ 2]
C 7 re1 First parameter of DDtminE [K]
C 8 re2 Second parameter of DDtminE [K]/[K]
C 9 sa1 First parameter of sA [kW]/[K]
C 10 sa2 Second parameter of sA [kW]/[K ^ 2]
C 11 ra1 First parameter of DDtminA [K]
C 12 ra2 Second parameter of DDtminA [K]/[K]
C 13 sc1 First parameter of sC [kW]/[K]
C 14 sc2 Second parameter of sC [kW]/[K ^ 2]
C 15 rc1 First parameter of DDtminC [K]
C 16 rc2 Second parameter of DDtminC [K]/[K]
C DT Internal diference of temperature between high condenser
C and low desorber
C 17 rk First parameter of DT [K]
C 18 sk Second parameter of DT [K]/[K]
C 19 B D3hring parameter [-]
C 20 tcw1 Minimum cooling water temperature (absorber/condenser) [3C]
```

ANEXOS

C 21 tcw2 Maximum cooling water temperature (absorber/condenser) [°C]  
 C 22 thw1 Minimum hot water temperature (generator) [°C]  
 C 23 thw2 Maximum hot water temperature (generator) [°C]  
 C 24 tow1 Minimum chilled water temperature (evaporator) [°C]  
 C 25 tow2 Maximum chilled water temperature (evaporator) [°C]

C \*\*\* Model Inputs

C 1 tgi External inlet temperature to generator [°C]  
 C 2 tei External inlet temperature to evaporator [°C]  
 C 3 tai External inlet temperature to absorber [°C]  
 C 4 tci External inlet temperature to condenser [°C]  
 C 5 mgh External mass flow rate to generator [kg/hr]  
 C 6 meh External mass flow rate to evaporator [kg/hr]  
 C 7 mah External mass flow rate to absorber [kg/hr]  
 C 8 mch External mass flow rate to condenser [kg/hr]  
 C 9 ONSIG Input signal to turn ON/OFF the chiller [-]

C \*\*\* Model Outputs

C 1 tgo External outlet temperature from generator [°C]  
 C 2 teo External outlet temperature from evaporator [°C]  
 C 3 tao External outlet temperature from absorber [°C]  
 C 4 tco External outlet temperature from condenser [°C]  
 C 5 mgh External mass flow rate from generator [kg/hr]  
 C 6 meh External mass flow rate from evaporator [kg/hr]  
 C 7 mah External mass flow rate from absorber [kg/hr]  
 C 8 mch External mass flow rate from condenser [kg/hr]  
 C 9 Qg Driving heat [kW]  
 C 10 Qe Chilled water capacity [kW]  
 C 11 Qac Cooling water capacity (Qa+Qc) [kW]  
 C 12 COP Coefficient of performance [-]  
 C 13 DDt DDt function [K]

C \*\*\* Model Derivatives

C (Comments and routine interface generated by TRNSYS Studio)

C\*\*\*\*\*

C TRNSYS access functions (allow to access TIME etc.)

USE TrnsysConstants

USE TrnsysFunctions

C-----

C-----

C TRNSYS DECLARATIONS

IMPLICIT NONE

!REQUIRES THE USER TO DEFINE ALL VARIABLES

BEFORE USING THEM

DOUBLE PRECISION XIN !THE ARRAY FROM WHICH THE INPUTS TO THIS TYPE WILL  
 BE RETRIEVED

DOUBLE PRECISION OUT !THE ARRAY WHICH WILL BE USED TO STORE THE  
 OUTPUTS FROM THIS TYPE

DOUBLE PRECISION TIME !THE CURRENT SIMULATION TIME - YOU MAY USE THIS  
 VARIABLE BUT DO NOT SET IT!

```
DOUBLE PRECISION PAR      !THE ARRAY FROM WHICH THE PARAMETERS FOR THIS
TYPE WILL BE RETRIEVED
DOUBLE PRECISION STORED !THE STORAGE ARRAY FOR HOLDING VARIABLES FROM
TIMESTEP TO TIMESTEP
DOUBLE PRECISION T        !AN ARRAY CONTAINING THE RESULTS FROM THE
DIFFERENTIAL EQUATION SOLVER
DOUBLE PRECISION DTD T    !AN ARRAY CONTAINING THE DERIVATIVES TO BE PASSED
TO THE DIFF.EQ. SOLVER
INTEGER*4 INFO(15)       !THE INFO ARRAY STORES AND PASSES VALUABLE
INFORMATION TO AND FROM THIS TYPE
INTEGER*4 NP,NI,NOUT,ND  !VARIABLES FOR THE MAXIMUM NUMBER OF
PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND DERIVATIVES
INTEGER*4 NPAR,NIN,NDER !VARIABLES FOR THE CORRECT NUMBER OF
PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND DERIVATIVES
INTEGER*4 IUNIT,ITYPE    !THE UNIT NUMBER AND TYPE NUMBER FOR THIS
COMPONENT
INTEGER*4 ICNTRL         !AN ARRAY FOR HOLDING VALUES OF CONTROL
FUNCTIONS WITH THE NEW SOLVER
INTEGER*4 NSTORED        !THE NUMBER OF VARIABLES THAT WILL BE PASSED INTO
AND OUT OF STORAGE
CHARACTER*3 OCHECK       !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE CORRECT
VARIABLE TYPES FOR THE OUTPUTS
CHARACTER*3 YCHECK       !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE CORRECT
VARIABLE TYPES FOR THE INPUTS
C-----
C  USER DECLARATIONS - SET THE MAXIMUM NUMBER OF PARAMETERS (NP), INPUTS
(NI),
C  OUTPUTS (NOUT), AND DERIVATIVES (ND) THAT MAY BE SUPPLIED FOR THIS TYPE
PARAMETER (NP=25,NI=9,NOUT=13,ND=0,NSTORED=0)
C-----
C  REQUIRED TRNSYS DIMENSIONS
DIMENSION XIN(NI),OUT(NOUT),PAR(NP),YCHECK(NI),OCHECK(NOUT),
1  STORED(NSTORED),T(ND),DTD(ND)
INTEGER NITEMS
C-----
C  ADD DECLARATIONS AND DEFINITIONS FOR THE USER-VARIABLES HERE
C  VARIABLES USED IN THE SOLUTION OF THE GAUSSIAN MATRIX
DOUBLE PRECISION RR(10),GG(10,10),Erg(10)
C  PARAMETERS
DOUBLE PRECISION sg1
DOUBLE PRECISION sg2
DOUBLE PRECISION rg1
DOUBLE PRECISION rg2
DOUBLE PRECISION se1
DOUBLE PRECISION se2
DOUBLE PRECISION re1
DOUBLE PRECISION re2
DOUBLE PRECISION sa1
DOUBLE PRECISION sa2
```

ANEXOS

DOUBLE PRECISION ra1  
DOUBLE PRECISION ra2  
DOUBLE PRECISION sc1  
DOUBLE PRECISION sc2  
DOUBLE PRECISION rc1  
DOUBLE PRECISION rc2  
DOUBLE PRECISION rk  
DOUBLE PRECISION sk  
DOUBLE PRECISION B  
DOUBLE PRECISION tcw1  
DOUBLE PRECISION tcw2  
DOUBLE PRECISION thw1  
DOUBLE PRECISION thw2  
DOUBLE PRECISION tow1  
DOUBLE PRECISION tow2

C INPUTS

DOUBLE PRECISION tgi  
DOUBLE PRECISION tei  
DOUBLE PRECISION tai  
DOUBLE PRECISION tci  
DOUBLE PRECISION mgh  
DOUBLE PRECISION meh  
DOUBLE PRECISION mah  
DOUBLE PRECISION mch  
DOUBLE PRECISION ONSIG

C OUTPUTS & CALCULATIONS

DOUBLE PRECISION sg,ddtming,sa,ddtmina,sc,ddtminc,se,ddtmine  
DOUBLE PRECISION tgo,teo,tao,tco,tg,te,ta,tc,dtga,dt  
DOUBLE PRECISION mg,me,ma,mc  
DOUBLE PRECISION Qg,Qe,Qa,Qc,Qac  
DOUBLE PRECISION Cp\_g,Cp\_e,Cp\_a,Cp\_c,Cp\_fluid  
DOUBLE PRECISION COP,DDt  
DOUBLE PRECISION tgo\_s,teo\_s,tao\_s,tco\_s,dif

C-----

C READ IN THE VALUES OF THE PARAMETERS IN SEQUENTIAL ORDER

sg1=PAR(1)  
sg2=PAR(2)  
rg1=PAR(3)  
rg2=PAR(4)  
se1=PAR(5)  
se2=PAR(6)  
re1=PAR(7)  
re2=PAR(8)  
sa1=PAR(9)  
sa2=PAR(10)  
ra1=PAR(11)

```
ra2=PAR(12)
sc1=PAR(13)
sc2=PAR(14)
rc1=PAR(15)
rc2=PAR(16)
rk=PAR(17)
sk=PAR(18)
B=PAR(19)
tcw1=PAR(20)
tcw2=PAR(21)
thw1=PAR(22)
thw2=PAR(23)
tow1=PAR(24)
tow2=PAR(25)
```

```
C-----
C  RETRIEVE THE CURRENT VALUES OF THE INPUTS TO THIS MODEL FROM THE XIN
  ARRAY IN SEQUENTIAL ORDER
```

```
  tgi=XIN(1)
  tei=XIN(2)
  tai=XIN(3)
  tci=XIN(4)
  mgh=XIN(5)
  meh=XIN(6)
  mah=XIN(7)
  mch=XIN(8)
  ONSIG=XIN(9)
  IUNIT=INFO(1)
  ITYPE=INFO(2)
```

```
C-----
C  SET THE VERSION INFORMATION FOR TRNSYS
  IF(INFO(7).EQ.-2) THEN
    INFO(12)=16
    RETURN 1
  ENDIF
```

```
C-----
C  DO ALL THE VERY LAST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
  IF (INFO(8).EQ.-1) THEN
    RETURN 1
  ENDIF
```

```
C-----
C  PERFORM ANY 'AFTER-ITERATION' MANIPULATIONS THAT ARE REQUIRED HERE
C  e.g. save variables to storage array for the next timestep
  IF (INFO(13).GT.0) THEN
    NITEMS=0
    RETURN 1
  ENDIF
```

```
C-----
```

ANEXOS

```
C DO ALL THE VERY FIRST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
  IF (INFO(7).EQ.-1) THEN
C SET SOME INFO ARRAY VARIABLES TO TELL THE TRNSYS ENGINE HOW THIS TYPE IS
TO WORK
  INFO(6)=NOUT
  INFO(9)=1
  INFO(10)=0 !STORAGE FOR VERSION 16 HAS BEEN CHANGED
C SET THE REQUIRED NUMBER OF INPUTS, PARAMETERS AND DERIVATIVES THAT THE
USER SHOULD SUPPLY IN THE INPUT FILE
C IN SOME CASES, THE NUMBER OF VARIABLES MAY DEPEND ON THE VALUE OF
PARAMETERS TO THIS MODEL....
  NIN=NI
  NPAR=NP
  NDER=ND
C CALL THE TYPE CHECK SUBROUTINE TO COMPARE WHAT THIS COMPONENT
REQUIRES TO WHAT IS SUPPLIED IN
C THE TRNSYS INPUT FILE
  CALL TYPECK(1,INFO,NIN,NPAR,NDER)
C SET THE NUMBER OF STORAGE SPOTS NEEDED FOR THIS COMPONENT
  NITEMS=0
C RETURN TO THE CALLING PROGRAM
  RETURN 1
ENDIF

C-----
C DO ALL OF THE INITIAL TIMESTEP MANIPULATIONS HERE - THERE ARE NO
ITERATIONS AT THE INTIAL TIME
  IF (TIME .LT. (getSimulationStartTime() +
. getSimulationTimeStep()/2.D0)) THEN
C SET THE UNIT NUMBER FOR FUTURE CALLS
  IUNIT=INFO(1)
  ITYPE=INFO(2)
C PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL VALUES OF THE
OUTPUTS HERE
C tgo
      OUT(1)=0
C teo
      OUT(2)=0
C tao
      OUT(3)=0
C tco
      OUT(4)=0
C mgo
      OUT(5)=0
C meo
      OUT(6)=0
C mao
      OUT(7)=0
C mco
```

```
                                OUT(8)=0
C    Qg
                                OUT(9)=0
C    Qe
                                OUT(10)=0
C    Qac
                                OUT(11)=0
C    COP
                                OUT(12)=0
C    DDt
                                OUT(13)=0
C    PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL STORAGE VARIABLES
HERE
    NITEMS=0
C    RETURN TO THE CALLING PROGRAM
    RETURN 1
ENDIF

C-----
C    *** PERFORM ALL THE CALCULATION HERE FOR THIS MODEL. ***
C-----

C    PARAMETERS AND INPUTS
tgi=XIN(1)+273.15
tei=XIN(2)+273.15
tai=XIN(3)+273.15
tci=XIN(4)+273.15
mgh=XIN(5)
meh=XIN(6)
mah=XIN(7)
mch=XIN(8)
ONSIG=XIN(9)

C    CASE OF NO FLOW OR TEMPERATURES OUT OF LIMITS => OUTPUTS ARE SET
EQUAL TO THE INPUTS
    IF ((ONSIG.LT.0.5).OR.(mgh.LE.0.0).OR.(meh.LE.0.0).OR.(mah.LE.0.0)
    . .OR.(mch.LE.0.0).OR.((tai-273.15).gt.MAX(tcw1,tcw2)).OR.
    . ((tai-273.15).lt.MIN(tcw1,tcw2)).OR.
    . ((tci-273.15).gt.MAX(tcw1,tcw2)).OR.
    . ((tci-273.15).lt.MIN(tcw1,tcw2)).OR.
    . ((tgi-273.15).gt.MAX(thw1,thw2)).OR.
    . ((tgi-273.15).lt.MIN(thw1,thw2)).OR.
    . ((tei-273.15).gt.MAX(tow1,tow2)).OR.
    . ((tei-273.15).lt.MIN(tow1,tow2))) THEN
    tgo=tgi
    teo=tei
    tao=tai
    tco=tci
    Qg=0
    Qe=0
```

ANEXOS

```
Qa=0
Qc=0
Qac=Qa+Qc
DDt=0
COP=0
goto 1000
```

ENDIF

C INITIAL GUESS OF THE OUTPUT TEMPERATURE

```
tgo=tgi-2.5
teo=tei-4.4
tao=tao+3.7
tco=tco+1.6
```

C INITIAL GUESS OF THE TEMPORARY VARIABLE

```
tgo_s=0
teo_s=0
tao_s=0
tco_s=0
dif=0.00001
```

C ITERATE UNTIL THE TEMPERATURE DIFFERENCE FOR ALL MASS FLOW RATE

C IS EQUAL TO DIF=0.00001

```
DO WHILE ((ABS(tgo_s-tgo).GT.dif).OR.(ABS(teo_s-teo).GT.dif).OR.
. (ABS(tao_s-tao).GT.dif).OR.(ABS(tco_s-tco).GT.dif))
```

```
tgo_s=tgo
teo_s=teo
tao_s=tao
tco_s=tco
tg=0.5*(tgi+tgo)
te=0.5*(tei+teo)
ta=0.5*(tai+tao)
tc=0.5*(tci+tco)
```

C COEFFICIENTS FOR EACH COMPONENT (SYSTEM OF EQUATIONS)

```
dtga=tg-ta
dt=sk*dtga+rk
sg=sg2*dtga+sg1
ddtming=rg2*dtga+rg1
sa=sa2*dtga+sa1
ddtmina=ra2*dtga+ra1
sc=sc2*dtga+sc1
ddtminc=rc2*dtga+rc1
se=se2*dtga+se1
ddtmine=re2*dtga+re1
```

C SPECIFIC HEAT OF FLUID

```
Cp_g=Cp_fluid(tg-273.15)
Cp_a=Cp_fluid(ta-273.15)
Cp_c=Cp_fluid(tc-273.15)
Cp_e=Cp_fluid(te-273.15)
```

C FLOW RATES IN kg/s

$$mg = mgh / 3600$$

$$me = meh / 3600$$

$$ma = mah / 3600$$

$$mc = mch / 3600$$

C CALCULATE VALUES FOR THE GAUSSIAN MATRIX

C DDt

$$GG(1,1) = 1$$

$$GG(1,2) = -1$$

$$GG(1,3) = 1 + B$$

$$GG(1,4) = B^{**2}$$

$$GG(1,5) = -(B + B^{**2})$$

$$RR(1) = 0.0$$

$$ERG(1) = 0.0$$

C Qg

$$GG(2,1) = sg$$

$$GG(2,2) = 2 * mg * Cp_g$$

$$GG(2,3) = 0.0$$

$$GG(2,4) = 0.0$$

$$GG(2,5) = 0.0$$

$$RR(2) = 2 * mg * Cp_g * tgi + sg * ddtming + sg * B * dt$$

$$ERG(2) = 0.0$$

C Qa

$$GG(3,1) = sa$$

$$GG(3,2) = 0.0$$

$$GG(3,3) = -2 * ma * Cp_a$$

$$GG(3,4) = 0.0$$

$$GG(3,5) = 0.0$$

$$RR(3) = -2 * ma * Cp_a * tai + sa * ddtmina + sa * B * dt$$

$$ERG(3) = 0.0$$

C Qc

$$GG(4,1) = sc$$

$$GG(4,2) = 0.0$$

$$GG(4,3) = 0.0$$

$$GG(4,4) = -2 * mc * Cp_c$$

$$GG(4,5) = 0.0$$

$$RR(4) = -2 * mc * Cp_c * tci + sc * ddtminc + sc * B * dt$$

$$ERG(4) = 0.0$$

C Qe

$$GG(5,1) = se$$

$$GG(5,2) = 0.0$$

$$GG(5,3) = 0.0$$

$$GG(5,4) = 0.0$$

$$GG(5,5) = 2 * me * Cp_e$$

$$RR(5) = 2 * me * Cp_e * tei + se * ddtmine + se * B * dt$$

$$ERG(5) = 0.0$$

ANEXOS

```
CALL GAUSS(5,GG,RR,Erg)
C SHIFT THE SOLVED COEFFICIENTS TO THE EXTERNAL TEMPERATURE AND DDt
DDt=Erg(1)
tg=Erg(2)
ta=Erg(3)
tc=Erg(4)
te=Erg(5)
C OUTPUT TEMPERATURES (KELVIN)
tgo=2.0*tg-tgi
tao=2.0*ta-tai
tco=2.0*tc-tci
teo=2.0*te-tei
END DO
Qg=mg*Cp_fluid(tg-273.15)*(tgi-tgo)
Qa=ma*Cp_fluid(ta-273.15)*(tao-tai)
Qc=mc*Cp_fluid(tc-273.15)*(tco-tci)
Qe=me*Cp_fluid(te-273.15)*(tei-teo)
COP=0.0
IF (Qg.GT.0.0) COP=Qe/Qg
Qac=0.0
Qac=Qg+Qe
1000 CONTINUE
C OUTPUT TEMPERATURES (CELSIUS)
tgo=tgo-273.15
tao=tao-273.15
tco=tco-273.15
teo=teo-273.15
C-----
C SET THE OUTPUTS FROM THIS MODEL IN SEQUENTIAL ORDER AND GET OUT
C          tgo          OUT(1)=tgo
C          teo          OUT(2)=teo
C          tao          OUT(3)=tao
C          tco          OUT(4)=tco
C          mgo          OUT(5)=mgh
C          meo          OUT(6)=meh
C          mao          OUT(7)=mah
C          mco          OUT(8)=mch
C          Qg
```

```

                                OUT(9)=Qg
C                                Qe
                                OUT(10)=Qe
C                                Qac
                                OUT(11)=Qac
C                                COP
                                OUT(12)=COP
C                                DDt
                                OUT(13)=DDt
C-----
C  EVERYTHING IS DONE - RETURN FROM THIS SUBROUTINE AND MOVE ON
  RETURN 1
  END
C-----
  DOUBLE PRECISION FUNCTION Cp_fluid(Tb)
C  CALCULATE THE SPECIFIC ISOBARIC HEAT OF WATER (Cp IN kJ/(kg·K)).
C  FOR THE CASE OF CHILLED AND COOLING WATER THE CORRELATION (DEVELOPED
  BY ISE Freiburg)
C  IS USED WHILE HOT WATER USED A CORRELATION BASED ON IAPWS97 METHODS
  OBTAINED IN EES.
C  THE RANGE OF THIS LAST CORRELATION IS BETWEEN 100 AND 200°C AT 16 BAR
  DOUBLE PRECISION Tb,a(1:6) !Tb=reference temperature in °C
  IF (Tb.LT.100.0) THEN
    a(1)=4.21936117560825
    a(2)=-3.80061034018061E-03
    a(3)=1.29190887237757E-04
    a(4)=-2.13494318181802E-06
    a(5)=1.81199009323988E-08
    a(6)=-5.92948717948624E-11
  ELSE
    a(1)=4.09899881443936
    a(2)=2.87825606693E-03
    a(3)=-4.429360765E-05
    a(4)=3.8369628E-07
    a(5)=-1.384190E-09
    a(6)=2.310E-12
  ENDIF
  Cp_fluid=a(1)+a(2)*Tb+a(3)*Tb**2+a(4)*Tb**3+a(5)*Tb**4+a(6)*Tb**5
  RETURN
  END
C-----
  SUBROUTINE GAUSS(grad,G,r,ko)
C  THIS SUBROUTINE SOLVES A LINEAR EQUATION SYSTEM, USING THE GAUSSIAN
  ELIMINATION ALGORITHM
C  WITH MAXIMUM PIVOTING
C  a11*x1+a12*x2+a13*x3+...+a1010*x10 = rechts1
C  b11*x1+b12*x2+..      +b1010*x10 = rechts2
```

ANEXOS

```
C ..
C j11*x1+..      +j1010*x10 = rechts10
C PARAMETER:
C grad  NUMBER OF EQUATIONS (MAXIMUM ORDER IS 10)
C G     CONTAINS THE FACTORS a11 TO j10,10
C R     CONTAINS THE VALUES OF THE RIGHT HAND SIDE OF THE EQUATIONS
C ko    GIVES THE RESULTS FOR THE LINEAR EQUATION SYSTEM (x1..x10)
REAL Abzug,a,max
INTEGER merk,grad,l,z,s,maxgrad
      DATA maxgrad/10/
DOUBLE PRECISION R(10),G(10,10),Rhilf(10),Ghilf(10,10),ko(10)
C SOLVING
DO 110, l=1,grad
  max=abs(G(l,l))
  merk=l
  DO 101, z=l+1,grad
    if(abs(G(z,l)).GT.max) then
      max=abs(G(z,l))
      merk=z
    endif
101  continue
  if (merk.NE.l) then
    DO 102, s=l,grad
      Ghilf(l,s)=G(l,s)
      G(l,s)=G(merk,s)
      G(merk,s)=Ghilf(l,s)
102  continue
    Rhilf(l)=R(l)
    R(l)=R(merk)
    R(merk)=Rhilf(l)
  endif
  DO 104, z=l+1, grad
    a=G(z,l)/G(l,l)
    DO 103, s=l, grad
      G(z,s)=G(z,s)-a*G(l,s)
103  continue
    R(z)=R(z)-a*R(l)
104  continue
110  continue
C CALCULATE THE RESULTS
ko(grad)=R(grad)/G(grad,grad)
DO 120, z=(grad-1),1,-1
  Abzug=0
  DO 121, s=grad, z, -1
    Abzug=Abzug+ko(s)*G(z,s)
121  continue
```

$ko(z) = (R(z) - abzug) / G(z, z)$

```
120 continue
      RETURN
      END
```

## Proforma Type812

Type812

General | Description | Variables | Files

Object: Double-effect absorption chiller

Author: Andres Montero

Organization: CREVER-URV

Editor: Andres Montero

Creation Date: January 07, 2012 Last Modification: March 07, 2012

Model Type

Detailed  Simplified  Empirical  Conventional

Validation

Qualitative  Analytical  Numerical  Experimental  In Assembly



Type Number : 812

KeyWords :

Allowed Instances :

Choose icon ...

Add Del

## Par3metros

(Project71) Type812

Parameter | Input | Output | Derivative | Special Cards | External Files | Comment

1	sg1	0.8712	-			More...
2	sg2	-0.0009	-			More...
3	rg1	3.8993	-			More...
4	rg2	-0.129	-			More...
5	se1	1.6138	-			More...
6	se2	-0.0022	-			More...
7	re1	-3.1698	-			More...
8	re2	0.0994	-			More...
9	sa1	1.6863	-			More...
10	sa2	-0.0025	-			More...
11	ra1	1.6515	-			More...
12	ra2	-0.0568	-			More...
13	sc1	0.7982	-			More...
14	sc2	-0.0006	-			More...
15	rc1	-4.0469	-			More...
16	rc2	0.1515	-			More...
17	rk	-3.9499	-			More...
18	sk	0.0952	-			More...
19	B	1.152	-			More...
20	tcw1	26	C			More...
21	tcw2	35	C			More...
22	thw1	100	C			More...
23	thw2	150	C			More...
24	tow1	9	C			More...
25	tow2	15	C			More...

## Entradas

(Project71) Type812

Parameter **Input** Output Derivative Special Cards External Files Comment

1	tgi	126.67	C	More...
2	tei	11.64	C	More...
3	tai	29.44	C	More...
4	tci	29.44	C	More...
5	mgh	11321.64	kg/hr	More...
6	meh	8164.44	kg/hr	More...
7	mah	13145.04	kg/hr	More...
8	mch	10641.24	kg/hr	More...
9	ONSIG	1	-	More...

## Salidas

(Project71) Type812

Parameter Input **Output** Derivative Special Cards External Files Comment

1	tgo	C	More...	
2	teo	C	More...	
3	tao	C	More...	
4	tco	C	More...	
5	mgh	kg/hr	More...	
6	meh	kg/hr	More...	
7	mah	kg/hr	More...	
8	mch	kg/hr	More...	
9	Qg	kW	More...	
10	Qe	kW	More...	
11	Qac	kW	More...	
12	COP	-	More...	
13	DDt	K	More...	

## Enfriadora de absorci3n de simple efecto (Type 813)

SUBROUTINE TYPE813 (TIME,XIN,OUT,T,DTDT,PAR,INFO,ICNTRL,\*)

!DEC\$ATTRIBUTES DLLEXPORT :: TYPE813

C\*\*\*\*\*

C Object: Single-effect absorption chiller

C Simulation Studio Model: Type813

C

C Author: Andr3s Montero

C Editor: Andr3s Montero

C Date: January 7, 2012

C\*\*\*\*\*

C This TYPE simulates a single-effect H2O/LiBr absorption chiller

C based on the characteristic equation method proposed by Ziegler and Hellmann.

C The equations are linear and are function of the mean temperature external

C circuits. This method assumes constant UA values for all the components

C and constant flow rates (external circuits).

C Part of the code of this Type was taken from Type177 created by Jan Albers.

C \*\*\* Model Parameters

C \*\*\*

C 1	sg1	First parameter of sG	[kW]/[K]	
C 2	sg2	Second parameter of sG	[kW]/[K ^ 2]	
C 3	rg1	First parameter of DDtminG	[K]	
C 4	rg2	Second parameter of DDtminG	[K]/[K]	
C 5	se1	First parameter of sE	[kW]/[K]	
C 6	se2	Second parameter of sE	[kW]/[K ^ 2]	
C 7	re1	First parameter of DDtminE	[K]	
C 8	re2	Second parameter of DDtminE	[K]/[K]	
C 9	sa1	First parameter of sA	[kW]/[K]	
C 10	sa2	Second parameter of sA	[kW]/[K ^ 2]	
C 11	ra1	First parameter of DDtminA	[K]	
C 12	ra2	Second parameter of DDtminA	[K]/[K]	
C 13	sc1	First parameter of sC	[kW]/[K]	
C 14	sc2	Second parameter of sC	[kW]/[K ^ 2]	
C 15	rc1	First parameter of DDtminC	[K]	
C 16	rc2	Second parameter of DDtminC	[K]/[K]	
C 17	B	Dühring's parameter	[-]	
C 18	tcw1	Minumum cooling water temperature (absorber/condenser)	[°C]	
C 19	tcw2	Maximum cooling water temperature (absorber/condenser)	[°C]	
C 20	thw1	Minumum hot water temperature (generator)	[°C]	
C 21	thw2	Maximum hot water temperature (generator)	[°C]	
C 22	tow1	Minumum chilled water temperature (evaporator)	[°C]	
C 23	tow2	Maximum chilled water temperature (evaporator)	[°C]	

C \*\*\* Model Inputs

C \*\*\*

C 1	tgi	External inlet temperature to generator	[°C]
C 2	tei	External inlet temperature to evaporator	[°C]

```

C 3 tai   External inlet temperature to absorber           [°C]
C 4 tci   External inlet temperature to condenser          [°C]
C 5 mgh   External mass flow rate to generator            [kg/hr]
C 6 meh   External mass flow rate to evaporator           [kg/hr]
C 7 mah   External mass flow rate to absorber             [kg/hr]
C 8 mch   External mass flow rate to condenser           [kg/hr]
C 9 ONSIG Input signal to turn ON/OFF the chiller
C *** Model Outputs
C ***
C 1 tgo   External outlet temperature from generator      [°C]
C 2 teo   External outlet temperature from evaporator    [°C]
C 3 tao   External outlet temperature from absorber      [°C]
C 4 tco   External outlet temperature from condenser     [°C]
C 5 mgh   External mass flow rate from generator         [kg/hr]
C 6 meh   External mass flow rate from evaporator        [kg/hr]
C 7 mah   External mass flow rate from absorber          [kg/hr]
C 8 mch   External mass flow rate from condenser         [kg/hr]
C 9 Qg    Driving heat                                    [kW]
C 10 Qe   Chilled water capacity                          [kW]
C 11 Qac  Cooling water capacity (Qa+Qc)                 [kW]
C 12 COP  Coefficient of performance                      [-]
C 13 DDt  DDt function                                    [K]
C *** Model Derivatives
C ***
C (Comments and routine interface generated by TRNSYS Studio)
C*****
C TRNSYS access functions (allow to acces TIME etc.)
  USE TrnsysConstants
  USE TrnsysFunctions
C-----
C-----
C TRNSYS DECLARATIONS
  IMPLICIT NONE                                     !REQUIRES THE USER TO DEFINE ALL VARIABLES
  BEFORE USING THEM
      DOUBLE PRECISION XIN                          !THE ARRAY FROM WHICH THE INPUTS TO THIS
  TYPE WILL BE RETRIEVED
      DOUBLE PRECISION OUT                          !THE ARRAY WHICH WILL BE USED TO STORE THE
  OUTPUTS FROM THIS TYPE
      DOUBLE PRECISION TIME                        !THE CURRENT SIMULATION TIME - YOU MAY USE
  THIS VARIABLE BUT DO NOT SET IT!
      DOUBLE PRECISION PAR                         !THE ARRAY FROM WHICH THE PARAMETERS FOR
  THIS TYPE WILL BE RETRIEVED
      DOUBLE PRECISION STORED                      !THE STORAGE ARRAY FOR HOLDING VARIABLES
  FROM TIMESTEP TO TIMESTEP
      DOUBLE PRECISION T                           !AN ARRAY CONTAINING THE RESULTS FROM THE
  DIFFERENTIAL EQUATION SOLVER
      DOUBLE PRECISION DTDt                        !AN ARRAY CONTAINING THE DERIVATIVES TO BE
  PASSED TO THE DIFF.EQ. SOLVER
    
```

ANEXOS

INTEGER\*4 INFO(15) !THE INFO ARRAY STORES AND PASSES VALUABLE  
INFORMATION TO AND FROM THIS TYPE

INTEGER\*4 NP,NI,NOUT,ND !VARIABLES FOR THE MAXIMUM NUMBER OF  
PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND DERIVATIVES

INTEGER\*4 NPAR,NIN,NDER !VARIABLES FOR THE CORRECT NUMBER OF  
PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND DERIVATIVES

INTEGER\*4 IUNIT,ITYPE !THE UNIT NUMBER AND TYPE NUMBER FOR THIS  
COMPONENT

INTEGER\*4 ICNTRL !AN ARRAY FOR HOLDING VALUES OF CONTROL  
FUNCTIONS WITH THE NEW SOLVER

INTEGER\*4 NSTORED !THE NUMBER OF VARIABLES THAT WILL BE  
PASSED INTO AND OUT OF STORAGE

CHARACTER\*3 OCHECK !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE  
CORRECT VARIABLE TYPES FOR THE OUTPUTS

CHARACTER\*3 YCHECK !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE  
CORRECT VARIABLE TYPES FOR THE INPUTS

C-----

C USER DECLARATIONS - SET THE MAXIMUM NUMBER OF PARAMETERS (NP), INPUTS  
(NI),

C OUTPUTS (NOUT), AND DERIVATIVES (ND) THAT MAY BE SUPPLIED FOR THIS TYPE  
PARAMETER (NP=23,NI=9,NOUT=13,ND=0,NSTORED=0)

C-----

C REQUIRED TRNSYS DIMENSIONS

DIMENSION XIN(NI),OUT(NOUT),PAR(NP),YCHECK(NI),OCHECK(NOUT),

1 STORED(NSTORED),T(ND),DTDT(ND)

INTEGER NITEMS

C-----

C ADD DECLARATIONS AND DEFINITIONS FOR THE USER-VARIABLES HERE

C VARIABLES USED IN THE SOLUTION OF THE GAUSSIAN MATRIX

DOUBLE PRECISION RR(10),GG(10,10),Erg(10)

C PARAMETERS

DOUBLE PRECISION sg1

DOUBLE PRECISION sg2

DOUBLE PRECISION rg1

DOUBLE PRECISION rg2

DOUBLE PRECISION se1

DOUBLE PRECISION se2

DOUBLE PRECISION re1

DOUBLE PRECISION re2

DOUBLE PRECISION sa1

DOUBLE PRECISION sa2

DOUBLE PRECISION ra1

DOUBLE PRECISION ra2

DOUBLE PRECISION sc1

DOUBLE PRECISION sc2

DOUBLE PRECISION rc1

DOUBLE PRECISION rc2

DOUBLE PRECISION B

DOUBLE PRECISION tcw1  
DOUBLE PRECISION tcw2  
DOUBLE PRECISION thw1  
DOUBLE PRECISION thw2  
DOUBLE PRECISION tow1  
DOUBLE PRECISION tow2

C INPUTS

DOUBLE PRECISION tgi  
DOUBLE PRECISION tei  
DOUBLE PRECISION tai  
DOUBLE PRECISION tci  
DOUBLE PRECISION mgh  
DOUBLE PRECISION meh  
DOUBLE PRECISION mah  
DOUBLE PRECISION mch  
DOUBLE PRECISION ONSIG

C OUTPUTS & CALCULATIONS

DOUBLE PRECISION sg,ddtming,sa,ddtmina,sc,ddtminc,se,ddtmine  
DOUBLE PRECISION tgo,teo,tao,tco,tg,te,ta,tc,dtga  
DOUBLE PRECISION mg,me,ma,mc  
DOUBLE PRECISION Qg,Qe,Qa,Qc,Qac  
DOUBLE PRECISION Cp\_g,Cp\_e,Cp\_a,Cp\_c,Cp\_fluid  
DOUBLE PRECISION COP,DDt  
DOUBLE PRECISION tgo\_s,teo\_s,tao\_s,tco\_s,dif

C-----

C READ IN THE VALUES OF THE PARAMETERS IN SEQUENTIAL ORDER

sg1=PAR(1)  
sg2=PAR(2)  
rg1=PAR(3)  
rg2=PAR(4)  
se1=PAR(5)  
se2=PAR(6)  
re1=PAR(7)  
re2=PAR(8)  
sa1=PAR(9)  
sa2=PAR(10)  
ra1=PAR(11)  
ra2=PAR(12)  
sc1=PAR(13)  
sc2=PAR(14)  
rc1=PAR(15)  
rc2=PAR(16)  
B=PAR(17)  
tcw1=PAR(18)  
tcw2=PAR(19)  
thw1=PAR(20)

ANEXOS

```
thw2=PAR(21)
tow1=PAR(22)
tow2=PAR(23)
```

```
C-----
C  RETRIEVE THE CURRENT VALUES OF THE INPUTS TO THIS MODEL FROM THE XIN
ARRAY IN SEQUENTIAL ORDER
```

```
tgi=XIN(1)
tei=XIN(2)
tai=XIN(3)
tci=XIN(4)
mgh=XIN(5)
meh=XIN(6)
mah=XIN(7)
mch=XIN(8)
ONSIG=XIN(9)
    IUNIT=INFO(1)
    ITYPE=INFO(2)
```

```
C-----
C  SET THE VERSION INFORMATION FOR TRNSYS
IF(INFO(7).EQ.-2) THEN
    INFO(12)=16
    RETURN 1
ENDIF
```

```
C-----
C  DO ALL THE VERY LAST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
IF (INFO(8).EQ.-1) THEN
    RETURN 1
ENDIF
```

```
C-----
C  PERFORM ANY 'AFTER-ITERATION' MANIPULATIONS THAT ARE REQUIRED HERE
C  e.g. save variables to storage array for the next timestep
IF (INFO(13).GT.0) THEN
    NITEMS=0
    RETURN 1
ENDIF
```

```
C-----
C  DO ALL THE VERY FIRST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
IF (INFO(7).EQ.-1) THEN
```

```
C  SET SOME INFO ARRAY VARIABLES TO TELL THE TRNSYS ENGINE HOW THIS TYPE IS
TO WORK
    INFO(6)=NOUT
    INFO(9)=1
    INFO(10)=0 !STORAGE FOR VERSION 16 HAS BEEN CHANGED
```

```
C  SET THE REQUIRED NUMBER OF INPUTS, PARAMETERS AND DERIVATIVES THAT THE
USER SHOULD SUPPLY IN THE INPUT FILE
```

C IN SOME CASES, THE NUMBER OF VARIABLES MAY DEPEND ON THE VALUE OF  
PARAMETERS TO THIS MODEL....

NIN=NI

NPAR=NP

NDER=ND

C CALL THE TYPE CHECK SUBROUTINE TO COMPARE WHAT THIS COMPONENT  
REQUIRES TO WHAT IS SUPPLIED IN

C THE TRNSYS INPUT FILE

CALL TYPECK(1,INFO,NIN,NPAR,NDER)

C SET THE NUMBER OF STORAGE SPOTS NEEDED FOR THIS COMPONENT

NITEMS=0

C RETURN TO THE CALLING PROGRAM

RETURN 1

ENDIF

C-----

C DO ALL OF THE INITIAL TIMESTEP MANIPULATIONS HERE - THERE ARE NO  
ITERATIONS AT THE INTIAL TIME

IF (TIME .LT. (getSimulationStartTime() +  
. getSimulationTimeStep()/2.D0)) THEN

C SET THE UNIT NUMBER FOR FUTURE CALLS

IUNIT=INFO(1)

ITYPE=INFO(2)

C PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL VALUES OF THE  
OUTPUTS HERE

C tgo

OUT(1)=0

C teo

OUT(2)=0

C tao

OUT(3)=0

C tco

OUT(4)=0

C mgo

OUT(5)=0

C meo

OUT(6)=0

C mao

OUT(7)=0

C mco

OUT(8)=0

C Qg

OUT(9)=0

C Qe

OUT(10)=0

C Qac

OUT(11)=0

C COP

ANEXOS

OUT(12)=0

C DDt

OUT(13)=0

C PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL STORAGE VARIABLES  
HERE

NITEMS=0

C RETURN TO THE CALLING PROGRAM

RETURN 1

ENDIF

C-----

C \*\*\* PERFORM ALL THE CALCULATION HERE FOR THIS MODEL. \*\*\*

C-----

C PARAMETERS AND INPUTS

tgi=XIN(1)+273.15

tei=XIN(2)+273.15

tai=XIN(3)+273.15

tci=XIN(4)+273.15

mgh=XIN(5)

meh=XIN(6)

mah=XIN(7)

mch=XIN(8)

ONSIG=XIN(9)

C CASE OF NO FLOW OR TEMPERATURES OUT OF LIMITS => OUTPUTS ARE SET  
EQUAL TO THE INPUTS

IF ((ONSIG.LT.0.5).OR.(mgh.LE.0.0).OR.(meh.LE.0.0).OR.(mah.LE.0.0)

.OR.(mch.LE.0.0).OR.((tai-273.15).gt.MAX(tcw1,tcw2)).OR.

((tai-273.15).lt.MIN(tcw1,tcw2)).OR.

((tci-273.15).gt.MAX(tcw1,tcw2)).OR.

((tci-273.15).lt.MIN(tcw1,tcw2)).OR.

((tgi-273.15).gt.MAX(thw1,thw2)).OR.

((tgi-273.15).lt.MIN(thw1,thw2)).OR.

((tei-273.15).gt.MAX(tow1,tow2)).OR.

((tei-273.15).lt.MIN(tow1,tow2))) THEN

tgo=tgi

teo=tei

tao=tai

tco=tci

Qg=0

Qe=0

Qa=0

Qc=0

Qac=Qa+Qc

DDt=0

COP=0

goto 1000

ENDIF

C INITIAL GUESS OF THE OUTPUT TEMPERATURE

```
tgo=tgi-4.4
teo=tei-4.4
tao=tao+3.7
tco=tco+3.5
C INITIAL GUESS OF THE TEMPORARY VARIABLE
tgo_s=0
teo_s=0
tao_s=0
tco_s=0
dif=0.00001
C ITERATE UNTIL THE TEMPERATURE DIFFERENCE FOR ALL MASS FLOW RATE
C IS EQUAL TO DIF=0.00001
DO WHILE ((ABS(tgo_s-tgo).GT.dif).OR.(ABS(teo_s-teo).GT.dif).OR.
.(ABS(tao_s-tao).GT.dif).OR.(ABS(tco_s-tco).GT.dif))
tgo_s=tgo
teo_s=teo
tao_s=tao
tco_s=tco
tg=0.5*(tgi+tgo)
te=0.5*(tei+teo)
ta=0.5*(tai+tao)
tc=0.5*(tci+tco)
C COEFFICIENTS FOR EACH COMPONENT (SYSTEM OF EQUATIONS)
dtga=tg-ta
sg=sg2*dtga+sg1
ddtming=rg2*dtga+rg1
sa=sa2*dtga+sa1
ddtmına=ra2*dtga+ra1
sc=sc2*dtga+sc1
ddtminc=rc2*dtga+rc1
se=se2*dtga+se1
ddtmine=re2*dtga+re1
C SPECIFIC HEAT OF FLUID
Cp_g=Cp_fluid(tg-273.15)
Cp_a=Cp_fluid(ta-273.15)
Cp_c=Cp_fluid(tc-273.15)
Cp_e=Cp_fluid(te-273.15)
C FLOW RATES IN kg/s
mg=mgh/3600
me=meh/3600
ma=mah/3600
mc=mch/3600
C CALCULATE VALUES FOR THE GAUSSIAN MATRIX
C DDt
GG(1,1)=1
GG(1,2)=-1
```

ANEXOS

$$GG(1,3)=1$$

$$GG(1,4)=B$$

$$GG(1,5)=-B$$

$$RR(1)=0.0$$

$$ERG(1)=0.0$$

C Qg

$$GG(2,1)=sg$$

$$GG(2,2)=2*mg*Cp_g$$

$$GG(2,3)=0.0$$

$$GG(2,4)=0.0$$

$$GG(2,5)=0.0$$

$$RR(2)=2*mg*Cp_g*tgi+ddtming*sg$$

$$ERG(2)=0.0$$

C Qa

$$GG(3,1)=sa$$

$$GG(3,2)=0.0$$

$$GG(3,3)=-2*ma*Cp_a$$

$$GG(3,4)=0.0$$

$$GG(3,5)=0.0$$

$$RR(3)=-2*ma*Cp_a*ta+ddtmina*sa$$

$$ERG(3)=0.0$$

C Qc

$$GG(4,1)=sc$$

$$GG(4,2)=0.0$$

$$GG(4,3)=0.0$$

$$GG(4,4)=-2*mc*Cp_c$$

$$GG(4,5)=0.0$$

$$RR(4)=-2*mc*Cp_c*tc+ddtminc*sc$$

$$ERG(4)=0.0$$

C Qe

$$GG(5,1)=se$$

$$GG(5,2)=0.0$$

$$GG(5,3)=0.0$$

$$GG(5,4)=0.0$$

$$GG(5,5)=2*me*Cp_e$$

$$RR(5)=2*me*Cp_e*te+ddtmine*se$$

$$ERG(5)=0.0$$

$$CALL GAUSS(5,GG,RR,Erg)$$

C SHIFT THE SOLVED COEFFICIENTS TO THE EXTERNAL TEMPERATURE AND DDt

$$DDt=Erg(1)$$

$$tg=Erg(2)$$

$$ta=Erg(3)$$

$$tc=Erg(4)$$

$$te=Erg(5)$$

C OUTPUT TEMPERATURES (KELVIN)

$$tgo=2.0*tg-tgi$$

```
    tao=2.0*ta-tai
    tco=2.0*tc-tci
    teo=2.0*te-tei
END DO
Qg=mg*Cp_fluid(tg-273.15)*(tgi-tgo)
Qa=ma*Cp_fluid(ta-273.15)*(tao-tai)
Qc=mc*Cp_fluid(tc-273.15)*(tco-tci)
Qe=me*Cp_fluid(te-273.15)*(tei-teo)
COP=0.0
IF (Qg.GT.0.0) COP=Qe/Qg
Qac=0.0
Qac=Qe+Qg
1000 CONTINUE
C   OUTPUT TEMPERATURES (CELSIUS)
    tgo=tgo-273.15
    tao=tao-273.15
    tco=tco-273.15
    teo=teo-273.15
C-----
C   SET THE OUTPUTS FROM THIS MODEL IN SEQUENTIAL ORDER AND GET OUT
C           tgo
C                   OUT(1)=tgo
C           teo
C                   OUT(2)=teo
C           tao
C                   OUT(3)=tao
C           tco
C                   OUT(4)=tco
C           mgo
C                   OUT(5)=mgh
C           meo
C                   OUT(6)=meh
C           mao
C                   OUT(7)=mah
C           mco
C                   OUT(8)=mch
C           Qg
C                   OUT(9)=Qg
C           Qe
C                   OUT(10)=Qe
C           Qac
C                   OUT(11)=Qac
C           COP
C                   OUT(12)=COP
C           DDt
C                   OUT(13)=DDt
```

ANEXOS

```
C-----
C  EVERYTHING IS DONE - RETURN FROM THIS SUBROUTINE AND MOVE ON
  RETURN 1
  END
C-----
  DOUBLE PRECISION FUNCTION Cp_fluid(Tb)
C  CALCULATE THE SPECIFIC ISOBARIC HEAT OF WATER (Cp IN kJ/(kg·K)).
C  FOR THE CASE OF CHILLED AND COOLING WATER THE CORRELATION (DEVELOPED
  BY ISE Freiburg)
C  IS USED (CORRELATION USED BY JAN ALBERS) WHILE HOT WATER USED A
  CORRELATION BASED ON
C  IAPWS97 METHODS OBTAINED IN EES. THE RANGE OF THIS LAST CORRELATION IS
  BETWEEN 100
C  AND 200°C AT 16 BAR
  DOUBLE PRECISION Tb,a(1:6) !Tb=reference temperature in °C
  IF (Tb.LT.100.0) THEN
    a(1)=4.21936117560825
    a(2)=-3.80061034018061E-03
    a(3)=1.29190887237757E-04
    a(4)=-2.13494318181802E-06
    a(5)=1.81199009323988E-08
    a(6)=-5.92948717948624E-11
  ELSE
    a(1)=4.09899881443936
    a(2)=2.87825606693E-03
    a(3)=-4.429360765E-05
    a(4)=3.8369628E-07
    a(5)=-1.384190E-09
    a(6)=2.310E-12
  ENDIF
  Cp_fluid=a(1)+a(2)*Tb+a(3)*Tb**2+a(4)*Tb**3+a(5)*Tb**4+a(6)*Tb**5
  RETURN
  END
C-----
  SUBROUTINE GAUSS(grad,G,r,ko)
C  THIS SUBROUTINE SOLVES A LINEAR EQUATION SYSTEM, USING THE GAUSSIAN
  ELIMINATION ALGORITHM
C  WITH MAXIMUM PIVOTING
C  a11*x1+a12*x2+a13*x3+...+a1010*x10 = rechts1
C  b11*x1+b12*x2+..      +b1010*x10 = rechts2
C  ..
C  j11*x1+..      +j1010*x10 = rechts10
C
C  PARAMETER:
C  grad  NUMBER OF EQUATIONS (MAXIMUM ORDER IS 10)
C  G     CONTAINS THE FACTORS a11 TO j10,10
C  R     CONTAINS THE VALUES OF THE RIGHT HAND SIDE OF THE EQUATIONS
```

```
C ko GIVES THE RESULTS FOR THE LINEAR EQUATION SYSTEM (x1..x10)
REAL Abzug,a,max
INTEGER merk,grad,l,z,s,maxgrad
DATA maxgrad/10/
DOUBLE PRECISION R(10),G(10,10),Rhilf(10),Ghilf(10,10),ko(10)
C SOLVING
DO 110, l=1,grad
max=abs(G(l,l))
merk=l
DO 101, z=l+1,grad
if(abs(G(z,l)).GT.max) then
max=abs(G(z,l))
merk=z
endif
101 continue
if (merk.NE.l) then
DO 102, s=l,grad
Ghilf(l,s)=G(l,s)
G(l,s)=G(merk,s)
G(merk,s)=Ghilf(l,s)
102 continue
Rhilf(l)=R(l)
R(l)=R(merk)
R(merk)=Rhilf(l)
endif
DO 104, z=l+1, grad
a=G(z,l)/G(l,l)
DO 103, s=l, grad
G(z,s)=G(z,s)-a*G(l,s)
103 continue
R(z)=R(z)-a*R(l)
104 continue
110 continue
C CALCULATE THE RESULTS
ko(grad)=R(grad)/G(grad,grad)
DO 120, z=(grad-1),1,-1
Abzug=0
DO 121, s=grad, z, -1
Abzug=Abzug+ko(s)*G(z,s)
121 continue
ko(z)=(R(z)-abzug)/G(z,z)
120 continue
RETURN
END
```

## Proforma Type813

General | Description | Variables | Files

Object: Single-effect absorption chiller

Author: Andres Montero

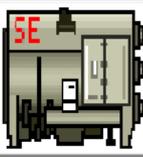
Organization: CREVER-URV

Editor: Andres Montero

Creation Date: January 07, 2012 Last Modification: January 07, 2012

Model Type  
 Detailed  Simplified  Empirical  Conventional

Validation  
 Qualitative  Analytical  Numerical  Experimental  In Assembly

SE 

Type Number : 813

KeyWords :

Allowed Instances :

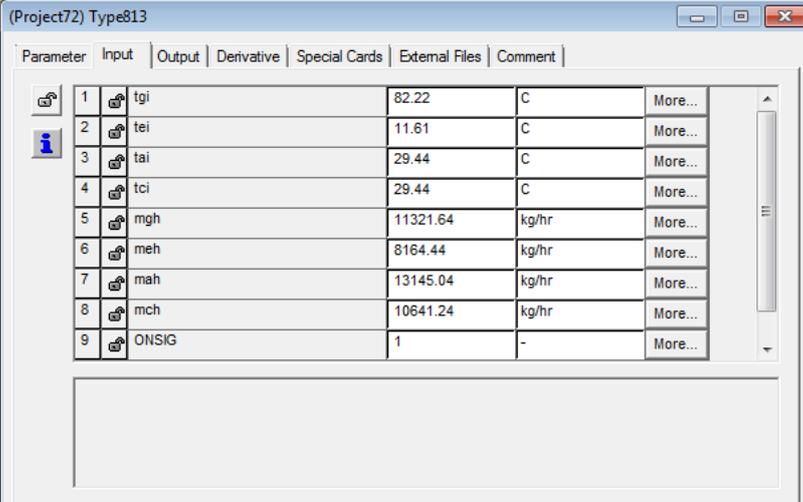
Choose icon ...

Add Del

## Par3metros

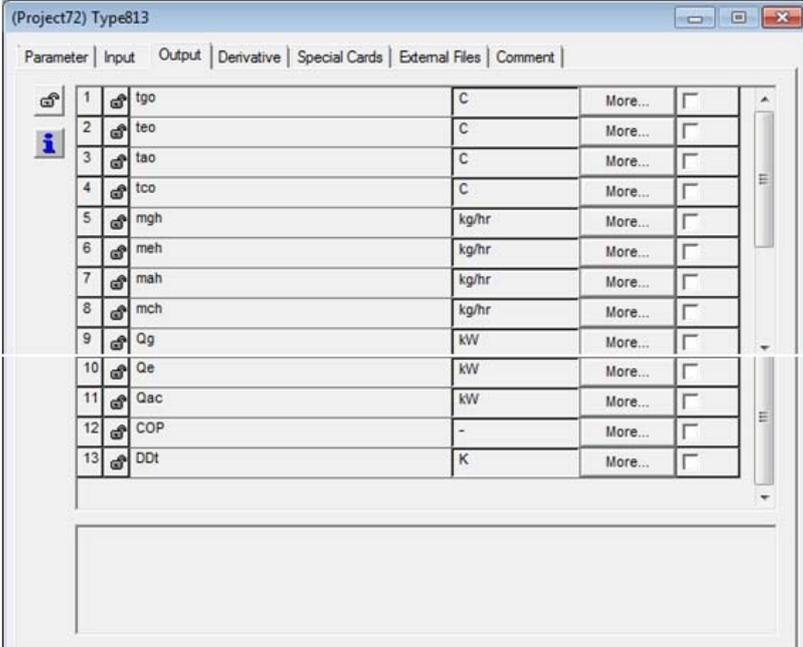
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	sg1		2.3688	-		More...
2	sg2		-0.0011	-		More...
3	rg1		0.7898	-		More...
4	rg2		-0.0648	-		More...
5	se1		2.2579	-		More...
6	se2		-0.0005	-		More...
7	re1		-1.1515	-		More...
8	re2		0.1127	-		More...
9	sa1		2.3348	-		More...
10	sa2		-0.0028	-		More...
11	ra1		1.0774	-		More...
12	ra2		-0.0774	-		More...
13	sc1		2.2926	-		More...
14	sc2		0.0012	-		More...
15	rc1		-1.1515	-		More...
16	rc2		0.1127	-		More...
17	B		1.1496	-		More...
18	tcw1		26	C		More...
19	tcw2		35	C		More...
20	thw1		60	C		More...
21	thw2		100	C		More...
22	tow1		9	C		More...
23	tow2		15	C		More...

## Entradas



Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	tgi	82.22	C	More...		
2	tei	11.61	C	More...		
3	tai	29.44	C	More...		
4	tci	29.44	C	More...		
5	mgh	11321.64	kg/hr	More...		
6	meh	8164.44	kg/hr	More...		
7	mah	13145.04	kg/hr	More...		
8	mch	10641.24	kg/hr	More...		
9	ON SIG	1	-	More...		

## Salidas



Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	tgo	C	More...			
2	teo	C	More...			
3	tao	C	More...			
4	tco	C	More...			
5	mgh	kg/hr	More...			
6	meh	kg/hr	More...			
7	mah	kg/hr	More...			
8	mch	kg/hr	More...			
9	Qg	kW	More...			
10	Qe	kW	More...			
11	Qac	kW	More...			
12	COP	-	More...			
13	DDt	K	More...			



## Anexo C: Datos de entrada envolvente edificio y perfiles de uso

### Envolvente del edificio

#### CTE-Sevilla: Muros

Capa	Material	Espesor (m)	Conductiv. (W/m-K)	C. Especif. (J/Kg-K)	Dens. (Kg/m <sup>3</sup> )	Fuente
1 (Ext)	Material recubrimiento	0.0100	0.200	1500.00	1200	Varias
2	Material aislamiento	0.0381	0.040	1400.00	15	Varias
3 (Int)	Material masa térmica	0.0750	1.600	1000.00	2200	Varias
<b>0.820</b>	W/m <sup>2</sup> -K Transmitancia total (U)	<b>135.41</b>	KJ/m <sup>2</sup> -K Capacidad de calor interna (k-m)			
0.900	Emisividad exterior	0.900	Emisividad interior			
0.600	Absortancia solar y visible exterior	0.600	Absortancia solar y visible interior			

#### CTE-Sevilla: Cubierta

Capa	Material	Espesor (m)	Conductiv. (W/m-K)	C. Especif. (J/Kg-K)	Dens. (Kg/m <sup>3</sup> )	Fuente
1 (Ext)	Material recubrimiento	0.0100	0.200	1500.00	1200	Varias
2	Material aislamiento	0.0794	0.040	1400.00	15	Varias
3 (Int)	Material masa térmica	0.0750	1.600	1000.00	2200	Varias
<b>0.450</b>	W/m <sup>2</sup> -K Transmitancia total (U)	<b>165.53</b>	KJ/m <sup>2</sup> -K Capacidad de calor interna (k-m)			
0.900	Emisividad exterior	0.900	Emisividad interior			
0.600	Absortancia solar y visible exterior	0.600	Absortancia solar y visible interior			

#### CTE-Sevilla: SueloExt

Capa	Material	Espesor (m)	Conductiv. (W/m-K)	C. Especif. (J/Kg-K)	Dens. (Kg/m <sup>3</sup> )	Fuente
1 (Ext)	Material recubrimiento	0.0100	0.200	1500.00	1200	Varias
2	Material aislamiento	0.0622	0.040	1400.00	15	Varias
3 (Int)	Material masa térmica	0.0750	1.600	1000.00	2200	Varias
<b>0.520</b>	W/m <sup>2</sup> -K Transmitancia total (U)	<b>161.92</b>	KJ/m <sup>2</sup> -K Capacidad de calor interna (k-m)			
0.900	Emisividad exterior	0.900	Emisividad interior			
0.600	Absortancia solar y visible exterior	0.600	Absortancia solar y visible interior			

#### CTE-Sevilla: Acristalamiento

	N	E/O	S	SE/SO
<b>Valor U</b>	3.30	4.30	5.70	5.70
<b>Factor Solar Modificado</b>	N/A	0.55	N/A	0.57

## Ocupaci3n

### Ocupaci3n

Clave	Zona	Espacio	Area (m <sup>2</sup> )	Densidad (pers/m <sup>2</sup> )	Tasa met. (W/pers)	Factor Met.	Ganancia (W/m <sup>2</sup> )	Ganancia (kW)
001	Oficinas	3rea de trabajo	2'304.0	0.110	125.3	1.00	13.8	31.8

#### Notas:

1. La tasa metab3lica depende del tipo de actividad. Mientras m3s intensa es esta 3ltima, mayor es la tasa metab3lica
2. El factor metab3lico pondera la constituci3n f3sica de los ocupantes. Hombre = 1.00, Mujer = 0.85, Ni3o = 0.75
3. La tasa de ganancia de calor por ocupaci3n (W/m<sup>2</sup>) = Densidad x Tasa metab3lica x Factor metab3lico
4. La ganancia de calor se modifica en el tiempo por los valores de la programaci3n

### Aparatos y equipos

Clave	Zona	Espacio	Area (m <sup>2</sup> )	Ganancia (W/m <sup>2</sup> )	Ganancia (kW)	Concepto	F. Perd.	F. Lat.	F. Rad.	F. Sens.
001	Oficinas	3rea de trabajo	2'304.0	14.0	32.3	Aparatos (Elec.)	0.00	0.00	0.20	0.80

F. Perd. = Fracci3n de p3rdida (calor expulsado al exterior), F. Lat. = Fracci3n latente, F. Rad. = Fracci3n radiante, F. Sens. = Fracci3n sensible

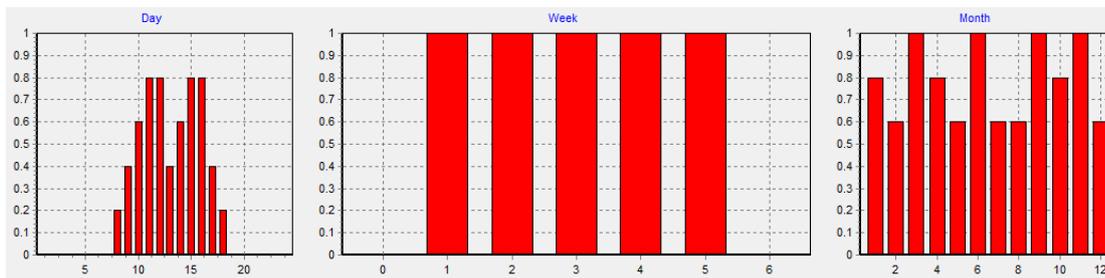
### Consumos y ganancias por iluminaci3n

Clave	Zona	Espacio	Area (m <sup>2</sup> )	Ilumin. Min. (lux)	Energ. Ilum. (W/m <sup>2</sup> -100lux)	Ganancia (W/m <sup>2</sup> )	Ganancia (kW)	F. Ret.	F. Rad.	F. Visib.	F. Conv.
001	Oficinas	3rea de trabajo	2'304.0	500	2.06	10.30	23.7	0.00	0.42	0.18	0.40

F. Ret. = Fracci3n de retorno (calor extraido), F. Rad. = Fracci3n radiante, F. Visib. = Fracci3n visible, F. Conv. = Fracci3n convectiva

**Nota:** La ganancia de calor se modifican en el tiempo por los valores de la programaci3n

## Perfiles de uso



## Anexo D: Certificados de ensayos de captadores de acuerdo a EN-12975

SOLAR COLLECTOR CERTIFICATION		CERTIFIED SOLAR COLLECTOR					
		<b>SUPPLIER:</b> Chromasun, Inc. 1050 N 5th Street, Suite San Jose, CA 95112  <b>MODEL:</b> MCT-HT-001 <b>COLLECTOR TYPE:</b> Concentrating <b>CERTIFICATION#:</b> 2010064A					
Original Certification Date: 24-May-11							
<b>COLLECTOR SPECIFICATIONS (for the tested collector)</b>							
Gross Area	3.99 m <sup>2</sup>	42.95 ft <sup>2</sup>	Gross Length	3.390 m	11.12 ft		
Aperture Area	3.39 m <sup>2</sup>	36.49 ft <sup>2</sup>	Gross Width	1.230 m	4.04 ft		
Absorber Area	0.30 m <sup>2</sup>	3.23 ft <sup>2</sup>	Gross Depth	0.316 m	1.04 ft		
Fluid Capacity	0.9 liter	0.238 gal	Test Pressure	1110 kPa	161.5 psi		
Dry Weight	99.79 kg	220 lb	Concentration Ratio	20			
Tracking: Single axis			Control System: Active				
Cover Geometry: Flat			Reflector Geometry: Fresnel				
<b>COLLECTOR MATERIALS and COATINGS</b>							
Cover: Low Iron Glass			Reflector: Coated Aluminum				
Absorber: Stainless Steel, U-tube			Absorber Coating: Black Chrome				
<b>TECHNICAL INFORMATION</b>							
Collector Model: (Based on Aperture Area)							
$Q/A_s = F'(\tau_{01})_{in} K_{int}(\theta) G_b + F'(\tau_{01})_{in} K_{ext}(\theta) G_{ext} - c_1(t_m - t_a) - c_2(t_m - t_a)^2 - c_3 u(t_m - t_a) + c_4(E_{s1} - \sigma t_a^4) - c_5 dt_m/dt - c_6 u G$							
$K(\theta) = 1 - b_1 [1/\cos(\theta) - 1]$							
Collector efficiency factor: $F'(\tau_{01})_{in}$			0.565				
Incident angle modifier for diffuse radiation: $K_{int}$			0.12				
Longitudinal incident angle modifier constant: $b_{1L}$			0.13				
Transverse incident angle modifier constant: $b_{1T}$			-0.19				
Heat loss coefficient: $c_1$			0.54		[W/(m <sup>2</sup> K)]		
Temperature dependence of the heat loss coefficient: $c_2$			0.0032		[W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )]		
Wind speed dependence of the heat loss coefficient: $c_3$			0.00		[J/(m <sup>2</sup> K)]		
Sky temperature loss coefficient: $c_4$			0.00		[W/(m <sup>2</sup> K)]		
Effective thermal capacity: $c_5$			7800		[J/(m <sup>2</sup> K)]		
Wind dependence of zero-loss efficiency: $c_6$			0.00		[s/m]		
IAM	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°
$K_{int}(\theta_T)$	1.003	1.012	1.030	1.059	1.110	1.190	1.003
$K_{ext}(\theta_T)$	0.998	0.992	0.980	0.96			
<b>Impact Safety Rating: 0</b>							
<b>Test Conditions:</b>							
Max Fluid Temperature During Efficiency Test: 179. °C				Wind Speed Range During Efficiency Test: 0.0 to 1.68 m/s			
Test Fluid: Water				Test Flow Rate: 0.114 kg/sec			
Exposure Test Conducted: Wet				Tested Method: SRCC Standard 600			
Remarks:							

SOLAR COLLECTOR CERTIFICATION		CERTIFIED SOLAR COLLECTOR					
		<b>SUPPLIER:</b> Sopogy, Inc. 2660 Waiwai Loop Honolulu, HI 96819 USA  <b>MODEL:</b> SopoNova 4.1 <b>COLLECTOR TYPE:</b> Concentrating <b>CERTIFICATION#:</b> 2010113A					
Original Certification Date: 12-Aug-11							
<b>COLLECTOR SPECIFICATIONS (for the tested collector)</b>							
Gross Area	6.712 m <sup>2</sup>	72.24 ft <sup>2</sup>	Gross Length	4.105 m	13.47 ft		
Aperture Area	5.384 m <sup>2</sup>	57.95 ft <sup>2</sup>	Gross Width	1.635 m	5.364 ft		
Absorber Area	0.088 m <sup>2</sup>	0.9472 ft <sup>2</sup>	Gross Depth	1.81 m	5.938 ft		
Fluid Capacity	1.27 liter	0.3355 gal	Test Pressure	1103 kPa	160 psi		
Dry Weight	79.38 kg	175 lb	Concentration Ratio				61
Tracking: single axis			Control System: active				
Cover Geometry: none			Reflector Geometry: parabolic trough				
<b>COLLECTOR MATERIALS and COATINGS</b>							
Cover: borosilicate			Reflector: aluminum, polymeric laminate				
Absorber: 304 stainless steel tube			Absorber Coating: black chrome				
<b>TECHNICAL INFORMATION</b>							
Collector Model: (Based on Aperture Area)							
$Q/A_s = F'(\tau\alpha)_{eff} K_{cos}(\theta)G_b + F'(\tau\alpha)_{eff} K_{cos}(\theta)G_d - c_1(t_m - t_a) - c_2(t_m - t_a)^2 - c_3 u(t_m - t_a) + c_4(E_s - \sigma t_a^4) - c_5 dt_m/dt - c_6 uG$							
$K(\theta) = 1 - b_0 [1/\cos(\theta) - 1]$							
Collector efficiency factor: $F'(\tau\alpha)_{eff}$			0.5897				
Incident angle modifier for diffuse radiation: $K_{cos}$			0.00				
Longitudinal incident angle modifier constant: $b_{0L}$			0.52				
Transverse incident angle modifier constant: $b_{0T}$			0.00				
Heat loss coefficient: $c_1$			0.9317		[W/(m <sup>2</sup> K)]		
Temperature dependence of the heat loss coefficient: $c_2$			0.00		[W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )]		
Wind speed dependence of the heat loss coefficient: $c_3$			0.00		[J/(m <sup>2</sup> K)]		
Sky temperature loss coefficient: $c_4$			0.00		[W/(m <sup>2</sup> K)]		
Effective thermal capacity: $c_5$			2450.2		[J/(m <sup>2</sup> K)]		
Wind dependence of zero-loss efficiency: $c_6$			0.01248		[s/m]		
IAM	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°
$K_{cos}(\theta_s)$							
$K_{cos}(\theta_t)$	0.997	0.985	0.932	0.782	0.661	0.496	0.378
Impact Safety Rating: 0							
Test Conditions:							
Max Fluid Temperature During Efficiency Test: 150 °C			Wind Speed Range During Efficiency Test: 0.4 to 3.1 m/s				
Test Fluid: water			Test Flow Rate: 0.1730 kg/sec				
Exposure Test Conducted: wet			Tested Method: SRCC Standard 600				

### Appendix 1: Thermal performance test results

Evaluation of quasi-dynamic collector test based on aperture area and mean temperature of heat transfer fluid (multi linear regression/ simulation)

Based on aperture area:		
Aperture collector area used for curve:	3.051 m <sup>2</sup>	
The quasi-dynamic collector model is defined by		
$Q/A_p = F(\alpha)_m K_{ext}(\theta) G_b + F(\alpha)_m K_{ext}(\theta) G_d - c_p G^2 - c_1 (T_m - T_a) - c_2 (T_m - T_a)^2 - c_3 (T_m - T_a) - c_4 (E_b - \sigma T_m^4) - c_5 d_{ext}/dt$		
Mass flow during test [kg/s]	0.0672	
Operating pressure during test [kPa]	150	
Based on aperture area		
	Value	Unit
$F(\alpha)_m$	0.774	[-]
$K_{ext}$	1.015	[-]
$b_0$ [°]	0.060	[-]
$c_1$	1.936	[W/(m <sup>2</sup> K)]
$c_2$	0.006	[W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )]
$c_3$	not determined	[W/(m <sup>2</sup> K)]
$c_4$	not determined	[W/(m <sup>2</sup> K)]
$c_5$	12.870	[kJ/(m <sup>2</sup> K)]
$c_6$	not determined	[s/m]

Angle [°]	10	20	30	40	50	60	70
$K_{t,interp}$ [-]	1.00	1.00	0.99	0.98	0.97	0.94	0.88
$K_{t,trans}$ [-]	1.01	1.01	1.02	1.02	1.02	1.09	1.12
Incidence angle modifier $K_p$ (40.2°-40.2°) [-] Einstrahlwinkel-Korrekturfaktor	0.997 (based on aperture area)						