

Universidad de Valladolid

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA DE SISTEMAS Y
AUTOMÁTICA

TESIS DOCTORAL

Criterios Para El Diseño, Dimensionado Y
Control De Instalaciones De Refrigeración Solar
Mediante Máquinas De Absorción De Mediana
Potencia

Presentada por Luis A. Bujedo Nieto para optar al grado de doctor por la
Universidad de Valladolid

Dirigida por:

Dr. Fernando Frechoso Escudero

Dr. Pedro Juan Martínez Beltrán

Valladolid 2014

Contraportada (Página en blanco)

Dedicatoria

*Dedicado a mi familia,
sin ellos no habría sido posible.*

Contra dedicatoria (Página en blanco)

Cita

*No basta con saber
También hay que aplicar.
No basta con querer
También hay que actuar*

J. W. Goethe

Página en blanco

Agradecimientos

A pesar del riesgo que trae consigo el rellenar un apartado de agradecimientos, no he podido resistir a la tentación y por ello me gustaría comenzar *agradeciendo su apoyo a todos aquellos que de manera directa o indirecta, me han permitido la realización del presente trabajo.*

En particular, agradecer a Juan su amistad y conocimiento, ambos infinitos. Por otro lado, Pedro Juan Martínez y Fernando Frechoso a quienes con sus valiosos consejos, apoyo y dirección han sido piezas fundamentales así como Fernando Gayubo que con su capacidad de análisis y trabajo, ha sido de gran ayuda constituyéndose en un tercer director en la sombra.

Agradecimientos también a los compañeros y excompañeros de CARTIF por la generación de un entorno facilitador y sabios consejos. En especial: Marta, Epi, Andrés, Chuchi, Cristina, Julia, Sergio, Álvaro, Roberto, Enrique, Lázaro,...

No se puede olvidar tampoco a los “refsolitos”: Roberto, Nicolás, Octavio, Isaac Víctor, Jorge, Wilfrido, Naghelli, Onésimo, Patrizia, Wolfram, y Roberto. Amplios conocimientos y buena gente.

También me gustaría lanzar un agradecimiento institucional a la Fundación CARTIF a través de su Director General, el cual además de animarme a la realización de esta tesis, ha proporcionado las instalaciones y el apoyo para su desarrollo, así como el fomento de la participación en congresos, plataformas de expertos, asociaciones, etc. acciones que son fundamentales para poder estar al tanto de los últimos desarrollos tecnológicos y científicos en el ámbito de la refrigeración solar.

En resumen y si se me ha olvidado alguien por favor que no me lo tenga en cuenta, GRACIAS A TODOS, por compartir una parte de vuestro conocimiento, el cual espero haber volcado en esta tesis de la mejor manera posible.

Página en blanco

Publicaciones

Artículos en revistas:

Publicados:

L.A. Bujedo, J. Rodríguez y P.J. Martínez. Experimental results of different control strategies in a solar air-conditioning system at part load. *Solar Energy* vol. 85, July of 2011, pp 1302-1315.

A. Macía, L.A. Bujedo, T. Magraner, C. Chamorro. Influence parameters on the performance of an experimental solar-assisted ground-coupled absorption heat pump in cooling operation. *Energy and Buildings*, vol. 66, 2013, pp. 282-288.

Enviados:

P.J. Martínez, M. Lucas, L. A Bujedo. Experimental effect of design and control parameters on the performance of a solar cooling system in Alicante (Spain). Enviado a *International Journal of Refrigeration*.

Capítulos en libros

Solar Cooling a handbook for planners – 2nd edition. Colaboración en el capítulo 11: Experiences from installed custom made systems.

Comunicaciones a Congresos y Conferencias

P.J. Martínez-Beltrán, M. Lucas-Miralles, L.A Bujedo-Nieto, J. Ruiz-Ramírez, J.C Martínez-Castillo, C. García-Cutillas. *Efecto de los parámetros de diseño y control sobre las prestaciones de un sistema de refrigeración solar en alicante*. VIII Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica – Burgos (España) 19, 20 y 21 de junio de 2013.

L.A. Bujedo, J. Rodríguez-Santiago, P.J. Martínez-Beltrán, A. Macía, F. Frechoso, J. Samaniego, *Diseño y gestión de instalaciones de climatización solar mediante máquinas de absorción*, XV congreso ibérico y X iberoamericano de energía solar, Vigo, España, 20 a 22 de junio de 2012

R. Best, L.A. Bujedo, A. Corredera, R. Fedrizzi, O. García-Valladares, V.H. Gómez, J.I. Hernández, P. Melograno, N. Ortega, I. Pilatowsky, S. Sanz, N. Velázquez, *First experimental results of a solar driven ammonia-lithium nitrate cooling system*, 4th International Conference Solar Air Conditioning, Larnaka, Chiprus, 12th to 13th of October, 2011.

J. Rodríguez-Santiago, L.A. Bujedo, *Energetic, Economical and Geographical Evaluation of Different Solar Thermally Driven Heat Pump Systems for Heating and Cooling Around Europe*, ISES Solar World Congress 2011, Kassel, 28th of August to 2nd of September of 2011.

R. Best, L.A. Bujedo, P. Melograno, N. Velázquez, I. Pilatowsky, V.H. Gómez, O. García-Valladares, R. Fedrizzi, A. Corredera, J.I. Hernández, S. Sanz, N. Ortega, *Two novel solar sorption refrigerators using salt-ammonia mixtures for air-conditioning and ice production*, ISES Solar World Congress 2011, Kassel, Germany, 28th of August to 2nd of September of 2011.

E. Gil, L.A. Bujedo, L. Gorostiaga. *Comprehensive utilization of energy in sugar factory using renewable energy sources, maximizing the power cogeneration*. International Conference on Renewable Energies and Power Quality (ICREPQ'11). Las Palmas de Gran Canaria, Spain 13rd -15th April 2011.

A. Macía, L.A. Bujedo, C.R. Chamorro y T. Magraner. *Energy assessment of the heating-mode operation of a solar-assisted absorption ground coupled heat pump*. 2nd European Conference on Polygeneration. Tarragona, Spain, 30th March-1st April, 2011.

L.A. Bujedo, J. Rodríguez, A. Macía, S. Sanz, J. Vicente, C. De Torre J. Samaniego. *Criterios sobre el diseño, instrumentación y control de instalaciones solares térmicas*. 3^o Congreso Técnico de Energía Solar Térmica en Castilla y León (España). 17 de marzo de 2011

L.A. Bujedo, J. Rodríguez, A. Macía, C. De Torre, J. Vicente, S. Sanz, J. Samaniego. *Climatización por Suelo Refrescante con Energía Solar Térmica y geotermia en CARTIF*. 2^o Congreso Técnico de Energía Solar Térmica en Castilla y León (España). 17 de marzo de 2010.

L.A. Bujedo, A. Macía, C. De Torre, D. Toimil. *Condensación Geotérmica Abierta: Diseño y Tramitación*. II Congreso: Energía Geotérmica en la Edificación y la industria (Geoener 2010). Madrid (España). 10-11 de marzo de 2010.

A. Macía, L.A. Bujedo, J. Vicente, C. De Torre. *Development of a model for the simulation of an absorption chiller air-cooled "Rotartica" by TRNSYS*. 3rd International Conference Solar Air-Conditioning. Palermo (Italy). 30th September to 1st y 2nd of October of 2009.

J. Rodríguez, L. A. Bujedo, P. Melograno, R. Fedrizzi. *SDHW storage layouts and its control strategies depending on the combination with different heating devices, sorption chillers and heat pumps*. 3rd International Conference Solar Air-Conditioning. Palermo (Italy). 30th September to 1st y 2nd of October of 2009.

W. Sparber, A. Napolitano, F. Besana, A. Thür, B. Nocke, P. Finocchiaro, L. A. Bujedo, J. Rodríguez, T. Núñez. *Comparative results of monitored solar assisted heating and cooling installations*. 3rd International Conference Solar Air-Conditioning. Palermo (Italy). 30th September to 2nd October 2009.

L. A. Bujedo, A. Macía, J. Rodríguez, S. Sanz, J. Vicente, C. De Torre. *Resultados de una instalación de suelo refrescante comparados con una simulación dinámica*. CITEF2009: V Congreso Ibérico y III Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío. Castellón. 23-25 de septiembre de 2009.

C. De Torre, L.A. Bujedo, A. Macía, J. Vicente, S. Sanz. *Modelado mediante TRNSYS de una instalación de frío solar condensada por geotermia*. CITEF2009: V Congreso Ibérico y III Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío. Castellón. 23-25 de septiembre de 2009.

L. A. Bujedo. *Auditorías de Instalaciones Térmicas en Edificios*. Congreso: II Jornadas de Energías Renovables: Arquitectura Solar. Béjar (Salamanca). 2 de julio de 2009.

C. De Torre, L.A. Bujedo, J. Vicente, S. Sanz, A. Macia, 2008. *Condensación geotérmica de las instalaciones de frío solar de Cartif*. (Geoener 2008). Madrid (España). 15-16 de octubre de 2008.

L.A. Bujedo, J. Rodríguez, P.J. Martínez, L.R. Rodríguez, y J. Vicente. *Comparing Different Control Strategies and Configurations for Solar Cooling*. EuroSun 2008 Conference. Lisbon (Portugal). 7th -10th October 2008.

L.A. Bujedo, J. Rodríguez, P.J. Martínez, L.R. Rodríguez, y J. Vicente. *Software to Visualize, Analysis and Identification of Solar Systems*. EuroSun 2008 Conference. Lisbon (Portugal). 7th -10th October 2008.

J. Rodríguez, P. Melograno, F. Besana, K. Witte, L. A. Bujedo. *Bombas de calor activas térmicamente: Calor y frío solar con altos rendimientos*. XIV Congreso Ibérico y IX Congreso Iberoamericano de Energía Solar. Vigo (España). 17-21 de junio 2008.

L.A. Bujedo, J. Vicente, C. De Torre, A. Macía y J. Rodríguez. *Comparación de diversas fuentes climáticas para la simulación de instalaciones de refrigeración solar*. XIV Congreso Ibérico y IX Congreso Iberoamericano de Energía Solar. Vigo (España). 17-21 de junio 2008.

L.A. Bujedo, J. Rodríguez y P.J. Martínez. *Comparison of working temperature for a solar cooling absorptium facility*. 2nd International Conference Solar Air-Conditioning. Tarragona (Spain). 18th October 2007.

J. Rodríguez, L.A. Bujedo y P.J. Martínez. *Improvements in an absorptium solar cooling facility*. 2nd International Conference Solar Air-Conditioning. Tarragona (Spain). 18th October of 2007.

J. Rodríguez, L.A. Bujedo y P.J. Martínez. *No dimensional study about the increases in the solar fraction when varying the parameters needed to design a solar cooling facility in different Spanish climate*. 2nd International Conference Solar Air-Conditioning. Tarragona (Spain). 18th October 2007.

L.A. Bujedo, J. Rodríguez y P.J. Martínez. *Instalación de Climatización mediante Energía Solar Térmica en Valladolid*. I Congreso Ibérico de Refrigeración e Hidrógeno con Energías Renovables. Burgos (España). 24 de septiembre de 2007

L.A. Bujedo, J. Rodríguez y P.J. Martínez. *Study of the optimum working temperature for a real solar cooling absorptium facility in Valladolid*. ISES Solar World Congress 2007. Beijing (China). 18th September 2007.

J. Rodríguez, L.A. Bujedo y P.J. Martínez. *No dimensional solar fraction study in a solar cooling facility for different Spanish climate*. ISES Solar World Congress 2007. Beijing (China). 18th September 2007.

J. Rodríguez y L.A. Bujedo. *Experiences on control and design with a monitored solar cooling system in CARTIF and actual developments*. 2nd task38 SHC meeting. Aix les Bains (Francia). 23rd April de 2007.

L.A. Bujedo, J. Rodríguez y P.J. Martínez. *Comparison of Solar Cooling Dimension Methods*. EuroSun 2006. Glasgow (UK). 27th of June of 2006.

J. Rodríguez, L.A. Bujedo y P.J. Martínez. *Identification of real solar systems. Simulation parameters*. EuroSun 2006. Glasgow (UK). 27th of June of 2006.

M. Poncela, L.J. De Miguel, S. Sanz, J.I. Díaz, L.A. Bujedo. *Design and implementation of solar energy systems on a Research Technology Center Building*, ISES 2001 Solar World Congress. Adelaide (Australia) 25th November- 2nd December 2001.

Resumen

A pesar de que la refrigeración solar lleva varias décadas dentro del campo de la investigación aplicada de la energía solar, y a pesar de la gran cantidad de documentación científica existente, no acaba de producirse el salto que le permita su implantación masiva. Por otro lado, hay un elevado número de instalaciones de demostración que no acaban de arrojar buenos resultados de explotación o de los que se dispone de poca información. Ello es debido, entre otras causas, a la falta de criterios adecuados a la hora de diseñarlas y de monitorizarlas.

El presente trabajo viene apoyado por la experiencia adquirida con las dos instalaciones de refrigeración solar disponibles en CARTIF y en el que hay que destacar una serie de puntos clave:

- En primer lugar, se ha desarrollado una novedosa estrategia de regulación de máquinas de absorción en las instalaciones de refrigeración solar, que establece las condiciones de operación más adecuadas obtenidas a partir de la identificación del estado interno de la enfriadora y estableciendo un nivel de seguridad frente a cristalización. Para ello se ha establecido un modelo que combina aspectos de operación internos y externos. Los resultados son aplicables, sobre todo, en situaciones en las que la temperatura de condensación pueda estar por debajo de las condiciones mínimas que establece el fabricante, lo que permite una mejora de las prestaciones globales.
- En segundo lugar, se han establecido una serie de reglas de diseño de instalaciones de refrigeración solar, apoyadas en un análisis de sensibilidad de las variables más influyentes sobre sus prestaciones aprovechando el modelo e identificación de una instalación real.
- El tercer punto, es la definición del concepto de Building Ratio Load (BRL), como la fracción de la demanda total que depende de la carga asociada a la climatología, siendo este un parámetro que permite evaluar el nivel de acoplamiento entre la producción solar y la necesidad de refrigeración, lo cual es importante para el dimensionado de instalaciones.
- El cuarto punto se basa en el desarrollo de una metodología de dimensionado simplificada MSDRS, con la que poder hacer una primera valoración previa de las prestaciones de la instalación. Para ello se combina la determinación de las

condiciones de operación de la enfriadora con la demanda media diaria mensual que la instalación va a necesitar.

- Finalmente, en el quinto punto se aplican los conceptos anteriores al diseño de una novedosa instalación de demostración que utiliza bomba de calor por absorción geotérmica, de mediano tamaño, que aporta refrigeración durante el verano y calefacción con alto rendimiento en invierno, con elevados niveles de flexibilidad y modos de operación.

Índice

Dedicatoria.....	i
Cita.....	iii
Agradecimientos	v
Publicaciones	vii
Resumen	xi
Índice	xiii
Lista de Figuras.....	xvii
Lista de Tablas.....	xxiii
Nomenclatura.....	xxvii
Capítulo 1: Introducción.....	1
1.1 Retos de la refrigeración solar	1
1.2 Conceptos clave desarrollados en los que se apoya la tesis.	4
1.3 Presentación del problema. Objetivos	5
1.4 Estructura de la tesis.....	7
Capítulo 2: Estado de la técnica. Situación actual y últimos avances.....	11
2.1 Introducción.....	11
2.2 La refrigeración solar	11
2.3 Modelado de las enfriadoras por absorción.....	14
2.4 Regulación y control.....	25
2.5 Climatización por suelo refrescante	28

2.6	Dimensionado de instalaciones de refrigeración solar	30
2.7	Resultados experimentales de instalaciones de refrigeración solar.	32
2.8	Justificación de la tesis.....	34
Capítulo 3: Definición del Escenario de Investigación.....		39
3.1	Introducción.....	39
3.2	Descripción de la instalación de CARTIF	40
3.2.1	Descripción de la zona de carga con ventilosconvectores.....	44
3.2.2	Descripción de la zona de suelo refrescante	46
3.3	Herramienta de análisis para la identificación de los parámetros del modelo ..	48
3.3.1	Introducción.....	48
3.3.2	Descripción de la herramienta	49
3.4	Descripción de los modelos empleados.....	54
3.4.1	Modelo de la instalación de refrigeración solar	55
3.4.2	Modelo de la zona con ventilosconvectores (Administración).....	55
3.4.3	Modelo de la zona con suelo refrescante (División de Energía).....	58
3.4.4	Modelado interno de una máquina de absorción para el establecimiento de consignas de control.....	60
3.5	Identificación de parámetros	72
3.5.1	Introducción.....	72
3.5.2	Identificación de los parámetros de los captadores con caudal variable...74	
3.5.3	Comparación con los parámetros de los fabricantes	82
3.6	Conclusiones.	84
Capítulo 4: Análisis y Criterios de Diseño.....		85
4.1	Introducción.....	85
4.2	Análisis de sensibilidad de las variables de operación	86
4.2.1	Análisis de sensibilidad por diseño factorial a dos niveles	86
4.2.2	Condiciones óptimas	102
4.2.3	Ratio potencia/superficie frente al Building Ratio Load (BRL)	103
4.3	Análisis de suelo refrescante.....	113
4.3.1	Resultados de operación de la instalación.....	116

4.3.2	Simulación acondicionando únicamente con suelo refrescante.....	118
4.3.3	Simulación del sistema real: suelo refrescante con sistema auxiliar.....	120
4.4	Influencia de la estrategia de control.....	122
4.4.1	Introducción.....	122
4.4.2	Modos básicos de control.....	123
4.4.3	Estrategias de regulación aplicadas sobre la instalación.....	131
4.4.4	Resultados numéricos.....	143
4.4.5	Mejoras en el rendimiento.....	146
4.5	Criterios de diseño.....	149
4.6	Conclusiones.....	149
Capítulo 5: Dimensionado de instalaciones.....		155
5.1	Introducción.....	155
5.2	Influencia de las bases de datos climáticas.....	156
5.2.1	Descripción de la metodología empleada.....	156
5.2.2	Resultados de la simulación.....	159
5.3	Metodología Simplificada de Dimensionado Refrigeración Solar (MSDRS)...	162
5.3.1	Introducción.....	162
5.3.2	Descripción.....	163
5.3.3	Aplicación a la instalación de CARTIF.....	164
5.3.4	Validación experimental.....	170
5.4	Comparación de metodologías de dimensionado.....	171
5.4.1	Introducción.....	171
5.4.2	Condiciones de dimensionado.....	172
5.4.3	Resultados.....	173
5.4.4	Conclusiones.....	175
Capítulo 6: Aplicación de criterios.....		177
6.1	Introducción.....	177
6.2	Condiciones de partida.....	177
6.3	Descripción de la instalación realizada.....	178

6.3.1	Objetivos de diseño.....	178
6.3.2	Descripción de las instalaciones realizadas	180
6.4	Descripción de los modelos empleados.....	186
6.5	Criterios de diseño.....	187
6.5.1	Aplicación del estudio de sensibilidad	187
6.5.2	Aplicación de la Influencia del ratio potencia/superficie. Factor BRL...	191
6.5.3	Estrategia de control.....	191
6.6	Dimensionado	195
6.6.1	Predimensionado con la metodología MSDRS.....	195
6.6.2	Dimensionado mediante simulación	200
6.7	Conclusiones	202
Capítulo 7: Conclusiones y trabajos futuros.....		205
7.1	Conclusiones	205
7.2	Trabajos futuros	207
Bibliografía		209
Anexos		221

Lista de Figuras

Figura 1: Grafico explicativo.	5
Figura 2: Edificio I de CARTIF.	8
Figura 3: Edificio 2 de CARTIF.	9
Figura 4: Diagrama máquina de absorción simple efecto.	15
Figura 5: Diagrama de Dühring (Fuente: ASHRAE).	17
Figura 6: Diseños de máquinas de absorción (Fuentes: ESESA (a), ASHRAE (b)).	18
Figura 7: Esquema del modelo de Blinn.	20
Figura 8: Esquemas del modelo Zero-Order (Herold y Raderanacher).	21
Figura 9: Número de publicaciones por década referenciadas en la tesis.	34
Figura 10: Campos solares de captadores de tubos de vacío y planos.	40
Figura 11: Acumulación solar y máquina de absorción.	41
Figura 12: Esquema de la instalación.	42
Figura 13: Parte del edificio acondicionada por la instalación.	44
Figura 14: Demanda de refrigeración el 7 de agosto de 2006.	45
Figura 15: Zona climatizada por el suelo radiante.	47
Figura 16: Vista general. Pantalla de inicio.	49
Figura 17: Pestaña para los captadores planos (30/08/2007).	50
Figura 18: Pestaña de intercambiador de planos.	51
Figura 19: Evolución de la máquina de absorción.	52
Figura 20: Circuito de usos, depósito de agua fría y válvula de condensador.	53

Figura 21: Válvula de generador y rendimientos.....	54
Figura 22: Zona de administración CARTIF.....	56
Figura 23: Corte transversal del suelo refrescante.....	59
Figura 24: Modelo en TRNSYS.....	60
Figura 25: Modelo en interno de enfriadoras por absorción.	72
Figura 26: Esquema en TRNSYS de la instalación de CARTIF.....	74
Figura 27: Grafico y correlación entre parámetros periodo de control convencional (2006).	77
Figura 28: Grafico y correlación entre parámetros campo de planos durante 2007.	78
Figura 29: EM1 Captación solar.....	92
Figura 30: EM1 Energía aportada.....	92
Figura 31: EM1 Energía generador anual.....	93
Figura 32: EM1 Energía condensador anual.....	93
Figura 33: EM1 Energía evaporador anual.....	94
Figura 34: EM1 Energía aportada caldera.....	94
Figura 35: EM1 COP enfriadora.	94
Figura 36: EM1 Fracción solar.	94
Figura 37: EM2 Captación solar.....	97
Figura 38: EM2 Energía aportada.....	97
Figura 39: EM2 Energía generador anual.....	98
Figura 40: EM2 Energía condensador anual.....	98
Figura 41:EM2 Energía evaporador anual.....	98
Figura 42: EM2 Energía aportada caldera.....	98
Figura 43: EM2 COP enfriadora.	99

Figura 44: EM2 Fracción solar.	99
Figura 45 Energía capturada solar	106
Figura 46: Energía aportada solar.	106
Figura 47: Energía generador.	107
Figura 48: Energía condensador.	107
Figura 49: Energía evaporador.	107
Figura 50: Energía caldera.....	108
Figura 51: Captación solar adimensional.....	108
Figura 52: Aportada solar adimensional.....	109
Figura 53: Energía generador adimensional.....	109
Figura 54: Energía condensador adimensional.....	110
Figura 55: Energía evaporador adimensional.....	110
Figura 56: Energía caldera adimensional.....	111
Figura 57: Rendimiento de captadores.	111
Figura 58: COP (EER).....	112
Figura 59: fracción solar.....	113
Figura 60: Temperaturas exteriores.....	115
Figura 61: Radiación directa sobre el cerramiento Sur-Este.	116
Figura 62: Temperaturas del sistema real.	117
Figura 63: Potencia real y temperatura interior.....	118
Figura 64: Temperaturas interiores simuladas.	119
Figura 65: Potencia del suelo refrescante.	120
Figura 66: Evolución de las temperaturas de simulación de suelo refrescante con enfriadora auxiliar.....	121

Figura 67: Potencia de la simulación de suelo refrescante junto con enfriadora por compresión.....	121
Figura 68: Esquema para la regulación de una variable.....	124
Figura 69: Diagrama de control diferencial.	126
Figura 70: Instalación solar a caudal constante el 3 de junio de 2006.	132
Figura 71: Caudales de generador y aporte solar el 13 de agosto de 2007.	133
Figura 72: Curvas de operación el 13 de agosto de 2007 (a) generador y (b) evaporador.	134
Figura 73: Control por caudal variable aplicado: (a) clima (b) caudal y temperaturas....	135
Figura 74: Curvas de operación ofrecidas por el fabricante Yazaki WFC-10.....	137
Figura 75: Correlación de la temperatura de entrada a generador y condensador conservativo.	138
Figura 76: Correlación de la temperatura de entrada a generador y condensador prestacional.....	139
Figura 77: Curvas de la enfriadora el 7 de agosto de 2006 (a) gen., (b) conden. (c) evap.	141
Figura 78: Operación con suelo refrescante (a)gen., (b) conden., (c) evap. y (d) suelo. ...	147
Figura 79: COP de la enfriadora el 16 de julio de 2010.	148
Figura 80: Diagrama TRNSYS de comparación de bases climáticas.....	157
Figura 81: Energía mensual por unidad de superficie.....	158
Figura 82: Energía media diaria mensual por unidad de superficie.....	158
Figura 83: Temperatura Media Mensual.	159
Figura 84: Humedad Relativa media mensual.....	159
Figura 85: Demanda media diaria para cada mes.	164
Figura 86: Comparación de métodos simplificados.....	174
Figura 87: Campo solar y acumulación CARTIF II.....	180
Figura 88: Máquina de absorción CARTIF II.	181

Figura 89: Test de Respuesta Geotérmico.....	181
Figura 90: Esquema de CARTIF II.....	183
Figura 91: Distribución suelo radiante/refrescante en Planta Baja CARTIF II.....	185
Figura 92: Distribución suelo radiante/refrescante en Planta Primera CARTIF II.....	185
Figura 93: Esquema TRNSYS de CARTIF II (tomado de Macía et al 2013).....	186
Figura 94: Modos de funcionamiento en verano.....	188
Figura 95: Modos de funcionamiento en invierno.....	190

Lista de Tablas

Tabla 1: Tecnologías de refrigeración solar.	12
Tabla 2: Referencias a instalaciones reales con máquinas comerciales.	33
Tabla 3: Energía incidente y producida por los captadores.....	72
Tabla 4: Energía en intercambiador.	73
Tabla 5. Energía en almacenamiento y absorción.	73
Tabla 6: Rendimientos y caldera.	73
Tabla 7: Valores de parámetros captadores planos durante el año 2006.....	77
Tabla 8: Valores de energía de planos y entregada en el periodo de ajuste obtenidos por la simulación.	78
Tabla 9: Valores de parámetros captadores planos durante el año 2007.....	79
Tabla 10: Análisis de variaciones en los valores de energía de planos y entregada en kWh.	80
Tabla 11: Comparación de parámetros en captadores.....	80
Tabla 12: Comparación de parámetros de la máquina de absorción.....	81
Tabla 13: Comparación de energía incidente y producida por los captadores.....	82
Tabla 14: Comparación de energía en intercambiador.	82
Tabla 15. Comparación de energía en almacenamiento y absorción.	82
Tabla 16: Comparación de rendimiento y energía de caldera.....	82
Tabla 17: Comparación de captación solar caso base con fabricante.	83
Tabla 18: Comparación de intercambiador entre caso base y fabricante.	83

Tabla 19: Comparación de aportada, acumulada y absorción entre caso base y fabricante.	83
Tabla 20: Comparación de parámetros de explotación entre el caso base y fabricante.	83
Tabla 21: Parámetros de análisis con sus rangos de variación máximos.	89
Tabla 22: Casos válidos y no válidos con el espacio muestral máximo.	90
Tabla 23: Valores límite de variables que garantizan la producción.	92
Tabla 24: Variables más influyentes en el Espacio Muestral 1.	95
Tabla 25: Valores límite de variables que garantizan la producción sin cristalización.	96
Tabla 26: Variables más influyentes en el Espacio Muestral 2.	99
Tabla 27: Comparación de espacios muestrales sobre las variables del campo solar.	100
Tabla 28: Comparación de espacios muestrales sobre las variables de la enfriadora.	101
Tabla 29: Valores de la instalación base y óptimos que minimizan el aporte de caldera. .	102
Tabla 30: Comparación de captación solar caso base con óptimo.	103
Tabla 31: Comparación de intercambiador entre caso base y óptimo.	103
Tabla 32: Comparación de aportada, acumulada y absorción entre caso base y óptimo. .	103
Tabla 33: Comparación de parámetros de explotación entre el caso base y óptimo.	103
Tabla 34: Demanda y Building Ratio Load (BRL).	105
Tabla 35: Histéresis de depósitos en función del salto de temperatura en colectores.	130
Tabla 36: Radiación y energía aprovechada.	143
Tabla 37: Rendimientos.	144
Tabla 38: Energía acumulada y aportada (acumulación solar).	144
Tabla 39: Energía y potencia media en la enfriadora (todos los circuitos).	144
Tabla 40: COPs y fracción solar.	145
Tabla 41: Comparación de rendimientos teóricos y reales.	145

Tabla 42: Energías y podencas el 16 de julio de 2010.	148
Tabla 43: Comparación de Datos climáticos básicos.	157
Tabla 44: Comparación de resultados de simulación.....	160
Tabla 45: Demanda media diaria horaria [kW] medio horario, [kWh].	165
Tabla 46: COP medio diario y temperaturas media diarias del generador de entrada y salida.....	166
Tabla 47: Potencia y energía media horaria del generador y energía demandada diaria. .	167
Tabla 48: datos básicos para dimensionado valores medios diarios.....	168
Tabla 49: Valores agregados para todo el periodo de cálculo.....	169
Tabla 50: Comparación de los datos de producción reales y calculados.....	170
Tabla 51: Valores adimensionales Φ f-chart	173
Tabla 52: Valores adimensionales cooling f-chart.....	173
Tabla 53: Comparación de resultados de dimensionado.....	174
Tabla 54: Comparación de parámetros en captadores.....	187
Tabla 55: Valores límite de variables que garantizan la producción sin cristalización.....	188
Tabla 56: Datos básicos para dimensionado valores medios diarios CARTIF II.....	198
Tabla 57: Valores agregados para todo el periodo de cálculo en CARTIF II.....	198
Tabla 58: Superficies por meses.....	198
Tabla 59: Datos de producción de la instalación solar.	199
Tabla 60: Resultados de simulación a diferentes temperaturas (Macias et al., 2013).	201
Tabla 61: Comparación entre simulación y dimensionado mediante MSDRS.....	201
Tabla 62: Descripción del muro exterior.	221
Tabla 63: Descripción ladrillo interior.	221
Tabla 64: Descripción del techo.....	221

Tabla 65: Descripciones de las particiones de Pladur.....	222
Tabla 66: Descripción del forjado.....	222
Tabla 67: Descripción del muro exterior.	223
Tabla 68: Descripción particiones interiores.....	223
Tabla 69: Descripción del suelo en contacto con el terreno.....	223
Tabla 70: Descripción del forjado.....	224
Tabla 71: Descripción de la cubierta.	224
Tabla 72: Clasificación zonas Planta Baja CARTIF II.	225
Tabla 73: Clasificación zonas Planta Primera CARTIF II.....	226
Tabla 74: Condiciones de operación Yazaki WFC-10, [ESESA 1996].	227

Nomenclatura

A_c	Superficie de captadores	$[m^2]$
C_p	Calor específico	$[kJ/kg \text{ } ^\circ C]$
C_{pc}	Calor específico en el condensador	$[kJ/kg \text{ } ^\circ C]$
C_{pe}	Calor específico en el evaporador	$[kJ/kg \text{ } ^\circ C]$
C_{pg}	Calor específico en el generador	$[kJ/kg \text{ } ^\circ C]$
CAP_e	Fracción de potencia en evaporador	$[p.u.], [\%]$
CAP_g	Fracción de potencia en generador	$[p.u.], [\%]$
COP	COP en condiciones de estudio	$[p.u.], [\%]$
COP_{nom}	COP nominal de la enfriadora	$[p.u.], [\%]$
E_A	Energía por unidad de superficie	$[kWh/m^2]$
E_U	Energía útil por unidad de superficie	$[kWh/m^2]$
EER	Eficiencia Energética de Refrigeración	$[p.u.], [\%]$
EER_{nom}	EER nominal de la enfriadora	$[p.u.], [\%]$
f_{carga}	fracción carga enfriadora de absorción	$[p.u.], [\%]$
F_R	Collector heat removal factor	$[p.u.], [\%]$
h_{ab}	entalpía en el absorbedor (Diagrama Dühring)	$[kJ/kg]$
h_w	entalpía en el evaporador (Diagrama Dühring)	$[kJ/kg]$
H_T	Intensidad de la radiación	$[kW/m^2]$
I_T	Radiación solar incidente	$[kWh/m^2]$

$I_{T,cri}$	Radiación solar incidente critica	[kWh/m ²]
$I_{T,on}$	Radiación solar incidente de puesta en arranque	[kWh/m ²]
k	Constante común del regulador PID	
k_I	Constante integral del regulador PID	
k_p	Constante proporcional del regulador PID	
k_0	Rendimiento máximo del captador	[p.u.], [%]
k_1	Pendiente lineal de pérdidas en captador	[W/m ² · °C]
k_2	Constante cuadrática de pérdidas en captador	W/m ² · °C ²]
\dot{m}_{col}	Caudal en el captador	[m ³ /h]
\dot{m}_c	Caudal en el condensador (externo)	[m ³ /h]
\dot{m}_e	Caudal en el evaporador (externo)	[m ³ /h]
\dot{m}_g	Caudal en el generador (externo)	[m ³ /h]
\dot{m}_{ws}	Caudal de agua que impulsa la bomba de solución	[m ³ /h]
\dot{m}_{ss}	Caudal de agua de la rama de solución concentrada	[m ³ /h]
\dot{m}_{H_2O}	Caudal de vapor que va del generador al condensador	[m ³ /h]
NC	Número de temperaturas de condensador (Type 107)	
NE	Número de temperaturas de evaporador (Type 107)	
NF	Número de fracciones de carga definidos (Type 107)	
NG	Número de temperaturas de generador (Type 107)	
NL	Número de puntos de funcionamiento (Type 107)	
p_H	Alta presión en la máquina de absorción	[bar]
p_L	Baja presión en la máquina de absorción	[bar]
Q_c	Potencia demandada en el condensador	[kW]

$Q_{e(nom)}$	Potencia nominal de la enfriadora	[kW]
Q_e	Potencia demandada en el evaporador	[kW]
$Q_{e(max)}$	Potencia en evaporador máxima	[kW]
$Q_{e(ref)}$	Potencia demandada en el evaporador para $T_{e(ref)}$	[kW]
Q_g	Potencia en el generador	[kW]
$Q_{g(nom)}$	Potencia nominal en generador	[kW]
Q_u	Energía solar útil	[W]
R^2	Error en el ajuste R cuadrado	[p.u.], [%]
S	Señal de mando	
T_{av}	Temperatura media de captador	[°C]
T_{ci}	Temperatura de entrada al condensador	[°C]
T_{co}	Temperatura de salida del condensador	[°C]
T_C	Temperatura interna del condensador	[°C]
$T_{col,I}$	Temperatura de entrada al captador	[°C]
$T_{col,o}$	Temperatura de salida del captador	[°C]
T_{en}	Temperatura ambiente	[°C]
t_i	Tiempo integral del regulador PID	[s]
T_{ei}	Temperatura de entrada al evaporador	[°C]
T_{eo}	Temperatura de salida del evaporador	[°C]
$T_{e(ref)}$	Temperatura referencia evaporador (Type 107)	[°C]
T_E	Temperatura interna del evaporador	[°C]
T_{gi}	Temperatura de entrada al generador	[°C]
T_{go}	Temperatura de salida del generador	[°C]
T_G	Temperatura interna del Generador	[°C]

T_i	Temperatura de referencia	[°C]
T_{inlet}	Temperatura de entrada (denominación común para todos los circuitos)	
T_{mean}	Temperatura media (denominación común para todos los circuitos)	
T_{outlet}	Temperatura de salida (denominación común para todos los circuitos)	
T_s	Consigna de temperatura para el sistema de control	[°C]
T_{st}	Temperatura de almacenamiento	[°C]
U	Coefficiente de pérdidas por unidad de superficie	[kW/m ² °C]
W_{bp}	Potencia consumida por la bomba de primario solar	[kW]
X_{SC}	Fracción de BrLi-H ₂ O concentrada	[p.u.], [%]
X_{SD}	Fracción de BrLi-H ₂ O diluída	[p.u.], [%]
ΔT_{col}	Salto de temperaturas en el captador	[°C]
ΔT_{on}	Histéresis de puesta en marcha	[°C]
ΔT_{st}	Diferencia de temperatura en almacenamiento	[°C]
η_{col}	Rendimiento de captadores	[p.u.], [%]
ε	Eficiencia del intercambiador	[p.u.], [%]
γ	Estado control histéresis	
$\tau\alpha$	Transmitancia por absortancia de captador	

Capítulo 1: Introducción

1.1 Retos de la refrigeración solar

El enunciado de Clausius para el Segundo Principio de la Termodinámica; “*no es posible ningún proceso cuyo único resultado sea la cesión de calor por un sistema a una determinada temperatura y la absorción de la misma cantidad de calor por un segundo sistema a mayor temperatura*” permite establecer la irreversibilidad del proceso de refrigeración, que tiene asociadas dos consecuencias: por un lado la necesidad de un aporte de energía exterior al sistema, y por otro, el aumento de entropía en el Universo que lleva asociado.

Los procesos de refrigeración generalmente, se basan en la utilización de dos niveles de presión en los que se producen intercambios de calor latente, y por lo tanto a temperatura constante, permitiendo temperaturas de evaporación y condensación que están por debajo y por encima de la ambiente respectivamente.

Tradicionalmente, el aporte de energía exterior para la realización de ciclos frigoríficos ha sido proporcionado por diferentes fuentes: sistemas mecánicos accionados por tracción animal, como es el enfriador de Edmon Carré; mediante la energía eléctrica introducida a un motor que acciona un compresor; mediante energía térmica. En este último caso hay que diferenciar dos posibles caminos: empleo de un motor térmico que transforma un foco de calor en energía mecánica, o bien de manera directa mediante procesos sorbentes (absorción y adsorción) y termoquímicos,.. La forma de obtener esta energía térmica es variada: combustibles fósiles, energía nuclear, energía solar, etc.

Se puede definir la refrigeración solar como un proceso dinámico para la obtención de un foco de menor temperatura que el ambiente y por lo tanto en base al enunciado del Segundo Principio de la Termodinámica, con consumo neto de energía, empleando como fuente energética exterior la radiación solar. De esta forma se consiguen procesos que

aprovechan una fuente de energía renovable para uno de los servicios más necesarios en la sociedad actual que es la refrigeración, contribuyendo a una reducción en las emisiones de dióxido de carbono frente a las situaciones en las que se emplean sistemas convencionales. Otra de las ventajas de las enfriadoras sorbentes, es el empleo de refrigerantes naturales inorgánicos (agua, bromuro de litio, amoniaco, etc.) que no perjudican al medio ambiente ni destruyen el ozono.

Se pueden distinguir dos grandes familias de sistemas de refrigeración solar: por un lado los que aprovechan equipos convencionales de frío por compresor combinados con generación de electricidad mediante radiación solar (fotovoltaica, sistemas generadores termosolares, etc.), y por otro lado, están los que aprovechan el calor del sol para producir frío mediante máquinas “sorbentes”, las cuales mediante un proceso de sorción, son capaces de establecer dos niveles de presión a través de los cuales el fluido refrigerante puede condensarse y evaporarse.

Dentro de los sistemas con máquinas sorbentes, la refrigeración solar mediante absorción es una de las tecnologías con mejores perspectivas para la producción de frío. La irrupción del bromuro de litio junto con el empleo de agua, hace que este tipo de instalaciones dispongan de un bajo índice de impacto medioambiental.

Su desarrollo y aplicación pasa por el establecimiento de unas condiciones de diseño y control que maximicen su nivel de aprovechamiento, reduciendo de esta forma los periodos de amortización y aumentando la satisfacción de los usuarios.

En los últimos años ha habido un aumento importante en el número de instalaciones así como en el desarrollo de nuevos sistemas de refrigeración solar. El progresivo encarecimiento de los combustibles fósiles, y su efecto sobre el precio de la electricidad, están llevando a la investigación y desarrollo de formas alternativas de producción de frío mediante energías renovables.

Las aplicaciones de la refrigeración solar son fundamentalmente dos: refrigeración y climatización. En el primer caso, las temperaturas de operación deben estar próximas o por debajo de los cero grados centígrados. Sin embargo, para climatización es suficiente con operar en las proximidades de los 10 °C, si bien estos valores están condicionados a la carga latente que disponga la zona acondicionada. Destacar que las condiciones de suministro de frío van a influir en las condiciones del aporte energético y en el rendimiento del sistema, de forma que cuanto más baja sea la temperatura de operación, serán necesarios focos térmicos de mayor temperatura y aprovechar focos de condensación lo más bajos posibles, para poder disponer de rendimientos adecuados.

El presente trabajo se va a centrar en la aplicación de la refrigeración solar a climatización, siendo este un proceso dinámico en el que se pueden encontrar diferentes constantes de tiempo entre la producción y la demanda de frío. En el primer caso, depende de la

disponibilidad de radiación solar y en el segundo del perfil de demanda, siendo por ello necesario sistemas de almacenamiento cuyo tamaño deberá ser suficiente para acoplarlos. También son necesarias estrategias de control con las que aumentar la sincronización de ambos procesos aleatorios.

Por otro lado los edificios permiten a los seres humanos disponer de una zona que se mantenga en condiciones diferentes a las del entorno. De esta forma se establecen mecanismos de calefacción y climatización que garantizan unas condiciones de confort mínimas, o al menos mejores de las que se puedan obtener a cielo abierto.

Por lo tanto las características de la envolvente en los edificios, son las que establecen el nivel de influencia del entorno sobre las condiciones interiores. Esto hace que aspectos como la orientación, la existencia de sombras, bien naturales con árboles u otros edificios, o bien controladas mediante toldos, los niveles de aislamiento, la superficie acristalada, etc., pueden producir ahorros importantes en las instalaciones de climatización.

Para conseguir la sostenibilidad energética, en la mayoría de los climas no es suficiente con disponer de un edificio de baja demanda o casi nula gracias a un correcto diseño, es necesario también, dotarle de instalaciones que aporten calor y frío mediante instalaciones con cero emisiones basadas en renovables. Las instalaciones que aprovechan la energía solar son una buena opción a considerar ya que pueden llegar a cubrir una parte importante de la demanda, y más en el escenario actual de aumento de precios de las fuentes energéticas no renovables (petróleo, gas natural, carbón, etc.), las cuales conforme vayan llegando a su pico de máxima producción, sufrirán un aumento de precios más brusco todavía.

En este escenario, los retos fundamentales que tiene que vencer la refrigeración solar para convertirse en una alternativa a los sistemas basados en fuentes no renovables son:

- Prestaciones adecuadas. Para ello se debe mejorar la tecnología de las enfriadoras y los captadores solares, además de procurar un dimensionado adecuado que optimice su interoperación.
- Precios competitivos frente a los sistemas convencionales basados en compresión, tanto en costes de inversión como posteriormente en explotación, consiguiendo periodos de amortización razonables frente a los sistemas convencionales.
- Conseguir mejorar las condiciones de operación y con ello los rendimientos, evitando sobrecalentamientos y pérdidas de energía renovable de forma que se reduzcan los costes de mantenimiento y operación.

1.2 Conceptos clave desarrollados en los que se apoya la tesis.

El desarrollo de la tesis se basa en una serie de conceptos clave:

- *Monitorización:* La monitorización consiste en la aplicación de testigos o sondas en base a los cuales poder realizar un diagnóstico de un sistema, estando ligado al concepto de *observabilidad*. Se ha desarrollado una herramienta en el entorno de programación LabVIEW para el tratamiento de la información recogida.
- *Modelado e identificación:* permite la reproducción del comportamiento del sistema mediante su *caracterización matemática*. Se ha escogido el entorno de simulación dinámica TRNSYS, la cual muestra de manera continua en el tiempo la evolución de las variables y su interacción entre ellas.
- *Análisis de influencia:* El diseño de experimentos es una metodología estadística con la que se puede estimar la *variabilidad* de una magnitud, cuantificando la parte aleatoria y la sistémica. Se ha realizado un análisis factorial a dos niveles con las variables más importantes de operación, evaluando su efecto sobre los indicadores de explotación.
- *Regulación y control:* Una vez realizada y ejecutada una instalación, la regulación y el control son aspectos clave en la operación óptima de los sistemas en función de su *controlabilidad*. Se ha evaluado el efecto que sobre las prestaciones tienen diferentes estrategias de regulación, mostrando una estrategia novedosa que establece las condiciones de operación de manera dinámica y optimiza las condiciones de generación.
- *Criterios de diseño:* con la información obtenida, tanto de la instalación experimental, como de la simulación dinámica, se han llegado a establecer una serie de criterios de diseño a considerar a la hora de abordar la *realización y operación* de una instalación de refrigeración solar mediante máquina de absorción.
- *Dimensionado:* La correcta medida entre los diferentes elementos es muy importante para el éxito de una instalación. El aplicar técnicas de simulación dinámica para el dimensionado se presenta como la mejor herramienta. No obstante, hay una serie de métodos complementarios que permiten hacer un *predimensionado*. Se ha desarrollado una metodología que siendo semejante a la del balance energético en su aplicación, obtiene resultados semejantes a otros métodos simplificados existentes.

- *Aplicación experimental:* Tanto el punto de partida de la tesis como la posterior aplicación de sus resultados, se basan en *datos experimentales* obtenidos de instalaciones reales.

En la Figura 1 se muestra un esquema que resume la tesis.

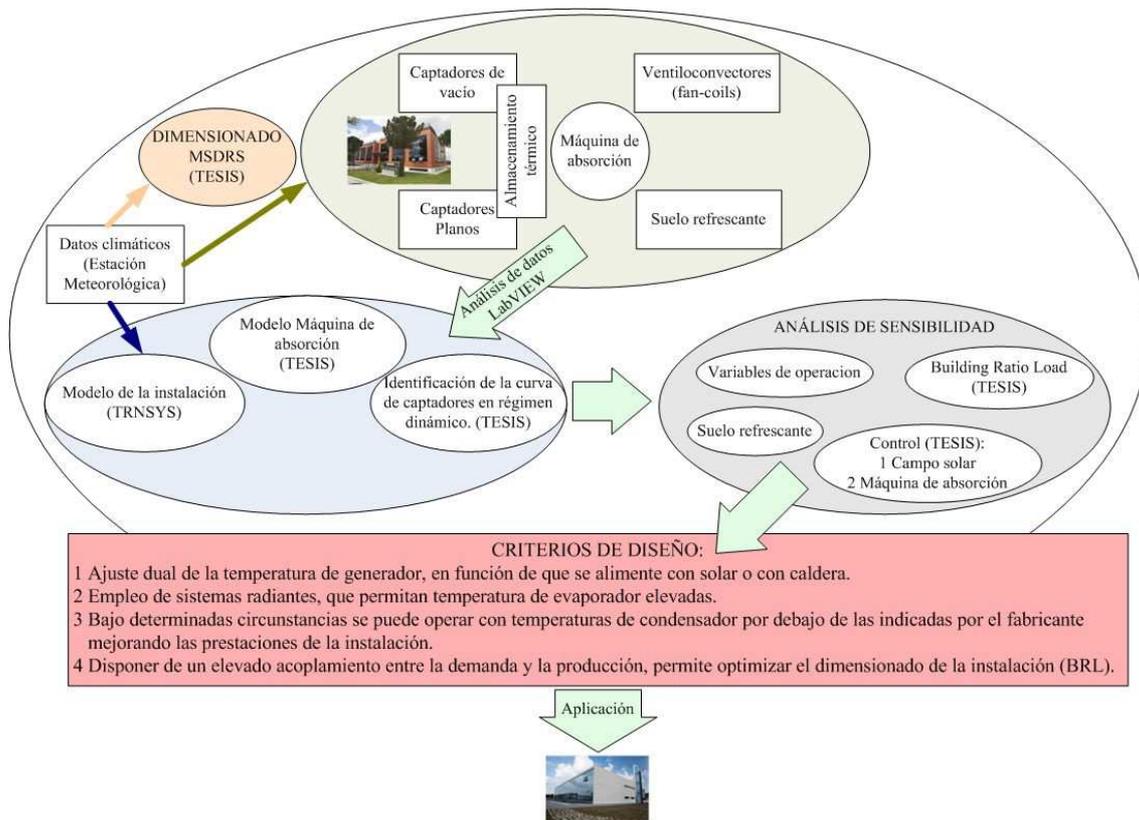


Figura 1: Grafico explicativo.

1.3 Presentación del problema. Objetivos

En este apartado se va a introducir la definición del problema a resolver, que será ampliado una vez revisado el Estado de la Técnica:

El objetivo fundamental de la tesis, y por lo tanto el problema a resolver, es la mejora en el diseño y operación de las instalaciones de refrigeración solar mediante máquinas de absorción de mediana potencia (35-100 kW), a través de su integración en los sistemas convencionales ofreciendo resultados en los siguientes puntos clave:

- *Diseños que tengan en cuenta las particularidades de las instalaciones de refrigeración solar frente a sistemas de climatización convencionales, estableciendo criterios generales de diseño para ellas a partir de: la aplicación de un análisis estadístico multinivel; y un modelo dinámico que ha sido identificado con*

información empírica, obtenido de la monitorización de una instalación operativa real.

- *La consideración de aspectos como son: el nivel de acoplamiento entre la producción solar y la demanda (Building Ratio Load); el punto de funcionamiento más adecuado para la enfriadora mediante modelado; o el comportamiento dinámico de los captadores.*
- *Implantación de controles eficientes sobre las enfriadoras por absorción, sobre todo a carga parcial y en condiciones que permitan maximizar el rendimiento global de la instalación.*
- *Poner de manifiesto la necesidad de emplear métodos de dimensionado basados en simulación con una adecuada identificación de los parámetros, complementando esta técnica con metodologías simplificadas con las que poder hacer estudios previos. Se ha desarrollado una nueva metodología de dimensionado simplificado que presenta una aplicación semejante al dimensionado por balance y que arroja unos resultados semejantes a los de otros métodos.*

permitiendo todo ello aumentar los límites del conocimiento así como una mejora en las prestaciones de este tipo de instalaciones, contribuyendo de esta forma, a su desarrollo y difusión.

No obstante y además de las mejoras que se puedan conseguir a nivel de instalación global, como son el diseño, el dimensionado y el control, los fabricantes de equipos deben mejorar sus productos, tanto los de generación térmica (captadores solares) como los de producción de frío (máquinas sorbentes) (Fan et al. 2007, Kim e Infante 2008).

El ámbito de la tesis se centra en instalaciones de refrigeración solar para el acondicionamiento del sector terciario mediante máquinas de absorción de mediana potencia (25-100 kW), por ser este el ámbito mayoritario de aplicación y el sistema que mejores rendimientos arroja (Balaras 2007, Henning 2007, He 2009, Sun 2012)

Para ello se ha aplicado el método científico:

- *Observación* de una instalación real, la cual se ha tomado como origen del estudio gracias al elevado nivel de instrumentación disponible. Destacar que el Centro Tecnológico CARTIF dispone de dos instalaciones de refrigeración solar en las que hay disponible gran cantidad de información sobre las variables más importantes de explotación.
- *Análisis* de las factores más importantes en el diseño y la regulación de este tipo de instalaciones, evaluando el efecto que las variables de operación tienen sobre los indicadores de explotación, cuya aparición en la literatura científica pocas veces se

basa en datos reales y muchas en simulación con datos de fabricante; lo cual, como se podrá ver, puede llevar a graves diferencias entre los resultados de simulación y la explotación real por las dificultades asociadas a la identificación de los parámetros.

- *Establecimiento* de las condiciones de operación en base a las cuales se obtiene un comportamiento adecuado de la instalación en su conjunto. Para ello se han planteado unas condiciones de temperatura de condensación por debajo de los rangos de funcionamiento aconsejados por el fabricante, pero que por las particularidades de las instalaciones de refrigeración solar, combinadas con sistemas de refrigeración con sistemas radiantes, son posibles sin poner en riesgo la enfriadora y por el contrario permiten una mejora en las prestaciones globales de la instalación. Para ello se ha desarrollado un modelo de enfriadora que permite la caracterización de su estado interno a partir de datos externos, de forma que se puedan diagnosticar las condiciones de operación que maximizan la producción sin ponerla en riesgo de cristalización.
- *Validación*: Los resultados se han validado mediante el modelado y simulación en un entorno de simulación dinámica (TRNSYS) de precisión demostrada en la literatura científica.

De manera complementaria además, se tiene:

- *Aplicación*: Finalmente se han aplicado al diseño de instalaciones de refrigeración solar y de bomba de calor por absorción
- *Dimensionado* y desarrollo de herramientas para el tratamiento de la información recogida, permitiendo de esta forma su gestión, así como un modelo que permite la caracterización interna de las máquinas de absorción y en base al cual se pueden establecer consignas de operación.

1.4 Estructura de la tesis

Para la consecución de los objetivos propuestos, la tesis muestra la siguiente estructura:

- *Capítulo 2: Estado de la técnica.*

Se comienza con una revisión del estado actual y últimos avances relativos a las instalaciones de refrigeración solar (modelado y simulación, establecimiento de condiciones de regulación y control, dimensionado, etc.) con una doble finalidad: por un lado definir el punto en el que se encuentra actualmente el conocimiento en estas áreas, y por otro lado destacar la problemática asociada a su diseño y

operación, los cuales no están resueltos, detectándose que las prestaciones de este tipo de instalaciones en general son inferiores a las esperadas.

➤ *Capítulo 3: Presentación del escenario de investigación.*

Se ha descrito la instalación en base a la cual se han realizado los posteriores estudios así como el modelado que se ha realizado de sus componentes. Para poder cumplir los objetivos de la tesis, de manera complementaria, ha sido necesario el procesado de una gran cantidad de información, por lo que ha desarrollado una herramienta de cálculo, visualización e identificación de variables de explotación. Además se ha establecido un modelo para la caracterización interna de las condiciones de operación de la enfriadora de absorción a partir de datos externos, lo que ha permitido maximizar las prestaciones de la instalación.



Figura 2: Edificio I de CARTIF.

➤ *Capítulo 4: Análisis y establecimiento de criterios de diseño.*

Cuantificación de condiciones y establecimiento de criterios de diseño. En base a simulación dinámica se han analizado las variables de explotación más importantes en la operación de instalaciones de refrigeración solar, cuantificando su impacto sobre las prestaciones finales. Para ello se ha aplicado la metodología de análisis estadístico multinivel, estableciendo algunas correlaciones en el comportamiento que a priori no se suelen tener en cuenta o que parece que no afectan, evaluando de manera cuantitativa la influencia de cada una de ellas sobre las variables de explotación.

Análisis del efecto que tienen sobre la instalación real diferentes estrategias de control. A partir de datos registrados durante tres años se han comparado las prestaciones de una estrategia de control convencional frente a otras dos desarrolladas en la presente tesis, que tienen en cuenta los valores de temperatura y caudal de generador así como la temperatura de condensación.

Valoración de un sistema híbrido de refrigeración solar, con sistemas radiantes y apoyo de refrigeración por compresión eléctrica, como una opción de diseño a considerar de manera preeminente en este tipo de instalaciones. Esta configuración en modo base-punta permite optimizar el desempeño conjunto de la instalación de refrigeración solar sin poner en riesgo de cristalización la enfriadora: en primer lugar operar con temperaturas de evaporador más altas. En segundo lugar reducir los valores de temperatura de generador y con ello de la instalación solar. Y en tercer lugar si la climatología y la torre de condensación lo permiten, se puede operar con valores de temperatura de condensación más bajos siendo posible incluso llegar a condiciones por debajo de las establecidas por el fabricante.

➤ *Capítulo 5: Dimensionado de instalaciones de refrigeración solar.*

Por un lado se establece la importancia de dimensionar las instalaciones de refrigeración solar mediante simulación dinámica, sobre todo cuando están sometidas a procesos irregulares de horario y operación, etc. cuantificando el error que se puede cometer en función de la base de datos climáticas empleada, por lo que se aconseja que los resultados obtenidos se consideren siempre aproximados y con un nivel de error.

Y por otro lado, se presenta una metodología simplificada de dimensionado, cuyos resultados se comparan frente a otras disponibles en la literatura, las cuales siempre son una opción para un análisis previo simplificado y de “dedo gordo” de este tipo de instalaciones, labor esta a realizar de manera previa al dimensionado mediante simulación.

➤ *Capítulo 6: Aplicación del conocimiento obtenido.*

El conocimiento adquirido se ha aplicado al diseño de una instalación para experimentación, empleando una máquina de absorción como bomba de absorción geotérmica, para la producción tanto de calor como de refrigeración.



Figura 3: Edificio 2 de CARTIF.

➤ *Capítulo 7: Conclusiones y trabajos futuros.*

En este capítulo, se ha realizado un repaso de las conclusiones generales de la tesis, y se plantean posibles trabajos futuros a realizar.

➤ *Bibliografía.*

Contiene las referencias científicas sobre las que se apoya la tesis.

➤ *Anexos.*

Contiene información complementaria.

Capítulo 2: Estado de la técnica. Situación actual y últimos avances

2.1 Introducción

Dado el ámbito del conocimiento en el que se desarrolla la tesis, se ha considerado importante analizar diferentes aspectos del Estado actual de la técnica como punto de partida para identificar las necesidades de investigación aplicada, la problemática que se pretende resolver con la presente tesis, así como encuadrar el conocimiento generado dentro de su correspondiente ámbito tecnológico y científico.

Por un lado se encuentran los sistemas de refrigeración solar, por otro las máquinas de absorción, las cuales juegan un papel importante ya que es el sistema más empleado para refrigeración solar. Además, se consideran aspectos como el establecimiento de consignas y lazos de control, el dimensionado, el modelado y la simulación dinámica, como herramientas de trabajo científico para la mejora en el diseño y las condiciones de operación de este tipo de instalaciones. Finalmente, se repasan los estudios disponibles en los que se aportan datos de explotación reales y no sólo datos obtenidos mediante simulación, y se presenta el problema que se pretende resolver con la tesis.

2.2 La refrigeración solar

Son varias las tecnologías disponibles para la producción de frío a partir de un foco térmico a temperaturas por encima de la ambiente, las cuales se presentan como susceptibles de ser empleadas con energía solar. En el año 2002 Florides et al. hicieron un repaso tecnológico de los métodos para la producción de frío solar, clasificándolos en tres categorías: sistemas sorbentes (absorción y adsorción), sistemas mecánicos y sistemas específicos. Otras

referencias semejantes se pueden encontrar en (Gupta et al. 2008, Kim e Infante 2007, Best 2007, Henning, 2004; Duffie et al. 1991).

En la Tabla 1 se muestra, a modo de resumen una clasificación de los sistemas de producción de frío solar. En función del tratamiento que se realice con el fluido frigorífico se pueden clasificar como ciclos cerrados, cuando el mismo fluido va pasando por diferentes etapas y estados termodinámicos, o bien abiertos, cuando el fluido que realiza el ciclo se renueva constantemente.

Proceso	Ciclos cerrados		Ciclos abiertos	
	Producción de agua fría		Aire Acondicionado	
Tipo de sorbente	Sólido	Líquido	Sólido	Líquido
Pares	Agua/Silica-gel	Agua/BrLi NH ₃ /Agua	Agua/silica-gel Agua/Zeolita	Agua/CaCl ₂ Agua/LiCl
Tecnología	Absorción	Adsorción	Evaporación desecante	En desarrollo
Potencias [kW]	4,5-5000	70-1000	-	20-350
EER	0,6-1,3	0,3-0,7	< 1	0,5-1
Temperaturas [°C]	80-110	55-90	45-70	45-90
	130-160			

Tabla 1: Tecnologías de refrigeración solar.

Dentro de esta clasificación de sistemas, los basados en máquinas de absorción destacan por encima de los demás, (K4-RES-H 2006, Balaras 2007, Kim e Infante 2008, IEA 2011, Mugnier et Jakob 2012) sobre todo por el número de instalaciones y potencias instaladas al ser los que presentan un mejor rendimiento, siendo este tipo de tecnología en torno a la cual se realiza el presente trabajo

Las máquinas de absorción, a pesar de ser un invento del siglo XIX, han sufrido altibajos en lo que se refiere a su desarrollo y difusión, estando su evolución íntimamente relacionada con el precio de los combustibles convencionales.

Según Nogués (2001) tras la Segunda Guerra Mundial, las máquinas de absorción tuvieron una gran difusión tanto a nivel doméstico como industrial debido fundamentalmente a:

- Se alimentaban de gas, siendo este un combustible barato y abundante.
- Se había descubierto el par bromuro litio –agua (BrLi - H₂O), que permitía un mejor rendimiento y unas condiciones de operación más benignas que el amoniaco, si bien por sus temperaturas de evaporador su ámbito de aplicación queda prácticamente confinado a la climatización.

- La baja fiabilidad del suministro eléctrico, con abundantes cortes que provocaban cuantiosas pérdidas, sobre todo, en los sistemas de conservación de productos perecederos.

Sin embargo, la crisis energética de principios de los 70, llevó a un encarecimiento de los combustibles fósiles, y con ello del gas. La construcción masiva de centrales eléctricas en los países desarrollados, unido a sistemas de gestión más eficientes en las redes eléctricas, propició una mejora en la fiabilidad del suministro eléctrico con lo que aumentó la proliferación de máquinas de compresión para la producción de frío debido entre otros a:

- Son sistemas con elevadas eficiencias, sobre todo si se evalúan a nivel de instalación. Sin embargo si se evalúan a nivel de energía primaria al tener en cuenta la procedencia de la energía eléctrica, los resultados se equiparan (Balaras 2007, Henning 2007).
- Al no necesitar torre de refrigeración, su coste por unidad de potencia instalada es menor.

Durante estos años de ostracismo de la refrigeración por absorción, las empresas japonesas continuaron investigando. La disponibilidad de gas licuado proveniente del sureste asiático, unido a que tienen un subsuelo volcánico, les permite el empleo de energía geotérmica, tanto para la producción de calor como para la producción de frío. De hecho, en 1975 los equipos de absorción en el estado nipón superaban en número a los equipos de compresión (Nogués 2001).

Sin embargo, desde mediados de los 90's ha habido una serie de factores que han hecho aumentar la demanda tanto comercial como de investigación relacionada con la refrigeración por absorción, como son:

- El descubrimiento del agujero de la capa de ozono en 1985 por Farman et al., y años antes en 1975, de manera premonitoria la explicación de la destrucción de este debido a la acción catalizada del cloro (CFCs) por Molina y Rowland, (Molina, 1974; Rowland, 1975; Rowland, 1975b; Rowland, 1979).
- El aumento de las tarifas eléctricas, asociado al encarecimiento de las fuentes de energía no renovables (petróleo, gas y carbón), así como el elevado coste tanto económico como medioambiental del mantenimiento y custodia de los residuos nucleares.
- La construcción y desarrollo de una gran infraestructura de gasoductos que disponen de una demanda principalmente invernal. Las ventajas de disponer de elementos que consuman gas natural en verano, permite un alisamiento de la curva de demanda, y por lo tanto, una gestión más uniforme por parte de las empresas gasistas.

- La aplicabilidad de energía solar y fuentes térmicas de baja temperatura para la obtención de frío, tanto a nivel industrial como doméstico.

Según Mitchell (1986), el rendimiento de las instalaciones de frío solar basadas en máquinas de absorción analizadas en su estudio es muy variable. Desde sistemas con rendimientos muy altos a otros muy bajos. Estas diferencias se deben fundamentalmente a:

- Existencia de elementos que consumen mucha potencia, como son las torres de refrigeración, ventiladores, bombas, etc., funcionando en muchas ocasiones con sistemas de control inadecuados.
- Empleo de máquinas sobredimensionadas, que provocan largos periodos de tiempo funcionando a media carga y por lo tanto con un peor rendimiento, o con un elevado ciclado (Lazzarin, 1980; Blinn, 1979) originado por una falta de confianza en los métodos de dimensionado, o a falta de disponibilidad en el mercado de un producto que se adapte a la potencia demanda por la instalación,

A continuación se va proceder a revisar el Estado de la Técnica haciendo un recorrido desde los trabajos más antiguos hacia los más modernos, de forma que se pueda tener una idea de la evolución experimentada por este tipo de sistemas. De esta forma se establecerá cual es el punto de partida de la tesis y servirá de soporte para el planteamiento del problema a tratar.

2.3 Modelado de las enfriadoras por absorción

Para poder realizar el ciclo de enfriamiento, la máquina de absorción dispone de dos sustancias en forma de disolución, en la que una es el refrigerante y toma calor de un fluido externo de distribución de frío, y la otra es la absorbente que mediante procesos de absorción y desorción del refrigerante, permite establecer dos niveles de presión entre los que poder realizar el ciclo básico de refrigeración, basado en evaporación, expansión y condensación a diferentes niveles de presión y temperatura.

Aunque hay gran cantidad de pares de sustancias registradas y ensayadas susceptibles de ser empleadas en las enfriadoras por absorción como refrigerante y absorbente, comercialmente hay tres que predominan por encima de todas:

- Par bromuro de litio-agua ($\text{BrLi-H}_2\text{O}$).
- Par amoníaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$).
- Par cloruro de litio-agua ($\text{ClLi-H}_2\text{O}$).

En Jakob 2008, se analizan las máquinas comerciales de pequeña potencia disponibles, así como algunos de los prototipos en desarrollo.

Otros pares que tienen probabilidades de desarrollo son: ClBa-NH₃ (Rivera et al. 2007, Le Pierrès et al 2007)y LiNO₃-NH₃ (Rivera et al. 2011).

Funcionalmente, en una máquina de absorción se pueden diferenciar cuatro recipientes interconectados: evaporador, condensador, absorbedor y generador, con dos niveles de presión:

- Alta presión (p_H): condensador y generador.
- Baja presión (p_L): evaporador y absorbedor.

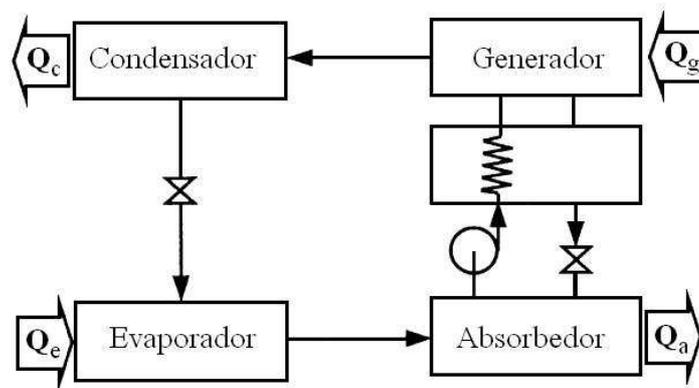


Figura 4: Diagrama máquina de absorción simple efecto.

En la Figura 4, se puede ver la interrelación funcional de cada uno de estos elementos así como los flujos de calor asociados, mediante circuitos exteriores, que permiten el intercambio térmico con el exterior entre los que se pueden establecer 3 niveles térmicos:

- Temperatura de evaporador (T_E): se corresponde con el nivel térmico del fluido que se quiere enfriar, y por lo tanto está conectado con el circuito de la carga. Es el nivel térmico más bajo. El evaporador, intercambia calor con el fluido de distribución de frío producido, permitiendo la refrigeración de la zona climatizada. El sistema adoptado para la distribución de la carga (sistemas radiantes, ventiloconvectores, etc.), va a condicionar el valor de temperatura de salida necesario.
- Temperatura de condensador/absorbedor (T_C): se corresponde con el nivel térmico de la disipación térmica de la enfriadora, y está conectado con un sumidero de calor (torre de refrigeración, geotermia, etc.) y por lo tanto es muy dependiente de las condiciones climáticas a las que está sometida la instalación, sobre todo en el caso de torre. Es un nivel térmico intermedio. El condensador y el absorbedor, disipan tanto el calor generado en el proceso de absorción como la energía inyectada para la

separación entre el refrigerante y el absorbedor, pudiendo estar ambos en serie o en paralelo según el diseño de la enfriadora.

- Temperatura de generador (T_G): se corresponde con el nivel térmico de la fuente de calor que hace de compresor térmico, y está conectado a un elemento de producción a alta temperatura (caldera, cogeneración, instalación solar, etc.) El generador intercambia calor con el fluido caliente. Cuando el calor procede de instalaciones solares, la instalación se define como de refrigeración solar. Hay un valor mínimo, por debajo del cual las prestaciones de la enfriadora son bajas, y un valor óptimo de producción que no conviene sobrepasar por motivos de rendimiento global de instalación.

El ciclo de refrigeración por absorción, se inicia en el evaporador de forma que el agua del circuito externo de refrigeración, cede el calor procedente de la zona acondicionada al refrigerante de la máquina que se encuentra a baja presión (p_L) y por lo tanto va a tener una temperatura baja de ebullición (T_E). Dicho vapor emitido se mezcla con el absorbente en el absorbedor en el cual hay una sal higroscópica, diluyendo su concentración (X_{SD}). El proceso es exotérmico siendo necesario por ello, refrigerar el absorbedor Q_a , a un nivel térmico (T_C), con el fin de poder aumentar la solubilidad del refrigerante, siendo el calor evaporado igual al absorbido.

La solución diluida, es bombeada hacia al generador, el cual está a mayor temperatura y presión (p_H , T_G). En este discurrir, se suele intercalar un intercambiador que recupera calor del flujo de solución concentrada que posteriormente retorna al absorbedor, mejorando la eficacia del ciclo.

En el generador, se aplica el calor mediante una fuente externa (solar, geotermia de alta temperatura, generador de calor, etc.), o bien mediante un quemador incorporado en la propia máquina en cuyo caso se denomina sistemas de llama directa, que separa el refrigerante del absorbente, aumentando este último su concentración (X_{SC}). La solución concentrada retorna hacia el absorbedor, previo paso por el intercambiador de recuperación y una válvula de expansión, para igualar ambas presiones entre generador y absorbedor.

Con respecto al refrigerante, en el condensador pasa a estado líquido y retorna al evaporador, atravesando una válvula de expansión que permite su difusión y posterior vaporización mediante el calor del circuito de refrigeración a baja presión, finalizando de esta forma el ciclo. Como consecuencia, se puede apreciar que la refrigeradora toma calor del generador y del evaporador, siendo este cedido al entorno, mediante el condensador.

Una representación particularmente interesante para las enfriadoras de bromuro de litio-agua, es la representación mediante diagramas de Dühring, el cual permite visualizar el estado en el que se encuentra la mezcla bromuro de litio-agua en función de la presión, la

temperatura y la concentración. Destacar que para valores elevados de concentración y bajas presiones, se produce la precipitación del bromuro de litio dando lugar a su cristalización. Debido a las condiciones de operación del ciclo, el punto crítico es la salida del recuperador de calor de la enfriadora por absorción en la rama de solución concentrada.

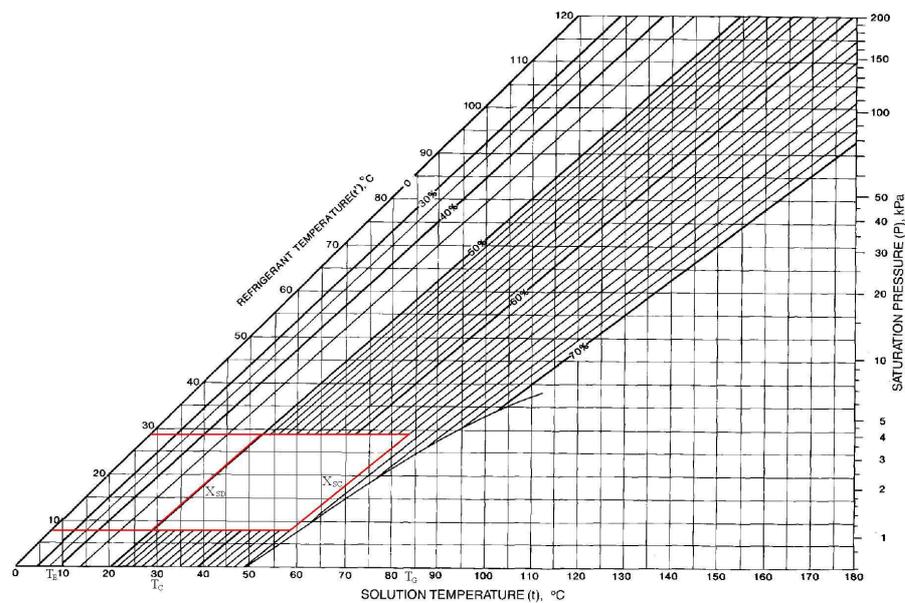


Figura 5: Diagrama de Dühring (Fuente: ASHRAE).

Como ponen de manifiesto las curvas de operación que definen el comportamiento de las enfriadoras por absorción (Figura 74), sus prestaciones son muy dependientes de los flujos de potencia térmica a los que se ven sometida. Tal y como se establece en (Herold et al., 1996; Eicker, 2003), la variación de las temperaturas de entrada en cada uno de los cuatro focos térmicos de los que se alimenta la enfriadora por absorción, van a tener un efecto variable, como se puede ver sobre el diagrama de Dühring (Figura 5), y como se analizará en el apartado 4.2. Para la identificación de los puntos sobre el diagrama se debe tener en cuenta las siguientes reglas:

- La temperatura de evaporador permite establecer la presión de mínima, esta es a la que se produce la refrigeración del flujo exterior en el evaporador. Cuanto menor sea este valor, menor es la presión y por lo tanto más fácilmente se puede originar cristalización.
- La temperatura de condensador, establece la concentración de bromuro de litio diluida a la cual se produce la absorción en el absorbedor, así como la presión máxima, de forma que con este valor se determina la concentración de la mezcla diluida.
- Finalmente la temperatura de generador establece la concentración de bromuro de litio concentrado.

Una vez definido el diagrama, la enfriadora presentará una mejor EER y mayor potencia cuanto más diferencia haya entre las concentraciones diluida X_{SD} y la concentrada X_{SC} , debido a que la masa de vapor liberada es proporcional a la diferencia de concentraciones. La situación en la que se maximizan las prestaciones se da cuando hay un salto reducido entre las temperaturas de evaporador y condensador (como en las enfriadoras de compresión), y la temperatura de generador es lo más elevada posible. En esta situación hay que tener en cuenta la posibilidad de cristalización a la salida del intercambiador de recuperación en la rama concentrada, siendo esta la restricción más importante del ciclo.

La capacidad para predecir el rendimiento de las máquinas de absorción, así como la de obtener diseños eficientes mediante modelos, depende del grado de conocimiento que se tenga sobre los mecanismos de transmisión de calor y masa entre los diferentes componentes. Según varios autores (Aphornratana, 1995; Herold et al.1996) el absorbedor es el elemento más crítico de diseño, ya que se dan efectos térmicos, procesos de absorción y de transferencia de masa y difusión. Estudios experimentales demuestran que la relación entre el caudal total y el caudal de refrigerante liberado es entre dos y cinco veces mayor que el teórico, siendo la cantidad de refrigerante absorbida más pequeña que la prevista por lo modelos poniendo de manifiesto la dificultad indicada.

Algunas configuraciones físicas de este ciclo se muestran en la Figura 6, en la que se pueden ver por un lado el diseño de la enfriadora WFC-10 (Yazaki 1996) así como el esquema clásico de ASHRAE (ASHRAE 1998)

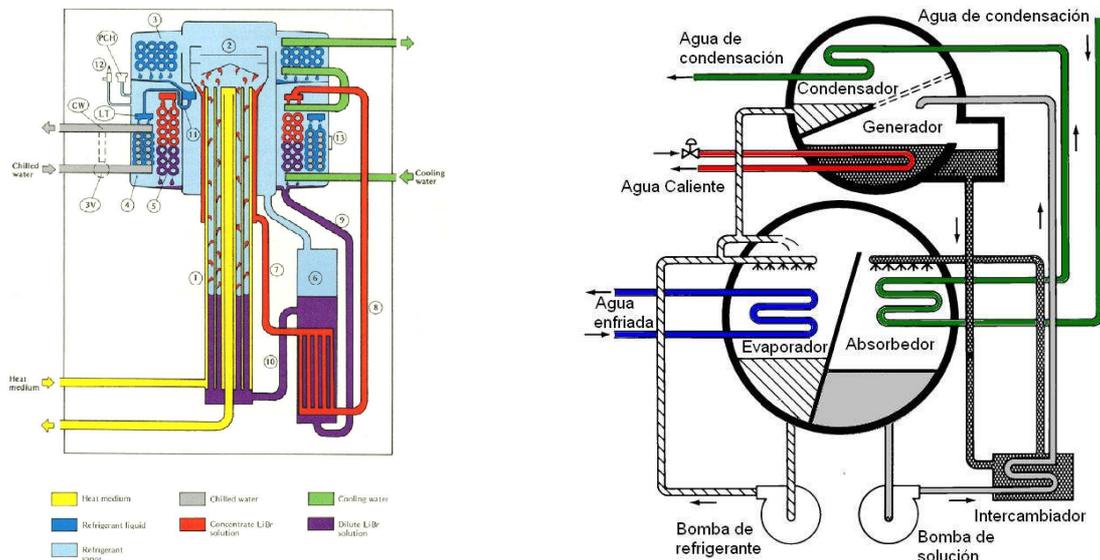


Figura 6: Diseños de máquinas de absorción (Fuentes: ESESA (a), ASHRAE (b)).

Respecto a la aplicación de energía solar, en 1959 Chung et al. propusieron una instalación solar para alimentar a una máquina de absorción, realizando una simulación básica de un sistema compuesto por un sistema solar con acumulación y una máquina de bromuro de litio para un día claro y para un día nublado, concluyendo que la climatización

solar era factible con las tecnologías de captador de la época. Posteriormente, en 1963 (Chung et al., 1963), implementaron sus vaticinios en una instalación real, a través de una máquina modificada para poder aportar al generador el agua caliente que procedía de un campo de captadores planos.

Dos años después Duffie y Sheridan (Duffie y Sheridan, 1965) identificaron los parámetros básicos de diseño y evaluaron los diferentes efectos de las condiciones de operación al integrar una máquina de absorción con un campo de captadores planos. Dimensionaron el recuperador que hay entre el absorbedor y el generador, y destacaron la gran dependencia que presenta la potencia y el EER respecto de las temperaturas de condensador y generador. En 1966 (Faber et al., 1966) también apuntaron la viabilidad de emplear energía solar con máquinas de absorción.

Según Duffie y Beckman (Duffie y Beckman 1991) hay dos formas de enfrentarse al modelado de una máquina de absorción. Un primer enfoque consiste en plantear ecuaciones de conservación de masa, energía, entropía, etc. y para cada una de las condiciones de funcionamiento, determinar el valor de las diferentes variables. Esto presenta un elevado nivel de cálculo que, si bien en la actualidad con los modernos ordenadores permiten una resolución en un periodo de tiempo razonable, se enfrenta a la dificultad de la elección de un modelo correcto de los diferentes elementos, que a partir de una descripción exterior caracterice el valor de las variables internas. Un segundo enfoque consiste en a partir de la descripción externa de las diferentes variables, buscar relaciones empíricas que las ligen dentro de un rango de valores con una precisión determinada.

Un trabajo dentro de la primera línea sería el de (Allen, 1974). Sin embargo, en base a la filosofía de caja negra se encuentra uno de los primeros modelos desarrollado por (Butz, 1973), realizando simulaciones del rendimiento de un sistema de climatización residencial en Albuquerque, Nuevo México. Un año después, en base a una rudimentaria simulación, obtuvo uno de los primeros modelos para máquinas en régimen estacionario (Butz, 1974). En 1975 (Ward y Löft 1975 y Oonk, 1975) modificaron el modelo anterior adaptándolo a máquinas comerciales de la época.

En 1979 Blinn (Blinn, 1979), en su trabajo de tesis, estableció un modelo basado en ecuaciones que tenía en cuenta los transitorios considerando un modelo de primer orden, caracterizado por una constante de tiempo de arranque y otra diferente de parada. Para ello modeló el generador de la máquina como un sistema con acumulación térmica, siendo la constante de tiempo igual al ratio entre la resistencia y la capacidad térmica de la máquina en dicho acumulador. También evaluó las pérdidas de rendimiento producidas por un elevado ciclado de arrancadas y paradas por parte de las máquinas de absorción. Además, indicó en el diagrama de Dürhing como se comporta la máquina en su arranque, indicando la existencia de una temperatura mínima a partir de la cual se consigue efecto frigorífico.

Varios trabajos en la Universidad Estatal de Arizona (Froemming et al., 1979, Guertin y Word, 1980 y Guertin et al. 1981) obtuvieron resultados semejantes sobre una ARKLA de 10 kW. Mediante ensayos en estado estacionario y en transitorios, establecieron correlaciones entre las diferentes variables. A diferencia de algunos anteriores, realizaron simulaciones de modelos dinámicos para comparar la bondad de los modelos frente al sistema real.

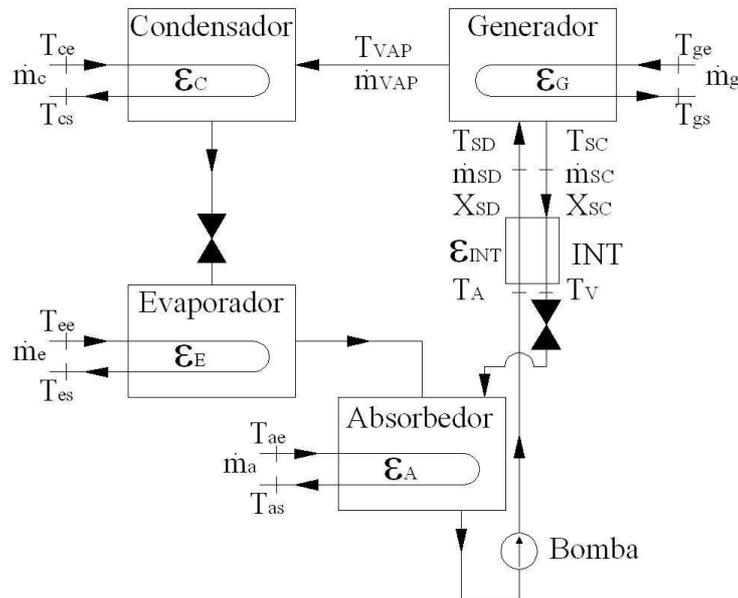


Figura 7: Esquema del modelo de Blinn.

En (VanHatten y Dato 1981) se modeló una instalación basada en una máquina de bromuro de litio, situada en el norte de Italia en las instalaciones del ISPRA. En el estudio compararon los resultados de la simulación del modelo frente al comportamiento real del sistema. Para ello emplearon un modelo en el que la capacidad frigorífica varía linealmente con la temperatura del generador ($P_e[\text{kW}] = 0,165 \cdot T_g - 9,382$), considerando la EER como un valor constante. Los resultados arrojaron un valor interesante de 175 MJ/m^2 (48 kWh/m^2) de energía frigorífica producida durante el año 1979.

(Grossman y Michelson, 1985) desarrollaron un modelo de máquina que, posteriormente, fue implementado en (Grossman, et al. 1987) para analizar el rendimiento de configuraciones serie y paralelo con varias máquinas, así como en (Gommed y Grossman, 1990) estudiando el comportamiento de la máquina para diversos valores de variables.

En 1990 (Herold et al. 1996) Herold y Radermacher desarrollaron el modelo Zero-Order, el cual permite modelar las enfriadoras de absorción de manera sencilla. Este se basa en los siguientes principios básicos (ver Figura 8):

- Modela los intercambios de calor con tres focos (evaporador, condensador y generador) mediante resistencias térmicas.
- Supone que los procesos internos de transferencia de masa y calor son reversibles.
- Supone que la temperatura del absorbedor y el condensador coinciden, siendo además el salto de temperatura entre el generador y el condensador igual al que hay entre el condensador y evaporador.

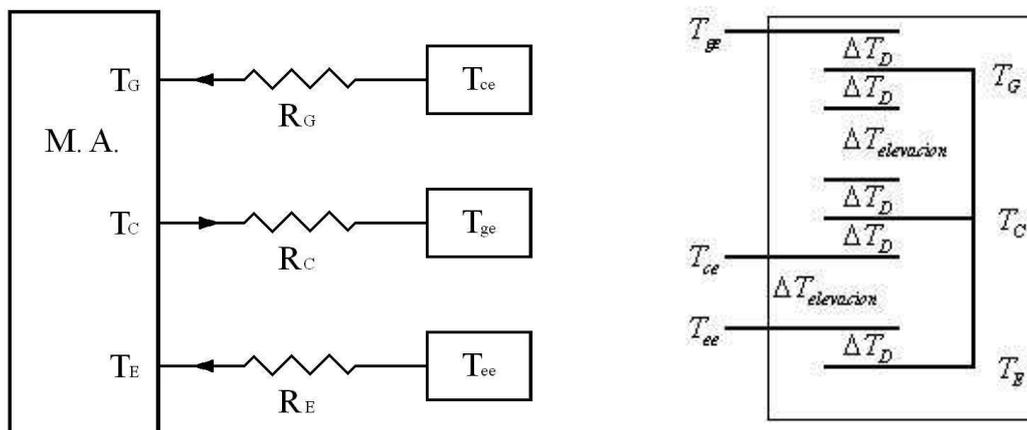


Figura 8: Esquemas del modelo Zero-Order (Herold y Raderanacher).

Planteando ecuaciones llegan a deducir la relación entre la EER y las temperaturas de generador así como su valor mínimo para conseguir la activación.

En (Jeong et al. 1994) se analizan simulaciones sobre el rendimiento de las máquinas de absorción, haciendo también hipótesis sobre las condiciones internas. (Aoyama et al. 1994) realizaron experimentos con una máquina de bromuro de litio a gas. Establecieron variaciones en el flujo másico de calor en el generador y observaron como se veía modificada la carga de refrigeración. Con los datos obtenidos, relacionaron la EER y las variables de funcionamiento.

En (Homma et al 1994) ajustaron un modelo de una máquina de bromuro de 100 kW alimentada por los humos de escape de un motor de gas con datos experimentales. El modelo se obtuvo mediante balances de energía, masa, y los coeficientes de intercambio de los intercambiadores de calor. La temperatura del generador era de 83-88°C, la del evaporador de 13-8°C obteniendo una EER de 0,6-0,7.

En (Zhuo 1995) se modela un pequeño sistema de absorción en el que empleó un modelo de parámetros distribuidos en el intercambiador.

En (Wijeysundera, 1996) se presenta un modelo muy semejante al de orden Zero anterior. Las principales diferencias son:

- Se basa en plantear un sistema lineal con menos ecuaciones que incógnitas, de forma que se estudia la variabilidad de unas variables con respecto a otras, analizando su interrelación cualitativa.
- La interrelación entre las variables internas y externas se caracteriza mediante conductividades térmicas en vez de resistencias.
- Realiza un análisis entrópico, si bien el modelo es reversible y no considera pérdidas.
- Considera el trabajo realizado por las bombas.
- Plantea una ecuación basada en parámetros adimensionales.

En (Ghaddar et al 1997) modelaron y simularon una instalación de frío solar con absorción en Beirut. Del estudio se concluyó que el área mínimo de captadores era de $6,6 \text{ m}^2$ por kilovatio de potencia con un almacenamiento óptimo de 13 a 19 l/m^2 , no debiendo estar por debajo de $11,6 \text{ l/m}^2$, para un sistema que se alimenta exclusivamente con solar, funcionando durante 7 horas diarias. La fracción solar mensual de la energía empleada para refrigeración se calculaba como una función del área del captador y de la acumulación. Finalmente, se realizó un estudio económico de la instalación demostrando que era competitivo sólo cuando también se aprovechaba la instalación solar para el calentamiento de agua.

Este mismo año (Chua et al. 1997) emplean un modelo termodinámico en el que tienen en cuenta, además de la entropía producida en el proceso, las pérdidas producidas tanto en el generador como en el evaporador. Notar que aunque esta apreciación puede parecer innecesaria, al analizar la monitorización de máquinas reales, el flujo de potencia que se disipa en la torre no coincide con las entradas de calor monitorizadas en el evaporador y en el generador, ya que la enfriadora tiene masa, pérdidas por envolvente, etc.

Un año después (Hammad y Zurigat, 1998) describieron el rendimiento de una máquina de 5 kW con 14 m^2 de captadores planos. La instalación se probó en Jordania durante los meses de abril y mayo, obteniendo un valor máximo de COP igual a 0,85.

En su tesis (Goodheart, 2000) modeló una máquina de simple efecto y otra de efecto mitad, haciendo además un estudio económico de viabilidad. De esta forma se llegó a que para que este tipo de máquinas sean competitivas frente a las de compresión deben estar alimentadas de fuentes de calor de muy bajo coste. Los modelos desarrollados se basaban en balances de los diferentes elementos.

En el año 2002 (Florides et al. 2002a) modelaron un sistema solar competo con máquina de bromuro de litio mediante TRNSYS, tomando los datos meteorológicos para Chipre en formato TMY. A base de simulación, y mediante una aproximación del sistema, se daba

un dimensionado y tipo de equipos a elegir. Notar que el área de captadores se escogía en base a un estudio económico. El resultado arrojaba 15 m² de captadores con concentradores parabólicos, inclinados 30° respecto a la horizontal, para una máquina de 18 kW.

(Chow et al. 2002) realizaron un control avanzado de una máquina de absorción a gas, implementando redes neuronales y algoritmos genéticos sobre un modelo comercial. También, en este año (Chua et al., 2002) desarrollaron un entorno para el modelado termodinámico de una máquina de amoniaco teniendo en cuenta las irreversibilidades del ciclo. Para ello se realizaban balances de masa, energía y entropía, de forma que se caracterizaba el valor de los coeficientes de transmisión de calor de cada uno de los intercambiadores.

Ese mismo año (Alva, 2002) evaluó el rendimiento de una máquina de absorción refrigerada por aire a través de simulación dinámica. La instalación estaba formada por captadores cilindro-parabólicos con tubos de calor. El modelo obtenido se basó en balances de masa y energía, comparando los sistemas refrigerados por aire con los refrigerados mediante torre.

(Fu et al. 2002) desarrollaron un modelo dinámico para pequeñas máquinas de absorción de bromuro de litio por llama directa de gas. Para ello desarrollaron un modelado matemático para cada componente. Realizando simulaciones en diferentes condiciones de funcionamiento determinaron las características de salida específicas para cada tipo de usuario.

(Kim et al. 2003) desarrollaron también un modelo para una instalación de frío solar con máquina de absorción de amoniaco, con el que caracterizaron los transitorios de arranque. El modelo predecía que las variaciones en la concentración de refrigerante afectaban al rendimiento. Un ligero cambio de concentración en el absorbedor producía inestabilidad en el funcionamiento, mientras que una elevada concentración del refrigerante penalizaba el rendimiento por aumento de presión.

(Assilzadeh et al. 2004) realizaron la simulación de una máquina de bromuro de litio alimentada con colectores de vacío. Entre las particularidades del trabajo se encuentra el que está en Malasia, con un clima tropical, una máquina de 3,5 kW, 35 m² de captadores, obteniendo una clara correlación entre la demanda de energía y la radiación, y por lo tanto la disponibilidad de energía térmica. El sistema fue simulado mediante TRNSYS. Destacar que el ratio entre la potencia nominal y la superficie disponible solar es de 10.

(González, 2004) desarrolló en su tesis un modelo en variable discreta y variables de estado para una máquina de absorción de 35 kW, y un modelo lineal para el espacio acondicionado, siendo realizado los modelos a partir de datos experimentales. Además,

diseñó un controlador que permitía operar a la máquina bajo múltiples condiciones de carga, regulando el flujo del evaporador.

(Albers, J., 2005) presenta la caracterización de máquinas de absorción de simple efecto, de LiBr-agua sometidas a un régimen de carga parcial. La teoría se basa en el modelo conocido como 'delta-delta-T-función' ($\Delta\Delta t$) desarrollado por (Ziegler, 1998).

En (Ardehali et al. 2007) se presenta un modelo de instalación de refrigeración solar para evaluar el efecto de la polución sobre las prestaciones en función del índice de claridad. El modelo se basa en las ecuaciones termodinámicas de intercambio, despreciando el consumo de la bomba, e implementando el método de Newton-Rapson para resolver las ecuaciones.

En Balghouthia et al. 2008 se realiza un análisis de factibilidad de refrigeración solar mediante absorción en Túnez, empleando un modelo en TRNSYS combinado con EES. Para ello realizaron un análisis de sensibilidad, concluyendo que para el acondicionamiento de una vivienda de 150 m² se requiere una potencia de 11 kW de frío en absorción y 30 m² de captadores solares, lo que da un ratio de 3 m²/kW.

En Kohlenbach P., Ziegler F., 2008a, y 2008b se presenta un modelo basado en el balance de entalpías en estado estacionario de los principales componentes. El modelo considera el régimen transitorio, para lo que se han introducido almacenamientos en el absorbedor y el generador, así como un cierto retraso en el ciclo.

En Bittanti et al. 2010 se presenta un modelo implementado en Simulink, el cual incorpora un importante número de ecuaciones para la caracterización interna de la enfriadora considerando un comportamiento dinámico.

En Marc et al 2012 se presenta un modelo de enfriadora basado en balances, con 6 incógnitas (los valores UA de condensador, evaporador, absorbedor y generador, el rendimiento del intercambiador interno de recuperación y el caudal de la solución diluida), que se deben determinar en régimen estacionario. Para ello hacen las siguientes suposiciones:

- El evaporador y condensador contienen agua pura.
- Los valores medios se suponen uniformes en todo el espacio al que representan.
- Cada componente está en equilibrio termodinámico.
- La solución líquida que abandona cada elemento está saturada.

Estas suposiciones provocan que en régimen transitorio su comportamiento no sea satisfactorio, aunque esperan en breve añadir los efectos inerciales, mientras que en régimen estacionario sí presenta un buen comportamiento con errores inferiores al 5%.

Como conclusión a este apartado destacar que hay un número importante de trabajos encaminados al modelado y simulación del comportamiento de instalaciones de refrigeración solar, así como dos tipos de metodologías básicas: una basada en la descripción interna y a partir de esos valores inducir su comportamiento, y otra basada en el modelo de caja negra o relaciones empíricas.

2.4 Regulación y control

Con respecto a la estructura de control más adecuada, la implementación de sistemas multinivel se presenta como una necesidad. De hecho, hay gran cantidad de estudios que establecen que la optimización de los sistemas de refrigeración no debería enfocarse como la suma de dispositivos que funcionan uno a uno de manera óptima, sino como un conjunto de elementos que a lo largo de un periodo operan de manera óptima, siendo este tipo de planteamientos adecuados sobre todo cuando hay efectos contrapuestos de variables acopladas. Por ejemplo, la temperatura de entrada al generador está relacionada con la temperatura de producción solar, de forma que la enfriadora y la instalación solar tienen rendimientos opuestos según sea este valor. Otro ejemplo son la demanda y la condensación de la enfriadora que les pasa algo semejante respecto a la temperatura ambiente.

Por ello se debe establecer dos lazos de control básicos:

- Uno a nivel de cada unidad o equipo, de forma que en base a unas consignas permitan que el sistema cumpla dichas referencias, protegiendo a cada una de las unidades de posibles deterioros (cristalización del bromuro de litio en las máquinas de absorción, sobrepresiones en las máquinas de amoníaco, posibles sobretemperaturas en equipos mecánicos, etc.). Este primer lazo suele venir incorporado en las centralitas de control de las enfriadoras.
- Un nivel superior de lazo de control que a modo de *director de orquesta*, y con un nivel de información mayor (datos meteorológicos, históricos de funcionamiento, modelos corriendo en paralelo, niveles de confort, valores de sensores, etc.), fije las consignas a cumplir por los subsistemas y permita una operación optimizada del conjunto.

La preocupación por el control óptimo, la monitorización y el análisis de explotación de las instalaciones de calefacción y refrigeración solar no es algo nuevo. En los años sesenta (Tabor, 1962) ya estableció los niveles de temperatura que tienen que alcanzar las instalaciones de refrigeración solar mediante absorción y afirmó la utilidad de los captadores planos para conseguir dichos niveles.

Algunos artículos clásicos en el control de instalaciones de calefacción y refrigeración solar como Butz et al. (1974), describen las prestaciones mediante simulación y algunos modelos simples de elementos. También en 1974 Winn et al. destacan la importancia del control en las prestaciones de las instalaciones. Se describen dos metodologías diferentes para llegar a la estrategia óptima de control: ensayo y error, o bien simulación. Erhard y Hahne (1997), demostraron la potencia que tienen las herramientas de simulación para predecir el efecto de diferentes estrategias de regulación.

Habitualmente, el control de la carga de la enfriadora por absorción se realiza mediante la modulación de la energía que se aporta al generador regulando la temperatura de entrada, o bien el caudal. En 1979 Alizadeh et al. resaltan que el control sobre las prestaciones de las enfriadoras de absorción se debe realizar mediante la temperatura de generador porque la temperatura de condensador y evaporador vienen impuestos por el diseño. Notar que esto puede ser así desde el punto de vista del funcionamiento particular de la enfriadora, pero no se debe olvidar que esta forma parte de una instalación mayor, siendo por ello necesario desarrollar estrategias de control global que maximicen el rendimiento del conjunto. Como se verá en capítulos posteriores, en la presente tesis se considera que la temperatura de generador viene impuesta por la disponibilidad de energía solar y la temperatura de evaporador viene establecida por el sistema de distribución de frío, por lo que es la temperatura de condensador la que debe marcar la regulación de potencia, en función de la climatología y tecnología de torre.

Ward et al. 1976 muestran los resultados de un año de funcionamiento de la NSF/CSUSolar House I. Indican el ciclado de la enfriadora por absorción, reduciendo la EER desde valores de 0,7 a 0,3 debido al empleo de energía para el calentamiento de la masa de la enfriadora así como el resto de elementos que constituyen la instalación, (Blinn, 1979; Lazzarin, 1980, VanHatten y Dato 1981).

En 1979 Auh (Auh, 1979a, 1979b, 1979c) construyó un banco de ensayos para probar una enfriadora ARKLA de 10 kW en estado estacionario. Los resultados mostraron una gran dependencia de la potencia frigorífica y la EER respecto de las temperaturas de salida del evaporador y la de entrada al condensador. Además, se hicieron ensayos de transitorios y rendimientos por ciclo. Se descubrió que durante los 10 minutos siguientes a una parada proveniente de un estado estacionario, con el calor acumulado en el generador la máquina era capaz de producir durante 4 minutos frío a plena potencia. De donde se deduce que, al igual que afirma Blinn (1979), las máquinas de absorción admiten modelos de al menos primer orden, siendo las pérdidas por el ciclado de arranque-parada elevadas. Es posible una reducción de estas si se mantiene entre 10 y 15 minutos la producción de frío después de parar el generador, aprovechando el calor almacenado en el interior. Notar, no obstante, que este tiempo de funcionamiento extra de la enfriadora se puede establecer en base a tres posibles criterios:

- Que la temperatura del generador esté por encima de la mínima de funcionamiento.

- Que la temperatura de salida de la enfriadora esté por debajo de la temperatura máxima de uso
- Que la temperatura de salida esté por debajo de la que dispone el sistema de almacenamiento.

Por otro lado, si la máquina vuelve a ponerse en marcha es necesario volver a calentar todo.

De aquí se deduce que una posible estrategia de control es la de mantener la temperatura en el generador, aunque la máquina no produzca frío, de forma que no baje de un determinado nivel aportando el calor de pérdidas. Por el contrario, cuando se estime que la máquina se debe parar porque se aproxima la noche o porque se reduce la demanda de manera prolongada, entonces se anticipa su parada de forma que se aproveche el calor acumulado en el generador.

En 1996 Kohne et al. proponen un control basado en modelos del caudal en el generador con instalaciones solares.

En (Zambrano y Camacho en 2002) aplicaron un algoritmo de control predictivo y una optimización multiobjetivo a una planta de refrigeración solar. Para ello realizaron un modelado de los elementos de la instalación, se tuvieron en cuenta también los factores económicos en el proceso, arrojando un buen comportamiento a pesar de las no linealidades y el elevado número de perturbaciones del sistema.

En 2005 Nuñez-Reyes et al. implantan un predictor de Smith para la regulación de la temperatura de entrada al generador, compensando las perturbaciones originadas por las variaciones en la temperatura de salida de caldera y de la acumulación solar.

En 2004 Henning et al. y en 2006 Kohlenbach hacen un repaso de las diferentes estrategias de control disponibles. En (Corchero et al., 2004) aplicaron control robusto H_∞ a una instalación de refrigeración solar con máquina de absorción basado en el problema de sensibilidad mixta.

Liao y Radermacher en 2007 muestran una estrategia de control novedosa, basada en la correlación de la temperatura del evaporador en función de la temperatura del condensador, para evitar la cristalización aplicado a enfriadoras de absorción de bromuro de litio condensadas por aire. Dicha estrategia coincide con lo planteado en el presente trabajo de tesis.

Wang et al. en 2009 presentan una metodología de optimización para sistemas multimáquina bajo tres criterios básicos: consumo de energía, emisiones de dióxido de carbono y coste económico. La instalación se encuentra en Osaka y hay una combinación de enfriadoras de absorción por llama directa con enfriadoras por compresión.

Eicker y Pietruschka (2009) resaltan la importancia de la estrategia de control y la carga del edificio en la operación del sistema solar trabajando a carga parcial. Ellos han realizado un exhaustivo estudio simulando diferentes parámetros que influyen en el control del generador analizando los costes asociados.

Yu y Dexter en 2010 presentan y evalúan un sistema de control Fuzzy jerarquizado y lo comparan con un sistema basado en reglas, para minimizar la demanda solar en climatización de un edificio. Ello permite una reducción importante en el número de condiciones de control con buenos resultados de operación.

Como se deduce de los trabajos analizados, el conocimiento de la influencia de las variables de operación con respecto a las prestaciones arrojadas por la máquina es fundamental para poder realizar un control eficiente de las instalaciones de refrigeración solar. Algunas de las conclusiones obtenidas a partir de las curvas de funcionamiento de estas máquinas son:

- La EER y la potencia frigorífica son mayores cuanto más elevada sea la temperatura de entrada al generador, lo cual es un inconveniente en sistemas de frío solar en tanto se penaliza al rendimiento de la instalación solar, por lo que el rendimiento global de la instalación no tiene porque mejorar. De hecho, hay una temperatura que optimiza el rendimiento global. Según (Blin, 1979) dicha temperatura es la mínima que admita la máquina, ya que penaliza al rendimiento más los captadores solares que la propia máquina. Por otro lado, notar que este valor depende de la tecnología empleada, ya que para captadores de vacío o con concentración, en los que el rendimiento no se vea tan minorado, la temperatura óptima para la que se maximice el rendimiento puede ser mayor.
- El flujo de calor en el generador permite regular tanto la potencia en el evaporador como la EER. Esto se debe a la modificación de la temperatura interna media efectiva.
- Reduciendo la temperatura de condensación aumentan tanto la EER como la potencia frigorífica, por lo que es una variable muy influyente en las prestaciones de la instalación, con la ventaja de que no presenta una interacción directa con la instalación solar.

2.5 Climatización por suelo refrescante

Los sistemas radiantes han sido empleados de manera habitual por parte de los países del norte de Europa (Olsen, 1997) con climatologías frías, mostrándose como un sistema con las siguientes ventajas (Saunier Duval, 2005):

- Dispone de una distribución uniforme de temperaturas, reduciendo de esta forma la necesidad o producción de corrientes de aire.

- Al ser un sistema muy extenso permite el empleo de temperaturas de agua moderadas, lo que mejora el rendimiento de los equipos de producción tanto de frío como de calor. Esto favorece, además, el empleo de energías renovables, para suelo radiante durante el invierno con captadores solares, y durante el verano con equipos de absorción, los cuales presentan un mejor rendimiento cuanto mayor sea la temperatura de evaporador.
- El suelo radiante/refrescante permite el empleo dual de las instalaciones durante el verano e invierno, frente al techo radiante que requiere de una mayor inversión en instalación al tener que duplicar los circuitos.

Pero presenta también inconvenientes:

- Mayor coste inicial de instalación que un sistema convencional basado en radiadores o ventiloconvectores.
- Elevada inercia, lo que dificulta su control cuando se producen cambios bruscos en la demanda de calor o de frío.
- Posibilidad de condensaciones superficiales en ambientes con elevadas humedades relativas. Por ello se considera fundamental el disponer de una sonda de temperatura superficial con la que poder garantizar que no se sobrepasan los umbrales de confort, tanto en verano como en invierno.
- El perfil vertical de temperaturas en calefacción es el más semejante al ideal en confort, disponiendo de calor en la parte baja y menor temperatura en la parte alta, si bien en el caso de refrigeración el efecto es contrario.
- Falta de datos de explotación de instalaciones reales.

Según establecen (De Carli et al. 2002), el empleo de sistemas radiantes presenta las siguientes necesidades:

- Estrategias de control adecuadas que tengan en cuenta sus particularidades, sobre todo la elevada inercia.
- Desarrollo de herramientas y guías de diseño óptimo en función de las diferentes zonas climáticas, perfiles de demanda, etc.

Según se establece en (Lim et al. 2006) hay diferentes formas de controlar el suelo refrescante orientadas a evitar las condensaciones interiores teniendo en cuenta la elevada inercia del sistema.

(TRNSYS, 1990) es una herramienta habitual en la bibliografía para la simulación de sistemas de climatización radiantes. A modo de ejemplo (Doosam et al. 2008) la emplea

para modelar y comparar el comportamiento de una instalación con y sin apoyo de equipo auxiliar, mientras que (Vangtook y Chirarattananon 2006) la emplea para la simulación de techos radiantes.

2.6 Dimensionado de instalaciones de refrigeración solar

Mientras que para el dimensionado de instalaciones de Agua Caliente Sanitaria mediante energía solar, el método f-chart (Klein et al. 1976) es universalmente aceptado como válido (Duffie y Mitchell 1983), para el dimensionado de instalaciones de refrigeración solar según establece en (Henning 2004, Bujedo et al. 2006) hay diferentes métodos susceptibles de ser aplicados, si bien los resultados basados en simulaciones horarias son más fiables que los que se apoyan en valores climáticos medios diarios mensuales, en especial cuando las condiciones de operación de la instalación son variables (horarios, perfiles de carga, elevadas ganancias, etc.).

Hay una serie de metodologías de dimensionado de instalaciones y cálculo de demanda térmica, basadas en simulaciones horarias: SolAc (Franzke y Seifert 2005), DOE, Energy Plus, LIDER, CALENER, INSEL, TRNSYS (Klein et al. 1975), etc. las cuales se caracterizan por necesitar ficheros climáticos con datos horarios. En el caso de instalaciones de refrigeración solar, la influencia de las condiciones de temperatura obtenidas por el sistema, la evolución de la carga y el desfase horario que se produce entre ambos, son factores críticos para determinar el aprovechamiento solar. Por lo que este tipo de metodologías se presentan como fundamentales para la obtención de resultados fiables. Lógicamente, la efectividad de los resultados de dichas simulaciones horarias están condicionadas por: la fiabilidad de los datos climatológicos de partida, (Martínez 2005), la precisión de los modelos propuestos y la correcta identificación de los parámetros que definen dichos modelos.

El dimensionado de instalaciones de frío solar, basados en máquinas de absorción, presenta mayor dificultad e incertidumbre debido entre otras a:

- La radiación presenta variabilidad horaria relativamente elevada de unos días a otros lo que dificulta la gestión de la producción térmica procedente de la instalación solar. Este efecto puede ser particularmente importante cuando se dispone de instalaciones sometidas a horarios o estrategias de regulación específicas que marquen de manera clara las necesidades de climatización, como es el caso de edificios de oficinas, en los que además hay aspectos de tipo legal en cuanto a las condiciones ambientales de trabajo.
- El cálculo de la carga de refrigeración es más crítico que el de calefacción: La determinación de la carga de climatización, es muy dependiente de factores como la carga interna o las ganancias solares a través de acristalamientos, la correcta

gestión de las persianas, el mobiliario expuesto a radiación, la apertura de ventanas durante la noche, etc., siendo estos no siempre previsibles.

- Se requieren mayores temperaturas que para el ACS o la calefacción con emisores de baja temperatura. Esto hace que el balance de energías global a lo largo de un periodo de tiempo no sea siempre una forma fiable de estimar el aprovechamiento, ya que puede darse el caso de que se disponga de mucha energía pero no se obtenga el nivel de temperatura mínimo necesario, siendo la utilizabilidad un factor importante.
- Las prestaciones de la máquina de absorción son dependientes de las condiciones particulares de funcionamiento, fundamentalmente, caudales y temperaturas de entrada en generador, condensador y evaporador.

Por lo tanto, la resolución y dimensionado de este tipo de instalaciones debería hacerse mediante entornos de simulación dinámica que permitan obtener resultados precisos. Este tipo de métodos son laboriosos y requieren de elevados conocimientos sobre el entorno particular empleado (TRNSYS, INSEL, SACE, SaC etc.). Sin embargo en muchas ocasiones se requiere de un dato de “dedo gordo” con el que poder evaluar parámetros de manera aproximada: superficie, ahorro, producción; y el empleo de este tipo de métodos puede ser demasiado exigente para el nivel de precisión requerido. Es en este punto donde los métodos simplificados pueden aportar resultados que cumplan con las pretensiones del estudio aunque con un margen de error mayor.

Algunos métodos simplificados que permiten evitar la complejidad y requerimientos que dispone el dimensionado mediante simulación son los siguientes:

Por un lado se encuentra el Φ f-chart, el cual es una adaptación del método f-chart y permite determinar la fracción solar en función del área de colectores, siendo un método de dimensionado de instalaciones de carácter general en las que hay un nivel de temperatura mínimo por debajo del cual la energía recogida no es aprovechable, además de tener un sistema de almacenamiento finito. Estas dos características son cumplidas por las instalaciones de frío solar basadas en máquinas de absorción. Por otro lado, no es aplicable a sistemas en los que el rendimiento del equipo dependa de la temperatura de aporte de calor, o si la carga es muy variable a lo largo del periodo considerado. Bajo determinadas circunstancias de operación, bajas temperaturas de condensador y altas temperaturas de evaporador, la EER de la máquina de absorción prácticamente es independiente de la temperatura de generador (Colle y Vidal, 2004), siendo estas las condiciones que se deben establecer para dimensionar este tipo de sistemas en base a esta metodología. Además, los sistemas de control suelen establecer una temperatura de entrada desde la instalación solar que se considera un valor constante.

El método cooling f-chart fue desarrollado en 2003 basándose en el Type 7 del modelo de máquina de absorción que incorporaba TRNSYS (Joudi y Abdul-Gafour, 2003; 2003b), que desarrollaron una metodología de dimensionado de instalaciones de frío solar. En base a simulaciones sobre una instalación de frío solar tipo establecieron diferentes escenarios obteniendo una relación empírica para la fracción solar similar al f-chart.

En Henning 2004 se propone una metodología basada en la optimización del coste tomando el rendimiento de las diferentes tecnologías de colectores para un día claro y para una potencia de enfriadora, y cruzando este valor con el coste económico.

2.7 Resultados experimentales de instalaciones de refrigeración solar.

El principal argumento para el empleo de la refrigeración solar es la coincidencia cronológica entre la demanda y la energía aportada por la radiación solar.

Sin embargo, la penetración en el mercado, la experiencia acumulada y los datos de rendimiento disponibles sobre instalaciones reales son escasos (Henning, 2004, Balaras et al. 2007), a pesar de que hay ya un número importante de instalaciones realizadas. La causa más probable que impide cerrar los balances de potencias puede ser la falta de datos completos debido a una monitorización insuficiente de los diferentes flujos de calor, condiciones meteorológicas, demanda, etc.

Algunos de los errores en los que se incurre, por ejemplo, es la falta de medidas de caudal porque las bombas son de caudal constante, con lo que el caudal también lo es. Sin embargo la experiencia pone de manifiesto que esto no es así ya que el más mínimo cambio en la estructura hidráulica de la instalación modifica dicho valor, debido a falta de equilibrado hidráulico estricto entre los diferentes circuitos. Por ejemplo que el generador se alimente con la caldera o con la instalación solar, o el efecto que pueden tener regulaciones en caudal variable.

Referencia	Sup.clim	Potencia	Sup.solar	Rend. capt	COP	Global
Ward and Löf (1975)	140	10	71,3	0,20-0,25	0,48-0,70	
Ward et al. (1976)	140	10	71,3	0,30-0,35	0,30-0,70	
Van Hatten and Dato (1981)	160	4	36	0,30	0,54	0,11
Bong et al. (1987)		7	32		0,58	

Referencia	Sup.clim	Potencia	Sup.solar	Rend. capt	COP	Global
Al-Karaghoulí et al. (1991)		211	1.577	0,50	0,618	0,31
Yeung et al. (1992)		4,7	38,2	0,375		0,08
Hammad y Zurigat (1998)		5,25	14		0,85 (puntual)	
Best and Ortega (1999)		90	316	0,26-0,29	0,53-0,73	0,26-0,36
Li and Sumathy (2001)		4,7	38	0,35	0,55	0,07
Assilzadeh et al 2004		3,5	35			
Syed et al. (2005)	80	35,17	49,9	0,49-0,55	0,23-0,42	0,06-0,11
Zambrano et al. (2008)		35,17	151		0,6 (un día)	
Ali et al (2008)	270	35,17	108	0,35-0,49	0,37-0,81	
Agyenim et al (2010)	82	4,50	12		0,58-0,66	
Marc et al. (2010)						
Praene et al. (2011)	170	30	90	0,20-0,43	0,30-0,41	0,08
Bujedo et al. (2011)	200	35	50+32	0,43	0,57	-
Marcos et al. (2011)		42	5	0,30	0,55	0,08
Martínez et al. (2012)	200	17,6	38,4	0,29	0,69	

Tabla 2: Referencias a instalaciones reales con máquinas comerciales.

Los datos de explotación mostrados en la bibliografía presentan grandes variaciones de unos a otros, e incluso grandes rangos de variación de valores de rendimiento. La tabla mostrada en (Kim e Infante 2008) ha sido complementada con otras referencias y se han mostrado en Tabla 2.

2.8 Justificación de la tesis

Destacar que la producción científica asociada a la refrigeración solar ha pasado por diversas etapas. En la Figura 9 se muestra un gráfico con el número de publicaciones por años que hay en la bibliografía de la presente tesis. Suponiendo que la búsqueda se ha realizado sin tener en cuenta el año de publicación, sino la temática tratada, se puede considerar como una medición del interés por parte de la comunidad científica sobre la refrigeración solar.

A mediados de la década de los 60 arrancan con fuerza una serie de trabajos, provenientes fundamentalmente de Estados Unidos, impulsados por la Universidad de Wisconsin. Durante la década de los 70 la producción científica y la investigación en torno a la refrigeración solar es elevada como indica el número de publicaciones disponibles, fundamentalmente proveniente de EEUU. Se aprecia como progresivamente va perdiendo impulso hasta que en la década de los 80 su producción en la literatura científica se reduce de manera importante, apareciendo en escena otros centros de investigación: el Centro de Investigación en Energía (CIE) de la UNAM en México, INTA, CSIC, etc. los cuales se mantienen en la actualidad generando conocimiento.

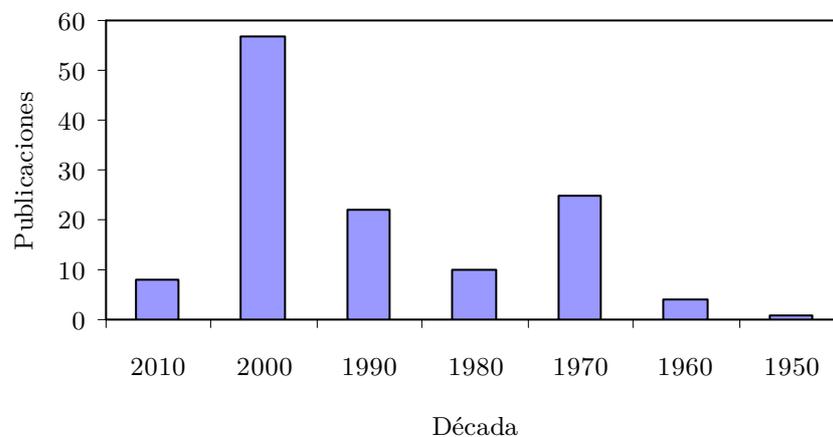


Figura 9: Número de publicaciones por década referenciadas en la tesis.

En la década de los 90 y del 2000 hay un cambio de liderazgo y un progresivo interés por la refrigeración solar caracterizado por el aumento en el número de referencias, pasando Europa y Asia a ser los grandes productores científicos, iniciándose así una nueva etapa en la que todavía nos encontramos. No en vano los grandes grupos de investigación en las iniciativas encaminadas al desarrollo de la refrigeración solar (task 25 y task 38 de la AIE) están lideradas por centros europeos. Con respecto a la fabricación de enfriadoras, además de los clásicos fabricantes asiáticos (Yazaki, Thermax, Broad, etc.) aparecen fabricantes de bajas potencias en Europa: Climatewell (Suecia-España, Rotartica (España), Sortech (Alemania), Pink, etc. La década del 2010 cuenta ya con una tercera parte de la década anterior, por lo que se puede considerar que lleva un ritmo semejante. Respecto al número

de instalaciones, Europa es la potencia dominante (RHC-Platform) con un 75 % de las instalaciones en 2011.

Sin embargo, la información disponible en la literatura científica sobre datos de explotación de instalaciones es reducida (un 13 % de las referencias de esta tesis), y las alertas sobre la necesidad de mejorar el diseño y operación no han cesado a pesar de esta nueva etapa de desarrollo:

- K4-RES-H 2006, se indican como barreras técnicas para el diseño: los profesionales no saben “*Very important: no skills today among professionals*”, y bajo nivel de estandarización en esquemas hidráulicos y herramientas de diseño “*Lack of standardised hydraulic schemes, planning guidelines and simple design tools*”.
- Balaras et al. 2007 uno de los problemas a los que se tienen que enfrentar las instalaciones de refrigeración solar es “*the lack of practical experience and acquaintance among architects, builders and planners with the design, control and operation of these systems*”.
- Henning, 2007, indica que se requiere un mayor esfuerzo en la fase de diseño de las instalaciones de refrigeración solar que en los sistemas convencionales, debiendo estar este apoyado por la realización de simulaciones: “*it is very important to note that a solar-assisted air-conditioning system requires a greater effort during the design phase than a conventional system for the same application Often, it will be necessary to perform annual computer simulations of several different system configurations in order to identify the one with the best energy-cost performance*”.
- RHC-Platform, 2012, indica que la limitada experiencia práctica es una de las mayores barreras para el desarrollo de las instalaciones de refrigeración solar, siendo necesaria una mayor labor de difusión del conocimiento. “*So far, mainly pilot plants and a few commercial plants have been in operation, limited practical experience and know-how is one of the major barriers to widespread installation of solar air-conditioning and refrigeration systems. Only a small number of professionals are well informed on both solar thermal and air-conditioning in buildings. Due to this limited experience with solar cooling and refrigeration systems, measures are needed to encourage the dissemination of existing know-how and improve system quality*”.

Por otro lado, esta última referencia (RHC-Platform, 2012), también indica las necesidades inmediatas más importantes en I+D dentro del campo de la refrigeración solar para Europa:

- Línea 1: Mejora de sistemas y componentes de refrigeración solar. (*Theme 1: Improving solar thermal cooling systems components.*).

- Línea 2: Mejora del rendimiento, integración y precios de los sistemas de refrigeración solar (*Theme 2: Improving performance, integration and costs of solar cooling systems*).

Como consecuencia, se deduce que las claves para el futuro desarrollo de sistemas de frío solar basados en absorción están en:

- Diseños que tengan en cuenta las particularidades de las instalaciones de refrigeración solar, con los que maximizar las ventajas que aportan estos sistemas, reduciendo sus inconvenientes. Para ello es importante conocer el efecto que tienen sobre las prestaciones diferentes variables de explotación.
- Implantación de controles eficientes sobre los equipos de mayor consumo, permitiendo su operación en condiciones de máximo rendimiento, minimizando los costes de explotación y reduciendo los periodos de retorno de la inversión frente a sistemas convencionales.
- Desarrollo de metodologías adecuadas de dimensionado de instalaciones, que eviten el empleo de máquinas y recursos mayores de los necesarios, estimando de manera realista las prestaciones que se van a obtener y, por lo tanto, consiguiendo que todos los elementos se ajusten a las necesidades reales de los usuarios.
- Desarrollo de tecnologías con los que paliar algunos inconvenientes: necesidad de torre de refrigeración, elevada dependencia del rendimiento y la potencia de las condiciones de operación, etc.

A pesar del elevado número de trabajos científicos que abordan la refrigeración solar mediante máquinas de absorción, se siguen detectando instalaciones deficientes que no alcanzan las expectativas previstas como se puede ver en muchos de los resultados mostrados en la Tabla 2.

Se considera, por lo tanto, necesario el desarrollar un estudio bajo el que poder identificar cuáles son los aspectos clave del diseño, cuantificar numéricamente qué importancia tienen sobre el resultado final y por lo tanto la importancia relativa que alcanzan.

Con respecto a las condiciones de operación, las particularidades presentadas en las instalaciones de refrigeración solar, caracterizadas por un sistema generador cuyas prestaciones y nivel de aprovechamiento depende de la temperatura de generador, deben llevar al establecimiento de consignas de operación que maximicen las prestaciones del conjunto de la instalación. Por ello, se han analizado condiciones fuera de los valores nominales que establece el fabricante con el fin de poder determinar las condiciones de operación que permitan un desempeño óptimo de la instalación, sin poner en riesgo a la máquina de absorción a través de la identificación del límite de cristalización.

Por otro lado, se pretende alertar acerca de los riesgos de basar los resultados exclusivamente en datos de simulación basados en parámetros establecidos por el fabricante, sin disponer de una instalación real con respecto a la cual poder validar su validez. Los datos de fabricante arrojan valores que no se cumplen en operación debido a:

- Las pruebas de ensayo se realizan en condiciones definidas y en muchas ocasiones estáticas, mientras que las instalaciones reales se enfrentan a condiciones variables y dinámicas.
- La ejecución real de las instalaciones muchas veces no es correcta.
- No se realiza un correcto mantenimiento de los equipos.
- Otras.

Capítulo 3: Definición del Escenario de Investigación.

3.1 Introducción

Este apartado es la base en la que se asienta el capítulo 4, en el que se realizará el análisis y establecimiento de las condiciones de diseño. Para ello es necesario establecer el escenario real y de simulación

En este capítulo se describe la instalación de refrigeración solar de CARTIF I. Destacar que se ha trabajado sobre dos zonas con sistemas de climatización diferentes: la zona de administración, la cual se climatiza mediante ventilosconvectores, y el edificio completo que se climatiza con suelo refrescante gracias a una serie de cambios realizados sobre la instalación original.

Debido a la gran cantidad de datos de operación disponibles ha sido necesario el desarrollo de una herramienta de análisis de datos basada en LabVIEW, con la que poder visualizar y calcular los parámetros más importantes de explotación y rendimiento de los diferentes elementos de la instalación, que se verá en el apartado 3.3.

A continuación se presentan los modelos empleados para la caracterización de las instalaciones, así como el desarrollo de un modelado de enfriadoras de absorción basado en: por un lado en el type 107 de TRNSYS con el que se determinan las variables externas de operación, y por otro los diagramas de Dürhing y psicrométricos para realizar la traducción de los datos exteriores hacia las variables internas, caracterizando de esta forma el estado interno de la enfriadora. Dicho modelo ha sido implementado en una rutina LabVIEW que se verá en el apartado 3.4.4.

En base a este modelo, se han determinado curvas de cristalización que han permitido establecer posteriormente las consignas de control. Para ello se han determinado los puntos del ciclo de absorción a partir de información externa de cada uno de los tres circuitos, de forma que hay dos tipos de análisis: por un lado una caracterización interna con valores medios de temperatura entrada/salida considerando que los intercambiadores internos son de parámetros concentrados, y otro más conservativo respecto a la cristalización basado en condiciones límite teniendo en cuenta que los intercambiadores no son de parámetros concentrados, y que por lo tanto hay una evolución de su temperatura entre la entrada y la salida.

Finalmente y basándose en un modelo paramétrico de la instalación de refrigeración solar ajustado con datos de fabricante, se compara con las prestaciones que realmente ha tenido la instalación.

3.2 Descripción de la instalación de CARTIF

La instalación de refrigeración solar está situada en el edificio 1 de la Fundación CARTIF en Boecillo (España) (Poncela et al. 2001). El generador solar consta de dos campos de captadores (ver Figura 10): uno de 40 m² de tubos de vacío todos ellos interconectados en paralelo (20 unidades) montados sobre una plataforma con giro azimutal, y otro campo de colectores planos de 37,5 m² también interconectados en paralelo entre sí (15 unidades). Cada uno de los campos alimenta a un intercambiador en cuyo secundario se encuentran dos depósitos de 2m³ cada uno (ver Figura 11a) interconectados en serie con el fin de aumentar la estratificación, lo que da una acumulación total de 8 m³.

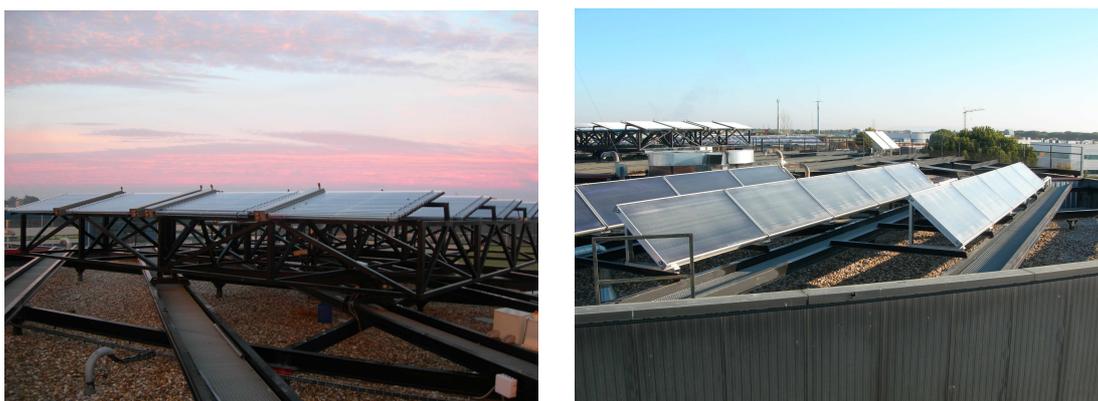


Figura 10: Campos solares de captadores de tubos de vacío y planos.

Para la producción de frío se dispone de una enfriadora por absorción de bromuro de litio-agua de 35 kW (Yazaki WFC-35) mostrada en la Figura 11b. Destacar que no dispone de una centralita de control interno a diferencia de los modelos actuales, incorporando tan sólo dos termostatos bimetálicos de seguridad. Ello la convierte en una opción muy adecuada para fines de investigación ya que arroja una gran flexibilidad en cuanto a las

condiciones de operación, pero a cambio exige una mayor responsabilidad por parte del integrador/explotador. Además, para la impulsión de la solución diluida de bromuro de litio-agua, incorpora una bomba de burbuja en su interior lo cual hace que sus prestaciones sean más sensibles a las condiciones de suministro de calor en el generador.



Figura 11: Acumulación solar y máquina de absorción.

Para evacuar el calor de la máquina de absorción (80-100 kW) se dispone de un condensador adiabático de potencia superior a 300 kW debido a que es compartido con las bombas de calor agua-aire que acondicionan gran parte del edificio (200 kW).

La instalación dispone de 1m³ de acumulación de frío entre el evaporador y los usos, lo que como bien apuntan Ward et al. 1978; Henning, 2004, Agyenim et al. 2010, permite:

- Hacer frente a cargas superiores a las de la enfriadora de manera puntual.
- Alargar los periodos de funcionamiento evitando un ciclado excesivo, sobre todo cuando la carga es baja y se regula mediante un control todo-nada.
- Prever con cierta anticipación el consumo de la instalación. El depósito de frío permite desacoplar la producción de frío mediante la enfriadora de absorción y la demanda en el edificio, de forma que se pueden aplicar acciones de control en base a la demanda, previendo de esta forma cual va a ser su comportamiento.

Sin embargo el empleo de este almacenamiento intermedio presenta una serie de inconvenientes frente a sistemas de alimentación directa:

- Arroja una respuesta más lenta ante cambios en la producción. Es necesario cargar el depósito antes de que el agua fría llegue a los usos, anticipando la puesta en marcha de la enfriadora que suele ser una media hora antes de que se necesite el frío. Según los indicadores de SACE (SACE 2003) se dispone de 21 minutos de autonomía con esta acumulación.

- Las pérdidas producidas en dicho acumulador son muy caras energéticamente ya que se está perdiendo energía final sobre la que se ha realizado una gran inversión energética, siendo especialmente importante un aislamiento adecuado.

Para el conocimiento de las condiciones ambientales se dispone de una estación meteorológica con la que se han recogido diferentes variables: radiación global y difusa sobre plano horizontal, temperatura ambiente, humedad relativa, presión atmosférica, pluviometría, velocidad y dirección del viento a 7 m y 12 m con respecto a la cubierta del edificio. Destacar que estos datos se pueden consultar diariamente en la página Web (www.cartif.es).

En la Figura 12 se muestra un diagrama con los diferentes elementos que constituyen la instalación.

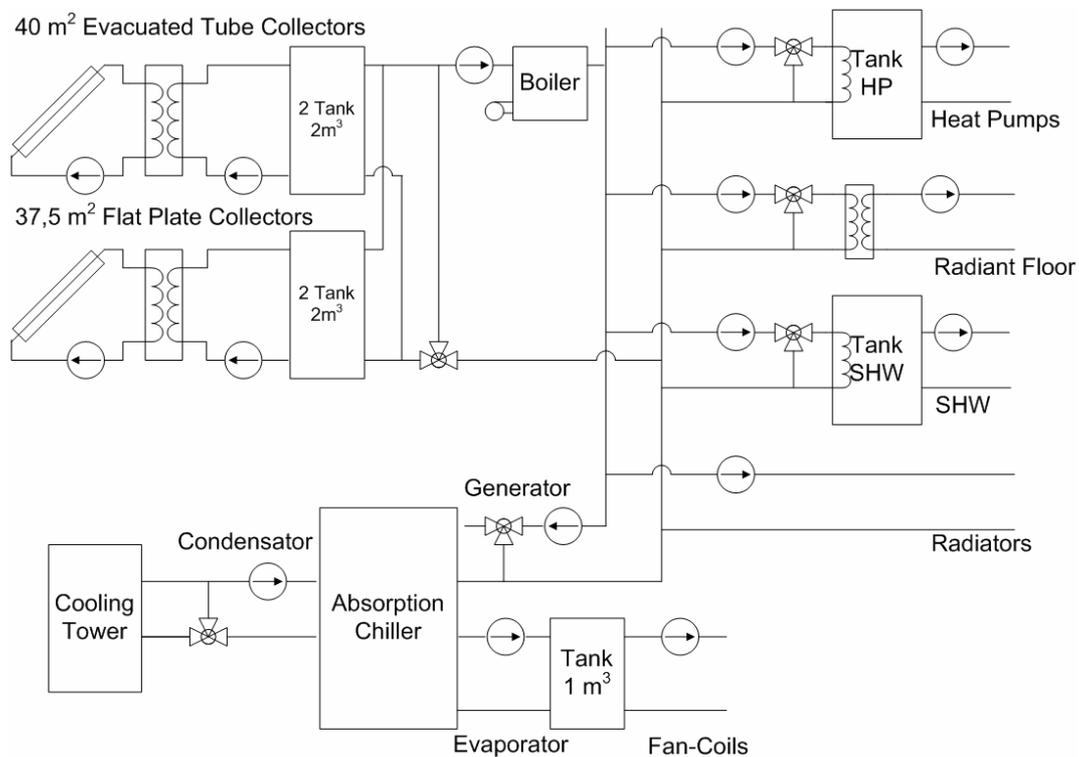


Figura 12: Esquema de la instalación.

El sistema de monitorización de la instalación recoge temperaturas, presiones y caudales, con los que poder caracterizar cada una de sus partes. Aunque la instalación se puso en funcionamiento en el año 2000, no ha sido hasta el año 2005 en el que se ha dispuesto información veraz gracias a una serie de cambios en el sistema de monitorización que permitieron subsanar algunos problemas. Inicialmente la monitorización se basaba en sondas digitales las cuales tenían una precisión insuficiente y faltaban caudalímetros en algunos circuitos clave.

En la reforma realizada se optó por sondas de temperatura Pt500 y Pt1000 con una precisión de $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$ así como caudalímetros electromagnéticos con una precisión de 0,5%. Las señales son visualizadas y almacenadas en un ordenador central a través de una red de comunicaciones LonWorks®, siendo los datos registrados en ficheros con una frecuencia de 30s. Para el procesamiento de esta gran cantidad de información se ha desarrollado una herramienta de análisis con la que poder visualizar los parámetros fundamentales de explotación.

Se ha implantado una arquitectura de control basada en nodos distribuidos, los cuales recogen los valores medidos desde la red y establecen las consignas sobre los actuadores. Se escogió este tipo de arquitectura debido a su facilidad y flexibilidad a la hora de implementar nuevos algoritmos de control, o variaciones en la instrumentación, la robustez frente a fallos, así como una reducción en la longitud del cableado.

La instalación está completamente integrada en el sistema de climatización del edificio lo que presenta una serie de ventajas frente a instalaciones de experimentación de “condiciones controladas”:

- Permite analizar los problemas del acoplamiento e interacción entre los sistemas de refrigeración solares y los convencionales, así como la búsqueda de soluciones para ellos.
- Permite el aprovechamiento de la energía producida por la instalación al ser introducida en el edificio.
- Permite obtener resultados en condiciones de operación real y por ello directamente exportables a otros sistemas semejantes.

Por otro lado se presentan algunos inconvenientes:

- No todas las opciones de variación son posibles ya que es necesario garantizar el confort de los usuarios.
- El escenario de estudio es real y por lo tanto sometido a perturbaciones y acciones por parte de los usuarios, climatología, etc. Ello dificulta su identificación paramétrica.
- El sistema se ve afectado por las acciones realizadas sobre los sistemas de producción convencionales, los cuales interactúan con la instalación de refrigeración solar.

Con respecto a las zonas del edificio climatizadas por la instalación hay que diferenciar dos zonas. Hasta el año 2008 fue la zona de administración en la planta baja, la cual dispone de ventiloconvectores para su acondicionamiento. A partir de este año se realizaron una

serie de cambios que permitieron el acondicionamiento mediante suelo refrescante de cualquier parte del edificio. En concreto, se alimenta la zona de la División de Energías que se encuentra en la primera planta de CARTIF I y está orientada al sureste, y por lo tanto cuenta con una elevada ganancia de calor por envolvente durante el horario de trabajo.

3.2.1 Descripción de la zona de carga con ventiloconvectores

En la Figura 13 se muestra la parte del edificio destinada a Administración y Dirección. Ocupa una superficie de unos 200 m² y está acondicionada mediante ventiloconvectores alimentados por agua en torno a los 10 °C de temperatura, con un horario de 7:00 a 15:00 de lunes a viernes.

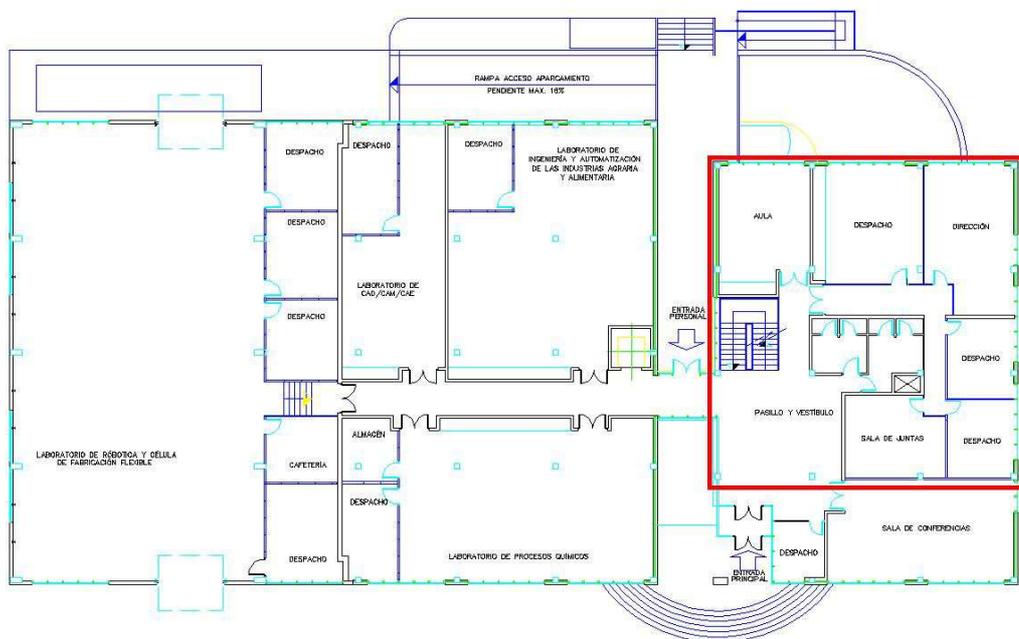


Figura 13: Parte del edificio acondicionada por la instalación.

El resto del edificio está acondicionado con bombas de calor reversibles agua-aire que durante el invierno toman calor de un depósito de inercia y durante el verano se condensan en la torre de refrigeración.

A partir de los datos de medida se ha comprobado que la carga de climatización está generalmente por debajo de los 9 kW de potencia con picos aislados de 12 kW, siendo estos valores sensiblemente inferiores a la potencia nominal de la enfriadora (35 kW), lo que la obliga a trabajar a carga parcial. A lo largo de los años se han probado diferentes horas de puesta en marcha de la instalación entre las 6:00 y las 8:00, teniendo en cuenta que la enfriadora de absorción requiere entre 30 y 40 minutos para producir agua fría.

A modo de ejemplo, en la Figura 14 se muestra la potencia aportada por los ventilosconvectores a lo largo del día 7 de agosto de 2006. Inicialmente se puede ver un pico de demanda que coincide con la entrada del agua procedente del tanque solar almacenado durante el día anterior. Prácticamente a partir de las 9:00 la demanda se estabiliza con una tendencia creciente a lo largo del día debido al aumento de la temperatura exterior y con ello la carga hasta el momento en el que se detiene por horario sobre las 15:00 h.

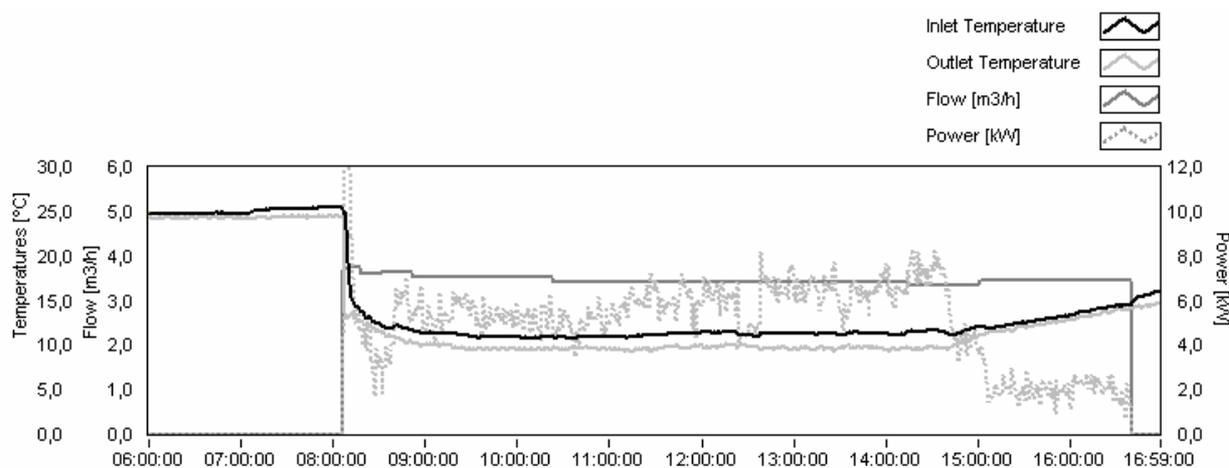


Figura 14: Demanda de refrigeración el 7 de agosto de 2006.

Ese día la energía necesaria para el acondicionamiento de la zona fue de 45,76 kWh con una potencia media de 6,10 kW. Este desequilibrio entre la demanda respecto a la potencia nominal de la enfriadora (35 kW) es debido a que cuando se instaló en el año 2000 era el modelo más pequeño que se comercializaba en España. Esto ha obligado a una optimización sobre el control de la enfriadora trabajando a carga parcial.

Dentro del periodo de análisis que va desde agosto de 2005 hasta agosto 2007, la instalación solar ha estado sometida a tres tipos de control.

- Periodo 1: Control convencional (agosto y septiembre de 2005; mayo, junio y julio de 2006)

La instalación solar arranca por radiación constante (300 W/m^2) y las bombas de impulsión trabajan a caudal constante. La enfriadora de absorción no dispone de regulación de generador ni evaporador, funcionando en condiciones nominales de caudal de forma que la modulación se realiza mediante arrancadas y paradas. Es el control más habitual en este tipo de instalaciones.

- Periodo 2: Control con caudal variable en solar y temperatura de condensación adaptada (junio, julio y agosto de 2007)

Se ha aplicado un control de caudal variable en la parte solar, basado en un criterio de arranque por radiación crítica. La refrigeración por absorción dispone de adaptación de temperatura de entrada al condensador en función de la temperatura de entrada al generador, estando todos los caudales en valores nominales.

- Periodo 3: Control con caudal variable en la parte solar y control dual condensador-generador en la absorción (agosto y septiembre de 2006). Con respecto al control aplicado en el periodo 2 se ha añadido, además, un control del caudal de generador en función de la demanda.

Para el análisis de la influencia de las variables de operación se ha procedido a la realización de modelos de la instalación real en el entorno de simulación dinámica TRNSYS, cuya validez ha sido verificada de manera intensiva en la literatura científica en estos últimos años. La identificación de los parámetros que mejor se ajustan al comportamiento del sistema ha sido realizada con datos del periodo 1 por los siguientes motivos:

- Es la configuración más habitual en los sistemas de refrigeración por absorción.
- Es el modelo con menor número de parámetros a identificar y, por lo tanto, el que menos se verá afectado por otras acciones como pueden ser las acciones de control o errores de identificación.

Con estos modelos se ha realizado un análisis de sensibilidad mostrado en el capítulo 4.

3.2.2 Descripción de la zona de suelo refrescante

La instalación de refrigeración solar se concibió inicialmente para que alimentara a los ventilosconvectores de la zona de administración. En operación se ha mostrado anteriormente que la carga es muy inferior a la potencia de la enfriadora. Por otro lado, (Bujedo 2008) se puede ver que cuando una enfriadora por absorción trabaja a carga parcial sus prestaciones se reducen y, por ello, durante el año 2008 se decidió realizar una serie de cambios en la instalación que permitieron introducir toda la producción de agua fría al circuito de suelo refrescante del edificio con las siguientes ventajas:

- Ampliación de la carga a la que se ve sometida la enfriadora. Al disponer de control sobre las válvulas de zona del suelo refrescante, se puede elegir las zonas a acondicionar y, con ello, la potencia de la carga.
- Aumento de la temperatura de evaporador con una mejora del rendimiento de la enfriadora y de la instalación en su conjunto.

- Reducción en las necesidades de las bombas de calor reversibles agua-aire con el consiguiente ahorro de electricidad, constituyendo un sistema híbrido en el que una parte de la demanda se combate con la instalación de refrigeración solar, y otra parte junto con la carga latente con enfriadoras agua-aire por compresión.
- Aumento de la capacidad de almacenamiento de frío empleando la propia estructura del edificio.
- Extensión del horario a cualquier momento del día frente al uso de ventiloconvectores que obligan a su utilización instantánea durante el horario de uso. En ese caso es necesario almacenar el calor producido por la instalación solar fuera de horario para su empleo al día siguiente, con las correspondientes pérdidas en acumulación y la reducción en el rendimiento de los captadores al trabajar a unas temperaturas superiores a las necesarias. Sin embargo, el disponer de suelo refrescante permite el aprovechamiento del agua caliente solar cuando esté disponible. de forma que la instalación solar presenta un mejor rendimiento y un menor sobrecalentamiento.

Con el fin de poder caracterizar el comportamiento del suelo refrescante desde un punto de vista dinámico se han realizado pruebas con diferentes áreas disponibles concluyendo que la enfriadora no puede con todo el edificio. Por ello, se ha realizado un estudio pormenorizado en el área de trabajo de la División de Energía que se encuentra en la primera planta del edificio de CARTIF I con una superficie de 167 m².

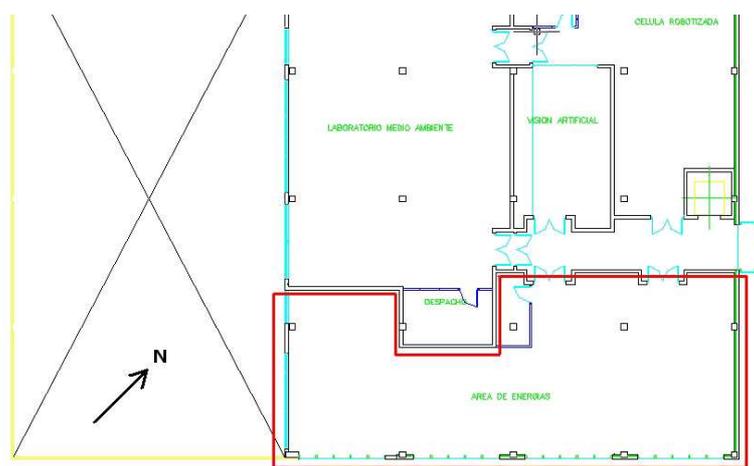


Figura 15: Zona climatizada por el suelo radiante.

En la Figura 15 se puede ver un plano con la zona analizada en la que hay dos cerramientos exteriores: SE y NE, mientras que el resto de cerramientos son interiores.

La zona estudiada consta de 9 circuitos de suelo radiante-refrescante distribuidos en dos grupos de 3 y 6 respectivamente, accionados por válvulas de sector y controlados cada uno de ellos por dos termostatos. Destacar que por motivos de confort la temperatura

superficial no debe estar por debajo de 19 °C y la temperatura de impulsión del agua procedente de la máquina de absorción no debe estar por debajo de la temperatura de rocío, limitando ambos la potencia superficial a valores relativamente bajos. Por ello, es necesario el uso complementario de un sistema de apoyo que en la zona considerada está constituida por 2 bombas de calor reversibles agua-aire con dos funciones:

- Complementar al suelo refrescante cuando este no tenga potencia suficiente debido a su baja densidad de potencia superficial.
- Retirar carga latente. El suelo refrescante no dispone de capacidad para vencer la carga latente.

3.3 Herramienta de análisis para la identificación de los parámetros del modelo

3.3.1 Introducción

En este apartado se describen las principales características de una herramienta de diagnóstico de las instalaciones desarrollada bajo el entorno de programación LabVIEW®. Esta herramienta ha sido fundamental en la realización de los estudios presentados en la tesis ya que permite la visualización de las variables recogidas por el sistema de adquisición de datos (temperaturas, caudales y presiones), la estación meteorológica (radiaciones directa y difusa, temperatura ambiente, humedad relativa), así como las variables de explotación (rendimientos, parámetros de identificación, etc.).

Además de la visualización temporal, realiza diferentes análisis con la información recogida: permite obtener la identificación de la curva de rendimiento de captadores, calcula la eficiencia de los intercambiadores, determina las pérdidas en los acumuladores, el rendimiento hidráulico, etc. Con los valores de potencia y el horizonte temporal calcula los correspondientes balances energéticos en cada uno de los circuitos hidráulicos de la instalación. Esta información ha sido fundamental para el posterior ajuste de los modelos.

El disponer de datos recogidos cada 30 segundos se presenta como un periodo suficiente para caracterizar la dinámica del sistema. Las instalaciones térmicas tienen variaciones lentas de forma que frecuencias de muestro entre 0,5 a 5 minutos son más que suficientes. Gracias a la monitorización de instalaciones se puede entre otras:

- Analizar el rendimiento de la instalación y de cada uno de sus componentes.
- Identificar los parámetros de los elementos de la instalación para su posterior modelado.

- Detectar defectos tanto de operación como de diseño.

3.3.2 Descripción de la herramienta

La pantalla principal consta de un selector de fecha en la parte izquierda en la que se introduce el día y el rango de horas que se quiere analizar. Ante eventuales pérdidas de datos se puede fijar el periodo de interpolación, el cual se ha establecido en 10 minutos, que se ha considerado un margen suficiente como para poder representar el comportamiento de la instalación sin pérdida de información sustancial.

En la parte superior se puede ver un gráfico que contiene los datos meteorológicos: radiaciones global y difusa, ambas sobre superficie horizontal, así como la temperatura ambiente. A partir de estos datos y en base a las expresiones dadas en Duffie y Beckman 1991 se estima, también la radiación global sobre la superficie de los colectores, así como la radiación horizontal (*horizontal radiation*) a lo largo del periodo de tiempo seleccionado y el factor de nubosidad (*cloudiness index*).

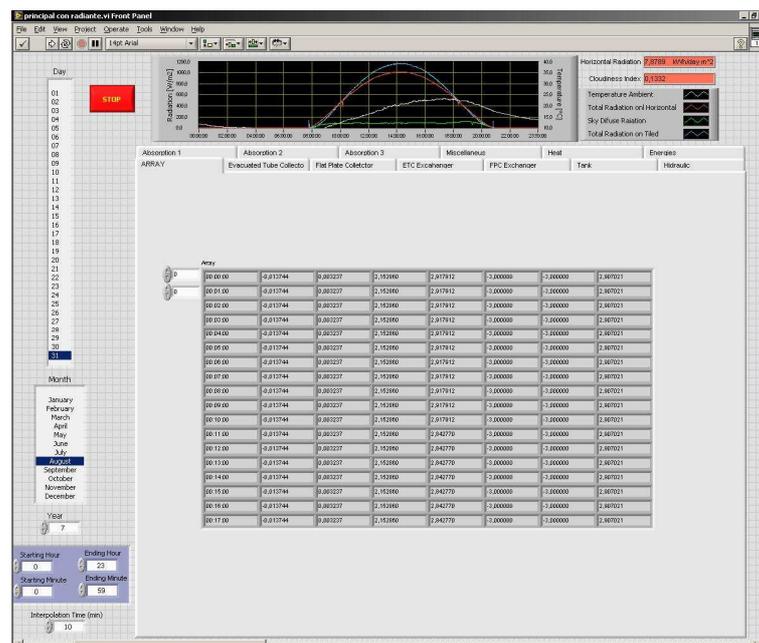


Figura 16: Vista general. Pantalla de inicio.

En la parte central se dispone de diversas opciones de visualización mediante pestañas (*tabs*). La primera es la matriz con todos los datos numéricos procesados por el programa, ver Figura 16. Las dos siguientes pestañas muestran los datos correspondientes a los dos campos de captadores solares, la primera correspondiente a los tubos de vacío (*evacuated tube collectors*) y la segunda a los captadores planos (*flat plate collectors*). En cada una de ellas se pueden diferenciar 3 gráficas mostradas a modo de ejemplo en la Figura 17:

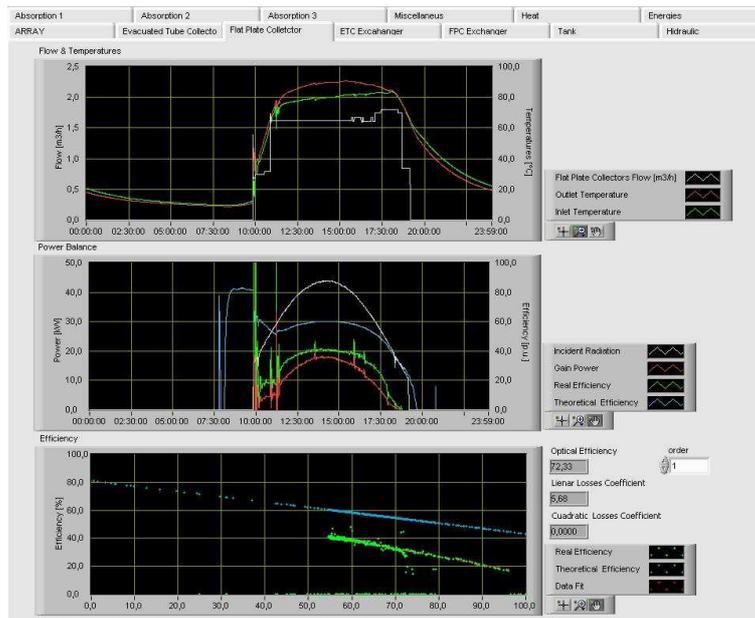


Figura 17: Pestaña para los captadores planos (30/08/2007).

- El gráfico superior muestra la evolución de las temperaturas de entrada y salida así como el caudal a lo largo del tiempo, que son las variables recogidas por el sistema de monitorización.
- El gráfico central muestra la potencia incidente sobre el campo solar, estimada como el producto de la radiación sobre la superficie por el área y la potencia producida por el campo solar. Mediante el cociente entre ambos se puede obtener la evolución temporal del rendimiento. Con los datos del fabricante se representa, también, el rendimiento teórico que debería arrojar el campo, siendo fácil la comparación entre lo que se obtiene y lo que el fabricante indica.
- En el gráfico inferior se utilizan los datos de rendimiento temporal para obtener la recta de rendimiento y los coeficientes que la definen, identificando de esta forma el campo de captadores. Además, se muestra la comparación con la recta de rendimiento teórico del fabricante. El análisis diario de los parámetros obtenidos demuestran que para su cálculo es necesario disponer de días claros, ya que la nubosidad, debido a los transitorios asociados a la propia instalación, arroja una nube de puntos demasiado amplia para su tratamiento.

Las dos siguientes pestañas muestran los datos correspondientes a los intercambiadores de los dos campos de colectores solares, siendo la primera correspondiente a los tubos de vacío (*evacuated tube collectors*) y la segunda los de captadores planos (*flat plate collectors*).

En cada una de ellas se pueden diferenciar 3 gráficas, mostradas en la Figura 18.

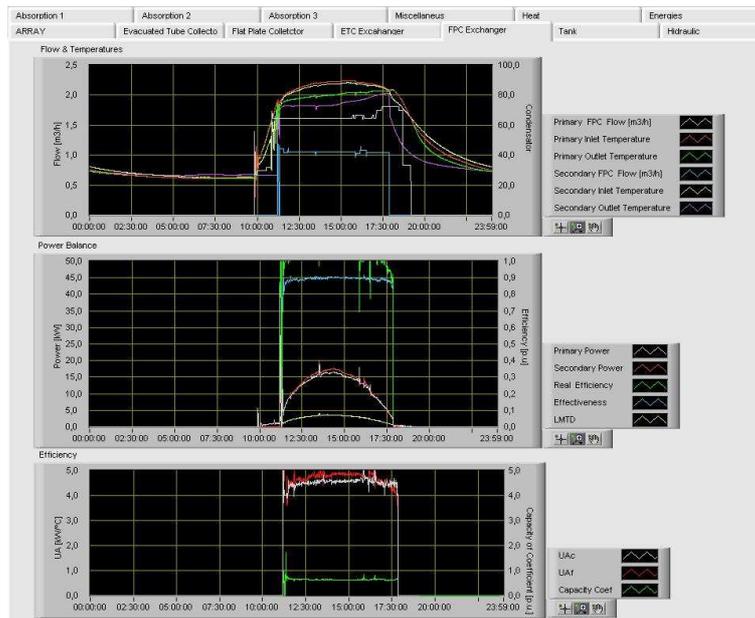


Figura 18: Pestaña de intercambiador de planos.

- El gráfico superior muestra la evolución temporal de las temperaturas de entrada y salida en primario y secundario así como los dos caudales.
- En el gráfico central se muestra la potencia en primario procedentes del campo solar y la potencia de secundario entregada por el intercambiador. Mediante el cociente de ambos se obtiene el rendimiento instantáneo. Con los valores de temperatura se determina también la eficiencia, definida como la relación entre el flujo de calor absorbido y el máximo flujo que se podría absorber, que da idea de la bondad en el diseño del intercambiador. Finalmente se muestra la Diferencia Logarítmica Media de Temperaturas (DLMT) (*Log Mean Temperature Difference LMDT*) que da información del salto de temperaturas con el que está trabajando el intercambiador
- En el gráfico inferior se muestran los valores del coeficiente de intercambio (UA) respecto al primario y el secundario, definidos como el producto del coeficiente global de transmisión por el área. También se muestra la relación de capacidad (*Capacity Coefficient*).

La siguiente pestaña permite ver la evolución de las temperaturas en las partes alta, media y baja de los depósitos, así como la de la sala que los contiene. Para ello se emplean dos gráficos análogos para cada uno de los campos. Mediante la diferencia entre los valores superior e inferior en cada depósito se representa la estratificación total. Para caracterizar las pérdidas asociadas a cada parte del depósito se ha estimado que la pendiente durante periodos en los que no hay extracción ni aporte de agua, siendo este un posible buen indicador para ver el efecto de la estratificación sobre el coeficiente de pérdidas que en este caso no es uniforme.

La siguiente lengüeta muestra tres gráficos con la evolución de las presiones de los circuitos solares. El de la parte superior representa el caudal de los primarios solares y las pérdidas de presión que tienen cada una de las bombas, con lo que se calcula la resistencia hidráulica lo largo del tiempo. El gráfico central muestra la presión y la resistencia hidráulica en función del caudal. Finalmente, el gráfico inferior representa la suma de la presión absoluta con la caída de presión en las bombas para cada uno de los campos solares. Destacar que debido a que los vasos de expansión están colocados en la impulsión de las bombas de primario se comportan como succionadoras, de forma que genera una depresión en la aspiración para facilitar el movimiento del agua, manteniéndose la presión de impulsión en un valor próximo a la presión manométrica.

Las tres lengüetas siguientes son importantes ya que representan la evolución de la máquina de absorción.

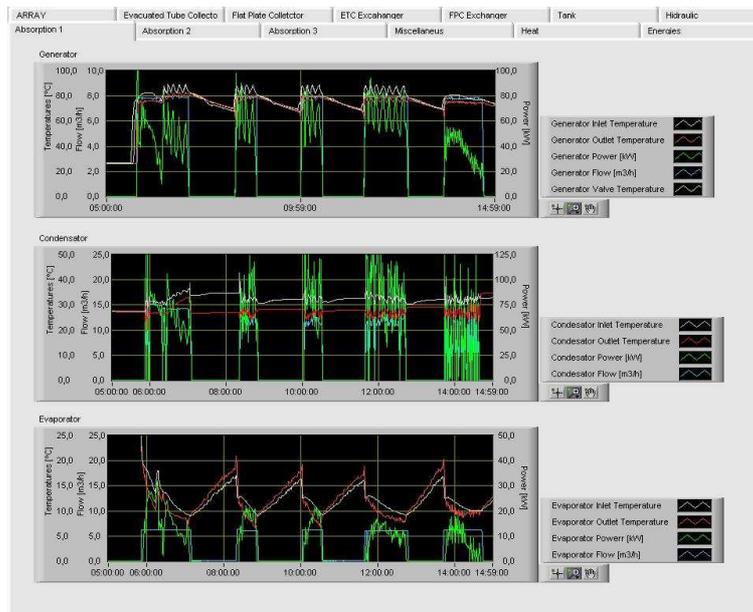


Figura 19: Evolución de la máquina de absorción.

La primera lengüeta muestra los tres circuitos básicos con los que interactúa la enfriadora en sendos gráficos como se puede ver en la Figura 19, representando la evolución temporal de las temperaturas, caudales y potencias térmicas del generador, evaporador y condensador.

La segunda lengüeta se puede ver en la Figura 20. En el gráfico superior se muestra la evolución temporal de las temperaturas, caudales y potencia térmica a la salida del depósito de frío que va a usos. En el gráfico central se muestra la evolución de las temperaturas en las partes alta y baja del depósito de frío. En el gráfico inferior se analiza el comportamiento de la válvula de tres vías del condensador, la cual tiene como función

introducir agua a la temperatura de consigna establecida por el sistema de control a partir de mezcla de agua de salida de condensador con agua procedente de la torre.

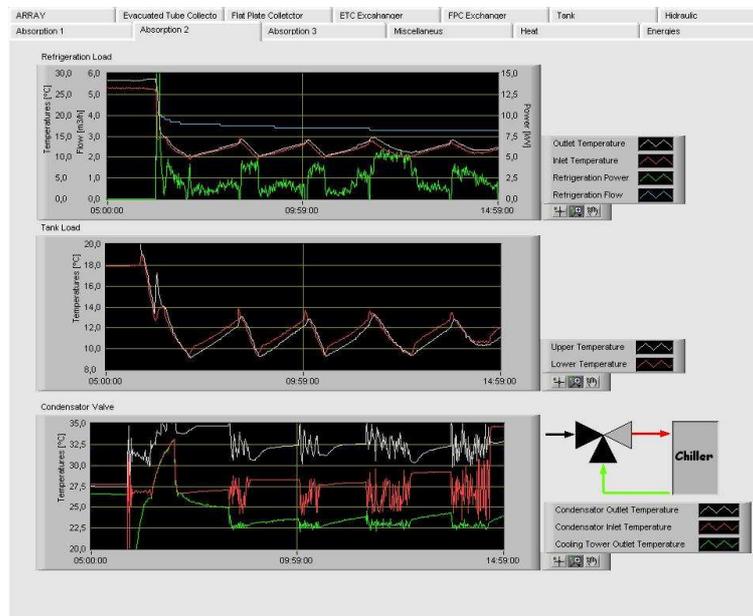


Figura 20: Circuito de usos, depósito de agua fría y válvula de condensador.

La tercera lengüeta es mostrada en la Figura 21. En el gráfico superior se tiene la evolución de las temperaturas en la válvula de generador. En el gráfico central se muestra un resumen con todas las potencias de la enfriadora, esto es, potencias en generador, condensador, evaporador y usos. En el gráfico inferior se muestran dos valores de COP: el primero calculado como el cociente de la potencia de usos entre la del generador, y el segundo calculado como el cociente de la potencia de evaporador entre la del generador. El primero da idea del rendimiento frente a la energía final empleada y el segundo del rendimiento de la enfriadora. Además, se muestra la fracción de carga respecto a generador y evaporador que da una idea del nivel de carga de la máquina, siendo estos, además, dos parámetros del modelo de TRNSYS.

La lengüeta de *Miscellaneous* muestra dos gráficos uno con las temperaturas de operación más relevantes y otra con las medias calculadas en base a la metodología SACE (Balaras et al. 2007).

La lengüeta *Heat* muestra un resumen de los caudales que circulan por la instalación, de forma que se puede ver cuándo el aporte que ha recibido la máquina de absorción procede de la caldera y cuándo de la solar, y en este último caso, cuándo lo hace desde el campo de captadores planos, cuándo desde los de vacío y cuándo de ambos.

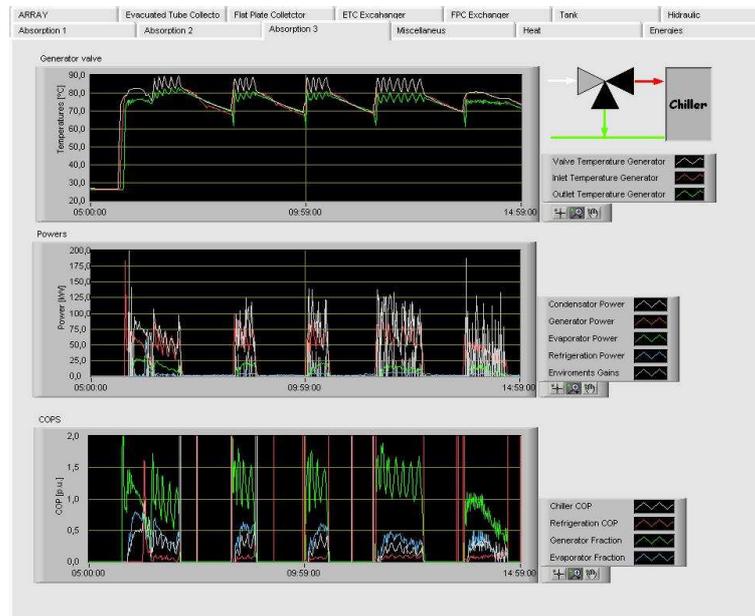


Figura 21: Válvula de generador y rendimientos.

La última lengüeta *Energy* presenta el balance energético de explotación de la instalación en el periodo de cálculo establecido, de forma que se pueden ver para cada uno de los campos: las energías incidentes, energías aprovechadas por los colectores, energía que llega al primario y que sale del secundario de los intercambiadores, así como energía acumulada. Con estos datos se calculan los rendimientos en colectores e intercambiadores. También se hace una estimación de las potencias medias a partir de las horas de funcionamiento de cada uno de los circuitos. Con respecto a la enfriadora se muestra la energía en cada uno de los cuatro circuitos (condensador, evaporador, generador y usos), las potencias medias durante el tiempo de operación y los valores medios de las temperaturas SACE. Se determinan la EER media tanto respecto a usos como con evaporador.

En resumen, la herramienta desarrollada permite visualizar de una manera rápida el funcionamiento de la instalación, así como obtener los valores más importantes asociados a cada uno de los elementos que la componen y el cálculo de parámetros del modelo.

3.4 Descripción de los modelos empleados

Para poder evaluar el impacto que tienen sobre el diseño las diferentes variables y de esta forma obtener criterios de diseño, se ha decidido realizar un modelado de la instalación en el entorno TRNSYS de forma que se pueda realizar sobre ella un diseño de experimentos. A continuación se van a presentar los modelos empleados en los análisis posteriores.

3.4.1 Modelo de la instalación de refrigeración solar

Se ha realizado el modelado de la instalación empleando los siguientes elementos: la topología física de la instalación (ver Figura 12 y Figura 26), la información recogida por el sistema de monitorización y la identificación de los parámetros apoyada por el programa de visualización mostrado anteriormente (apartado 3.3).

El modelo representa de manera fiel la topología de la instalación así como la interacción funcional existente entre los diferentes elementos. Los datos procedentes de las diferentes fuentes climáticas han sido introducidos en elementos de lectura y procesado disponibles en TRNSYS: procesadores de radiación según la necesidad, calculador psicrométrico, estimador de la temperatura de cielo, etc.

Los captadores planos han sido modelados mediante una ecuación lineal de rendimiento. Sin embargo los captadores de vacío han sido modelados mediante un modelo cuadrático con adaptación del ángulo de incidencia con un fichero de radiación IAMD elaborado con datos de fabricante. Para el modelo de los depósitos se ha considerado el efecto de la estratificación tomando 10 divisiones y suponiendo pérdidas no uniformes.

Para el modelado de la enfriadora por absorción se ha tomado el type 107 de TRNSYS, definido mediante un fichero de configuración que contiene la potencia y el rendimiento en diferentes condiciones de operación. Dicho fichero está elaborado a partir de las curvas de operación, indicando la potencia en cada uno de los tres circuitos de la enfriadora (evaporador, generador y condensador) así como la EER (COP) en función de las condiciones de funcionamiento.

La torre de refrigeración se ha modelado mediante un factor de calidad que se suma a la temperatura de bulbo húmedo en cada instante. Este modelo representa el comportamiento de la torre de una forma adecuada para las pretensiones de la tesis.

Finalmente las zonas climatizadas del edificio han sido caracterizadas mediante el type 56 realizado con el módulo TRNBuild disponible en TRNSYS. Se han tomado los datos de proyecto para la definición de los cerramientos y se ha realizado una estimación de la carga interna tanto para los casos basados en ventiloconvectores como para los casos de suelo refrescante.

3.4.2 Modelo de la zona con ventiloconvectores (Administración)

La zona de administración de CARTIF dispone de una superficie aproximada de 200 m² y, como se ha indicado anteriormente, está acondicionada mediante ventiloconvectores. En la Figura 22 se puede ver una ampliación de la planta baja que se mostrada en la Figura 13.

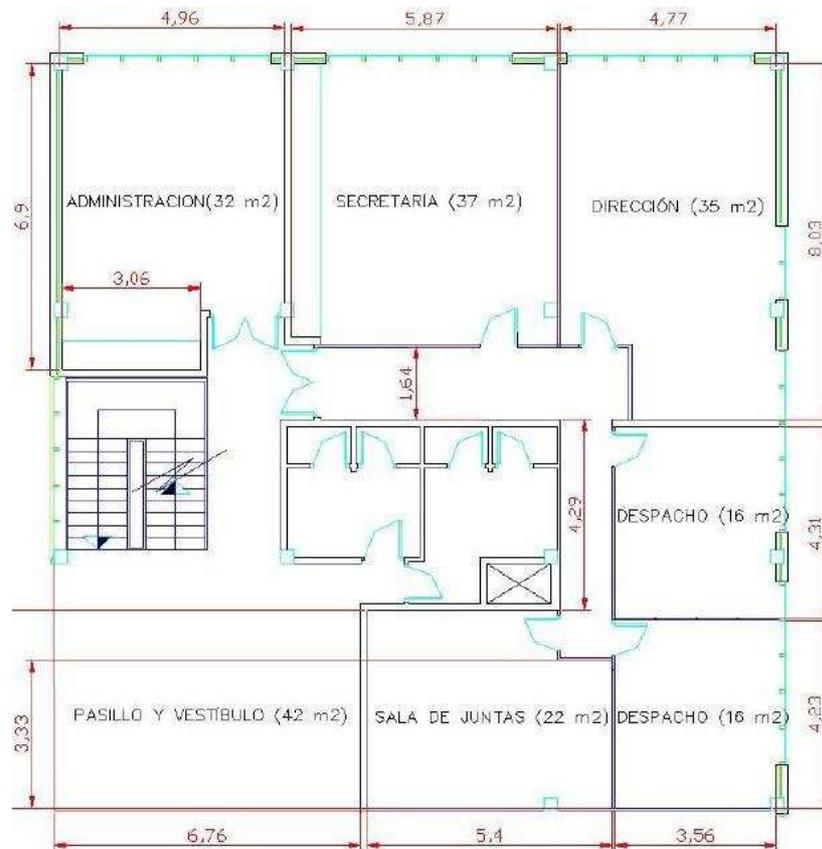


Figura 22: Zona de administración CARTIF.

Descripción de cerramientos

Para la obtención de las características de la epidermis de la zona se han definido los diferentes elementos constructivos en base al proyecto de ejecución que se encuentran en el Anexo A.

Además, en cada uno de los muros exteriores hay que indicar el porcentaje de superficie acristalada y el tipo de cristal que se ha empleado. De esta forma, conocida la orientación, se puede determinar las ganancias con respecto al exterior, tanto debidas a transmisión de calor como debidas a radiación a través de los cristales. La zona acristalada se ha modelado mediante un vidrio de las siguientes características:

- Conductividad térmica: $u = 2,76 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
- Coeficiente de película interior $h_{\text{int}} = 11 \text{ kJ/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ (Valor máximo en el Código Técnico de la Edificación: $27 \text{ kJ/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)
- Coeficiente de película exterior: $h_{\text{ext}} = 64 \text{ kJ/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ (Valor máximo en el Código Técnico de la Edificación: $90 \text{ kJ/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

El marco cubre un 15 % de la superficie total con una absorción de 0,6 y un valor de coeficiente de transmisión de 20,45 kJ/h · m² °C.

Cargas por ocupación

La ocupación de cada una de las dependencias es:

- Administración: 32 m² 1 persona
- Secretaría: 37 m² 5 personas
- Dirección: 35 m² 1 persona
- Despacho: 16 m² 1 persona
- Despacho: 16 m² 1 persona
- Sala de juntas: 22 m² Ocupación variable
- Pasillo y vestíbulo: 42 m² Ocupación variable

En base a la ISO 7730 (ISO, 7730) se supone que se están realizando actividades de oficina, por lo que se tiene que la carga por persona es de 120 W que se reparten en 65 W/persona de carga sensible y 55 W/persona de carga latente.

Cargas de renovación de aire

Para la determinación de las renovaciones del aire en base al Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE, 2006) se ha considerado una categoría IDA2 de Calidad de Aire Interior, correspondiente a aire de buena calidad que es adecuado para oficinas, residencias (locales comunes de hoteles y similares, residencias de ancianos y de estudiantes), salas de lectura, museos, salas de tribunales, aulas de enseñanza y asimilables y piscinas.

En base a esta clasificación se puede determinar la cantidad mínima de aire interior, en la que se han diferenciado dos metodologías en función de las zonas: para las áreas en las que hay un nivel de ocupación establecido se ha utilizado el método indirecto de caudal de aire por persona (12,5 dm³/s), mientras que para las zonas definidas por la superficie se ha aplicado el método de caudal de aire exterior por unidad de superficie: (0,83 dm³/s m²).

En estas condiciones, el volumen de aire necesario es:

$$\dot{V} = \dot{V}_1 + \dot{V}_2$$

$$\dot{V}_1 = 9 \text{ personas} \cdot 12,5 \text{ dm}^3/\text{s} \cdot \text{persona} = 112,5 \text{ dm}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_2 = 64 \text{ m}^2 \cdot 0,83 \text{ dm}^3/\text{s} \cdot \text{m}^2 = 53,12 \text{ dm}^3/\text{s}$$

$$\dot{V} = 166 \text{ dm}^3/\text{s}$$

Tendiendo en cuenta que la altura del edificio es de 2,5 m, el volumen ocupado por el aire será igual a: $200 \text{ m}^2 \cdot 2,5 \text{ m} = 500 \text{ m}^3$, lo que da 0,02 renovaciones por hora.

Ganancias internas

Para el cálculo de las ganancias internas, al ser una zona administrativa en la que hay un gran flujo de gente que entra y sale, se ha supuesto un número medio diario de 10 personas.

Las cargas internas se completan con 4 ordenadores con su correspondiente monitor (4 x 400 W), 6 impresoras (6 x 300 W) y dos fotocopiadoras (2 x 1800 W).

Notar que TRNSYS tan sólo admite unidades de ordenador de potencia de 230 W, lo cual obliga a corregir el valor del número de ordenadores para que la potencia coincida:

$$4 \times 400 = N_{\text{efec}} \cdot 230 \text{ W} \quad N_{\text{efec}} = 7$$

Debido a que los ordenadores y los monitores están constantemente encendidos, la potencia media durante el tiempo de ocupación coincide con la potencia nominal.

La iluminación artificial es necesaria para conseguir un nivel de luminosidad adecuado, por lo que se encuentra encendida durante toda la jornada de trabajo. El valor de potencia instalada en iluminación a partir del producto de la potencia de cada lámpara por el número de ellas es 3.800 W, lo que da un valor por unidad de superficie aproximada de $19 \text{ W}/\text{m}^2$.

3.4.3 Modelo de la zona con suelo refrescante (División de Energía)

Para el modelado del suelo refrescante se han tomado datos de diseño con el fin de poder establecer las condiciones de dimensionado.

Descripción de cerramientos

En la Figura 23 se muestra las capas que constituyen el suelo. Sobre el forjado se dispone de una capa de aislamiento de 2 cm. de poliestireno que aísla de la zona adyacente inferior. El tubo empleado para la realización de los circuitos es de polietileno reticulado de 16 mm de diámetro y 1,2 mm de espesor de pared separados 20 cm. Todos ellos están embutidos en una capa de mortero de compresión de 46 mm. (30+16) y, finalmente, hay una plaqueta cerámica.

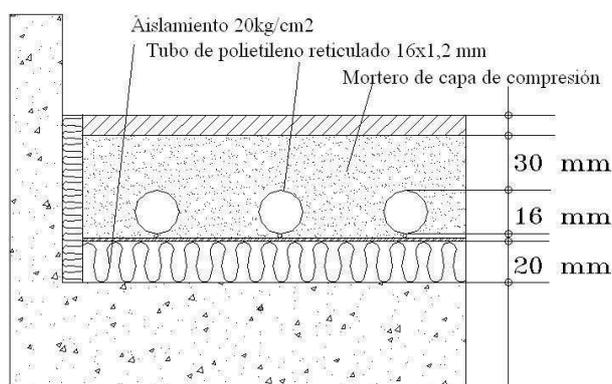


Figura 23: Corte transversal del suelo refrescante.

Cargas internas

Se ha considerado que, habitualmente, en el interior hay 12 ocupantes realizando actividad de trabajo en oficina de forma análoga a la de administración, lo que arroja en base a la ISO 7730 (ISO 1994) una carga de 120 W por ocupante. La potencia por unidad de superficie en iluminación es de 5 W/m². Se considera que hay 12 ordenadores con monitor con una carga de 140 W por equipo. Destacar que estos parámetros se han introducido en el modelado de la instalación.

Modelo en TRNSYS

Al igual que la zona de administración, la División de Energía se ha modelado mediante TRNBUILD (Type 56) con los datos de cerramientos, características de los acristalamientos y la capa activa (ver Figura 23) establecidos en el proyecto del edificio.

Debido a que el objetivo es comprobar el comportamiento del modelo y compararlo con el sistema real (ver 4.3), se han tomado datos de fichero de la estación meteorológica y la misma temperatura de entrada al suelo refrescante procedente de fichero, de forma que la temperatura de salida venga caracterizada por la respuesta del modelo. En la Figura 24, se muestra el modelo realizado.

La temperatura de consigna establecida es de 26°C, con una histéresis de $\pm 0,50^\circ\text{C}$. De esta forma, mientras la temperatura ambiente esté por debajo de 26,50°C los equipos auxiliares permanecerán parados. Pero una vez puestos en marcha, no se detendrán hasta los 25,50°C.

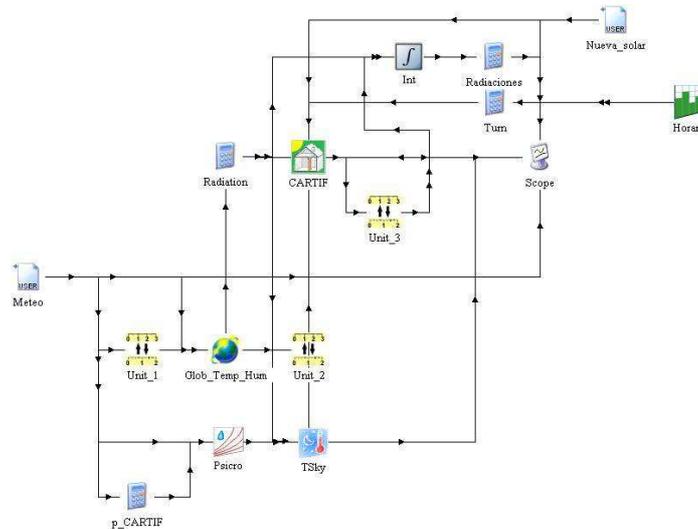


Figura 24: Modelo en TRNSYS.

3.4.4 Modelado interno de una máquina de absorción para el establecimiento de consignas de control

Introducción

Los fabricantes establecen las condiciones de caudales y temperaturas para que las enfriadoras operen de manera adecuada buscando maximizar su rendimiento y potencia de salida. Sin embargo, en las instalaciones de refrigeración solar por sus características particulares, el uso de temperaturas de generador más bajas permite aumentar el rendimiento de los captadores y protege a la enfriadora de la cristalización. Si, además, se combina con una temperatura de evaporador más elevada (sistemas radiantes) son posibles temperaturas de condensación por debajo del rango establecido por el fabricante, sobre todo en climas secos mejorando el rendimiento global. Para evaluar estas nuevas condiciones es necesario determinar las condiciones internas y el riesgo de cristalización.

En este apartado se muestra un modelo para la caracterización del estado de las variables internas de una máquina de absorción basada en el diagrama de Dürhing y en el empleo del type 107 de TRNSYS que, de manera conjunta, permiten la descripción de su comportamiento desde un punto de vista dinámico con datos de operación externos. De esta forma, se pueden establecer las condiciones de operación que mejoren las prestaciones de las instalaciones de refrigeración solar en su conjunto y aseguren que la enfriadora no esté en zona de cristalización. Los resultados de este modelo serán aprovechados, posteriormente, para establecer estrategias de control basadas en la correlación entre las temperaturas de condensador y generador.

Por otro lado, el modelo permite, también, comprobar condiciones de operación fuera del margen nominal de la enfriadora siempre que se disponga de información. En el caso

considerado, el rango establecido por el fabricante para la temperatura de entrada de agua de condensador es de 26°C a 31°C (ver Anexo D), sin embargo se aportan curvas de funcionamiento desde los 24°C, (ver Figura 74) habiendo puntos en los cuales se produce cristalización.

Para la aplicación del modelo se ha desarrollado una rutina en LabVIEW basada en dos puntos clave:

- Modelo externo basado en el type 107 de TRNSYS. Con él se obtienen las condiciones de operación de la enfriadora a partir de datos de entrada. Para ello se emplean sus ecuaciones, siendo posible calcular:
 - Las temperaturas de salida en los circuitos de generador, condensador y evaporador.
 - Fracción de carga respecto a la potencia nominal.
 - La EER. En la documentación de las máquinas de absorción, habitualmente se denomina como COP el cociente entre la potencia de evaporador y de generador, lo cual no es correcto ya que se debería llamar Eficiencia Energética de Refrigeración (EER). En la tesis, se mantendrá la denominación COP cuando pueda llevar a errores con respecto a documentación de terceros, si bien se deberá tener en cuenta que su denominación correcta debería ser EER. Sin embargo cuando la máquina de absorción se usa como bomba de calor, como se verá en el Capítulo 6, sí tiene sentido el uso del concepto de COP como el cociente de la potencia en el condensador entre la del generador.
- Caracterización interna empleando las ecuaciones de SACE y ASHRAE para la mezcla BrLi-H₂O. Con las temperaturas de entrada y salida se está en condiciones de obtener una temperatura media aproximada con la que marcar los puntos sobre el diagrama de Dühring caracterizados por:
 - Presiones de alta y baja.
 - Concentraciones diluida y concentrada.
 - Entalpías en los puntos característicos, con las que poder determinar los balances internos de energía

A continuación se van a ampliar cada uno de estos puntos de manera específica.

Descripción externa

Uno de los cambios más notables que incorporó TRNSYS 16 frente a la versión 15 fue el empleo de un modelo de máquina de absorción completamente remodelado, basado en un fichero de configuración que describe el mapa de funcionamiento de la máquina, y a partir de él es capaz de determinar las variables de funcionamiento.

En los datos de catálogo las máquinas de absorción suelen caracterizarse por dos parámetros básicos:

- COP nominal. $COP_{nom.}$ (0,7 para la Yazaki WFC-10) (se debería llamar EER)
- Potencia evaporador nominal $Q_{e(nom)}$. (35 kW para la Yazaki WFC-10)

A partir de ellos se tiene de manera inmediata la potencia de generador nominal $Q_{g(nom)}$ sin más que dividir la potencia nominal de enfriamiento $Q_{e(nom)}$ entre el rendimiento nominal $COP_{nom.}$.

El modelo de TRNSYS, además, exige introducir la temperatura objetivo que se quiere obtener en la salida del evaporador $T_{e(ref)}$, así como las temperaturas y caudales de entrada a los tres circuitos exteriores: evaporador T_{ei} , condensador T_{ci} y generador T_{gi} . De esta forma el modelo es capaz de determinar el régimen de carga en el que trabaja la enfriadora.

En estas condiciones se pueden dar dos situaciones: si se dispone de potencia de salida suficiente en el evaporador se alcanzará la temperatura de consigna y si no, se llegará al valor más bajo posible con la potencia disponible.

La potencia producida en el evaporador, así como la fracción de carga en el que se encuentra la máquina se determinan mediante las expresiones [1] y [2]:

$$[1] \quad Q_{e(ref)} = \dot{m}_e \cdot C_{pe} \cdot (T_{ei} - T_{e(ref)})$$

$$[2] \quad f_{carga} = \frac{Q_{e(ref)}}{Q_{e(nom)}}$$

Con la fracción de carga y las temperaturas indicadas anteriormente (referencia, evaporador, condensador y generador) se accede al fichero de configuración cuya estructura se comentará más adelante y que ha sido realizado a partir de las curvas de operación de la enfriadora ofrecidas por el fabricante (Figura 74) para un conjunto de puntos de funcionamiento, estableciendo dos parámetros básicos:

- Capacidad normalizada de refrigeración CAP_e : es la fracción de potencia de salida del evaporador con respecto a la nominal que es capaz de dar la máquina. Con los datos del fabricante para cada uno de los puntos de funcionamiento establecidos se

evalúa el cociente entre la potencia de salida que tiene en cada una de esas condiciones y la nominal del evaporador.

$$[3] \quad CAP_e = \frac{Q_e}{Q_{e(nom)}}$$

Donde Q_e es la potencia de salida en las condiciones particulares de evaluación.

- Potencia de generador normalizada CAP_g .: es la fracción de potencia del generador respecto a la potencia de generador nominal necesaria para satisfacer la potencia de evaporador. De forma análoga se obtiene de las curvas de operación como:

$$[4] \quad CAP_g = \frac{Q_g}{Q_{g(nom)}} = \frac{Q_e}{Q_{e(nom)}} \cdot \frac{COP_{nom}}{COP}$$

Donde Q_g y el COP son los valores que tiene para las condiciones particulares de evaluación obtenidas de las curvas. Se ha puesto el segundo miembro de la [4], debido a que es habitual que los fabricantes ofrezcan el COP cuando realmente están en operación en vez de la potencia de generador (ver Figura 74).

La potencia máxima de salida $Q_{e(max)}$ que va a poder ofrecer la máquina en el evaporador para cada una de las condiciones evaluadas se tiene en la [5]:

$$[5] \quad Q_{e(max)} = f_{c \text{ arg } a} \cdot CAP_e \cdot Q_{e(nom)}$$

Aunque en la documentación de TRNSYS se indica la expresión [5], esto produce un error en la elaboración del fichero ya que la expresión que realmente maneja el programa es la [6].

$$[6] \quad Q_{e(max)} = CAP_e \cdot Q_{e(nom)}$$

Por otro lado, la potencia de salida del evaporador será el mínimo entre la potencia máxima que es capaz de ofrecer en cada una de las condiciones y la demandada por la instalación [7], siendo posibles dos situaciones:

- Si el régimen de carga es inferior al 100%, lógicamente la potencia de salida del evaporador coincidirá con la potencia demandada.
- Si el régimen de carga es igual o mayor a 100 %, la potencia de salida será igual a la potencia de evaporador máxima, afectando esto a la temperatura de salida del evaporador que ya no será $T_{e(ref)}$ sino un valor superior, manifestando de esta forma la incapacidad de la enfriadora para vencer la demanda.

$$[7] \quad Q_e = \text{Mín}(Q_{e(\text{max})}, Q_{e(\text{ref})})$$

Con este valor de potencia de evaporador, el caudal y la temperatura de entrada, se puede determinar la temperatura de salida del evaporador T_{eo} . Lógicamente, a cargas parciales coincidirá con la de referencia $T_{e(\text{ref})}$ ya que la máquina tendrá potencia suficiente para alcanzar dicho valor.

$$[8] \quad T_{eo} = T_{ei} - \frac{Q_e}{\dot{m}_e \cdot C_{pe}}$$

La demanda del generador se tiene a partir de la potencia de generador normalizada CAP_g (cuyo valor ha sido dado por el fichero de curvas de operación para las condiciones de funcionamiento), multiplicada por la potencia de generador normalizada [9].

$$[9] \quad Q_g = CAP_g \cdot Q_{g(\text{nom})} = CAP_g \cdot \frac{Q_{e(\text{nom})}}{COP_{(\text{nom})}}$$

Siendo la temperatura de salida un valor inmediato, conocidos la temperatura de entrada y el caudal de generador como se muestra en la [10]:

$$[10] \quad T_{go} = T_{gi} - \frac{Q_g}{\dot{m}_g \cdot C_{pg}}$$

Si se supone que la máquina es adiabática y por lo tanto no tiene pérdidas ni ganancias de calor, la potencia en el condensador es igual a la suma de la del generador más la del evaporador:

$$[11] \quad Q_c = Q_e + Q_g$$

Calculándose la temperatura de salida de condensador T_{co} de manera análoga a como se hizo con la de evaporador y el generador:

$$[12] \quad T_{co} = T_{ci} - \frac{Q_c}{\dot{m}_c \cdot C_{pc}}$$

El cálculo del COP (EER) en operación es inmediato con los valores anteriores,:

$$[13] \quad COP = \frac{Q_e}{Q_g}$$

Como se ha comentado anteriormente, el modelado de la enfriadora necesita una serie de datos: por un lado está la potencia nominal de evaporador y la EER (COP) nominal que son parámetros de escala que permiten ajustar el comportamiento de la enfriadora a

diferentes potencias y rendimientos, siendo estos los parámetros a identificar con una enfriadora en operación. Por otro lado, hay un fichero que es leído por la rutina y está elaborado con las curvas de operación de la enfriadora con el que se establece la huella en la correlación entre variables y, que permite su caracterización a carga parcial. El fichero consta de una cabecera y un cuerpo.

- Cabecera: indica los rangos de funcionamiento, de forma que se establecen las fracciones de carga para las que se tiene información, los puntos de temperatura de referencia del evaporador y las temperaturas de entrada del condensador y del generador.

```
<fracc carga 1> . . . . . <fracc carga NF> !Fraction of Design Load
<Temp evap ref 1> . . . . . <Temp evap ref NE> !Chilled Water Setpint(C)
<Temp entr cond 1> . . . . . <Temp entr cond NC> !Entering Cooling Water Temperature(C)
<Temp entr gen 1> . . . . . <Temp entr gen NG> !Inlet Hot Water Temperature(C)
```

- Cuerpo: consta de los valores de CAP_e y CAP_g para los distintos NF puntos que se han definido anteriormente. Para cada fracción de carga se establecen tantos puntos de funcionamiento como las posibles combinaciones de NE, NC y NG haya. El número de filas del cuerpo NL, es igual al producto del número de puntos de funcionamiento por NF siendo este el número de puntos de fracciones de carga considerados.

$$[14] \quad NL = NC \cdot NE \cdot NG \cdot NF$$

La estructura que tiene el fichero de caracterización de la enfriadora es:

```
CAPe1      CAPg1      !Capacity and Design Energy Input Fract at <fracc carga1>
  <Temp evapr ref 1> <Temp entr cond1> <Temp entr gen 1>
.....
.....
CAPeNG     CAPgNG     !Capacity and Design Energy Input Fract at <fracc
carga1>    <Temp evapr ref 1> <Temp entr cond1> <Temp entr gen NG>
.....
.....
```

CAPeNG+1 CAPgNG+1 !Capacity and Design Energy Input Fract at <fracc carga1> <Temp evapr ref 1> <Temp entr cond2> <Temp entr gen 1>

.....

CAPeNG+NC CAPgNG+NC !Capacity and Design Energy Input Fract at <fracc carga1> <Temp evapr ref 1> <Temp entr NC> <Temp entr gen NG>

.....

CAPeNL CAPgNL !Capacity and Design Energy Input Fract at <fracc cargaNF> <Temp evapr ref NE> <Temp entr condNC> <Temp entr gen NG>

Como se ha comentado anteriormente, hay una discordancia entre lo que indican las instrucciones del manual de TRNSYS, las cuales están acordes con el fichero de ejemplo incluido en el paquete comercial, y el manejo real de los datos que realiza el programa.

Inicialmente se elaboró un fichero específico para la enfriadora Yazaki WFC-10 con la estructura indicada por el manual. Tras varias simulaciones tanto con el fichero realizado como con el fichero de ejemplo que incorpora el programa se detectó que las salidas de funcionamiento no eran correctas a cargas parciales. Entonces se decidió analizar el código de programación que maneja el sistema y se detectó que la ecuación para determinar la potencia de salida [5] no se multiplica por la fracción de carga [2]. Para la resolución de este problema se plantearon dos posibles opciones:

- Modificar el type 107 recompilando el programa y de esta forma mantener el fichero con la estructura descrita en las instrucciones.
- Modificar el fichero y adaptarle al procedimiento de cálculo que realmente emplea TRNSYS. Debido a que esta segunda solución era menos invasiva, se decidió modificar la forma en la que se elabora el fichero, obteniendo, de esta forma, resultados de ajuste de comportamiento más adecuados.

Destacar que, además del fichero de configuración para la YAZAKI WFC-10, con estas premisas se ha elaborado el fichero para la enfriadora ROTARTICA, mostrado en Macia et al., 2009 con buenos resultados de ajuste, lo cual indica que las correcciones aplicadas son correctas.

Posibles mejoras en el modelo que se proponen para trabajos futuros son:

- Con la fracción de carga, calculada respecto a la potencia nominal y las temperaturas, obtener la “capacity”. Con este valor y la potencia de salida del evaporador determinar el verdadero estado de carga en el que se encuentra la máquina, y con ello obtener el Design Energy Input Fract pero, ahora, calculado al verdadero régimen de carga.
- Actualmente el modelo no considera las pérdidas de calor en la enfriadora las cuales se deben a: las producidas por las partes calientes hacia el entono, y por otro lado, el calor necesario para atemperar las partes que constituyen la propia enfriadora. Esta última parte de las pérdidas va a ser residual en caso de operación continuada durante mucho tiempo, pero si el régimen de funcionamiento de la enfriadora está sometido a carga parcial y una regulación basada en ciclos de marcha paro, este factor pueden llegar a ser importantes.

Descripción interna

Con la caracterización externa mostrada anteriormente se dispone de información sobre las variables de entrada y salida de cada uno de los flujos, así como la fracción de carga y la EER (COP) a la que está operando la enfriadora.

Para la caracterización del estado interno se han desarrollado dos versiones basadas en el modelo: el primero en el que se toman temperaturas medias de las corrientes exteriores teniendo en cuenta que los intercambiadores son elementos dimensionales, de forma que se tiene una descripción de la temperatura media en cada uno de los focos mediante la metodología mostrada en SACE (SACE 2003), en base a la cual, la temperatura media en cada foco de la enfriadora se corresponde aproximadamente con su media logarítmica como se puede ver en [15]. En la segunda versión se consideran las variables del ciclo orientadas a determinar los límites de funcionamiento de la enfriadora, y que más conservativas se muestran respecto a las condiciones de cristalización arrojadas por el Type 107. Estos valores se corresponden con: entrada de generador, entrada de condensador y salida de evaporador.

$$[15] \quad T_{E,G,C} = \frac{T_{e,g,c,(inlet)} - T_{e,g,c,(outlet)}}{\ln\left(\frac{T_{e,g,c,(inlet)}}{T_{e,g,c,(outlet)}}\right)}$$

Con la ecuación [15] se han estimado las temperaturas medias internas en cada uno de los focos con los valores de entrada y salida (T_E con T_{ei} y T_{eo} ; T_C con T_{ci} y T_{co} y T_G con T_{gi} y T_{go}).

Para esta aproximación se han realizado dos consideraciones:

- Hay que tener en cuenta que los intercambiadores de calor tienen longitud y, por lo tanto, la temperatura oscilará entre el valor de entrada y el de salida.
- Respecto al interior, habrá un valor de Diferencia Media Logarítmica de Temperaturas (DMLT) que establecerá el salto medio entre la parte exterior con agua e interior con refrigerante o absorbente.

En esta primera parte del estudio se pretende tener un valor medio del nivel térmico de operación en cada elemento que constituye la enfriadora por lo que se ha decidido tomar valores medios de las corrientes exteriores calculados mediante [15] y con valores típicos de DMLT.

Se ha caracterizado la enfriadora internamente a partir de las ecuaciones de Dühring, las de los procesos psicrométricos, y las de ASHRAE (ASHRAE 1997) correspondientes a la solución de bromuro de litio-agua, teniendo que:

- La temperatura de la solución para una concentración y una temperatura de refrigerante se puede determinar mediante [16].
- La temperatura del refrigerante, para una concentración y una temperatura de solución, se puede determinar mediante la [17].
- La presión de la solución, conocidas las temperaturas de solución y de refrigerante, se determina mediante la [18].
- La temperatura del refrigerante (agua) en condiciones de saturación, conocida la presión, se puede determinar mediante la [19].

$$[16] \quad t = \sum_0^3 B_n \cdot X^n + t' \cdot \sum_0^3 A_n \cdot X^n$$

$$[17] \quad t' = \frac{t - \sum_0^3 B_n \cdot X^n}{\sum_0^3 A_n \cdot X^n}$$

$$[18] \quad \log P = C + \frac{D}{T'} + \frac{E}{T'^2}$$

$$[19] \quad T' = \frac{-2 \cdot E}{D + \sqrt{D^2 - 4 \cdot E \cdot (C - \log P)}}$$

Donde se tiene que las temperaturas en minúscula son en grados centígrados y las mayúsculas en grados Kelvin. La presión viene expresada en [kPa], la concentración en tanto por ciento y los coeficientes tienen los siguientes valores:

$$A_0 = -2,007 \ 55$$

$$B_0 = 124,937$$

$$C = 7,05$$

$$A_1 = 0,169 \ 76$$

$$B_1 = -7,716 \ 49$$

$$D = -1596,49$$

$$\begin{aligned}
 A_2 &= -3,133\ 363\ \text{E-03} & B_2 &= 0,152\ 288 & E &= -104\ 095,5 \\
 A_3 &= 1,976\ 68\ \text{E-05} & B_3 &= -7,950\ 90\ \text{E-04}
 \end{aligned}$$

Los rangos de validez de las expresiones anteriores son:

$$-15 < t' < 110^\circ\text{C}$$

$$5 < t < 175\ ^\circ\text{C}$$

$$45 < X < 70\% \text{ LiBr}$$

En la misma referencia de ASHRAE (ASHRAE1997), se pueden encontrar también las expresiones siguientes para determinar las características del bromuro de litio y del agua en sus diferentes fases:

$$[20] \quad h = \sum_0^4 A_n \cdot X^n + t \cdot \sum_0^4 B_n \cdot X^n + t^2 \cdot \sum_0^4 C_n \cdot X^n$$

La entalpía de la expresión [20] está expresada en [kJ/kg] para unas condiciones de temperatura y concentración, siendo los coeficientes para unidades del Sistema Internacional:

$$\begin{aligned}
 A_0 &= -2024,33 & B_0 &= 18,2829 & C_0 &= -3,7008214\ \text{E-02} \\
 A_1 &= 163\ 309 & B_1 &= -1,1691757 & C_1 &= 2,8877666\ \text{E-03} \\
 A_2 &= -4,88161 & B_2 &= 3,248041\ \text{E-02} & C_2 &= -8,1313015\ \text{E-05} \\
 A_3 &= 6,302948\ \text{E-02} & B_3 &= -4,035184\ \text{E-04} & C_3 &= 9,9116628\ \text{E-07} \\
 A_4 &= -2,912705\ \text{E-04} & B_4 &= 1,8520569\ \text{E-06} & C_4 &= -4,4441207\ \text{E-09}
 \end{aligned}$$

Una de las características más importantes a considerar en el modelo de una enfriadora de bromuro de litio-agua son las condiciones de cristalización t_{cr} , las cuales se han establecido en función de la temperatura del refrigerante (t) y de la temperatura de solución (t'):

➤ $t' < 20$

$$[21] \quad t_{cr} = \frac{t}{1,4165} - 34592304977$$

➤ $20 < t' < 34$

$$[22] \quad t_{cr} = 0,5559968228753 \cdot t - 22,99523431295$$

➤ $t' > 34$

$$[23] \quad t_{cr} = 0,7675514154 \cdot t - 44,68197544889$$

Al ser el refrigerante agua, también en la misma referencia se muestran las ecuaciones para los procesos psicrométricos. Para establecer las condiciones del refrigerante a la salida y a la entrada del condensador se ha empleado la expresión [24].

$$[24] \quad h = t' \cdot 4,21818 + 2435$$

Para estimar la entalpía a la salida del condensador es necesario tener en cuenta tanto la parte latente como la sensible, estando en fase líquida, se ha empleado la ecuación [25].

$$[25] \quad h = 4,1995454 \cdot t'$$

Para el cálculo de la presión de saturación del refrigerante en función de su temperatura ha sido empleada la [26].

$$[26] \quad p_{ws} = e^{\left[\left(\frac{-5,800220E3}{T'} \right) + 1,3914993 - 4,8640239E-2 \cdot T' + 4,1764768E-05 \cdot T'^2 - 1,4452093E-8 \cdot T'^3 + 6,5459673 \cdot \ln T' \right]}$$

Una vez determinados para cada uno de los puntos del diagrama la concentración, la temperatura y la entalpía, en base a las ecuaciones establecidas en Herold et al. (1996), se pueden determinar los flujos de refrigerante y de solución. Las diferencias de entalpías en cada fase de la enfriadora permiten conocer la energía aportada o disipada por unidad de masa en cada uno de los estados del ciclo. Como a nivel macroscópico se conocen las potencias, a partir del cociente entre ambas se puede obtener el caudal pasante de refrigerante y de mezcla.

El caudal de agua se determina según [27] a partir del cociente de la potencia de evaporador entre la diferencia de entalpías específicas a la entrada y salida del vapor.

$$[27] \quad m_{H_2O} = \frac{Q_e}{h_{ab} - h_w}$$

Por otro lado, el ratio de potencia de refrigeración es aproximadamente proporcional al ratio de vapor de agua liberado en el generador, siendo posible establecer el caudal de bromuro de litio en función de la diferencia de concentraciones que pasan por la bomba interna y las que retorna al absorbedor. Si se toma la entrada al generador como punto de análisis, se tiene que la cantidad de bromuro de litio que entra procedente de la bomba tiene que ser la misma que la que retorna al absorbedor una vez separadas ambas. De esta forma y considerando el diagrama de la Figura 5, se tiene que:

$$[28] \quad m_{ws} \cdot X_{SD} = m_{ss} \cdot X_{SC}$$

$$[29] \quad m_{ws} = m_{ss} \cdot \frac{X_{SC}}{X_{SD}}$$

$$[30] \quad m_{ws} = m_{ss} + m_{H_2O}$$

$$[31] \quad m_{ws} = m_{H_2O} \cdot \left(\frac{X_{SC}}{X_{SC} - X_{SD}} \right)$$

Siendo m_{ws} el caudal que impulsa la bomba de solución, caracterizando de esta forma las variables internas a partir de las condiciones de operación. Por otro lado, destacar que a nivel de nomenclatura Solución Diluida es equivalente a Weak Solution y Solución Concentrada es equivalente a Strong Solution.

Teniendo en cuenta que dependiendo de estas condiciones la enfriadora puede llegar a cristalizar, el estimar los valores de X_{SD} y correlacionarlos con las condiciones de operación es fundamental para poder llegar a desarrollar un control que lleve a puntos de operación relativamente extremos como se verá en el apartado 4.4.3.

Todo este conjunto de ecuaciones han sido implementadas en una rutina LabVIEW, cuyo panel se muestra en la Figura 25.

El diagrama consta de una serie de líneas que simbolizan el diagrama de Dühring y establecen el camino seguido por el refrigerante y por el absorbente, respectivamente. En los nudos de interconexión se encuentran los diferentes elementos de la enfriadora (generador, evaporador, etc.) sobre los que hay un indicador que avisa del posible estado de cristalización.

Por un lado se encuentran las variables de entrada, esto es caudales y temperaturas a los cuatro recipientes: evaporador, absorbedor, generador y condensador. Además, están el intercambiador de calor, la bomba de solución y las dos válvulas. Se determinan los dos niveles de presión, las temperaturas, las concentraciones y las entalpías en cada uno de los puntos. Con toda esta información y en base a las expresiones mostradas anteriormente, se calculan el COP (EER), la potencia de salida y la fracción de carga.

Finalmente destacar que para que los valores de COP (EER) y la potencia arrojados por el modelo en Labview sean idénticos a los de las curvas de operación del fabricante calculadas por TRNSYS se debe proceder de la siguiente manera:

- Establecer las temperaturas de entrada de condensador y generador iguales a alguno de los puntos de las gráficas mostradas en la Figura 74.
- La temperatura de evaporador se iguala a la $Temp_Eva_set$ y se introduce una temperatura de entrada con un salto suficiente como para poder dar toda la potencia de la enfriadora, que es un valor en torno a 5°C.

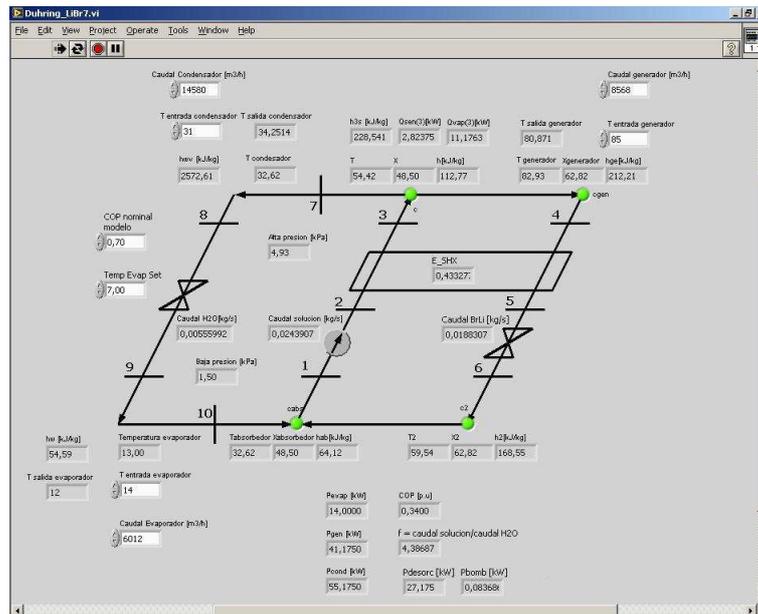


Figura 25: Modelo en interno de enfriadoras por absorción.

La ventaja que presenta este modelado es que permite caracterizar internamente la enfriadora en busca de condiciones de cristalización a partir de datos del fabricante (curvas de operación) y condiciones de operación externas de temperaturas y caudales.

3.5 Identificación de parámetros

3.5.1 Introducción

Para el ajuste de los datos se ha tomado el periodo 1 que, como se ha indicado, es en el que se dispuso de control convencional (agosto y septiembre de 2005; y mayo, junio y julio de 2006) basado en caudales constantes y arranque de primarios por radiación constante. Para ello se ha considerado un subperiodo que va desde el 15 de mayo de 2006 hasta el 28 de julio de 2006, ajustando los parámetros de los diferentes elementos con el fin de minimizar el error entre los valores reales recogidos por el sistema de monitorización y los arrojados por la simulación en dicho subperiodo, para, posteriormente, extender los resultados a todo el periodo. En las Tabla 3, Tabla 4, Tabla 5 y Tabla 6, se muestran los valores reales recogidos por el sistema de monitorización:

Incidente [kWh/día]			Captación solar [kWh/día]		
Vacío	Planos	Total	Vacío	Planos	Total
18.397,60	19.391,98	38.115,28	3.944,55	6.331,59	10.392,99

Tabla 3: Energía incidente y producida por los captadores.

Primario intercambiador [kWh/día]			Secundario intercambiador [kWh/día]		
Vacío	Planos	Total	Vacío	Planos	Total
3.191,75	5.225,97	8.202,81	2.802,14	4.857,91	7.461,87

Tabla 4: Energía en intercambiador.

Aportada	Acumulada	Enfriadora por absorción [kWh/día]			
[kWh/día]	[kWh/día]	Generador	Condensador	Evaporador	Usos
2.102,12	9.927,51	4.800,30	14.400,58	18.584,66	3.335,50

Tabla 5. Energía en almacenamiento y absorción.

COP Evaporador	COP usos	Fracción solar	COP solar	Energía caldera
[%]	[%]	[%]	[%]	kWh/año
23,16	21,34	14,60	1,18	12.298,46

Tabla 6: Rendimientos y caldera.

Con la topología de la instalación, mostrada en la Figura 12, se ha realizado el modelo en TRNSYS mostrado en la Figura 26.

El modelo desarrollado lee los datos climáticos procedentes de ficheros Type 9e y mediante procesadores de radiación independientes (Type 16i) para cada campo de captadores permite la adaptación de los datos procedentes del fichero a sistemas con orientación e inclinación diferentes. Destacar que el campo de vacío dispone de una plataforma con la que poder realizar un seguimiento azimutal mientras que los captadores planos están fijos.

La temperatura de cielo es una variable a considerar en la determinación del comportamiento de la demanda del edificio, sobre todo en zonas con climatología como la de la meseta castellana en la que el efecto de emisión nocturna puede ser importante. Este efecto es modelado mediante el type 69a el cual requiere de cálculos psicrométricos type 33e.

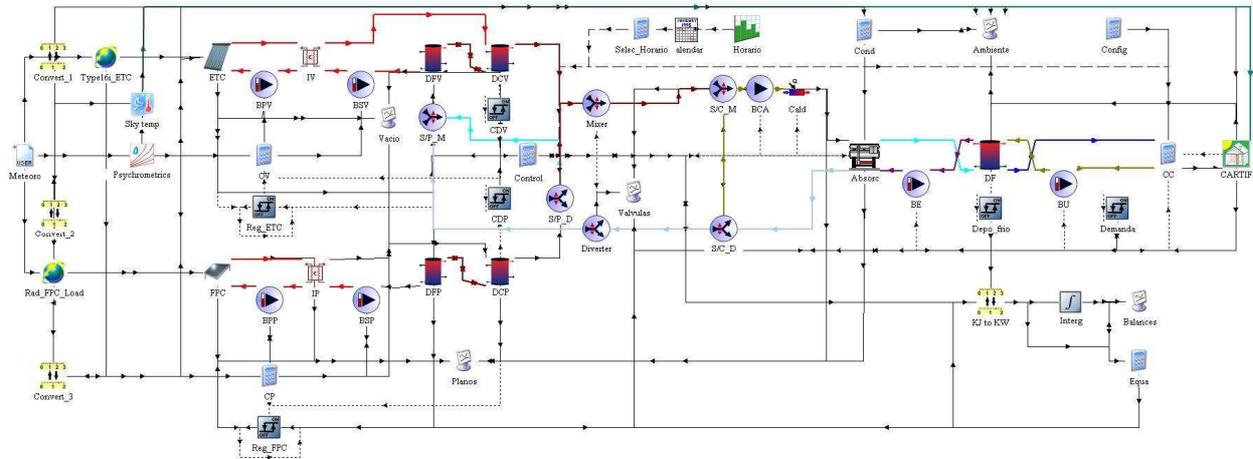


Figura 26: Esquema en TRNSYS de la instalación de CARTIF.

El resto de elementos son análogos a los del sistema real, siendo posible la configuración serie-paralelo de la acumulación y los elementos de control de las bombas, la caldera, etc.

3.5.2 Identificación de los parámetros de los captadores con caudal variable

Con la aplicación desarrollada en el apartado 3.3 para el análisis de instalaciones se ha procedido a la identificación de los parámetros lineales para los campos captadores. Una de las dificultades mayores que se han encontrado es que estos valores no son fáciles de determinar en régimen dinámico por varios motivos:

- Los días con nubosidad elevada no se obtienen curvas definidas de rendimiento ya que la dinámica del sistema hace que la curva de resultados constituya una nube de puntos sin tendencias claras.
- Los días claros se obtiene una recta de rendimiento definida pero los valores cambian de unos días a otros.
- Son sensibles a las condiciones de operación a los que se encuentren sometidos los captadores, fundamentalmente caudales.

En vista de ello se decidió realizar un análisis de su evolución. Para ello se tomaron los valores de días claros en los que se obtiene una curva de rendimiento válida durante el periodo de regulación convencional. Destacar que debido a un excesivo ciclado en el campo de captadores de vacío se dispone de un número menor de días con valores válidos ya que la nube de puntos generada es demasiado heterogénea.

Para la identificación de los parámetros del modelo de los captadores se han considerado diferentes opciones:

- Emplear algún tipo de indicador de centralismo estadístico (moda, mediana, media). El inconveniente de este tipo de datos es que la producción del modelo y de la realidad no coincidía, pero suelen ser una buena opción como valor inicial por lo que se ha tomado el promedio como valor de partida
- Buscar valores que permitieran ajustar la producción global de todo el periodo de forma que se asegure un comportamiento global semejante entre modelo y realidad a efectos de energías producidas por ambos.

Aunque los valores finales en ambos campos han sido obtenidos mediante la comparación de modelo y realidad, la forma a la que se ha llegado al resultado final ha sido diferente en cada campo solar.

Identificación del campo de captadores de vacío

Para el modelado del campo de captadores de vacío se ha empleado el modelo asociado al type 71, el cual requiere además de los parámetros de su curva de rendimiento, un fichero de adaptación de la radiación en función de su ángulo de incidencia sobre los captadores. Para ello y con los datos del fabricante, se ha elaborado el fichero 2D IAM que indica el porcentaje de pérdidas con respecto a la incidencia normal que hay al variar el ángulo de azimut y el de inclinación.

Por otro lado, destacar que en este campo de captadores, cuando fueron montados, se instalaron válvulas de equilibrado estático de un calibre superior al caudal que deben manejar de forma que su autoridad es reducida. Ello ha obligado a establecer una consigna de control a caudal constante en las bombas de primario con lo que evitar que alguno de los captadores trabajen con caudales anormalmente bajos.

Además el excesivo ciclado del caudal de secundario durante el periodo de control convencional y, por lo tanto, sin regulación de caudal de secundario, ha llevado a un número reducido de valores válidos.

Para la determinación de los coeficientes de la curva de rendimiento se ha empleado el refinamiento con valores iniciales. Estos han sido calculados a partir de los datos de los parámetros k_0 y k_1 obtenidos con la aplicación descrita en el apartado 3.3 para los días claros, en los que hay una curva claramente definida. Se ha calculado el valor promedio para el verano del año 2006 obteniendo: $k_0=0,64$ y $k_1 = 6,15 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$.

Debido a que el error obtenido al comparar la producción real mostrada en la Tabla 3 y el valor de simulación con estos coeficientes era elevado, se procedió a la búsqueda de los valores que más aproximaban la producción real mediante ensayo y error, obteniendo los valores siguientes: $k_0 = 0,4700$, $k_1= 2,7778 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$, $k_2 = 0,0110 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}^2$ que permiten obtener un error inferior al 1% durante el periodo considerado.

Para el modelo del intercambiador se ha empleado el type 91 parametrizado mediante la efectividad, con un valor de 0,71 en tanto por uno determinada mediante ensayo y error.

Para la acumulación se han empleado dos depósitos en serie modelados con el type 4f correspondiente a acumuladores con entradas designadas por el usuario con pérdidas no uniformes. Se ha adoptado este modelo debido a las elevadas zonas muertas que presentan los acumuladores reales debido a las posiciones de sus tomas. Los parámetros se han calculado mediante ensayo y error y tienen un valor de:

➤ Depósito frío de vacío

Coefficiente de pérdidas $-1,94 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Número de nodos: 8 nodos

Altura de cada nodo: 0,25 m

Incremento de pérdidas: $0,28 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

➤ Depósito caliente de vacío:

Coefficiente de pérdidas $-2,22 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Número de nodos: 5 nodos

Altura de cada nodo: 0,40 m

Incremento de pérdidas: $0,28 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Identificación del campo de captadores planos

El modelado del campo de captadores planos se ha realizado con el type 1a. Destacar que en este caso se disponen de un mayor número de días durante el periodo de ajuste de 2006 en los que la aplicación descrita en 3.3 ofrece valores de k_0 y k_1 válidos, permitiendo obtener, como se verá, algunos datos curiosos en la identificación de captadores solares sometidos a diferentes condiciones de operación.

En la Tabla 7 se muestran los días en los que se ha obtenido una recta de operación definida de manera clara durante el año 2006.

Al igual que ocurrió con los valores de simulación del campo de captadores de vacío, al realizar las simulaciones con los promedios, los valores de producción del modelo arrojaban un elevado error con respecto a los reales.

Fecha	Planos	
	k0	k1
25/05/2006	58,38	5,10
27/05/2006	49,97	3,85
29/05/2006	51,35	4,15
30/05/2006	51,94	4,28
31/05/2006	44,27	2,95
01/06/2006	54,56	4,51
03/06/2006	48,47	3,59
05/06/2006	53,15	4,34
22/07/2006	53,27	4,29
23/07/2006	55,37	4,58
PROMEDIO	52,07	4,16

Tabla 7: Valores de parámetros captadores planos durante el año 2006.

A partir de la representación en la Figura 27 de los valores de k_0 y k_1 mostrados en la Tabla 7, se puede ver como ambos tienen un comportamiento opuesto, es decir, cuando uno de ellos es mayor el otro es menor, lo cual indica una posible correlación entre ambos Diez F.J. y Falagan J.L. 2013. En este caso se puede observar una tendencia claramente lineal. Realizando un ajuste por mínimos cuadrados se tiene que la recta se puede ajustar por una expresión del tipo lineal mostrado en la expresión [32], con un error inferior al 2%.

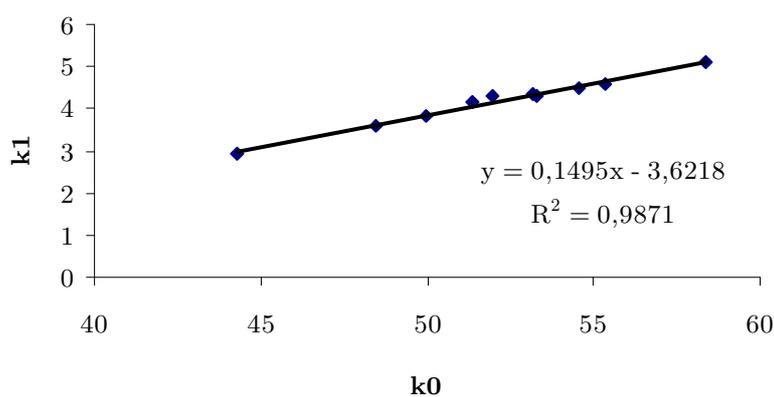


Figura 27: Gráfico y correlación entre parámetros periodo de control convencional (2006).

Para la búsqueda de los valores más adecuados que permiten un ajuste del modelo con un error reducido respecto a los datos de la instalación real se ha realizado un análisis de sensibilidad variando los valores de ambos coeficientes estando correlacionados con la expresión [32].

$$[32] \quad k_1 = 0,15 \cdot k_0 - 3,62$$

$$R^2 = 0,987$$

En la Tabla 8 se muestran los valores correspondientes de energía producida por los captadores planos y la energía entregada por el modelo comparados con los valores reales que se encuentran en la última fila.

k0	k1	Energía Planos	Energía Entregada
55,00	4,63	5.156,00	1.182,00
60,00	5,38	5.211,00	1.229,00
65,00	6,13	5.264,00	1.273,00
70,00	6,88	5.326,00	1.328,00
75,00	7,63	5.383,00	1.362,00
80,00	8,38	5.454,00	1.437,00
85,00	9,13	5.512,00	1.493,00
90,00	9,88	5.561,00	1.501,00
REALES		6.376,00	2.070,00

Tabla 8: Valores de energía de planos y entregada en el periodo de ajuste obtenidos por la simulación.

Como se aprecia, el error obtenido es muy elevado, por lo que se decidió analizar el comportamiento del campo durante otro periodo de tiempo. Los valores de los coeficientes durante el año 2007 obtenidos de los días claros, se muestran en la Tabla 9, y se representan en la Figura 28:

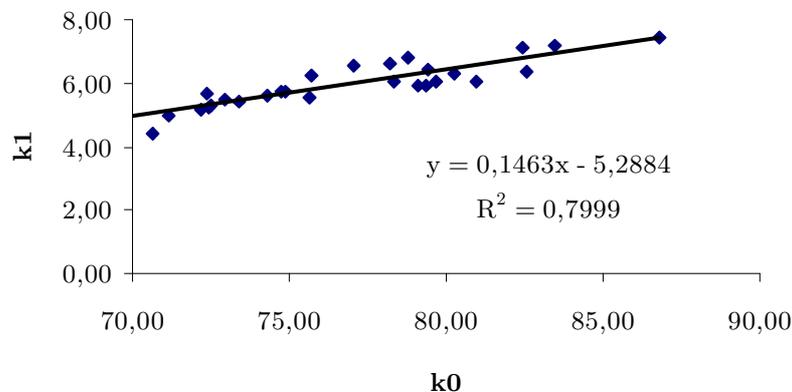


Figura 28: Grafico y correlación entre parámetros campo de planos durante 2007.

Año 2007	k0	k1	Año 2007	k0	k1
12/06/2007	70,65	4,42	04/08/2007	74,76	5,74
22/06/2007	79,13	5,95	08/08/2007	75,64	5,56
23/06/2007	80,95	6,05	09/08/2007	72,19	5,19
26/06/2007	79,38	5,91	10/08/2007	72,44	5,24
10/07/2007	82,59	6,37	11/08/2007	73,40	5,39
11/07/2007	79,67	6,07	12/08/2007	72,53	5,28
12/07/2007	80,23	6,32	14/08/2007	78,22	6,61
13/07/2007	83,44	7,18	20/08/2007	74,30	5,58
27/07/2007	86,81	7,44	31/08/2007	72,39	5,70
30/07/2007	78,31	6,03	04/09/2007	69,61	5,04
31/07/2007	72,92	5,50	05/09/2007	75,72	6,24
01/08/2007	74,86	5,73	06/09/2007	78,80	6,83
02/08/2007	79,41	6,40	07/09/2007	77,08	6,54
03/08/2007	71,13	4,98	08/09/2007	82,46	7,10

Tabla 9: Valores de parámetros captadores planos durante el año 2007.

Realizando el mismo tipo de estudio, se puede obtener la correlación entre los coeficientes de rendimiento lineal caracterizada por la expresión [33].

$$[33] \quad k_1 = 0,15 \cdot k_0 - 5,29$$

$$R^2 = 0,8000$$

Si se comparan las correlaciones de los dos años, dados por las expresiones [32] y [33], se puede observar que tienen la misma pendiente pero un valor diferente de ordenada en el origen. Con el fin de identificar el valor de los parámetros, se ha mantenido el valor de la pendiente y se ha realizado otro análisis de sensibilidad evaluando los valores de energía producida y energía entregada, variando los valores de k_0 y k_1 .

Como se puede ver en la Tabla 10 los valores de $k_0 = 0,7$ y $k_1 = 5,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$, permiten un ajuste prácticamente perfecto en la energía producida por el campo de planos y energía entregada.

Se ha considerado interesante mostrar la comparación de los valores entre los parámetros obtenidos en la identificación con los del fabricante en la Tabla 11.

Con ello se quiere poner de manifiesto la importancia de una correcta identificación de los parámetros a la hora de validar los resultados de simulación en condiciones dinámicas.

k_0	$k_1=0,15 \cdot k_0-4$			$k_1=0,15 \cdot k_0-5$		
	k_1	Energía Planos	Energía Entregada	k_1	Energía Planos	Energía Entregada
55,00	4,25	5.511,00	1.416,00	3,25	6.427,00	2.083,00
60,00	5,00	5.543,00	1.458,00	4,00	6.393,00	2.074,00
65,00	5,75	5.580,00	1.515,00	4,75	6.379,00	2.054,00
70,00	6,50	5.623,00	1.536,00	5,50	6.376,00	2.070,00
75,00	7,25	5.666,00	1.552,00	6,25	6.384,00	2.081,00
80,00	8,00	5.713,00	1.605,00	7,00	6.401,00	2.112,00
85,00	8,75	5.755,00	1.626,00	7,75	6.422,00	2.141,00
90,00	9,50	5.807,00	1.675,00	8,50	6.445,00	2.169,00
REALES		6.376,00	2.070,00	6.376,00		2.070,00

Tabla 10: Análisis de variaciones en los valores de energía de planos y entregada en kWh.

		k_0 p.u.]	k_1 [W · m ⁻² · °C ⁻¹]	k_2 [W · m ⁻² · °C ⁻¹]
Captadores de vacío	Valores catálogo	0,84	1,75	0,008
	Valores identificados	0,47	2,78	0,011
	Variación [%]	44,05	37,05	37,50
Captadores planos	Valores catálogo	0,87	3,36	0,013
	Valores identificados	0,70	5,50	-
	Variación [%]	19,54	63,69	-

Tabla 11: Comparación de parámetros en captadores.

Para el modelo del intercambiador de captadores planos también se ha empleado el type 91, parametrizado mediante la efectividad determinada por el método de ensayo y error con un valor de 0,7673 en tanto por uno.

Para la acumulación del campo de planos, también, se han empleado dos depósitos en serie modelados con el type 4f, y los parámetros se han calculado mediante ensayo y error:

- Depósito frío de planos

Coefficiente de pérdidas -2,78 W/m² · °C

Número de nodos:	8 nodos
Altura de cada nodo:	0,25 m
Incremento de pérdidas:	0,42 W/m ² · °C
➤ Depósito caliente de planos:	
Coefficiente de pérdidas	-3,61 W/m ² · °C
Número de nodos:	5 nodos
Altura de cada nodo:	0,40 m
Incremento de pérdidas:	0,42 W/m ² · °C

Identificación de la enfriadora de absorción

Como se ha comentado anteriormente el modelado de la enfriadora por absorción se realiza mediante el type 107 el cual dispone de dos elementos de ajuste fundamentales:

- Fichero de configuración: ha sido descrito anteriormente.
- Parámetros de escala: son el COP (EER) y la potencia nominal.

Mediante el método de ensayo y error han sido identificados los valores de potencia nominal y COP que igualaban la producción entre la enfriadora real y la simulada. En la Tabla 12 se muestran los valores obtenidos comparados con los nominales.

	Fabricante	Identificado
Potencia nominal [kW]	35	30
COP [p.u.]	0,7	0,5

Tabla 12: Comparación de parámetros de la máquina de absorción.

Comparación entre el modelo y la instalación real

A continuación se van a comparar los valores reales obtenidos durante el periodo de ajuste con los arrojados por el modelo, evaluando el error cometido. Se han repetido los valores de las Tabla 3, Tabla 4, Tabla 5 y Tabla 6 para facilitar su visualización en la primera fila de Tabla 13, Tabla 14, Tabla 15 y Tabla 16.

	Incidente [kWh]			Captación solar [kWh]		
	Vacío	Planos	Total	Vacío	Planos	Total
Real	18.397,60	19.391,98	38.115,28	3.944,55	6.331,59	10.392,99
Simulado	18.397,60	19.391,98	38.115,28	3.912,00	6.376,00	10.288,00
Error [p.u]				0,83	0,70	1,01

Tabla 13: Comparación de energía incidente y producida por los captadores.

Primario intercambiador [kWh/día]			Secundario intercambiador [kWh/día]		
Vacío	Planos	Total	Vacío	Planos	Total
3.191,75	5.225,97	8.202,81	2.802,14	4.857,91	7.461,87
3.165,41	5.262,63	8.428,05	2.777,52	4.845,76	7.623,28
0,83	0,70	2,75	0,88	0,25	2,16

Tabla 14: Comparación de energía en intercambiador.

Aportada [kWh/día]	Acumulada [kWh/día]	Enfriadora por absorción [kWh/día]			
		Generador	Condensador	Evaporador	Usos
2.102,12	9.927,51	14.800,30	14.400,58	18.584,66	3.335,50
2.070,00	5.553,28	14.740,00	18.161,00	3.421,00	3.049,00
1,53	15,69	2,36	2,28	2,56	0,81

Tabla 15. Comparación de energía en almacenamiento y absorción.

EER Evaporador [%]	EER usos [%]	Fracción solar [%]	EER solar [%]	Energía caldera kWh/año
23,16	21,34	14,60	1,18	12.298,46
23,21	20,69	14,04	1,12	12.670,00
0,20	3,09	3,80	4,57	3,02

Tabla 16: Comparación de rendimiento y energía de caldera.

3.5.3 Comparación con los parámetros de los fabricantes

Una vez ajustado el modelo, se ha procedido a extender su funcionamiento al verano de 2007 completo, tomando datos climáticos procedentes de la estación meteorológica.

Los resultados obtenidos de la simulación no pueden ser validados de manera rigurosa con los datos reales, debido a los diferentes esquemas de control que hubo en este periodo pero

en cualquier caso, las diferencias obtenidas no han sido excesivas lo que permite tomarle como base, y compararle con otro modelo que emplea los parámetros indicados por el fabricante de los diferentes equipos. De esta forma se puede tener una estimación acerca del error por emplear directamente parámetros de fabricante sin disponer de una instalación real sobre la que identificarles. Los resultados de ambas simulaciones junto con las diferencias se muestran en la Tabla 17, Tabla 18, Tabla 19 y Tabla 20.

	Incidente [kWh/año]			Captación solar [kWh/año]		
	Vacío	Planos	Total	Vacío	Planos	Total
Caso Base	30.360,00	33.000,00	63.360,00	7.053,00	9.766,00	16.819,00
Fabricante	30.360,00	33.000,00	63.360,00	18.250,00	16.847,00	35.097,00
Error [p.u]				158,76	72,51	108,67

Tabla 17: Comparación de captación solar caso base con fabricante.

Primario intercambiador [kWh/año]			Secundario intercambiador [kWh/año]		
Vacío	Planos	Total	Vacío	Planos	Total
5.706,97	8.060,68	13.767,65	5.010,33	7.492,97	12.503,30
14.767,08	13.905,20	28.672,28	12.964,49	12.925,87	25.890,36
158,76	72,51	108,26	158,76	72,51	107,07

Tabla 18: Comparación de intercambiador entre caso base y fabricante.

Aportada [kWh/año]	Acumulada [kWh/año]	Enfriadora por absorción [kWh/año]			
		Generador	Condensador	Evaporador	Usos
4.330,00	8.173,30	21.073,00	25.977,00	4.903,00	4.343,00
8.429,00	17.461,36	8.585,00	13.321,00	4.736,00	4.343,00
94,67	113,64	59,26	48,72	3,41	0,00

Tabla 19: Comparación de aportada, acumulada y absorción entre caso base y fabricante.

COP Evaporador [%]	COP usos [%]	Fracción solar [%]	COP solar [%]	Energía caldera kWh/año
23,27	20,61	20,55	1,41	16.744,00
55,17	50,59	98,18	6,73	155,00
137,10	145,46	377,83	377,83	99,07

Tabla 20: Comparación de parámetros de explotación entre el caso base y fabricante.

Como se puede ver, hay diferencias significativas entre ambos que pueden alcanzar valores de hasta el 377 %.

3.6 Conclusiones.

Se ha mostrado una herramienta de análisis de instalaciones de refrigeración solar que permite el tratamiento de la información recogida. Este tipo de desarrollos son particularmente importantes para permitir un análisis rápido de las instalaciones.

Se ha desarrollado un modelo de enfriadora de absorción que ofrece una descripción interna de su estado a partir de las características de los flujos externos, así como la correlación entre el refrigerante y el absorbente. Se ha detectado además un error en el type 107 de TRNSYS con respecto a lo indicado en el manual por lo que es necesario adaptar el fichero de configuración.

En régimen dinámico y para valores medios diarios las curvas de operación de los captadores presentan una correlación entre el coeficiente de rendimiento y el de pérdidas, de forma que cuando uno aumenta el otro disminuye de manera lineal. Comparando los valores obtenidos en dos años diferentes ambas correlaciones presentan la misma pendiente, si bien el valor de ordenada en el origen es diferente. Destacar, además, la importancia de aislar los depósitos de “producto elaborado”, esto es, por ejemplo, los acumuladores de agua fría, la cual contiene una gran inversión energética.

Finalmente, se ha mostrado la diferencia entre una identificación paramétrica usando los modelos y el empleo de valores de fabricante, ya que estos en general, se obtienen en condiciones estacionarias lo cual no siempre se corresponde con la realidad. Las diferencias de los resultados serán más importantes cuanto mas tiempo esté el sistema trabajando en régimen transitorio.

Capítulo 4: Análisis y Criterios de Diseño

4.1 Introducción

Como se indicó en el Estudio sobre el Estado de la Técnica, es habitual en la bibliografía encontrarse con análisis de instalaciones de absorción, pero muchos de ellos se basan en resultados de simulación con datos del fabricante. Como se ha puesto de manifiesto en el Capítulo 3, hay un gran riesgo de error si no se dispone de una instalación real sobre la que realizar la identificación de sus parámetros de operación.

En este capítulo se van a cuantificar sobre el modelo descrito en el Capítulo 3, la influencia de las variables más importantes de operación sobre los indicadores de explotación de la instalación. Para ello se ha realizado un estudio factorial a dos niveles con el que identificar posibles relaciones entre variables y cuantificar el peso que tienen sobre los distintos parámetros. También va a permitir establecer las condiciones óptimas de operación para cada uno de dichos parámetros una vez identificados “los límites” de operación.

Como se verá más adelante, los sistemas radiantes están llamados a ser el “matrimonio ideal” de los sistemas de refrigeración solar por lo que se ha realizado un estudio de su comportamiento. Por ello se muestran los resultados de las simulaciones realizadas en septiembre de 2008 sobre una instalación de suelo refrescante en la zona de la División de Energía, ya descrita en el apartado 3.4.3, comparando los resultados con simulaciones dinámicas en TRNSYS. Con ello se pretende:

- Mostrar datos reales de una instalación. Aunque hay bastante información a nivel de simulación no hay muchos trabajos en la bibliografía en la que se muestren resultados reales de explotación de suelo refrescante. De hecho se puede ver un gran

debate en diferentes foros (ATECYR) sobre el control, así como la producción de condensaciones superficiales asociadas a suelo refrescante. Notar que este es un aspecto clave que condiciona la temperatura de impulsión y con ello la potencia unitaria por unidad de superficie, siendo muy dependiente de las condiciones ambientales y de la carga latente que tenga el local.

- Comparación dinámica de los resultados de una instalación real de suelo refrescante frente a lo que se obtendría en el momento del dimensionado. Para ello, se ha tomado un modelo de la instalación con datos de proyecto en vez de un modelo identificado del sistema.
- Se han simulado dos situaciones: sistema suelo radiante funcionado solo, y suelo radiante con sistema auxiliar.

Se ha comparado, además, la influencia sobre las prestaciones de diferentes opciones de control, comparando la estrategia desarrollada frente a un control convencional, aportando datos reales de operación. Además, se presenta una estrategia de control basada en el establecimiento de consignas de operación fuera del rango de los valores nominales indicados por el fabricante, al que se ha llegado mediante un modelo interno de la enfriadora por absorción mostrado anteriormente, el cual ha permitido encontrar una correlación entre las temperaturas de generador y condensador con las que operar la enfriadora sin ponerla en riesgo de cristalización.

4.2 Análisis de sensibilidad de las variables de operación

4.2.1 Análisis de sensibilidad por diseño factorial a dos niveles

Introducción

Un análisis de sensibilidad permite evaluar el efecto que determinadas variables de entrada tienen sobre diferentes parámetros de explotación en un modelo definido. En este sentido, el diseño de experimentos es una herramienta estadística fundamental a la hora de abordar dicho análisis, ya que va a permitir mediante un número reducido de ensayos, que en este caso serán simulaciones dinámicas, cuantificar el efecto de las variables de análisis sobre los parámetros de explotación de la instalación.

En términos generales, el diseño de experimentos estudia el establecimiento de las condiciones de experimentación con las que poder detectar cambios significativos en las salidas del sistema y obtener así un conocimiento del proceso para la toma de decisiones.

El diseño experimental tiene sus orígenes en los trabajos de Ronald Fisher [Box 1978]. Los modelos de Diseño de Experimentos (Design of Experiments, DOE) son modelos cuyo

objetivo es determinar si unos factores determinados influyen en uno o varios índices de interés y además cuantificar esta influencia.

En el presente apartado se van a aprovechar las técnicas de diseño de experimentos aplicados a simulación, lo cual hace que no haya variabilidad aleatoria intrínseca entre repeticiones de ensayos pero sí va a servir para establecer el procedimiento en base al cual fijar los valores de las variables, los ensayos a realizar y el efecto que tienen sobre los indicadores de explotación.

Se van a establecer 2 niveles denotados como “1” (valor máximo) y “0” (valor mínimo) para cada una de las variables de estudio de control y diseño de instalación más importantes sugeridas por la experiencia adquirida, para cuantificar desde un punto de vista cualitativo el efecto que tienen sobre los parámetros de explotación de la instalación tanto de la parte solar como de absorción. Ello facilitará el establecimiento de criterios de diseño que puedan ayudar a los técnicos en el desarrollo y diseño de las instalaciones de refrigeración solar mediante máquinas de mediana potencia.

Estudio con la máxima variación del espacio muestral

Como variables se han escogido las tres temperaturas de operación de la enfriadora de absorción: temperaturas de generador, condensador y evaporador, por ser las que definen su rendimiento y su potencia de salida.

En el caso de la temperatura de generador se ha separado en dos valores en función de la procedencia de la fuente térmica de activación, debido a que se pueden establecerse consignas diferentes en ambos casos desde el sistema de control:

- Por un lado, se ha considerado cuando el aporte proviene de la instalación solar. En este caso el rendimiento de los captadores depende de la consigna establecida como temperatura de generador, afectando también al rendimiento de la máquina.
- Por otro, este tipo de instalaciones habitualmente necesitan, además, de un sistema auxiliar, en general calderas para la producción de agua caliente en el generador en los momentos que no hay disponibilidad solar. A diferencia de la instalación solar, el rendimiento de la caldera no tiene una dependencia tan importante de su rendimiento en función de su temperatura de operación. Por otro lado, la regulación deberá tener en cuenta durante la conmutación entre energía solar y caldera, que los niveles de temperatura entre ambos pueden ser diferentes.

A partir de datos del catálogo del fabricante (ver Tabla 74 y Figura 74) la temperatura de generador puede variar desde 75 °C hasta 100 °C, estando su punto de producción máxima en 95 °C, por lo que se ha tomado este valor como máximo tanto cuando se alimenta desde

solar como cuando se alimenta desde caldera ya que por encima de él no tiene sentido operar la instalación por los siguientes motivos:

- Se estaría penalizando el rendimiento de la enfriadora.
- Se estaría penalizando también al rendimiento de la instalación solar.
- Muchas calderas no pueden trabajar a temperaturas superiores a 95 °C.
- No se dispone de información sobre cómo se comporta la enfriadora de absorción por encima de este valor (ver Figura 74).

Respecto a la evacuación del calor de la máquina de absorción, se han considerado dos variables:

- Por un lado, se encuentra la temperatura de condensación la cual es un parámetro a fijar por el sistema de control. El fabricante establece un rango de temperatura de condensación comprendido entre 26 °C y 31 °C (ver Anexo D). Sin embargo, se ofrecen curvas de operación a 24 °C (ver Figura 74), lo cual ha sido importante para la realización de la presente tesis ya que ha permitido caracterizar la enfriadora en condiciones por debajo de los valores nominales indicados por el fabricante, tomando este valor como mínimo en un primer momento.
- Por otro lado, se ha considerado un elemento de diseño fundamental que es el factor de calidad de torre. Se define como la diferencia de temperatura en grados que es capaz de obtenerse en el agua a la salida del condensador adiabático con respecto a la temperatura de bulbo húmedo a la que está trabajando. Se ha considerado un rango entre 5 °C y 15 °C. Es una variable importante a la hora de realizar la inversión ya que el coste del equipo de condensación va a depender de él, de forma que cuanto más pequeño sea este parámetro ofrecerá temperaturas de condensación más bajas. Por lo tanto, este parámetro está relacionado con la temperatura de condensación con la salvedad de que, si bien, el primero es un parámetro de diseño de instalación, el segundo es un criterio de operación.

La temperatura de evaporador está relacionada con el elemento final empleado para la distribución del frío. En el caso de ventilosconvectores se deberá fijar una consigna más baja, mientras que si es un sistema radiante (suelo o techo) la consigna de temperatura podrá ser más elevada para evitar condensaciones superficiales o intersticiales. El rango que ofrece el fabricante a través de sus curvas de operación va desde 7 °C hasta 17 °C, si bien dispone de un termostato (TLT) que limita la salida a 8 °C, de ahí que se haya tomado este valor como límite inferior.

En la Tabla 21 se muestran las cinco variables seleccionadas así como los rangos de variación extremos elegidos inicialmente para cada uno de ellos. En estas condiciones se tienen 32 casos de estudio en base a un diseño factorial a dos niveles 2^5 .

Variables		0	1
V1	Temperatura generador solar	75,00	95,00
V2	Temperatura generador caldera	75,00	95,00
V3	Temperatura evaporador	8,00	17,00
V4	Calidad de torre	5,00	15,00
V5	Temperatura condensador	24,00	31,00

Tabla 21: Parámetros de análisis con sus rangos de variación máximos.

Con estas variables se va a evaluar su influencia sobre los siguientes indicadores de explotación:

- Captación solar anual. Es la energía global captada por los dos campos solares. Interesa que sea lo mayor posible.
- Energía aportada anual. Es la energía que ha aportado la instalación solar al generador de la enfriadora por absorción. Interesa que tenga el mayor valor posible.
- Energía aportada por caldera. Interesa que tenga un valor lo más bajo posible ya que es costosa al ser proveniente de la quema de gas.
- Energía aportada al generador. Es la energía global que ha recibido la máquina de absorción en el generador, calculada como la suma de la energía aportada por la solar mas la de la caldera. Para una producción dada interesa que sea lo menor posible ya que indicará un mejor rendimiento.
- Energía disipada en el condensador. Es la energía que hay que evacuar en la torre y es aproximadamente igual a la energía del evaporador mas la del generador. Para una producción dada interesa que sea lo menor posible ya que indicará un mejor rendimiento y un menor consumo en torre, tanto de agua como de electricidad asociada a los ventiladores.
- Energía extraída en el evaporador. Es la energía útil de la instalación. Su valor debe ser superior a la demanda y lo más próximo a ella ya que minimizará las pérdidas de almacenamiento y distribución de frío.
- EER: se define como el cociente entre la energía producida en el evaporador y la aportada en el generador. Interesa que sea lo mayor posible.

- Fracción solar. Se define como el cociente entre la energía aportada por la instalación solar y la energía total del generador. Interesa que sea lo mayor posible ya que indica un mejor aprovechamiento solar.

Destacar que la optimización simultánea de todos los parámetros no es posible, de forma que se ha considerado la minimización de la energía aportada en caldera como criterio de optimización global al estar asociado con el coste de explotación.

Tomando el modelo de la instalación presentado en el capítulo anterior con los valores identificados para los parámetros de los diferentes elementos, se ha procedido a realizar las simulaciones extendiendo el periodo de simulación a todo el verano de 2007, mostrando los resultados en la Tabla 22.

	TS	TC	TE	CT	TT	E		TS	TC	TE	CT	TT	E
	V1	V2	V3	V4	V5			V1	V2	V3	V4	V5	
1	0	0	0	0	0	V	17	1	0	0	0	0	V
2	0	0	0	0	1	NV	18	1	0	0	0	1	NV
3	0	0	0	1	0	NV	19	1	0	0	1	0	NV
4	0	0	0	1	1	NV	20	1	0	0	1	1	NV
5	0	0	1	0	0	V	21	1	0	1	0	0	V
6	0	0	1	0	1	NV	22	1	0	1	0	1	NV
7	0	0	1	1	0	NV	23	1	0	1	1	0	NV
8	0	0	1	1	1	NV	24	1	0	1	1	1	NV
9	0	1	0	0	0	V	25	1	1	0	0	0	V
10	0	1	0	0	1	NV	26	1	1	0	0	1	V
11	0	1	0	1	0	V	27	1	1	0	1	0	V
12	0	1	0	1	1	NV	28	1	1	0	1	1	V
13	0	1	1	0	0	V	29	1	1	1	0	0	V
14	0	1	1	0	1	NV	30	1	1	1	0	1	V
15	0	1	1	1	0	NV	31	1	1	1	1	0	V V
16	0	1	1	1	1	NV	32	1	1	1	1	1	

Tabla 22: Casos válidos y no válidos con el espacio muestral máximo.

Analizando los datos obtenidos para el rango de variación indicado en la Tabla 21, se ha llegado a que no se dispone de un espacio muestral completo ya que hay puntos que están fuera de las condiciones de operación del sistema debido a que el evaporador aporta menos energía de la que demanda la zona acondicionada. Se ha introducido una columna que indica el estado (E), como V (válido), y por lo tanto el evaporador llega a cubrir la

demanda, o NV (no válido) en los casos en los que la energía de evaporador es inferior a la demanda, estando estos casos además marcados en color rojo y cursiva.

En la Tabla 22 se puede observar que cuando el valor de temperatura de generador es igual a 75 °C, tanto si se alimenta desde solar ($V1=0$) como si se alimenta desde caldera ($V2 = 0$), la instalación no es capaz de cubrir la demanda excepto en el caso 5, en el que las condiciones que establecen el resto de variables son capaces de compensar un valor tan bajo de temperatura de generador. Para ello es necesario que la temperatura de evaporador ($V3=1$) sea igual a 17 °C, que la torre sea de muy buena calidad con un valor de 5 °C ($V4=0$) y que la temperatura de condensación ($V5=0$) se corresponda con las condiciones más bajas posibles, en este caso 24 °C estando fuera de los límites establecidos por el fabricante, sin embargo, cuando la temperatura de generador alcanza valores más elevados, independientemente del resto de casos la instalación, es capaz de cubrir la demanda.

El tener un espacio incompleto no permite el análisis factorial con estos límites y por ello se han refinado de forma que se cubra la totalidad del espacio muestral bajo dos posibles escenarios:

- Espacio muestral 1: establece los límites más amplios posibles en el que los puntos extremos permiten cubrir toda la demanda sin tener en cuenta el estado interno de la enfriadora. Destacar que TRNSYS a través de su modelo type 107 no identifica los puntos de cristalización ya que para ello es necesario complementar el estado de operación con el diagrama de Dürhing, identificando el estado interno de la enfriadora.
- Espacio muestral 2: aprovechando el modelo desarrollado en el apartado 3.4.4, se ha refinado el espacio muestral a los puntos que permiten cubrir la demanda y evitar además la cristalización.

Espacio muestral 1: Cubre la demanda, pero puede haber cristalización

Se han buscado los valores más bajos de temperatura de generador con aporte solar y con aporte de caldera con los que la instalación es capaz de cubrir toda la demanda. Los valores límites de operación obtenidos en estas condiciones se muestran en la Tabla 23.

En este primer refinamiento se ha mantenido el rango completo de variación de la temperatura de condensación, además se ha considerado el valor más alto de temperatura de evaporador con el que las curvas de operación de la máquina mostrados en la Figura 74 mantienen las máximas prestaciones y se pueden conseguir potencias razonables en sistemas radiantes, siendo este valor de 14 °C.

Destacar que para $V1 = V2 = 95$ °C, $V3= 8$ °C con $V4=5$ °C y $V5 = 24$ °C, es un punto en el que se produce cristalización.

Variables		0	1
V1	Temperatura generador solar	80,00	95,00
V2	Temperatura generador caldera	83,00	95,00
V3	Temperatura evaporador	8,00	14,00
V4	Calidad de torre	5,00	15,00
V5	Temperatura condensador	24,00	31,00

Tabla 23: Valores límite de variables que garantizan la producción.

A continuación se muestran las gráficas de influencia de las diferentes variables sobre cada uno de los indicadores de explotación establecidos anteriormente.

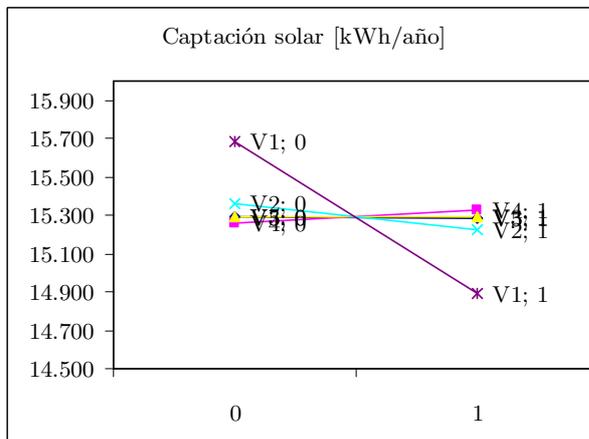


Figura 29: EM1 Captación solar.

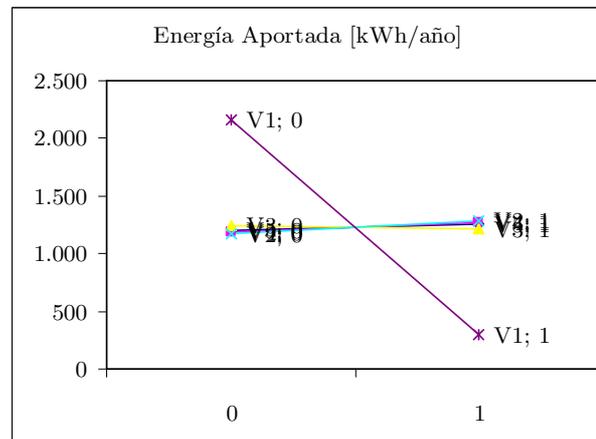


Figura 30: EM1 Energía aportada.

Sobre el indicador de captación solar anual mostrado en la Figura 29, la variable que tiene una mayor influencia es V1 (la temperatura de aporte solar al generador) que alcanza valores de 792 kWh de diferencia entre los dos límites establecidos. Sin embargo, la temperatura de generador cuando se alimenta de caldera (V2), no afecta de manera importante. Como es de esperar, la producción solar está condicionada al nivel térmico que alcancen los depósitos, afectando al rendimiento de los captadores. Con valores más bajos, el rendimiento es mejor y la captación solar aumenta.

Sobre el indicador de energía aportada anual por la instalación solar mostrado en la Figura 30, también la variable que mayor influencia presenta es V1 que establece diferencias de 1.857 kWh. Es una consecuencia acoplada con el caso anterior. Si la temperatura de generador desde solar es más baja, hay una mayor oportunidad por parte del sistema de poder aportar energía y por lo tanto, también, una menor temperatura media de acumulación que favorece la captación solar y el aporte desde depósitos.

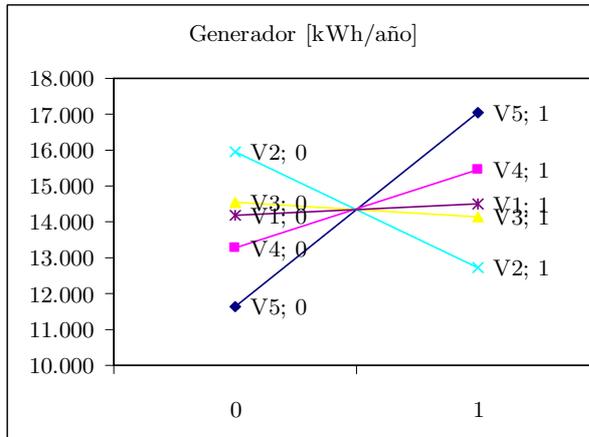


Figura 31: EM1 Energía generador anual.

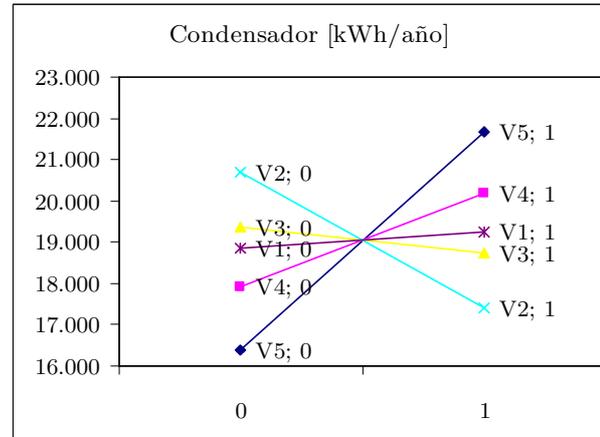


Figura 32: EM1 Energía condensador anual.

Sobre el indicador de energía aportada al generador mostrado en la Figura 31, la variable que más influencia presenta es la temperatura de condensación (V5) con un valor de 5.397 kWh/año, siendo también influyentes la temperatura de aporte de caldera (V2) 3.244 kWh y la calidad de la torre (V4) 2.184 kWh. Como se ha indicado anteriormente con este espacio muestral se cubre toda la demanda, por lo que valores más bajos de energía aportada al generador son síntoma inequívoco de una mayor EER y por lo tanto unas mejores condiciones de funcionamiento. Estas se producen cuando la temperatura de evaporador y la calidad de torre tienen valores más bajos, y la temperatura de generador desde caldera es más elevada. Por otro lado destacar que la temperatura de evaporador no presenta una gran influencia.

Sobre el indicador de energía aportada al condensador mostrado en la Figura 32, el comportamiento es semejante al del caso anterior, siendo V5 con 5.286 kWh la variable que mayor influencia presenta siendo (V2) con 3.270 kWh/año y (V4) 2.246 kWh/año las dos variables que las siguen. La explicación es análoga ya que un mejor rendimiento de la enfriadora lleva una menor necesidad de disipación en torre y por lo tanto a valores más bajos de energía en condensador.

Sobre el indicador de energía aportada por el evaporador mostrado en la Figura 33, la influencia en general de todas las variables es reducida ya que está condicionada a la demanda y esta es constante, siendo la que tiene mayor efecto relativo V3 que es la propia temperatura de evaporador con una variación máxima de 137 kWh/año, siendo V1 (temperatura de generador solar) con una diferencia de 124 kWh/año la segunda más influyente. Destacar que V4 (calidad de torre) es completamente neutra y no tiene efecto alguno sobre este parámetro. El emplear temperaturas mayores de evaporador permite aumentar la energía aportada, así como elevar las temperaturas de aporte al generador, tanto cuando se alimentan de solar como de caldera, haciendo al sistema más insensible a la calidad del condensador adiabático.

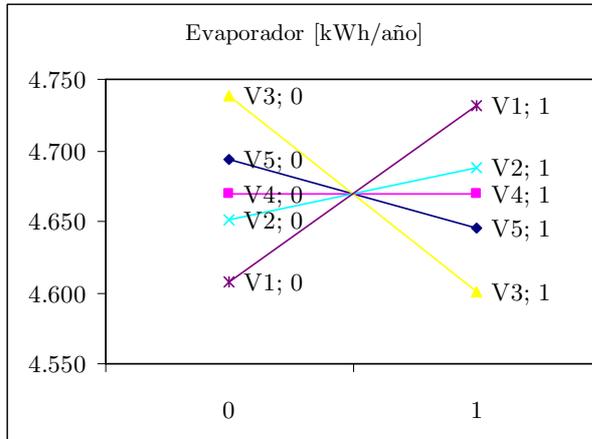


Figura 33: EM1 Energía evaporador anual.

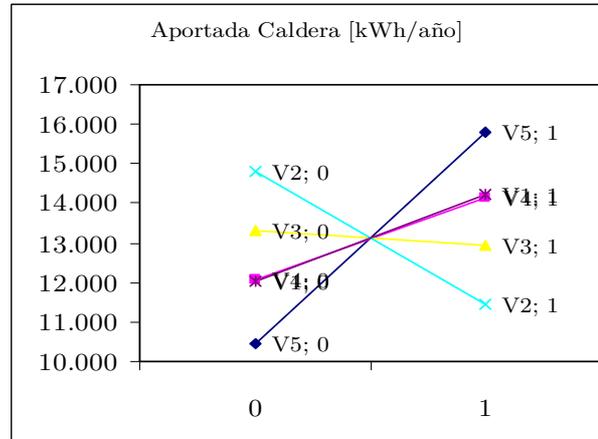


Figura 34: EM1 Energía aportada caldera.

Sobre el indicador de energía aportada por caldera mostrado en la Figura 34 que como se ha indicado anteriormente es el parámetro más importante a la hora de optimizar el funcionamiento de la instalación, interesa que sea lo menor posible ya que hay una correlación económica directa. La variable que presenta una mayor influencia es V5 (temperatura de condensador) con un valor de 5.345 kWh. La siguiente variable más influyente es V2, (temperatura de caldera) con un valor de 3.366 kWh/año. Estas dos variables, por lo tanto, son las más importantes a la hora de establecer las condiciones de operación de la instalación. Ambas están ligadas con el rendimiento de la enfriadora. Destacar, por otro lado, que V1 y V4 presentan un nivel relativo de influencia prácticamente idéntico.

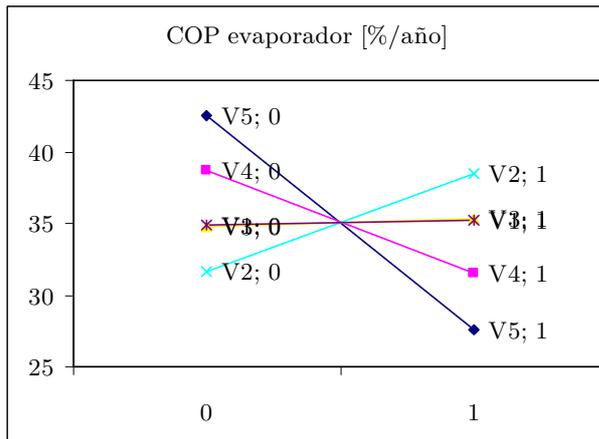


Figura 35: EM1 COP enfriadora.

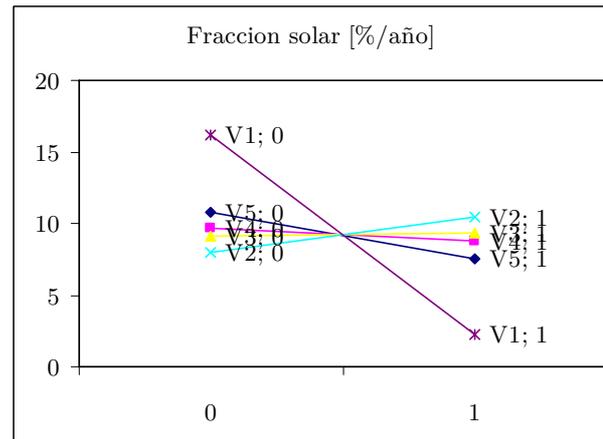


Figura 36: EM1 Fracción solar.

Sobre el indicador de rendimiento de la enfriadora de absorción mostrado en la Figura 35, la variable que mayor efecto tiene es la V5 (temperatura de condensador) con una variación del 15 % seguida de V4 (calidad de torre) con 7,24 % y V2 (temperatura de

caldera) con 6,85%. Por otro lado, destacar que tanto V1 como V3 tienen un efecto neutro sobre esta variable. Los resultados anteriores confirman que para mejorar exclusivamente el rendimiento de la enfriadora se dispone de dos caminos:

- Aumentar el nivel térmico de aporte desde caldera.
- Reducir el nivel térmico del condensador mediante la instalación de condensadores adiabáticos con valores más bajos de calidad de torre (valores más reducidos de temperatura respecto de la de bulbo húmedo) y, de manera relacionada, reducir la consigna de temperatura de condensador lo más posible, siempre que no se ponga en riesgo la enfriadora.

Considerando el indicador de la fracción solar, entendida como la cantidad de energía aportada por la instalación solar al generador respecto de la total (el resto es aportada por la caldera), mostrada en la Figura 36, hay que tener en cuenta que es la consecuencia anidada de dos efectos: por un lado la cantidad de energía introducida en el generador y por otro lado la energía aprovechada desde la instalación solar; siendo un indicador de la cantidad de energía aportada por una y por otra. Se tiene que V1 (temperatura de generador solar) es la que presenta una mayor influencia que el resto con un valor de 13,89 %, indicando que la temperatura de aporte solar debe ser lo más baja posible. Ello es lógico ya que ello aumenta la captación y el aporte solar.

Indicador	VMI	VSI
Captación solar anual	V1	V2
Energía aportada anual	V1	V2
Energía aportada al generador	V5	V2
Energía disipada en el condensador	V5	V2
Energía extraída en el evaporador	V3	V1
Energía aportada caldera	V5	V2
COP enfriadora	V5	V4
Fracción solar	V1	V5

Tabla 24: Variables más influyentes en el Espacio Muestral 1.

En la Tabla 24 se resumen cuáles son las variables más importantes (VMI) y la segunda más importante (VSI) para cada uno de los indicadores de explotación. Como se puede apreciar hay dos familias de indicadores: por un lado se encuentran los asociados a la instalación solar, los cuales presentan a la variable de temperatura de generador con aporte solar como la más importante seguida de la temperatura de caldera; y por otro lado los indicadores asociados a la enfriadora, donde la temperatura de condensación (V5) es la

más influyente, excepto en la energía aportada en evaporador que depende de su temperatura particular (V3).

Espacio muestral 2: Cubre la demanda, y no hay cristalización

Los límites establecidos para el espacio muestral 1 incluyen puntos de operación en los que la enfriadora puede cristalizar y por lo tanto es el más amplio que puede tenerse con el que cubrir la demanda. Sin embargo temperaturas muy bajas de condensación y evaporador, unidos a valores elevados de generador pueden provocar que haya cristalización a la salida del intercambiador de recuperación de la enfriadora. En concreto si la temperatura de condensador se establece en 24 °C, con 8 °C en evaporador y 95 °C en generador es un punto no admisible. Por ello y puesto que el rango de temperatura de condensación que establece el fabricante está entre 26 °C y 31 °C se ha decidido fijar este rango y analizar cuales son los límites de las otras dos variables (evaporador y generador) que evitan la cristalización.

Para el establecimiento de estos límites se ha procedido al empleo del modelo interno de enfriadora mostrado en el epígrafe 3.4.4, pero en condiciones límite de operación en la que los puntos sobre el diagrama de Dürhing que caracterizan las variables internas para cada uno de los tres intercambiadores se corresponden con las temperaturas más desfavorables, siendo éste un criterio conservativo ya que los valores internos deberían ser más extremos que estos.

Además, como se vio en dicho apartado para el modelo de la enfriadora es necesario establecer unos valores de COP (EER) y potencia que definan al Type 107. Para la identificación de los puntos de cristalización se han tomado los valores del modelo identificados sobre la instalación real en vez de los nominales indicados por el fabricante, mostrados en la Tabla 12.

En estas condiciones, en la Tabla 25 se muestra este segundo espacio muestral refinado con respecto al anterior. Si se comparan con los valores mostrados en la Tabla 23 se han reducido los límites de condensación y generador, así como la temperatura mínima de evaporador que ha tenido que ser aumentada hasta 9 °C.

Variables		0	1
V1	Temperatura generador	80,00	88,00
V2	Temperatura caldera	83,00	88,00
V3	Temperatura evaporador	9,00	14,00
V4	Calidad de torre	5,00	15,00
V5	Temperatura condensador	26,00	31,00

Tabla 25: Valores límite de variables que garantizan la producción sin cristalización.

A continuación se muestran las gráficas de influencia de las diferentes variables sobre cada uno de los indicadores de explotación establecidos anteriormente.

Sobre el indicador de captación solar anual mostrado en la Figura 37, la variable que tiene una mayor influencia vuelve a ser la temperatura de aporte solar al generador (V1) que alcanza valores de 821 kWh de diferencia entre los dos límites establecidos.

Sobre el indicador de energía aportada anual por la instalación solar, mostrado en la Figura 38, la variable que mayor influencia presenta es también la temperatura de aporte solar al generador (V1) que permite diferencias de 1.857 kWh entre los límites establecidos.

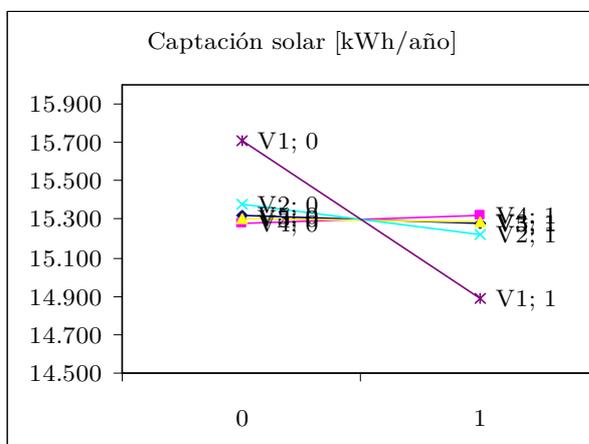


Figura 37: EM2 Captación solar.

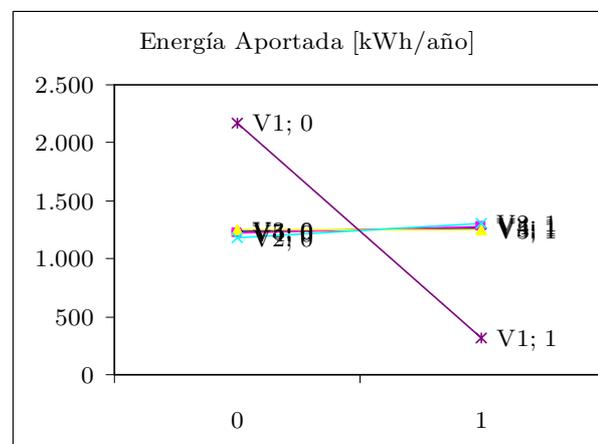


Figura 38: EM2 Energía aportada.

Sobre el indicador de energía aportada al generador mostrado en la Figura 39, la variable que más influencia presenta es la temperatura de caldera (V2) con un valor de 4.515 kWh/año, siendo también influyentes la temperatura de condensación (V5) 4.376 kWh y la calidad de la torre (V4) 1.404 kWh.

Sobre el indicador de energía aportada al condensador mostrado en la Figura 40, el comportamiento es semejante a la figura anterior, siendo la temperatura de condensación (V5) con 5.286 kWh la variable que mayor influencia presenta. Le siguen la temperatura de caldera (V2) con 3.270 kWh/año y la calidad de torre (V4) con 2.246 kWh/año.

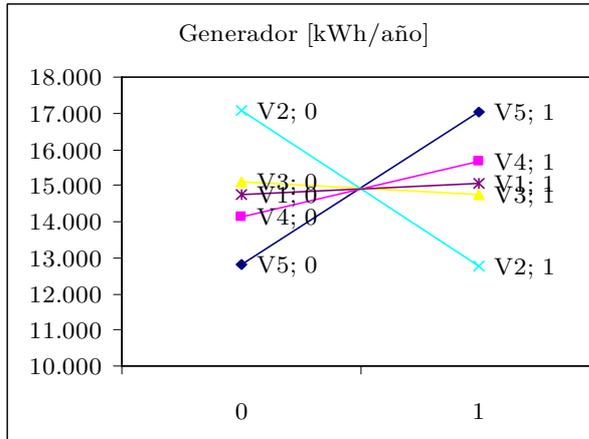


Figura 39: EM2 Energía generador anual.

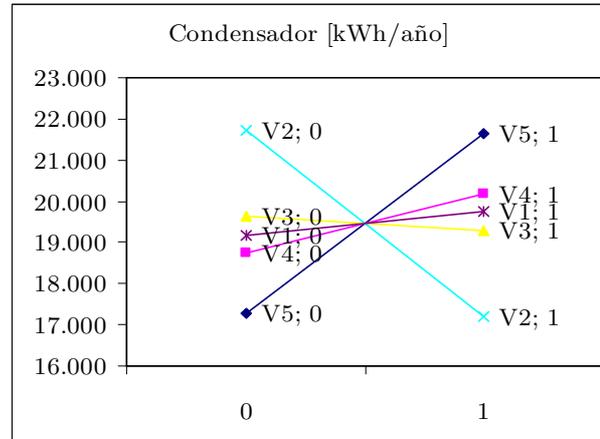


Figura 40: EM2 Energía condensador anual.

Sobre el indicador de energía aportada por el evaporador mostrado en la Figura 41, la variable que tiene mayor efecto es la temperatura de generador con solar (V1) con una diferencia de 122 kWh/año y la temperatura de evaporador (V3) con una variación máxima de 111 kWh/año.

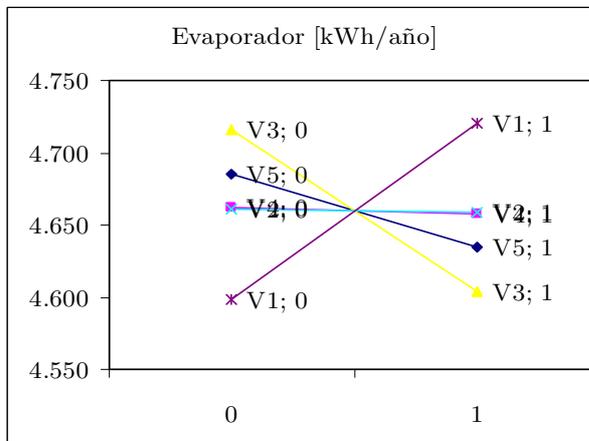


Figura 41: EM2 Energía evaporador anual.

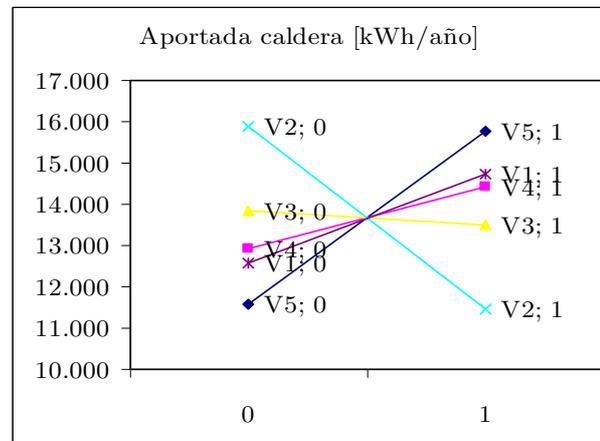


Figura 42: EM2 Energía aportada caldera.

Sobre el indicador de energía aportada por caldera mostrado en la Figura 42, la variable que presenta una mayor influencia es la temperatura de caldera (V2) con un valor de 4.410 kWh/año y la segunda más influyente es la temperatura de condensador (V5) con un valor de 4.175 kWh.

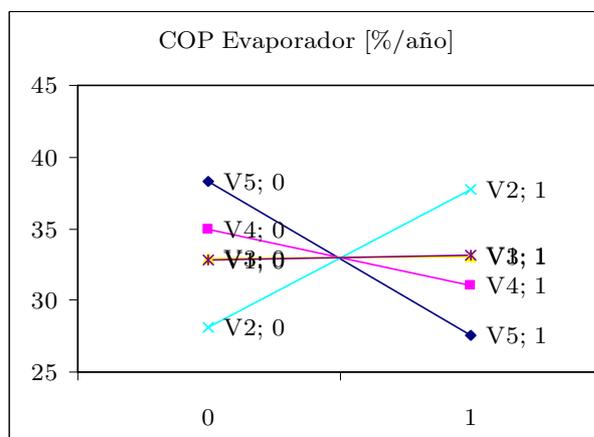


Figura 43: EM2 COP enfriadora.

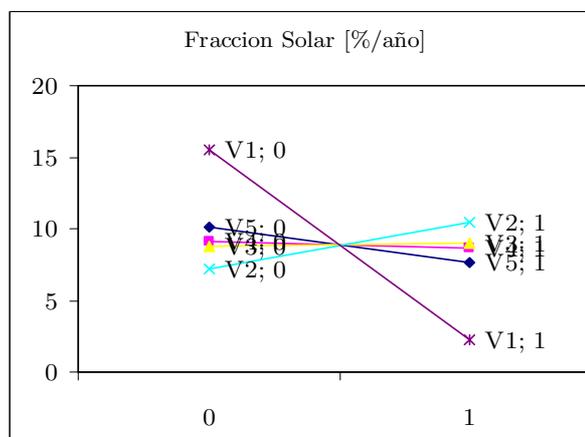


Figura 44: EM2 Fracción solar.

Sobre el COP (EER) de la enfriadora de absorción mostrado en la Figura 43, la variable que mayor efecto tiene es la temperatura de condensador (V5) con una variación del 10,68%, seguida de la temperatura de caldera (V2) con 9,62 %.

Sobre el indicador de la fracción solar mostrado en la Figura 44, se tiene que la temperatura de generador solar (V1) es la que presenta una mayor influencia que el resto con un valor de 13,20 %/año.

De forma análoga, se muestra en Tabla 26 las variables más influyentes para cada uno de estos parámetros de diseño.

Indicador	VMI	VSI
Captación solar anual	V1	V2
Energía aportada anual	V1	V2
Energía aportada al generador	V2	V5
Energía disipada en el condensador	V2	V5
Energía extraída en el evaporador	V1	V3
Energía aportada caldera	V5	V2
COP enfriadora	V5	V2
Fracción solar	V1	V2

Tabla 26: Variables más influyentes en el Espacio Muestral 2.

Comparación de resultados

Se ha considerado interesante comparar los resultados obtenidos en los dos espacios, con el fin de poder deducir cual es la tendencia que siguen los parámetros de estudio indicados

anteriormente al variar la temperatura de condensador y generador. Destacar que la mayor amplitud del espacio muestral 1 le hace más interesante para maximizar la influencia de cada una de las variables sobre los parámetros establecidos y aporta más información. La comparación de estos valores con respecto al espacio muestral 2 dará el nivel de influencia cruzado con respecto a cambios en la temperatura de condensador y generador.

En las tablas siguientes se muestran los valores obtenidos para cada espacio muestral. En la tercera fila de cada indicador se tiene el valor absoluto de la diferencia entre ellos, indicando la importancia que sobre cada variable ha tenido la variación entre los dos espacios muestrales. Fundamentalmente ha afectado a las temperaturas de condensador y generador. Como se verá más adelante, son los elementos sobre los que se va a incidir para la regulación de las instalaciones de refrigeración solar. Destacar que variaciones grandes de variables con poca influencia sobre el indicador, no implican grandes efectos sobre su valor de variabilidad. Hay que tener en cuenta el rango de variación de cada una de ellas.

El efecto que tiene el cambio de espacio muestral sobre los indicadores específicos de la instalación solar se muestran en la Tabla 27, siendo V1 la variable clave de: captación solar anual, energía aportada anual y fracción solar. Como se ha podido ver, el efecto relativo que tiene sobre V1 el cambio de espacio muestral es muy pequeño. El efecto relativo que tiene sobre todas las demás variables V2, V3 V4 y V5 es importante según el caso, pero el peso relativo de estas sobre cada uno de los tres indicadores de estudio es pequeño como se ha podido ver, siendo, también por ello, el efecto del cambio muestral despreciable. Por lo que se puede concluir que la variación de los valores entre los dos espacios muestrales tiene poco efecto sobre las variables de la instalación solar. A modo de ejemplo, el aumento de la temperatura de aporte solar al generador de 88 °C a 95 °C no es significativo, debido a que el rendimiento y la producción solar ya está suficientemente penalizado en el valor más bajo.

Indicador	EM	V1	V2	V3	V4	V5
Captación solar anual [kWh/año]	EM1	-792	-133	-2	72	-9
	EM2	-821	-160	-15	46	-46
	DIF	29	27	14	26	37
Energía aportada anual [kWh/año]	EM1	-1.857	122	-26	95	51
	EM2	-1.857	121	-3	58	26
	DIF	0	1	23	37	25
Fracción solar	EM1	-13,89	2,51	0,20	-0,95	-3,24
	EM2	-13,20	3,26	0,26	-0,52	-2,46
	DIF	0,69	0,75	0,06	0,43	0,78

Tabla 27: Comparación de espacios muestrales sobre las variables del campo solar.

En la Tabla 28 se muestran los datos correspondientes a los indicadores asociados a la máquina de absorción, donde se puede apreciar que el cambio de límites en los espacios muestrales sí tiene efecto. En concreto tiene gran influencia sobre la temperatura de caldera (V2) la energía aportada en generador, la energía aportada en condensador y el COP (EER). Sobre la calidad de la torre (V4) es la variable más afectada y sobre la temperatura de condensación (V5). En el segundo espacio muestral la temperatura de caldera V2 gana peso frente a las dos variables de condensación.

A modo de ejemplo, la energía aportada en el generador o la aportada en caldera con el espacio muestral 1 se tiene que la variable con un mayor peso es V5, sin embargo la reducción de su rango de variación en el espacio muestral 2 hace que esta variable pase a un segundo lugar frente a la temperatura de caldera V2 que se convierte en la más influyente.

Comparando las Tabla 24 y Tabla 26 se puede ver en la Tabla 28 cómo en las energías aportadas al generador y condensador hay un intercambio en las posiciones de variables más influyentes entre V2 y V5. Lo mismo ocurre en la energía aportada en evaporador con las variables V1 y V3.

Indicador	EM	V1	V2	V3	V4	V5
Energía aportada al generador [kWh/año]	EM1	330	-3.244	-412	2.184	5.397
	EM2	285	-4.289	-366	1.559	4.202
	DIF	45	1.045	46	625	1.195
Energía disipada en el condensador [kWh/año]	EM1	393	-3.270	-612	2.247	5.286
	EM2	558	-4.515	-327	1.404	4.376
	DIF	165	1.245	285	843	910
Energía extraída en el evaporador [kWh/año]	EM1	124	37	-138	0	-48
	EM2	122	-2	-112	-4	-51
	DIF	2	39	26	4	3
Energía aportada caldera [kWh/año]	EM1	2.187	-3.367	-386	2.089	5.346
	EM2	2.142	-4.410	-363	1.501	4.175
	DIF	45	1.043	23	588	1.171
COP respecto a evaporador	EM1	0,30	6,85	0,54	-7,24	-14,94
	EM2	0,38	9,62	0,10	-3,97	-10,68
	DIF	0,08	2,77	0,44	3,27	4,26

Tabla 28: Comparación de espacios muestrales sobre las variables de la enfriadora

Con respecto al COP de la enfriadora, indicar que la segunda variable más importante pasa de V4 a V2, manteniéndose V5 como la variable más influyente. Con la fracción solar ocurre algo semejante, de forma que la segunda variable más influyente pasa a ser V2 en vez de V5.

Del estudio anterior se puede concluir que las dos variables clave en la explotación de la instalación, son por un lado, la temperatura de generador solar (V1), la cual tiene efecto sobre los indicadores de explotación relativos a la instalación solar arrojando mejores valores cuanto más bajo es este valor, y por otro lado, la temperatura de condensación, con un impacto importante si este valor es bajo o una importancia compartida junto con la temperatura de caldera si la temperatura de condensación es más elevada. Cualquier estrategia de control de este tipo de instalaciones debería, por lo tanto, centrarse en el establecimiento adecuado de estos valores de operación.

4.2.2 Condiciones óptimas

A partir del diseño de experimentos realizado anteriormente se han ido obteniendo pistas sobre las mejores condiciones de diseño y operación que deberían ser aquellas con las que se minimiza el aporte de caldera en base a los criterios establecidos.

En la Tabla 29 se indican los valores de las variables para el caso base mostrados a finales del capítulo 3.5 comparados con los que permiten obtener el menor aporte de energía de caldera.

A la vista de la Figura 42, las variables deben tener los siguientes valores para minimizar el aporte de energía en caldera: V1 lo menor posible, V2 lo mayor posible, V3 lo mayor posible, V4 lo menor posible y V5 los menor posible. Hay una condición por encima de ellas que es la comprobación de que no se produce cristalización.

	VARIABLES	BASE ÓPTIMO	
V1	Temperatura generador	75	75
V2	Temperatura caldera	85	88
V3	Temperatura evaporador	9	14
V4	Calidad de torre	10	5
V5	Temperatura condensador	26,50	24,00

Tabla 29: Valores de la instalación base y óptimos que minimizan el aporte de caldera.

Tomando como base el modelo de la instalación de CARTIF y los valores de las variables mostrados en Tabla 29, se ha simulado el modelo en condiciones base (primera fila) y con los parámetros óptimos (segunda fila) siendo posible el visualizar el margen de mejora

disponible. Previamente, se ha verificado la no cristalización en la que la elevada temperatura de evaporador hace de elemento protector.

	Incidente [kWh]			Captación solar [kWh]		
	Vacío	Planos	Total	Vacío	Planos	Total
Caso Base	30.360,00	33.000,00	63.360,00	7.053,00	9.766,00	16.819,00
Caso Óptimo	30.360,00	33.000,00	63.360,00	7.097,00	9.784,00	16.881,00

Tabla 30: Comparación de captación solar caso base con óptimo.

	Primario intercambiador [kWh/día]			Secundario intercambiador [kWh/día]		
	Vacío	Planos	Total	Vacío	Planos	Total
Caso Base	5.706,97	8.060,68	13.767,65	5.010,33	7.492,97	12.503,30
Caso Óptimo	5.568,60	7.870,01	13.438,62	4.888,85	7.315,73	12.204,59

Tabla 31: Comparación de intercambiador entre caso base y óptimo.

	Aportada [kWh/día]	Acumulada [kWh/día]	Enfriadora por absorción [kWh/día]	Generador	Condens. Evapor.	Usos
	Caso Base	4.330,00	8.173,30	21.073,00	25.977,00	4.903,00
Caso Óptimo	3.445,00	8.759,59	8.982,00	13.650,00	4.668,00	4.343,00

Tabla 32: Comparación de aportada, acumulada y absorción entre caso base y óptimo.

	COP Evaporador [%]	COP usos [%]	Fracción solar [%]	COP solar [%]	Energía caldera kWh/año
	Caso Base	23,27	20,61	20,55	1,41
Caso Óptimo	51,97	48,35	38,35	2,63	5.537,00

Tabla 33: Comparación de parámetros de explotación entre el caso base y óptimo.

Se obtiene que la mínima demanda de caldera es 5.537 kWh frente a los 16.744 kWh del caso base. Para ello es necesario aumentar ligeramente la temperatura de caldera, emplear suelo radiante en vez de ventilosconvectores, instalar una torre de alta calidad y finalmente, operar con temperaturas de condensador de 24 °C.

4.2.3 Ratio potencia/superficie frente al Building Ratio Load (BRL)

Uno de los indicadores más importantes a la hora de dimensionar las instalaciones de refrigeración solar es el establecimiento del ratio entre la superficie del campo solar y la

potencia nominal de la enfriadora. De manera estricta este ratio debe venir dado a partir del dimensionado en función de las condiciones particulares de demanda, climatología y equipos, pero, en cualquier caso, un campo excesivamente grande originará sobretemperaturas y por ello un menor aprovechamiento de la instalación y un campo insuficiente no será capaz de mantener un suministro adecuado de frío a la demanda.

En las instalaciones de refrigeración solar la radiación y la temperatura ambiente son factores que afectan tanto a la demanda de los edificios como a la disponibilidad de energía en la instalación. Por ello se considera interesante la división de la demanda total en dos partes: una debida a la climatología y otra debida a la carga interna. Para ello se ha realizado una simulación sobre el modelo de CARTIF considerando que no hay carga interna y se ha obtenido una demanda de refrigeración de 640 kWh durante el periodo estival debida exclusivamente a la climatología y a las características del edificio, las cuales en principio no cambian (cerramientos, inercia, etc.).

En estas condiciones se ha definido el ratio BRL en un periodo de tiempo (Building Ratio Load) como la fracción de la demanda debida a las condiciones exteriores respecto a la demanda total. Cuanto mayor sea este indicador con valores más próximos a la unidad, indicarán situaciones de mayor dependencia de la demanda respecto a las condiciones exteriores, y, por lo tanto, es de esperar que la instalación de refrigeración solar y la curva de demanda tengan un mejor acoplamiento. Algunos parámetros afectados por este ratio son:

- El almacenamiento necesario. Parece lógico que ante un mayor nivel de acoplamiento entre la demanda y la generación las necesidades de almacenamiento sean menores debido a que la instalación responde de manera inmediata a la demanda con la energía disponible ya que el desequilibrio entre generación y demanda será pequeño.
- Rendimiento: el aprovechamiento de la energía producida se realizará de manera inmediata de forma que la instalación será más eficiente trabajando a temperaturas menores, de forma que habrá menos sobretemperaturas y se reducirán los costes de mantenimiento e inversión.

Con el fin de simplificar el estudio, la instalación solar simulada se ha reducido a un único campo de captadores planos con la misma eficiencia que la de la instalación real. El resto de elementos se han configurado en función del área de captadores de forma que los caudales en primario y secundario se han establecido en $50 \text{ kg/h} \cdot \text{m}^2$, el almacenamiento solar en 50 l/m^2 separados en dos depósitos y un sistema de regulación convencional.

Estudio de BRL con valores de energía

Para evaluar el efecto sobre las variables de explotación del ratio de la potencia nominal de la instalación (potencia de evaporador) entre la superficie de captación instalada, se han considerado 6 niveles de demanda variando la carga interna del modelo y relacionado este valor con el caso sin demanda interna, de forma que se tienen 6 valores diferentes de BRL.

Para cada uno de estos perfiles de demanda se ha realizado un barrido de superficie solar manteniendo constante la potencia de la enfriadora, de forma que se tiene un ratio variable entre ambos potencia/superficie para cada valor de BRL, analizando cada uno de los parámetros de explotación. Los valores de superficie considerados son múltiplos de la potencia nominal de la enfriadora: 35 m², 52,5 m², 70 m², 87,5 m², 105 m², 122,5 m², 140 m², 175 m², 210 m².

Teniendo en cuenta que se tiene una demanda de 640 kWh/año debido exclusivamente a las condiciones exteriores, en la Tabla 34 se muestra el valor de demanda anual en kWh/año y el valor asociado de BRL.

Caso	Demanda interna	Demanda total	BRL
1	217	857	0,75
2	1.242	1.882	0,34
3	2.174	2.814	0,23
4	2.632	3.272	0,20
5	3.703	4.343	0,15
6	4.852	5.492	0,12

Tabla 34: Demanda y Building Ratio Load (BRL).

A continuación se muestran los resultados obtenidos. Destacar que las irregularidades en las curvas pueden ser debidas a diferencias de redondeo en las simulaciones. En cualquier caso, destacar que por encima de los valores concretos obtenidos en cada uno de los casos, con este análisis se pretende ver la tendencia de los diferentes indicadores de estudio.

En la Figura 45 se muestra que la relación entre la energía capturada y la superficie es prácticamente lineal para valores altos del BRL, mientras que conforme disminuye este valor, inicialmente la pendiente es mayor, con lo cual la instalación presenta una mayor captación por unidad de área, apareciendo un punto con un cambio de pendiente y acabando prácticamente todos los casos de forma paralela.

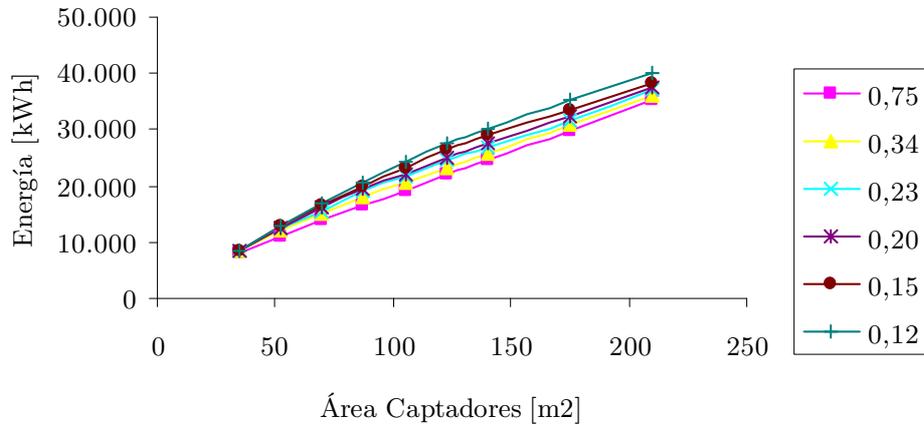


Figura 45 Energía capturada solar

Respecto a la energía aportada por la instalación, en la Figura 46 ocurre algo semejante. Para valores altos de BRL el aporte es prácticamente constante independientemente de la superficie, mientras que para valores más bajos se produce un aumento muy importante de la energía aportada, pasando a valores de saturación con superficies elevadas. Esto indica que hay un punto de saturación por encima del cual aunque se aumente la superficie el sistema no es capaz de aportar más energía, debiendo ser disipada en almacenamiento.

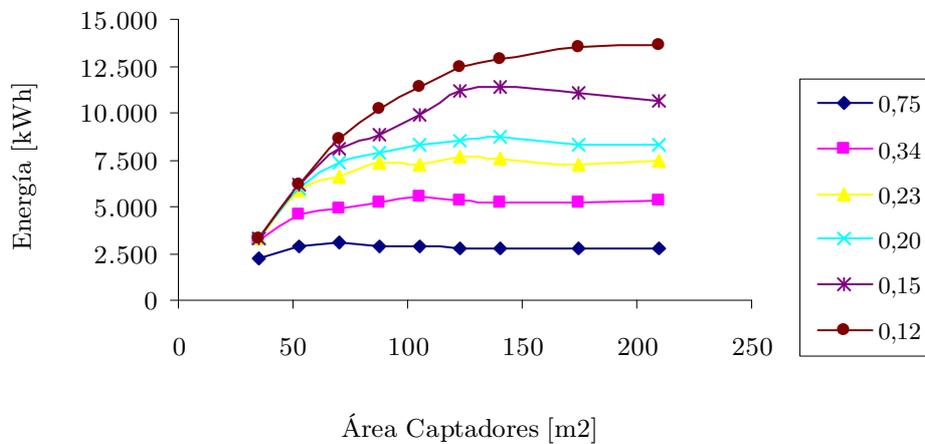


Figura 46: Energía aportada solar.

Con respecto a las energías de generador y condensador, mostradas en las Figura 47 y Figura 48, el comportamiento es muy semejante para todas las curvas, de forma que inicialmente hay una disminución de la energía y posteriormente el sistema se estabiliza. Conforme aumenta el valor de BRL el punto de saturación se produce a valores más bajos de superficie.

La energía producida en el evaporador, mostrada en la Figura 49, muestra un comportamiento constante de forma que la energía demandada es prácticamente independiente del área de captación.

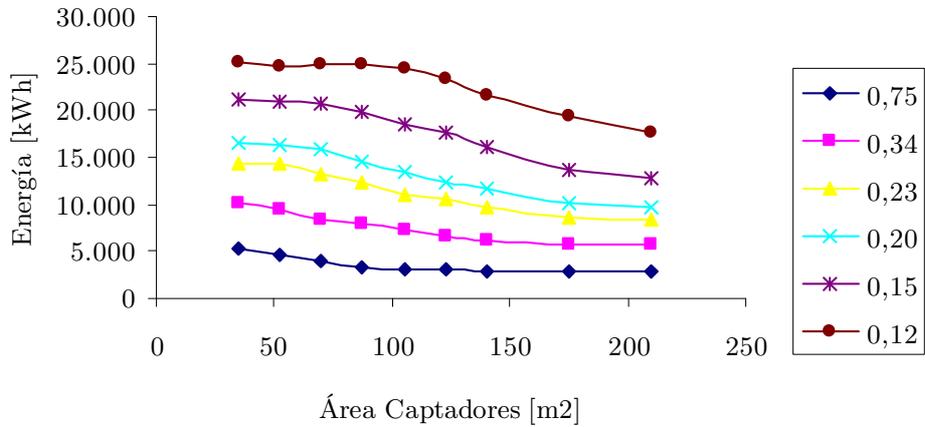


Figura 47: Energía generador.

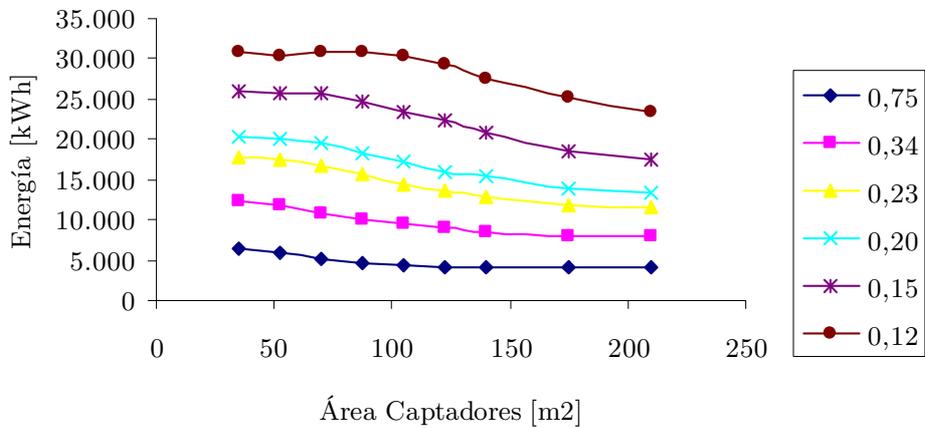


Figura 48: Energía condensador.

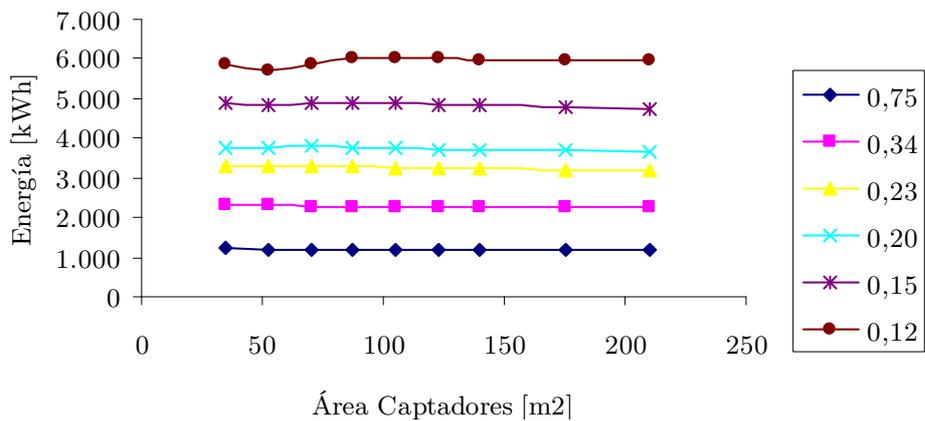


Figura 49: Energía evaporador.

La energía aportada por la caldera, como se puede ver en la Figura 50, tiene un comportamiento de exponencial negativo. De manera lógica, conforme aumenta la superficie menor es el aporte, habiendo un punto a partir del cual toda la demanda se cubre con solar. En este caso también hay un valor de saturación que disminuye conforme aumenta el valor del BRL.

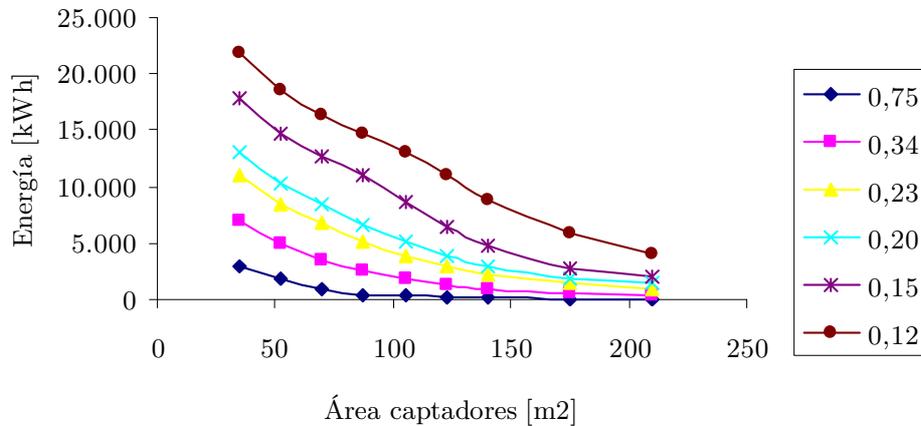


Figura 50: Energía caldera.

Estudio de BRL adimensional

En el estudio anterior se ha ido variando el BRL mediante la adición de cantidades variables de demanda interna, habiendo por ello en cada uno de los casos analizados una demanda diferente. Para poder mantener unas condiciones comparables se ha realizado la adimensionalización de los diferentes valores de energía en cada uno de los casos, calculando valores por unidad respecto a la demanda total para cada BRL mostrados en la Tabla 34 y relacionándoles con el ratio área/potencia de máquina, de forma que los resultados no dependan de los valores particulares de demanda.

Respecto a la captación solar, como se puede apreciar en la Figura 51, el comportamiento es lineal, siendo mayor la captación cuanto más alto es el valor de BRL.

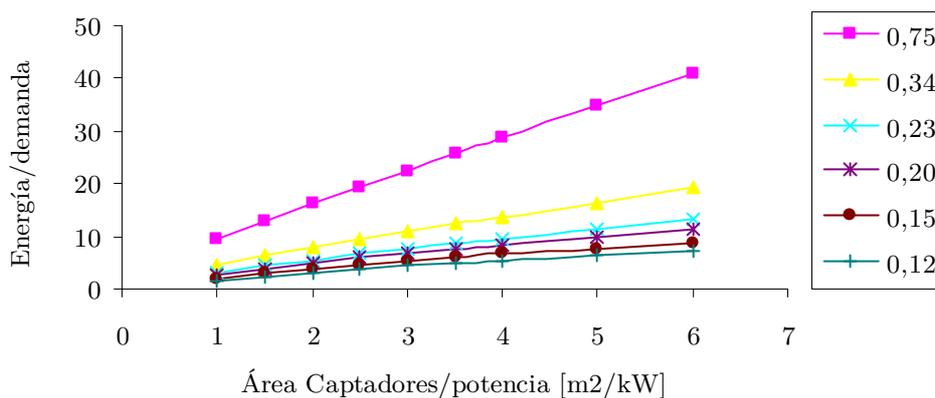


Figura 51: Captación solar adimensional.

Respecto a la energía aportada por la instalación solar, como se puede ver en la Figura 52, el comportamiento es muy semejante al de un sistema de segundo orden en el que valores bajos de BRL son sistemas sobre amortiguados, mientras que para valores elevados de

BRL el sistema pasa a subarmortiguado, presentando sobrepaso y con un máximo en torno a $2\text{m}^2/\text{kW}$.

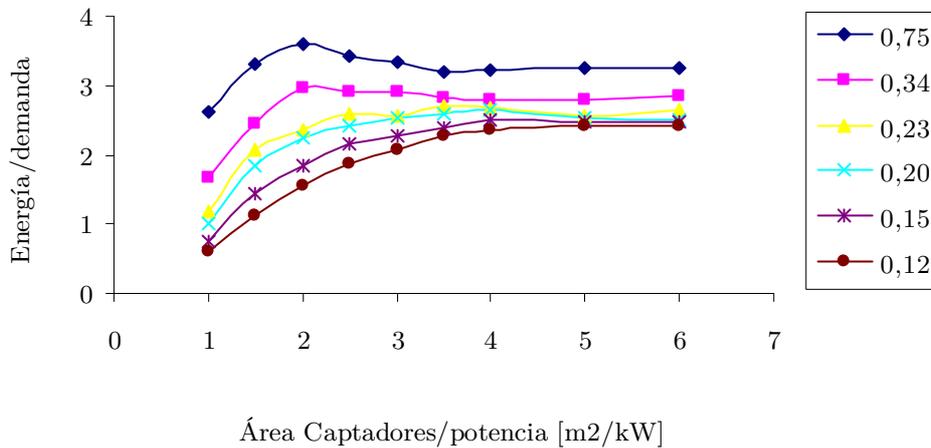


Figura 52: Aportada solar adimensional.

En la Figura 53 se puede ver la energía entregada al generador por unidad de energía demandada, en la que a $2\text{ m}^2/\text{kW}$ y a $4\text{ m}^2/\text{kW}$ se establecen dos puntos de corte entre las curvas con mayor y menor valor de BRL. Para valores inferiores a $2\text{ m}^2/\text{kW}$ y superiores a $4\text{ m}^2/\text{kW}$ hay una mayor necesidad de potencia en el generador con valores de BRL altos, mientras que para valores comprendidos entre ellos son los valores bajos de BRL los que tienen un ratio inferior.

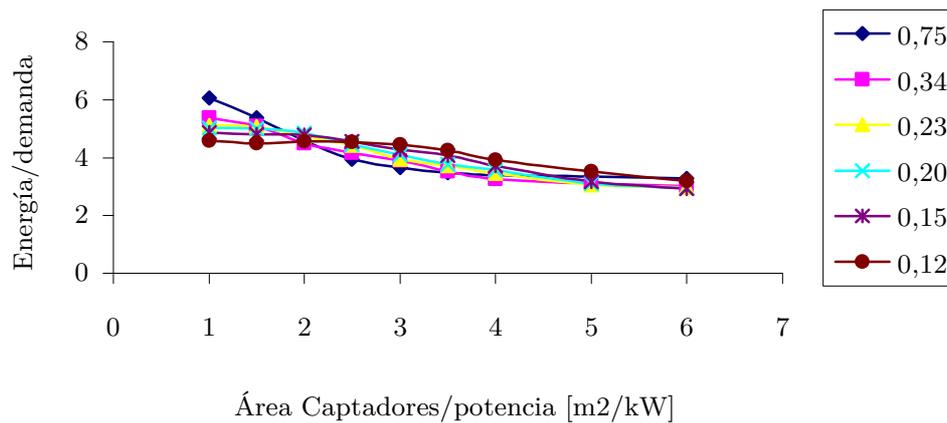


Figura 53: Energía generador adimensional.

En la Figura 54 se puede ver un comportamiento semejante, de forma que se pueden identificar también 3 zonas, con puntos de corte en $2\text{ m}^2/\text{kW}$ y $4\text{ m}^2/\text{kW}$.

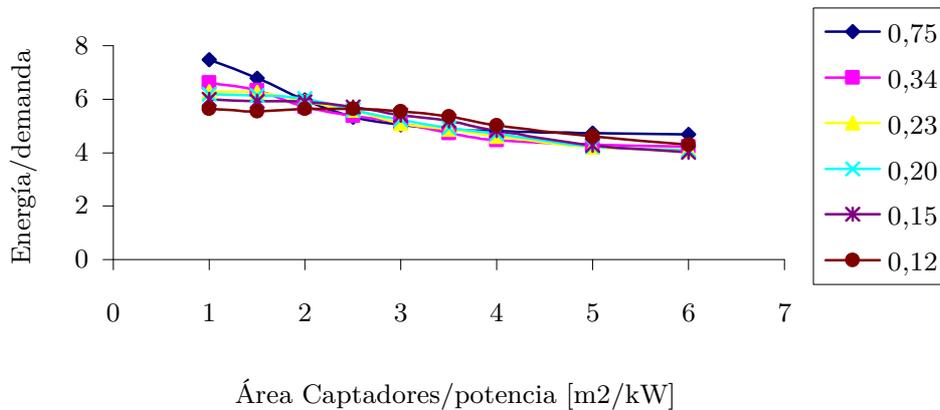


Figura 54: Energía condensador adimensional.

Respecto a la energía en el evaporador adimensional, mostrada en la Figura 55, destacar que es constante, independientemente de la superficie, presentando un comportamiento lineal. Destacar que para valores elevados de BRL la energía adimensional aportada por la instalación es mayor.

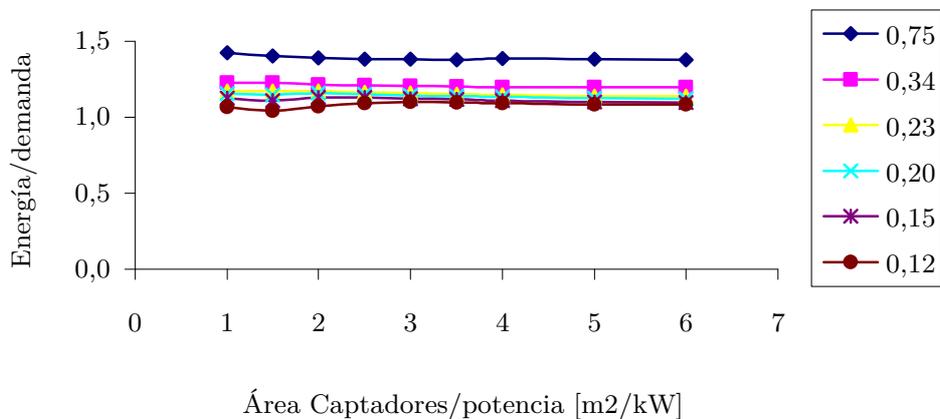


Figura 55: Energía evaporador adimensional.

El comportamiento que se muestra en la Figura 56 para la energía de caldera adimensional es muy semejante al que se pudo ver para la energía aportada por la caldera mostrada en la Figura 50, pero la lectura que se puede hacer en un caso y en el otro es diferente. En el primer caso, el aporte de energía era más bajo porque los valores de BRL alto tienen una demanda inferior. Sin embargo, al adimensionalizar, este comportamiento se sigue cumpliendo de forma que para valores altos de BRL la energía entregada en caldera por unidad de energía demandada es menor, habiendo un punto de inflexión aproximadamente entre 2 y 3 m²/kW para valores altos de BRL.

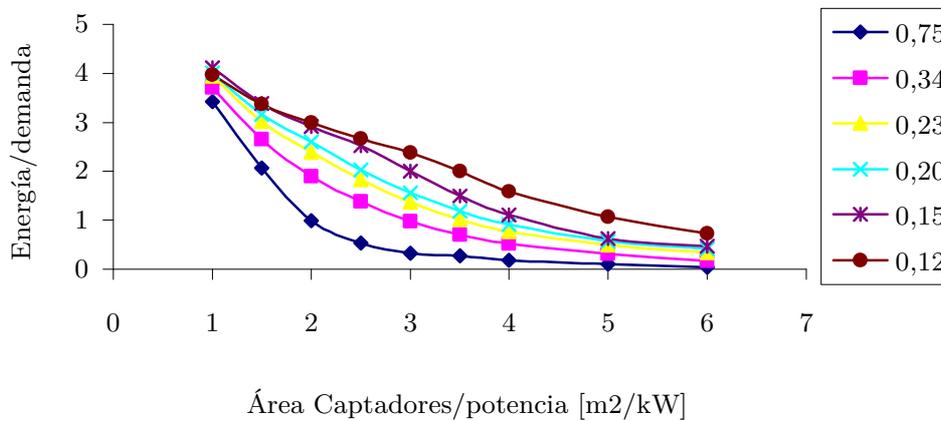


Figura 56: Energía caldera adimensional.

En la Figura 57 se muestra el rendimiento del campo de captadores. La forma es análoga a la que tenía respecto a la superficie. Para valores de BRL elevados, el mejor acoplamiento entre producción y demanda hace que el campo solar tenga un peor rendimiento conforme aumenta la superficie al producirse sobrecalentamientos.

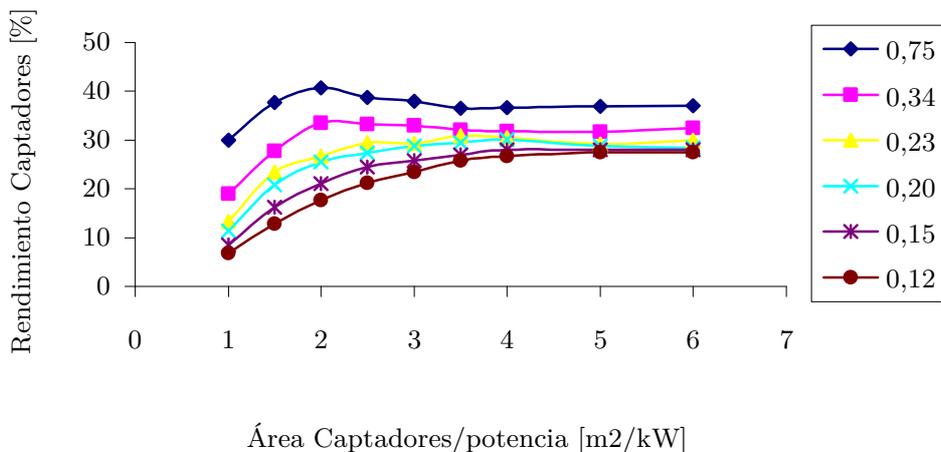


Figura 57: Rendimiento de captadores.

Con respecto al rendimiento de la enfriadora por absorción COP (EER) mostrado en la Figura 58, se puede ver como al aumentar el ratio de superficie de captadores, en todos los casos se produce una mejora del rendimiento, debido a que la temperatura media de almacenamiento aumenta y con ello la temperatura de generador y el rendimiento de la enfriadora. Notar que los mejores valores se producen con valores altos de BRL los cuales disponen de una carga más alineada con la disponibilidad solar. Comparando estos valores con los de la Figura 53 y la Figura 54, analizando la curva de BRL igual a 0,75 se pueden diferenciar también tres tamos:

- Para valores inferiores a 2 m²/kW los valores elevados de BRL tienen una mayor pendiente, presentando un punto de inflexión el BRL igual a 0,75.

- Por otro lado, se tiene que para valores superiores a 4 m²/kW hay una saturación de los valores elevados de BRL. Sin embargo, los valores bajos de BRL desplazan el punto de inflexión a hacia valores más altos de ratio de superficie, siendo de esperar que todas las curvas convengan en un valor de saturación en torno a un 45 % de rendimiento, lo cual indica que el sistema cubre toda la demanda como se vio en la Figura 56.
- Para ratios inferiores a 2 m²/kW y superiores 4 m²/kW, los valores altos de BRL como se vio en la Figura 53 y la Figura 54, disponen de una mayor demanda producida por una baja pendiente, aunque su rendimiento es mejor en todos los casos. Para valores inferiores a 2, esta mayor demanda se debe a un mejor aprovechamiento de la energía disponible, mientras que para valores superiores a 4, el mayor aporte de energía que se apreciaba en la Figura 53 y la Figura 54, se debe a una saturación más temprana del sistema con BRLs elevados que con BRLs bajos.

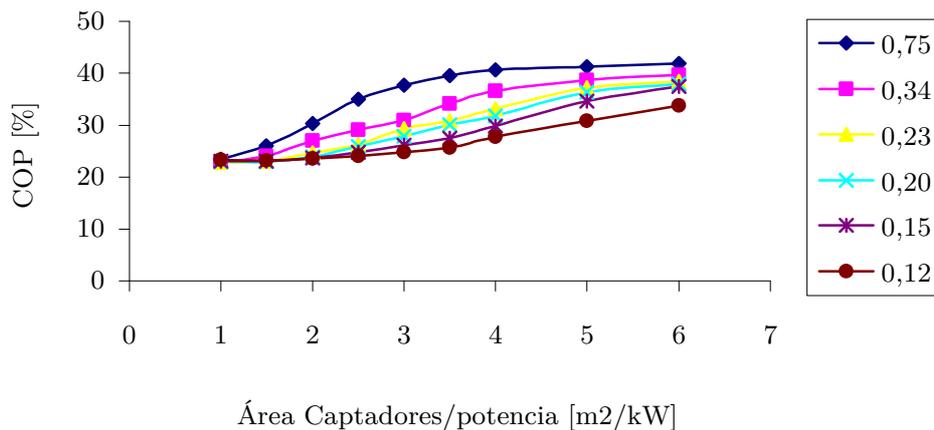


Figura 58: COP (EER).

En la Figura 59 se muestra la fracción solar. En todos los casos se puede ver como al aumentar la superficie solar, lógicamente, también lo hace la fracción solar. Para valores bajos de BRL, el aumento es más lento produciéndose la saturación para valores más altos de superficie unitaria, que para valores altos.

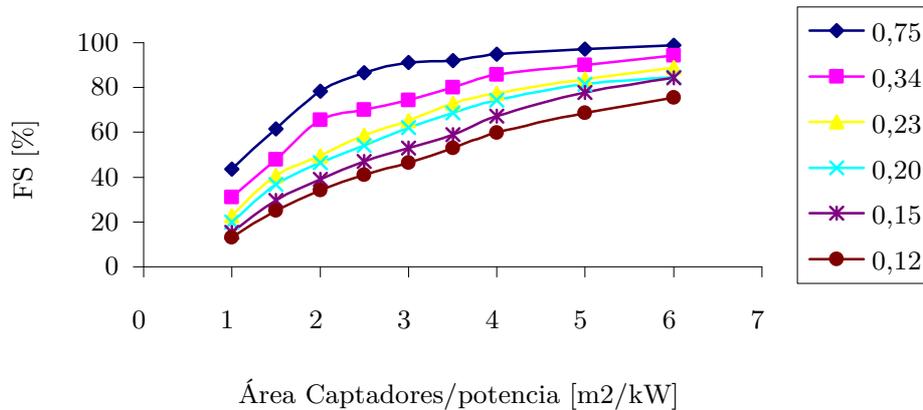


Figura 59: fracción solar.

De lo anterior se puede concluir que el disponer de instalaciones en los que el BRL sea elevado permitirá obtener un mejor rendimiento de la instalación a nivel de COP y de fracciones solares, siendo menor la necesidad de aporte de caldera. Sin embargo, valores bajos de BRL obligarán a disponer de un mayor almacenamiento para poder hacer frente a los desequilibrios entre la generación y la demanda. Se ha obtenido que el ratio entre 2 y 3 metros cuadrados de superficie por kilovatio de potencia en evaporador es el que mejor comportamiento presenta en instalaciones en los que haya una gran dependencia de la demanda con las condiciones exteriores, y que para valores en torno a 6 o 7 metros cuadrados por unidad de potencia de enfriadora prácticamente todas las curvas convergen, de forma que se cubre el 100 % de la demanda. Destacar, además, que este estudio se puede ver afectado por la climatología.

4.3 Análisis de suelo refrescante

A partir del estudio de sensibilidad de variables realizado anteriormente se ha puesto de manifiesto la importancia entre otras, de que la demanda y la producción estén lo más acopladas posible siendo interesante que el factor BRL sea próximo a la unidad. Esto se cumple en aquellos casos en los que la demanda debida a las condiciones climáticas externas sean elevadas frente a la carga interna, como puede ser el caso de grandes superficies acristaladas orientadas al sur expuestas al sol mediante vidrios con bajo factor solar y sin protección. En los casos en los que no haya este acoplamiento es necesario implantar almacenamiento para poder hacer frente a los desacoples. En estas situaciones el ejemplo de suelo refrescante se presenta como una forma de conseguirlo, además de que opera con temperatura del evaporador más alta, mejorando las prestaciones de la máquina de absorción ya que permite protegerla de la cristalización con el empleo de temperaturas de condensador más bajas de las indicadas por el fabricante.

En este apartado se va a realizar un estudio del comportamiento dinámico y energético del suelo refrescante, comparando resultados reales con el modelo de capa activa de TRNSYS-TRNBUILD y mostrar un ejemplo de acondicionamiento base-punta.

Para el estudio del comportamiento del suelo refrescante la zona acondicionada en este caso se corresponde con la parte del edificio en el que se aloja la División de Energía tal y como se describió en 3.2.2 la cual dispone de las siguientes características:

- La carga latente es reducida debido a la baja humedad relativa del aire exterior, lo cual permite mantener valores interiores por debajo del 50 % con la renovación de aire y con ello menores temperaturas de bulbo húmedo.
- Está acondicionada mediante un sistema dual suelo refrescante-enfriamiento por aire, por lo que permite probar una configuración base-punta.
- La demanda está en fase con la producción, ya que se dispone de una zona orientada hacia el sur-este con amplios acristalamientos, disponiendo por ello de un valor elevado de BRL.

Uno de los mayores riesgos en las instalaciones de suelo refrescante son las condensaciones, las cuales se pueden producir en dos puntos. Por un lado están las superficiales sobre el propio suelo, las cuales dependen de la temperatura de condensación del aire interior y la temperatura superficial. Por otro lado están las condensaciones intersticiales sobre el propio tubo de distribución de agua fría, las cuales no se van a visualizar y dependen de la temperatura de impulsión, de la permeabilidad del cerramiento y de la humedad relativa en el intersticio que aloja al tubo de distribución.

De forma previa a la simulación y con el fin de poder establecer el modelo, se han realizado una serie de pruebas sobre la instalación real los días 17, 18 y 19 de septiembre de 2008.

Para el establecimiento de la temperatura de impulsión es importante analizar las condiciones climáticas del emplazamiento. En la Figura 60 se muestran algunos de los datos recogidos por la estación meteorológica. Se puede observar la temperatura exterior en rojo. Mediante una carta psicrométrica con los datos de temperatura ambiente y la humedad relativa, se han calculado la temperatura de bulbo húmedo y se ha representado en rosa, así como la temperatura de rocío o condensación que se ve en azul.

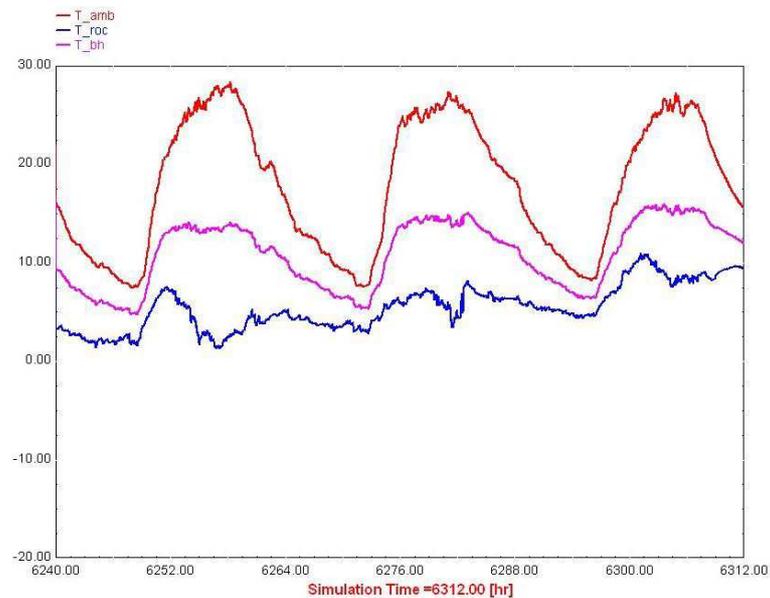


Figura 60: Temperaturas exteriores.

En la gráfica se puede observar:

- Los tres días son muy semejantes en cuanto a evolución de temperatura ambiente, con una ligera tendencia a disminuir la temperatura máxima.
- Hay una gran oscilación de temperatura diaria entre el día y la noche (20 °C)
- La temperatura de rocío está por debajo de 10 °C, lo que indica que el aire exterior dispone de una humedad relativa baja, y por lo tanto va a secar el aire interior mediante el aporte de renovación.

En la Figura 61 se muestra la radiación global horizontal en rojo, y la radiación sobre el cerramiento Sur-Este en color anaranjado. Como se verá más adelante la radiación que entra a través del acristalamiento tiene gran importancia en la carga interna que va a tener que vencer la instalación en la simulación, pero no tanto en el sistema real. Los tres días presentan un nivel de radiación semejante, sin bien destacar que el día 18 hubo más nubosidad como se pone de manifiesto por la tendencia errática de la radiación.

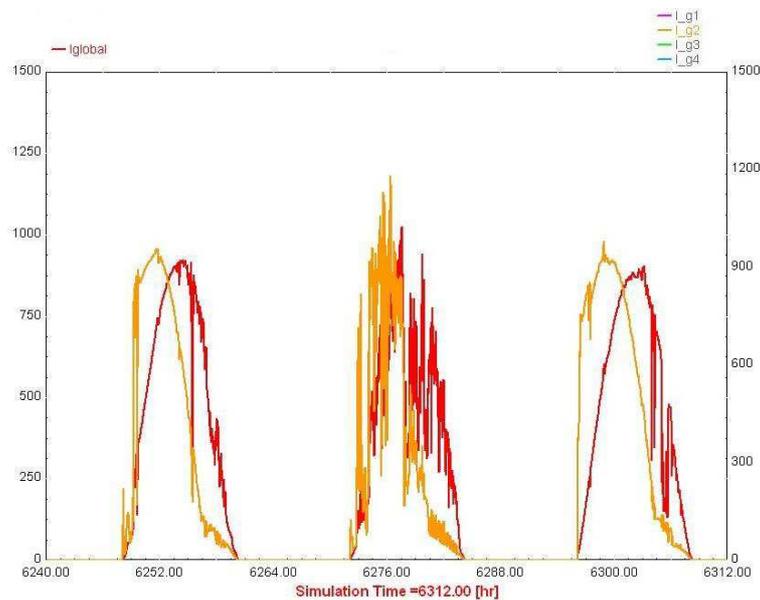


Figura 61: Radiación directa sobre el cerramiento Sur-Este.

Debido a que durante el mes de septiembre la altura solar empieza a decaer, se puede ver cómo el pico de radiación es ligeramente mayor sobre la fachada vertical sur-este que sobre la horizontal.

4.3.1 Resultados de operación de la instalación

El suelo refrescante se ha alimentado con agua fría procedente de la enfriadora por absorción de 35 kW la cual dispone de mucha más potencia que la carga acondicionada y por ello está sometida a un funcionamiento a carga parcial.

En la Figura 62, se comparan algunas temperaturas registradas durante el periodo de ensayo:

- En rojo la temperatura interior de la zona acondicionada, en este caso el laboratorio de energía.
- En naranja la temperatura exterior.
- En rosa la temperatura de impulsión.
- En verde la temperatura de salida del suelo refrescante.
- En forma punteada de color azul se muestra la temperatura superficial del suelo, la cual se medía de manera regular con una sonda manual.

Desde la hora 6.302 (19/08/2009-14:00) hasta 6308 (19/08/2008-20:00), se produce un fallo en el sistema de recogida de datos que no afecta a las conclusiones del estudio. Aunque no se aprecia en la figura, la enfriadora y el suelo se pararon en la hora 6.303 (19/08/2008-15:00) momento en el que la temperatura superficial del suelo era de 18°C.

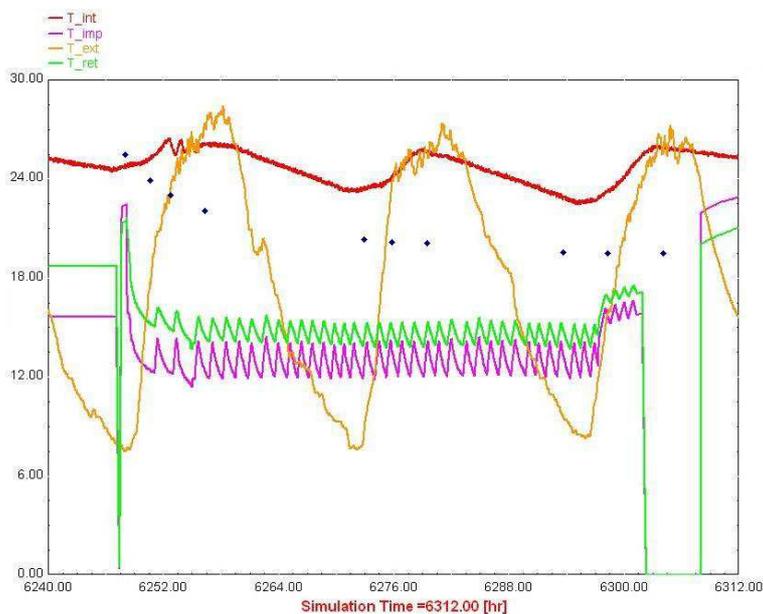


Figura 62: Temperaturas del sistema real.

La temperatura de entrada del agua al suelo refrescante (rosa) oscila entre 12 y los 14 °C en función de que la enfriadora de absorción esté en marcha o parada teniendo un valor medio de 13 °C, mientras que la temperatura de salida (verde) oscila entre 14 y 16 °C, siendo el valor medio en tono a 15°C, por lo tanto se puede estimar un salto medio de temperatura en el circuito de suelo refrescante de 2 °C entre la entrada y la salida. Notar que el caudal es de 2 m³/h.

Con respecto a la temperatura superficial del suelo inicialmente su reducción fue rápida, sin embargo conforme pasaban las horas se detecta como iba saturándose y reduciendo su pendiente de evolución siendo en cualquier caso un descenso lento. El día 17/09/2009 a la 7:00, momento en el que se iniciaron las pruebas, tenía un valor de 25°C. El día 18/09/2009 a las 12:00 se alcanzaban los 19°C, estando por lo tanto en el límite del confort y llegando la final de la prueba el día 19/09/2009 al los 18°C.

En la Figura 63 se muestran en color azul la potencia en kilovatios que estaba retirando el sistema y en rojo la temperatura interior. Inicialmente en la puesta en marcha a las 7:00 (17/09/2009) se tuvo un valor pico de 20 kW (120 W/m²), con una temperatura de la superficie del suelo de 25 °C. Conforme fue evolucionando el tiempo se puede ver como la potencia extraída se va reduciendo, por lo que puede haber correlación entre la temperatura del suelo y la capacidad de evacuación de potencia. El valor medio es en

torno a los 4 kW lo cual da una potencia de refrigeración específica de 24 W/m² (con 18-19°C de temperatura superficial).

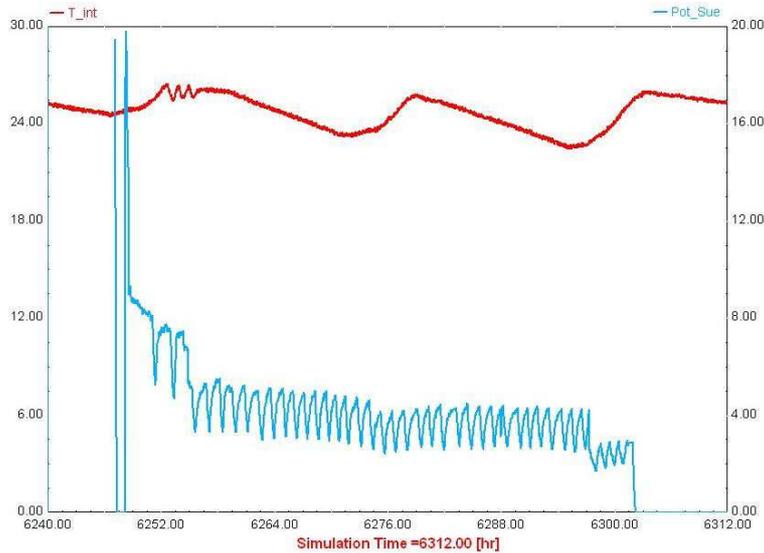


Figura 63: Potencia real y temperatura interior.

Destacar que este resultado es sorprendente ya que es de esperar que conforme se reduce la temperatura del suelo, este debería ser capaz de retirar una mayor cantidad de calor del local en vez de menos.

En tono a 6.251 h (17/09/2009-11:00), se produce un situación en la que la temperatura interior supera la consigna (26,5°C), por lo que se ponen en marcha las bombas de calor eléctricas agua-aire. El resto del tiempo no se sobrepasó el valor de 26 °C con la alimentación exclusiva del suelo refrescante. Los diferentes escalones de potencia que se aprecia (por ejemplo en 6297 (19/08/2008-9:00)) se deben a la conmutación de válvulas de zona de los circuitos del suelo y la correspondiente reducción de potencia retirada. Notar que no se ve una correlación entre la potencia extraída y la temperatura interior.

El suelo refrescante se comporta como si fuera un sistema saturado en el que la carga es superior a la capacidad de evacuación del sistema aportando los equipos de frío aire-agua el déficit energético.

4.3.2 Simulación acondicionando únicamente con suelo refrescante

Con el modelo presentado en 3.4.3 se ha evaluado el comportamiento de la zona mediante simulación, sobre la que se han planteado dos escenarios:

- Escenario 1: La zona de estudio sólo se está acondicionando con suelo refrescante.

- Escenario 2: La zona de estudio está acondicionando por suelo refrescante y por sistema auxiliar, mediante un sistema base-punta.

En la Figura 64, se muestra la evolución de las temperaturas arrojadas por la simulación operando exclusivamente con suelo refrescante. En rojo se encuentra la temperatura interior, en naranja la exterior, de colores rosa y verde, las temperaturas de impulsión y retorno al suelo refrescante respectivamente.

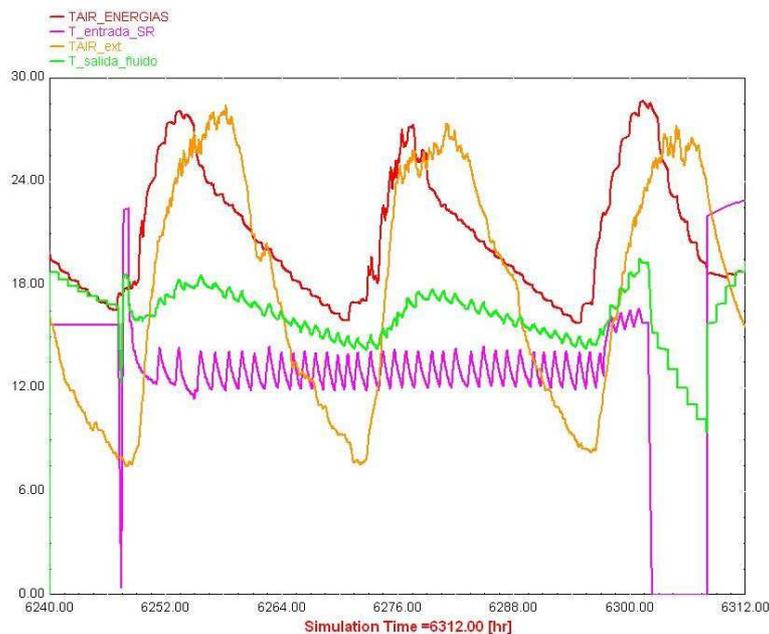


Figura 64: Temperaturas interiores simuladas.

Como se puede observar la temperatura interior presenta valores fuera de confort que revelan que el sistema simulado no puede con la carga interior que presenta como es lógico una gran dependencia con la radiación sobre la fachada sur-este (ver Figura 61). También hay una gran correlación entre la temperatura de retorno del suelo (verde) con la temperatura interior (rojo), con un desfase de unas dos horas entre el aumento de la temperatura interior y el aumento en la temperatura de retorno del suelo.

La Figura 65 muestra la evolución de la potencia demandada en color marrón y se ha incluido en color rosa el horario de trabajo. Como se puede ver hay momentos de carga mínima coincidiendo con la ocupación. De ello se deduce que la carga debida a las condiciones exteriores tiene mucho más peso que la carga interior, y se puede apreciar que el sistema tiene inercia, ya que la baja carga es una herencia de las bajas temperaturas y radiaciones exteriores lo que indica un BRL elevado.

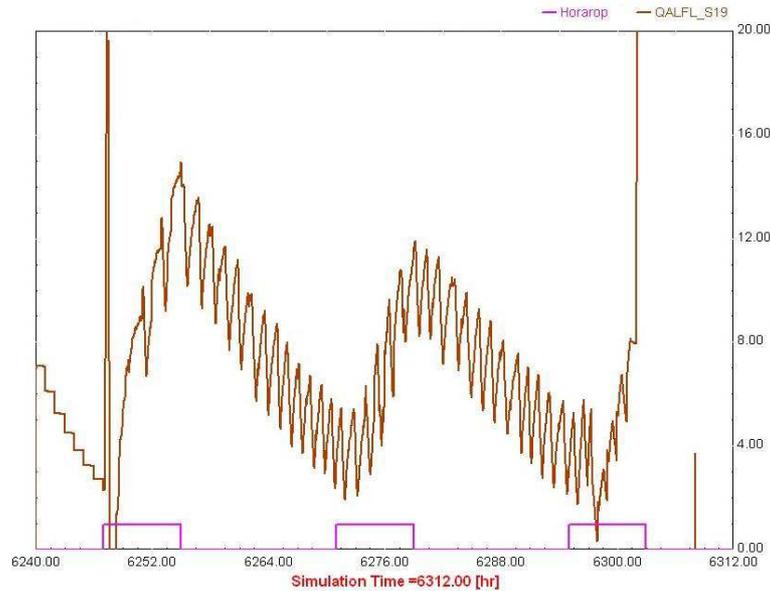


Figura 65: Potencia del suelo refrescante.

Durante el arranque, el pico máximo arrojado por la simulación es de 25 kW, siendo este cada vez menor. La potencia media a lo largo del periodo de uso es de 7 kW, siendo además la potencia sensible a la temperatura interior. Este valor es muy superior al real que estaba en tono a los 4 kW.

4.3.3 Simulación del sistema real: suelo refrescante con sistema auxiliar

Con el fin de poder vencer la carga interna, y de manera complementaria al suelo refrescante, se ha introducido un sistema auxiliar cuya temperatura de actuación se ha fijado en 26°C, representado la acción de las bombas de calor reversibles que dispone el sistema real.

En la Figura 66 se puede observar la evolución de las temperaturas interior y del suelo. En rojo está la temperatura interior, en naranja la exterior y el rosa y verde la entrada y salida del agua al suelo refrescante respectivamente. En este caso al disponer del sistema de apoyo, la temperatura interior no supera los 26°C a diferencia del caso anterior. Sin embargo la temperatura de salida del suelo refrescante no ha experimentado prácticamente cambios con respecto al caso anterior en el que se encontraba funcionando en solitario (comparar con Figura 64).

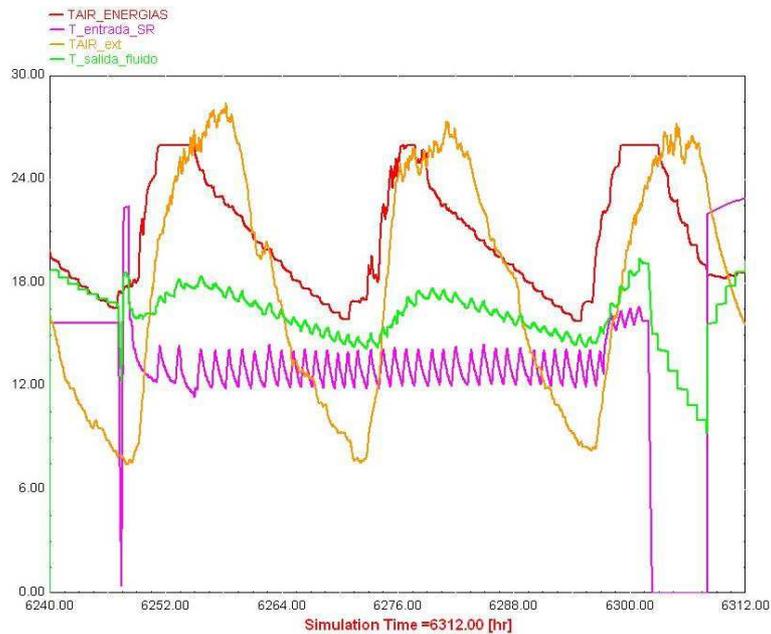


Figura 66: Evolución de las temperaturas de simulación de suelo refrescante con enfriadora auxiliar.

En la Figura 67, se muestra además de las temperaturas interior y exterior las potencias, tanto del suelo refrescante como del sistema auxiliar. La potencia del suelo en kilovatios, de color marrón y la potencia del sistema auxiliar de color rosa, la cual muestra picos de 4kW.

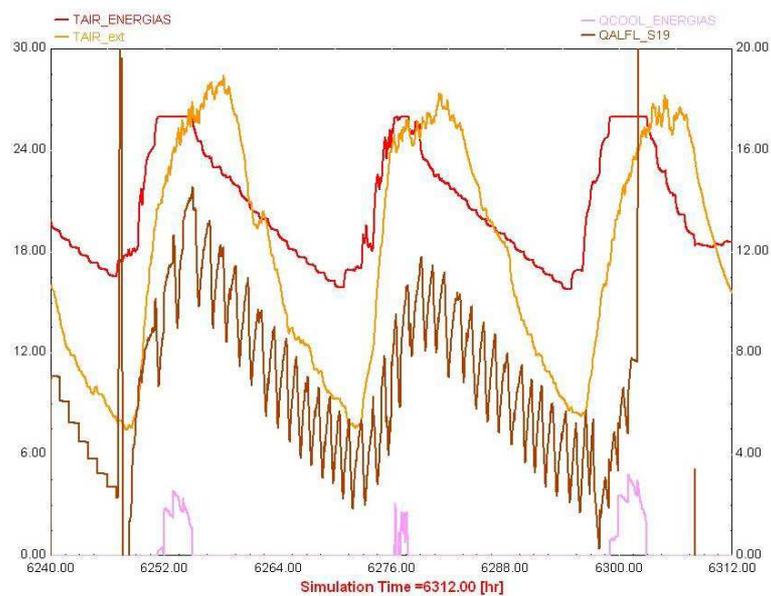


Figura 67: Potencia de la simulación de suelo refrescante junto con enfriadora por compresión.

Comparando con el caso sin energía auxiliar y puesto que la potencia del suelo apenas ha variado, la energía aportada por los equipos de compresión se ha invertido en mantener la

temperatura interior por debajo de los 26°C. Además y puesto que la temperatura interior sí ha cambiado y sin embargo la potencia de suelo no lo ha hecho de manera notable, se puede concluir que la evolución de la potencia del suelo refrescante tiene más que ver con las condiciones de radiación exterior que con la evolución de la temperatura interior.

Comparando estos resultados con el sistema real se detectan las siguientes diferencias:

- La capacidad de enfriamiento del modelo de suelo refrescante depende de la temperatura interior a diferencia del caso real que era prácticamente insensible a ella.
- La comparación de resultados muestra además un comportamiento mucho más sensible a las cargas interiores y a las condiciones de temperatura exterior por parte del modelo, con un tiempo de respuesta más rápida que el sistema real por lo que no queda claramente representado el efecto de la inercia térmica y la saturación que el sistema real sí muestra.
- El modelo empleado en TRNSYS, descrito en la documentación es un modelo resistivo sin capacidad.

Se deja para un trabajo posterior el ajuste del modelo real del suelo radiante con el sistema identificado, así como el efecto de la masa del suelo en dicho modelo (espesor de hormigón equivalente).

4.4 Influencia de la estrategia de control

4.4.1 Introducción

En este apartado se pretende evaluar el efecto que tienen diferentes estrategias de control sobre las prestaciones de la instalación de refrigeración solar, así como mostrar el desarrollo de estrategias de regulación basadas en la correlación entre la temperatura de de generador y condensación estando esta última por debajo de los valores indicados por el fabricante de la enfriadora.

Para la regulación de la producción por parte del campo solar, se han aplicado una serie de lazos con respecto a los controles convencionales que mejoran las prestaciones de la generación solar

- Las bombas del circuito solar primario se ponen en marcha por un criterio de radiación crítica (Klein, 1978; Klein y Beckman, 1984)

- Se ha implantado un control por caudal variable en la instalación solar que permite aumentar la utilizabilidad de los colectores, sobre todo en momentos de baja radiación (Winn y Hull, 1979).

Como se ha comprobado anteriormente, la temperatura de operación de generador óptima de una enfriadora por absorción es aquella en la que coincide con la nominal de la enfriadora cuando se alimenta desde caldera, y con la mínima admisible cuando lo hace desde la instalación solar, teniendo en cuenta los límites de operación de la enfriadora.

La temperatura de evaporador está condicionada por el sistema de climatización implementado y la necesidad o no de combatir carga latente, por lo que se puede considerar que la temperatura de evaporador también viene fijada. Si se emplea suelo refrescante el valor puede ser mayor (13 °C – 15°C, mientras que para ventilosconvectores, este valor será inferior (8 °C – 10 °C), salvo que se sobredimensionen para operar con temperatura superiores.

Por lo que las variables que quedan libres para el control son: temperatura de condensador y los caudales de los tres circuitos de aporte al sistema.

Esto ha llevado al desarrollo un sistema de control dual basado en la adaptación de la temperatura de condensador en función del nivel térmico que disponga el generador, $T_c = f(T_g)$ y la regulación de caudal de generador en función de la demanda que tenga $m_g = f(Q_{load})$.

Este apartado tiene como objetivos:

- Comparar diferentes estrategias de control aplicadas sobre la instalación considerando datos de tres veranos (2005-2007), destacando la importancia de una correcta regulación a carga parcial.
- Mostrar una estrategia de control para el sistema completo, basado en una doble regulación de temperatura de condensador y caudal de generador, empleando la enfriadora en condiciones de condensación por debajo de los valores que establece el fabricante sin riesgo de cristalización.

4.4.2 Modos básicos de control

En las instalaciones de refrigeración solar hay una serie de variables climáticas que no son controlables: la radiación solar, las temperaturas tanto ambiente como de bulbo húmedo, etc. las cuales dependen de las condiciones atmosféricas particulares de la zona y del instante de funcionamiento en el que se encuentren.

Por otro lado la demanda del edificio, tiene una parte relacionada con la climatología y hay otra parte que no depende de ella que es la carga interna, que aunque puede llegar a ser predecible tampoco es controlable, salvo que se implanten estrategias de gestión de la demanda. Como se ha visto, ambas se pueden relacionar mediante el coeficiente BRL mostrado anteriormente.

Sin embargo hay otro conjunto de variables que sí son controlables y en base a ellas se puede conseguir una mejora del rendimiento global de la instalación: caudales en circuitos tanto solar como de la enfriadora, temperaturas de entrada, accionamiento de elementos auxiliares, consignas de operación, etc.

El esquema típico de regulación de una variable, se basa en el establecimiento de una ley de mando a través de la cual, la variable controlada alcance un valor establecido.

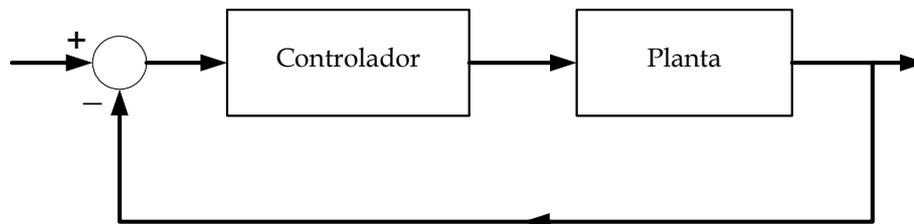


Figura 68: Esquema para la regulación de una variable.

Hay una serie de estrategias de control disponibles para la regulación de instalaciones de refrigeración solar. Su interrelación con el resto de elementos de la instalación convencional (calderas, enfriadores auxiliares, etc.) es inmediata siendo necesaria una correcta coordinación entre los diferentes elementos con el fin de poder conseguir un máximo rendimiento del conjunto.

Las instalaciones solares están formadas por un campo de captadores que constituyen el circuito primario, una acumulación y un circuito de usos del que se alimentan la máquina de absorción o bien el circuito de calefacción en invierno.

Hay una serie de estrategias de control básicas que se pueden aplicar para obtener el valor de consigna de la variable de control:

- Control todo/nada.
 - Control diferencial todo-nada a caudal constante.
 - Control todo/nada con arranque por radiación crítica.
- Regulación de caudal mediante control Proporcional-Integral (PI).

Control todo/nada.

La mayoría de instalaciones implementan un control todo nada sobre las bombas de caudal constante, si bien la tendencia va evolucionando hacia sistemas con caudal variable debido sobre todo al abaratamiento de los variadores de frecuencia que llevan asociados.

Es una forma de control caracterizada por su elevada sencillez. Requiere de una temperatura a la salida de los captadores y otra en el depósito. La acción de control es una señal binaria de puesta en marcha de la bomba de solar. Cuando la temperatura de salida de los captadores es mayor que la del depósito, arranca la bomba. Con el fin de reducir el ciclado se suele asociar una histéresis a dicha diferencia de temperatura.

Dos cuestiones que hay que considerar son la posición de las sondas de temperatura del campo solar y la del depósito:

- Si la sonda de temperatura está demasiado próxima a la salida de los captadores, se tendrá un elevado ciclado debido a que cuando la bomba arranque y se inicie el paso de agua a través de los captadores, la temperatura de salida bajará y se detendrá. Por otro lado, si está demasiado alejada no será representativa habiendo riesgo de vaporización y sobretemperaturas, ya que la transmisión por conducción será relativamente lenta y por lo tanto cuando se indique una temperatura suficiente para iniciar el arranque, la temperatura que hay dentro del captador será superior al valor indicado.
- Con respecto a la posición de la sonda de depósito se presentan dos opciones: si se toma la temperatura de la parte superior, se tendrá que los arranques de la instalación velarán por mantener una elevada estratificación, pero se puede estar desaprovechando energía. Sin embargo, si se tiene en cuenta la temperatura de la parte inferior, cada vez que se den las condiciones de arranque la bomba se estará acumulando energía, si bien en un primer momento se reducirá la estratificación, hasta que la temperatura de salida de los captadores sea superior a la de la parte superior.

En función del criterio de puesta en marcha se tienen dos posibles opciones que se basan en la regulación todo/nada. Por un lado está la puesta en marcha en base a histéresis, y por otro lado la puesta en marcha en base a radiación crítica.

Control diferencial todo-nada a caudal constante

Este tipo de control es el implementado por la mayoría de las instalaciones solares existentes por su sencillez. Los controladores diferenciales se basan en la recepción de dos señales: una es la variable que se quiere controlar T_s y la otra es la consigna que se quiere obtener T_i . Se evalúa su diferencia y en función del valor del error se establece la salida. Si

se encuentra en estado de paro, no pone la salida a 1 hasta que se obtenga un valor de diferencia superior a ΔT_a . Si se encuentra en marcha y el error comienza a disminuir y no se detiene hasta que alcanza un valor de ΔT_p . Con este tipo de control, se consigue reducir el número de oscilaciones del sistema.

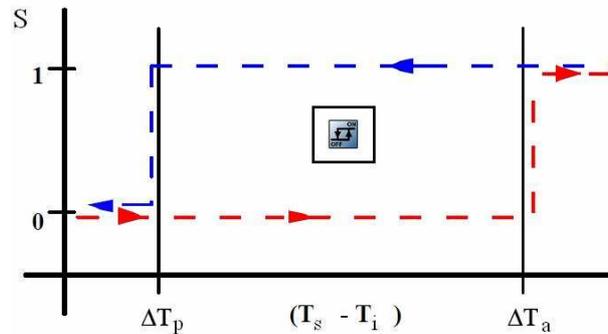


Figura 69: Diagrama de control diferencial.

El control por lo tanto se caracteriza por una variable calculada $\Delta T = T_s - T_i$ que es el error y una variable de estado γ . Dispone además de dos parámetros que son las histéresis de arranque y parada, y una variable de salida S:

- Transición arranque: $S = 0 \rightarrow 1$ Si $\gamma = 0$ y $\Delta T > \Delta T_a$.
- Transición parada: $S = 1 \rightarrow 0$ Si $\gamma = 1$ y $\Delta T < \Delta T_p$.

Con respecto al establecimiento de las histéresis hay una serie de reglas que permite su afinado. Desde el punto de vista empírico el valor de arranque ΔT_a se establece entre 4°C y 6°C . Con respecto a la histéresis de parada ΔT_p , el valor oscila entre 1 y 2°C . Usualmente el mayor ratio se aplica al menor valor y viceversa por lo que los rangos suelen ser: $1-6^\circ\text{C}$ y $2-8^\circ\text{C}$. Notar que el valor superior raramente supera los 11°C .

Complementariamente hay una serie de expresiones matemáticas que permiten un cálculo adaptativo de estos valores, a los parámetros particulares de la instalación. Si los captadores son de pequeño tamaño de forma que tienen poca cantidad de agua en su interior, y por lo tanto con poca capacidad térmica y reducida inercia, si se pone un valor de histéresis de arranque demasiado elevado, se estará desaprovechando energía y si el valor es demasiado bajo o el valor de histéresis de parada es demasiado alto, entonces el ciclado aumentará. Por lo tanto los valores de la histéresis se afinarán en función de estos dos parámetros: el arranque en función de la radiación, y la parada en función del ciclado.

Un criterio para establecer el valor de la histéresis de parada es cuando la potencia que consume la bomba (W_{bp}), sea menor que la energía que se va a producir con su funcionamiento. Para ello se considera la ecuación del calor útil del campo generador, suponiendo que la temperatura de estrada coincide con la de almacenamiento ($T_{col,i} = T_{st}$), y se iguala al consumo eléctrico de la bomba obteniendo:

$$[34] \quad Q_u = \dot{m}_{col} \cdot C_p \cdot (T_{col,o} - T_{col,i}) \geq W_{bp}$$

Definiendo la histéresis de parada como al diferencia mínima de temperaturas que se debe tener en el captador ($\Delta T_{par} = T_{col,o} - T_{col,i}$), se tiene:

$$[35] \quad \Delta T_{par} \geq \frac{W_{bp}}{\dot{m}_{col} \cdot C_p}$$

Notar que este valor es conservativo, de forma que en la práctica se suele tomar valores superiores a los que arroja [35] para compensar posibles errores de las sondas.

Como se puede ver en Duffie y Beckman (1991) otra interrelación entre los valores de histéresis de arranque y parada se obtienen de la expresión del calor útil. Partiendo de la ecuación de Bliss:

$$[36] \quad Q_u = A_c F_R [(\tau\alpha)I_T - U_L (T_{col,i} - T_{en})]$$

La radiación para que arranque se determina considerando:

- Modelo de captador en función de la temperatura de entrada.
- Que la temperatura de entrada coincide con la inferior del depósito, mas la histéresis de arranque
- En el límite el calor útil es igual a cero.

Despejando el valor de la radiación en la ecuación [36] con las hipótesis anteriores

$$[37] \quad I_{T,on} \cdot (\tau\alpha) = U_L \cdot (T_{st} + \Delta T_{on} - T_{en})$$

Si se sustituye la expresión [37] en la ecuación de calor útil [36] para condiciones de radiación igual a las de arranque:

$$[38] \quad Q_u = A_c \cdot F_R \cdot (I_{T,on} \cdot (\tau\alpha) - U_L \cdot (T_{st} - T_{en})) = A_c \cdot F_R \cdot U_L \cdot \Delta T_{on}$$

Por el lado del fluido de trabajo, se tiene que igualando el primer miembro de [34] con la condición de parada:

$$[39] \quad Q_u = \dot{m}_{col} \cdot C_p \cdot (T_{col,o} - T_{col,i}) \geq \dot{m}_{col} \cdot C_p \cdot \Delta T_{par}$$

Para que el sistema sea estable, se debe cumplir la expresión [40] que relaciona las histéresis de arranque y parada:

$$[40] \quad A_c \cdot F_R \cdot U_L \cdot \Delta T_{on} \geq \dot{m}_{col} \cdot C_p \cdot \Delta T_{par}$$

Si la instalación tiene intercambiador en el primario, entonces, el criterio de parada, deberá tener en cuenta las pérdidas que se producen en él:

$$[41] \quad A_c \cdot F_R \cdot U_L \cdot \Delta T_{on} \geq \varepsilon \cdot (\dot{m}_c \cdot C_p)_{\min} \cdot \Delta T_{par}$$

El principal inconveniente de este método es que arroja unos valores de histéresis de arranque ΔT_{on} muy elevados, no estando garantizado el ciclado. Posteriormente se mostrará una expresión más adecuada para ser implementada en el control de instalaciones.

Control todo/nada con arranque por radiación crítica

Como se ha visto anteriormente la temperatura diferencial entre la salida de captadores y la acumulación, debe ser lo suficientemente alta como para evitar un número elevado de ciclos de arranque y parada. Por otro lado, el valor de histéresis de parada debe ser lo suficientemente bajo como para igualar el consumo de la bomba con la energía producida.

La temperatura de los captadores son el resultado de un equilibrio entre las ganancias de calor procedentes de la radiación, frente a las pérdidas respecto al ambiente, siendo la potencia útil la diferencia que haya entre ambas. Para unas condiciones dadas, habrá una radiación denominada crítica que permita igualar el flujo de potencia de entrada con las pérdidas.

Ello da lugar a diferentes tipos de regulación del campo solar basados en el concepto de radiación crítica, (Klein,1978; Klein y Beckman, 1984) los cuales presentan la ventaja de que se adaptan a las condiciones particulares del sistema ya que considera las temperaturas ambiente y de acumulación, el nivel de radiación y las características de los colectores.

A partir de la ecuación de Bliss mostrada en [36] igualando al calor útil se tiene que:

$$[42] \quad Q_u = A_c F_R [(\tau\alpha)I_T - U_L(T_{av} - T_{en})] = \dot{m}_c C_p (T_{col,o} - T_{col,i})$$

Si de forma análoga a como se hizo anteriormente se iguala el calor útil a cero, y se despeja la radiación del primer miembro de [42], se tiene el valor de radiación mínimo necesario de arranque. Durante el arranque la temperatura de entrada a los colectores debería ser próxima a la de la acumulación, por lo que se puede considerar que la temperatura media T_{av} del captador coincide con la de acumulación T_{st} .

Si en estas condiciones se despeja la radiación se tiene:

$$[43] \quad I_{T,cri} = \frac{U}{(\tau\alpha)} (T_{st} - T_{en}) = \frac{U \cdot F_R}{(\tau\alpha) \cdot F_R} (T_{st} - T_{en}) = \frac{k_1}{k_0} (T_{st} - T_{en})$$

La expresión [43] permite establecer la radiación mínima de arranque que se debe tener, para que con un campo de captadores cuya curva de rendimiento venga expresada en función de k_0 y k_1 y a una temperatura ambiente T_{en} , sea capaz de alcanzar la temperatura de los depósitos T_{st} .

El empleo de este valor de radiación para su aplicación a sistemas con caudal variable se enfrenta a dos condicionantes: las bombas de caudal variable disponen de un valor mínimo de caudal estable (30 %). Por otro lado si se establece un valor demasiado bajo de caudal puede llevar a un elevado número de ciclados durante el periodo de arranque, que se pueden evitar estableciendo una histéresis ΔT_{st} en la temperatura de depósitos, teniendo una expresión para la radiación crítica de arranque que se muestra en [44].

$$[44] \quad I_{T, arr} = \frac{k_1}{k_0} (T_{st} - T_{en} + \Delta T_{st})$$

Para determinar este valor de histéresis, se despeja la radiación del segundo miembro con respecto al tercer miembro de la expresión [36]. Se vuelve a considerar que durante el arranque la temperatura media de los captadores, coincide con la de acumulación.

Si se denota $(T_{col,o} - T_{col,i})$ como ΔT_{col} : siendo el salto mínimo que se espera en los captadores en el momento de la puesta en marcha. Debería ser un valor entre 5 y 10 °C.

$$[45] \quad I_T = \frac{\dot{m}_c C_p (T_{col,o} - T_{col,i})}{A_c \cdot F_R \cdot (\tau\alpha)} + \frac{U_L \cdot F_R}{(\tau\alpha) \cdot F_R} (T_{av} - T_{en}) = \frac{\dot{m}_c C_p \Delta T_{col}}{A_c \cdot k_0} + \frac{k_1}{k_0} (T_{av} - T_{en})$$

Si se tiene en cuenta el segundo sumando de [45] y se compara con [44], y se igualan I_T con $I_{T, arr}$ se puede obtener una estimación para ΔT_{st} mostrada en [46],

$$[46] \quad \frac{\dot{m}_c C_p \Delta T_{col}}{A_c \cdot k_0} = \frac{k_1}{k_0} \Delta T_{st}$$

Despejando ΔT_{st} y teniendo en cuenta que:

- $\frac{\dot{m}_c}{A_c}$ es un valor que habitualmente ofrece el fabricante y suele tener un valor aproximado de 50 kg/h · m².
- Como la bomba, en el arranque tiene es caudal mínimo, y este suele estar en un valor del 30 % del caudal nominal, denominando a este porcentaje: k_{bomba} .

Se tiene:

$$[47] \quad \Delta T_{st} = \frac{(\dot{m}_c/A_c) \cdot k_{bomba} \cdot C_p \cdot \Delta T_{col}}{k_1}$$

Con el valor obtenido de la ecuación [47] y sustituyendo en la ecuación [44] se calcula el valor de radiación de arranque para diferentes valores de salto inicial en el captador. A modo de ejemplo, en la Tabla 35 se tienen algunos valores de ejemplo cálculo suponiendo los siguientes parámetros:

	ΔT_{col}	ΔT_{st}	I_{cri}
		Ec 47	Ec 44
$k_{bomba} = 30\%$	5	22	359
$k_0 = 80\%$	6	26	381
$k_1 = 4 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$	7	30	403
$C_p = 4,19 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$	8	35	425
$\dot{m}_c / A_c = 50 \text{ l/h} \cdot \text{m}^2$	9	40	446
$T_{st} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$	10	44	468
$T_{en} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$			

Tabla 35: Histéresis de depósitos en función del salto de temperatura en colectores

Regulación de caudal mediante control Proporcional – Integral (PI)

Una vez que se han establecido las condiciones para poner en marcha la instalación por cualquiera de las dos estrategias anteriores, el valor de consigna puede ser introducido a la bomba, en forma de variable binaria en cuyo caso se dispondría de un sistema de control todo-nada, o bien se puede dar la orden de puesta en marcha a un controlador que varíe el caudal de la bomba con el fin de mantener la consignas de temperatura (Winn,1974).

Las estrategias de caudal variable implementadas en sistemas de respuesta lenta como son los sistemas térmicos, se basan en reguladores del tipo proporcional-integral (Ogata, 1998) que genera una señal de mando en función del error entre la variable controlada y la referencia modulada mediante los términos:

- Término proporcional: la señal de mando es proporcional al valor absoluto del error entre la valor de la variable controlada y su consigna. De esta forma si la diferencia es grande genera una señal mayor y viceversa.
- Término Integral: En ocasiones el implementar únicamente un control proporcional lleva a oscilaciones del sistema que le hacen inestable provocando un error en estado estacionario. Este se puede evitar implementando una parte de la señal de mando que considere la integral del error a lo largo del tiempo, de forma que un pequeño error absoluto prolongado a lo largo del tiempo arroja un error grande.

A continuación, se muestra la expresión matemática que rige dicho sistema de control:

$$[48] \quad S = k_p \cdot \Delta T + k_I \cdot \int \Delta T(t) \cdot dt$$

Otra forma de encontrarse esta misma expresión es base a valores de tiempo:

$$[49] \quad S = k \cdot \left(\Delta T + \frac{1}{t_I} \cdot \int \Delta T(t) \cdot dt \right)$$

4.4.3 Estrategias de regulación aplicadas sobre la instalación

Como se indicó brevemente en el apartado 3.2.1, en los veranos de los años 2005 hasta 2007, se han probado e implantado diferentes estrategias de control sobre la instalación real, cuyos resultados van a ser comparados a continuación.

Periodo1: Control convencional de la instalación solar y de la enfriadora por absorción

El periodo de medida abarca los meses de agosto y septiembre de 2005 y mayo, junio y julio de 2006. Es el control habitual implementado en este tipo de instalaciones, y fue realizado por el instalador en el año 2001. Se caracteriza por:

- Las bombas de impulsión trabajan a caudal constante y el arranque se produce cuando la estación meteorológica registra una radiación global superior 300 W/m². El arranque es por radiación crítica y las bombas funcionan todo/nada.
- La enfriadora de absorción no dispone de regulación de generador ni evaporador trabajando en configuración marcha paro en condiciones nominales de caudal. El condensador trabajaba con temperatura de entrada constante a 26,5 °C. La temperatura de entrada al evaporador proveniente de la acumulación, varía en el rango 8 - 13 °C.
- El criterio para la conmutación entre caldera e instalaciones solares es que la temperatura de la parte alta de los depósitos solares sean mayores que la temperatura de salida del generador de la enfriadora por absorción, estableciendo una histéresis para evitar un ciclado excesivo.

A continuación se va a mostrar un día de ejemplo de este tipo de estrategia de control, así como los resultados de explotación. La Figura 70a muestra las condiciones climáticas el 3 de junio de 2006: radiación difusa y global, sobre el plano horizontal, así como al temperatura ambiente. La Figura 70b muestra las temperaturas de entrada y salida y el caudal del campo solar de captadores planos para ese mismo día. El comportamiento del

campo de tubos de vacío es análogo. Las bombas de primario para ambos campos se ponen en marcha cuando se alcanzan los 300 W/m^2 , que se corresponde aproximadamente con las 8:30 y se detiene cuando la radiación descende por debajo de este valor, que se corresponde con las 21:00, lo que arroja más de 12 horas de operación.

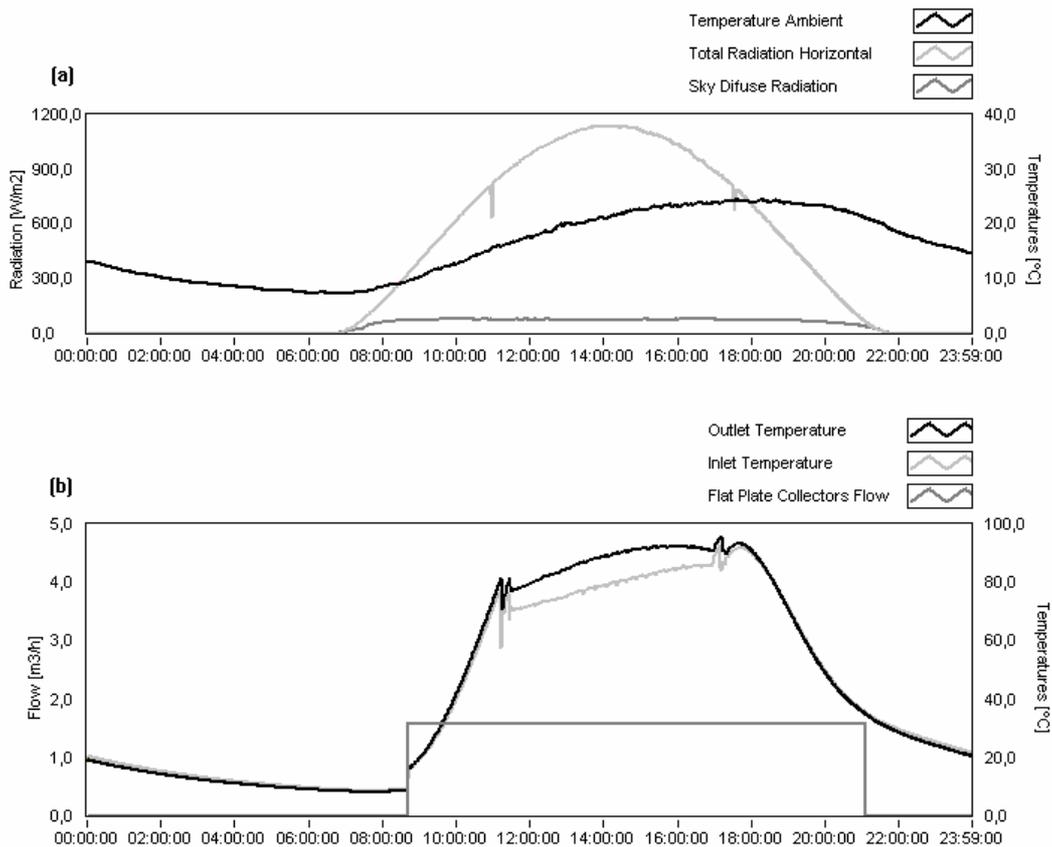


Figura 70: Instalación solar a caudal constante el 3 de junio de 2006.

Durante una gran parte del tiempo los campos solares no aportan energía real al sistema, con las bombas de secundario paradas. En suma no se tienen en cuenta las condiciones de almacenamiento en el momento de la puesta en marcha. Las oscilaciones de temperatura que pueden observarse en la Figura 70b son debidas a arranque y paradas de la bomba de secundario.

La radiación incidente sobre el campo de captadores planos a lo largo del día fue de 304kWh, siendo aprovechados 99 kWh, lo que da un rendimiento medio del 32 %. De las 12 horas de operación de las bombas de primario, las bombas de secundario estuvieron activas durante 5,73 h.

Por otro lado, el aprovechamiento de la energía en la enfriadora de absorción tiene un patrón regular de operación. Durante la puesta en marcha y primeras horas del día, se aprovecha el calor almacenado durante la tarde del día anterior y/o el fin de semana. La

zona acondicionada, no dispone de sistema auxiliar por lo que cuando los acumuladores solares no tienen suficiente nivel térmico es necesario alimentar al generador de la enfriadora por absorción mediante caldera. La energía solar recogida a lo largo de la mañana es de nuevo aprovechada en diferentes momentos.

En la Figura 71 se muestra el caudal aportado por la instalación solar y el caudal de generador el 13 de agosto de 2007. Evidentemente cuando el generador no está alimentado con solar lo hace con caldera. Inicialmente la energía solar se emplea en el calentamiento del agua del colector de impulsión y la primera fase de producción de frío hasta que la temperatura de los tanques se hace demasiado baja, conmutando a la. En las horas centrales del día la enfriadora se alimenta con la caldera y trabaja en base a ciclos marcha/paro. Esto se debe a que la potencia de la enfriadora es muy superior a la demandada y no hay regulación mientras que la instalación solar carga los depósitos de almacenamiento conforme aumenta la radiación diaria. En las horas finales de la jornada la alimentación se realiza exclusivamente con solar. La energía total aportada por el campo solar ese día fue de 110 kWh/día.

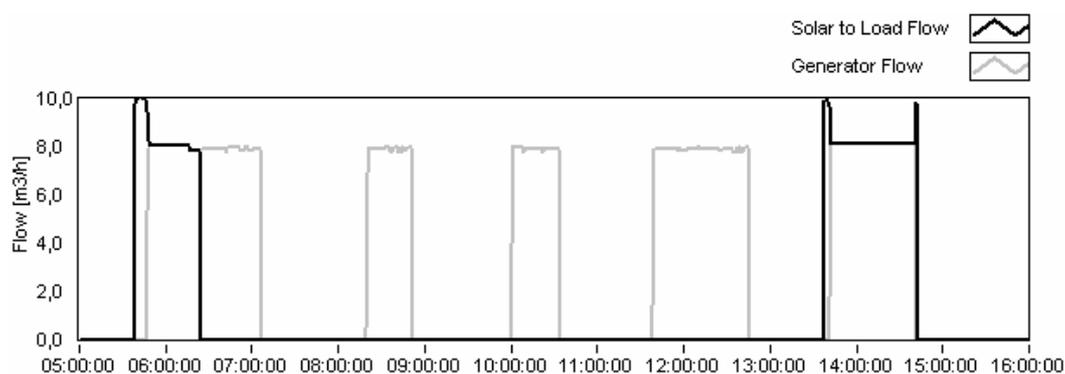


Figura 71: Caudales de generador y aporte solar el 13 de agosto de 2007.

De manera similar, la Figura 72a muestra las temperaturas de entrada y salida así como el caudal del generador el 13 de agosto de 2007. Durante este periodo el cual la enfriadora se alimentaba por la caldera, hay una oscilación en la temperatura de entrada al generador debido a que la caldera incorpora un quemador de dos rampas. La Figura 72b muestra las temperaturas de entrada y salida, así como el caudal del evaporador de forma que la temperatura de entrada coincide con la de la parte alta del acumulador de frío del cual se alimenta. Cuando el acumulador alcanza los 8°C la enfriadora se detiene y vuelve a ponerse en marcha cuando alcanza los 13°C. La energía total aportada por el generador fue de 245 kWh, por el evaporador de 51 kWh y la fracción solar calculada como el ratio entre la energía total aportada al generador y la procedente de la solar fue del 45 %.

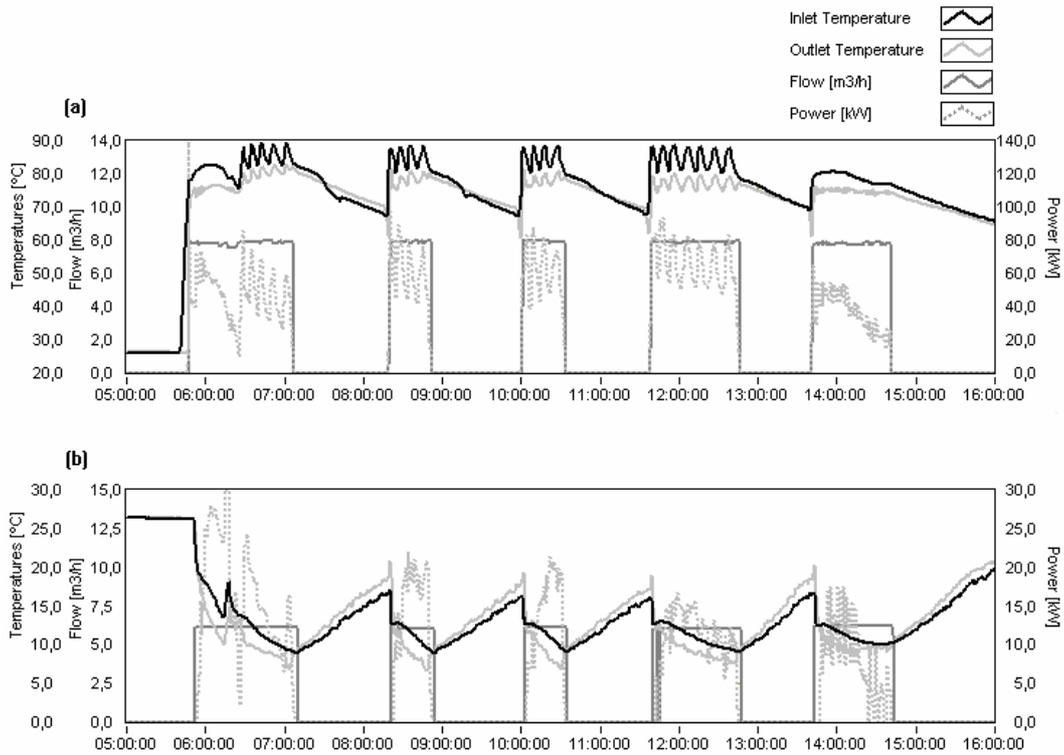


Figura 72: Curvas de operación el 13 de agosto de 2007 (a) generador y (b) evaporador.

Periodo 2: Control con caudal variable en la parte solar y adaptación de temperatura de condensación en absorción

El periodo abarca los meses de junio, julio, y agosto de 2007. El control implementado durante este periodo está basado en:

- La instalación solar dispone de un criterio de arranque por radiación crítica y caudal variable en bombas mediante un control proporcional-integral (PI).
- La refrigeración por absorción dispone de adaptación de temperatura de entrada al condensador en función de la temperatura de entrada al generador estando todos los caudales en valores nominales.

El criterio de puesta en marcha de los dos campos solares es que la radiación horizontal, supere el valor de radiación crítica establecido para cada uno de ellos, y se detenga si cae por debajo de dicho valor.

Una vez que la instalación solar se ha puesto en marcha, se ha establecido una regulación de caudal proporcional-integral (PI), en la que el punto de ajuste se corresponde con la temperatura de la parte alta de la acumulación mas un diferencial, que en el caso de esta instalación ha sufrido variaciones a lo largo del tiempo entre 4 y 10°C.

Esta estrategia presenta un mejor aprovechamiento de la radiación así como un menor consumo eléctrico de la bomba al ajustarse a las condiciones particulares de operación.

En la Figura 73, se muestra las condiciones ambientales, así como el caudal y temperaturas de operación del campo solar de captadores planos durante el 31 de agosto de 2007. La Figura 73a, muestra la radiación horizontal global y difusa, así como la temperatura ambiente. La Figura 73b, muestra las temperaturas y caudal para el campo de captadores planos, en la que se aprecia el sistema de control aplicado.

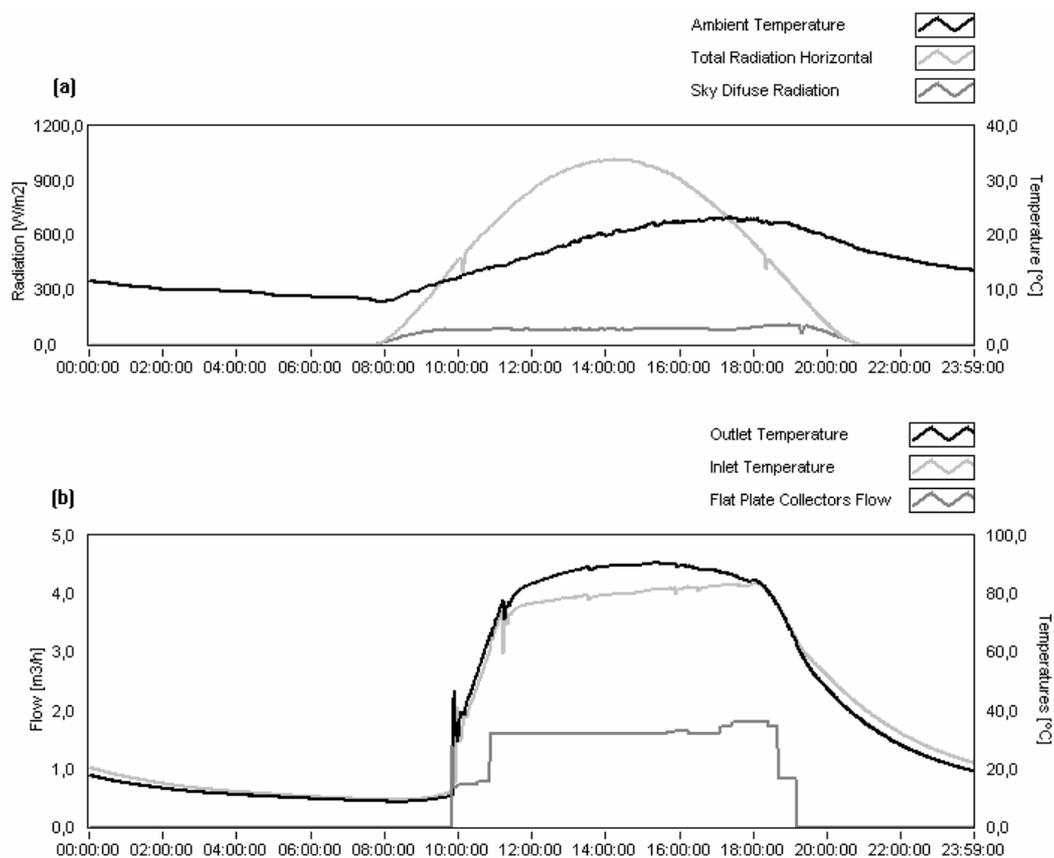


Figura 73: Control por caudal variable aplicado: (a) clima (b) caudal y temperaturas

Con respecto a la bombas de secundario se ha implantado un control todo-nada en función de la diferencia entre la temperatura de salida del intercambiador y la que se dispone en la parte alta de la acumulación.

A lo largo del día considerado se registró una radiación incidente de 304 kWh, de los cuales se aprovecharon 99 kWh obteniendo un rendimiento del 33 %. Por otro lado, la bomba de primario estuvo activa 9 h y la de secundario durante 4,37 h.

En este segundo periodo la máquina de absorción tubo dos formas de operar:

- Cuando el sistema se alimenta con caldera. Las temperaturas de evaporador y generador trabajan en un rango constante estableciendo un valor de temperatura de condensación de entrada de 26°C. El valor de entrada de generador se establece por el valor de salida de caldera el cual dispone de un quemador de doble rampa lo que provoca oscilaciones pero con un valor medio constante. De esta forma la enfriadora opera en las condiciones más adecuadas, ya que debido a los bajos valores de temperatura de evaporador con que debe alimentar a ventiloconvectores, (10°C - 13°C) y los elevados niveles de generador producidos por la caldera (85°C- 80°C), la temperatura de condensador se ha establecido en el valor mínimo que indica el fabricante, de forma que sea suficientemente alta como para protegerla de la cristalización y suficientemente baja como para mantener una EER (COP) y potencias elevadas.
- Cuando el sistema se alimenta mediante energía solar. Uno de los puntos más importantes es el establecimiento del nivel térmico en la acumulación para conmutar desde la caldera a la instalación solar. Para el establecimiento de la temperatura de aporte desde solar, hay que tener en cuenta que valores muy altos penalizan el rendimiento de los captadores, y que valores muy bajos penalizan el rendimiento de la enfriadora como se ha visto anteriormente en el análisis de sensibilidad realizado. En (Bujedo et al. 2007) se muestra cómo establecer la temperatura de entrada al generador desde solar, siendo además un valor habitualmente más bajo que el aportado por la caldera. De los datos recogidos, se identificaron los parámetros del campo solar (Rodríguez et al. 2006).

Para maximizar el rendimiento de la máquina de absorción en esta situación, se ha establecido una consigna de temperatura de condensación variable en función de la temperatura de generador, que puede estar por debajo de la mínima establecida por el fabricante, permitiendo una mejora en la EER y evitando la cristalización. Notar que esto es posible gracias a que las temperaturas de salida de torre son menores que la mínima que indica el fabricante de la enfriadora debido al clima seco de Valladolid. Durante las primeras horas de la mañana sería posible un ahorro de energía eléctrica regulando la velocidad de giro de los ventiladores del condensador adiabático (Clauss et al. 2007).

En la determinación de esta correlación entre la temperatura de generador y condensador, se han determinado las condiciones interiores de operación que determinan el estado de seguridad frente a cristalización a partir de sus condiciones exteriores.

El catálogo del fabricante de la enfriadora Yazaki WFC-10 (Yazaki), establece un rango de temperatura nominal de entrada al condensador entre 26°C y 31°C (Tabla 74 en el Anexo D) de donde se deduce que dichos valores no deberían ser sobrepasados para garantizar el correcto funcionamiento del a enfriadora.

Sin embargo las curvas de operación incluidas (ver Figura 74) describen el comportamiento de la enfriadora hasta los 24°C de temperatura de entrada al condensador.

Aprovechando la información obtenida a partir de dichas curvas, se ha realizado un modelado para el type 107 de TRNSYS 16 con el que a partir de las caudales exteriores y las temperaturas de entrada, se pueden determinar las temperaturas de salida para cada uno de los tres circuitos de la enfriadora de absorción.

Con las temperaturas de entrada y salida y tal como se establece en SACE (SACE 2003) y se pudo ver en el apartado 3.4.4, la expresión [15] permite establecer una estimación de las temperaturas medias a las que trabajan los tres circuitos de la enfriadora a partir de la media logarítmica de los valores de entrada y salida a cada uno de los circuitos. Se puede tener una estimación de la temperatura interior considerando un salto de temperatura razonable entre los diferentes circuitos interior y exterior de los intercambiadores.

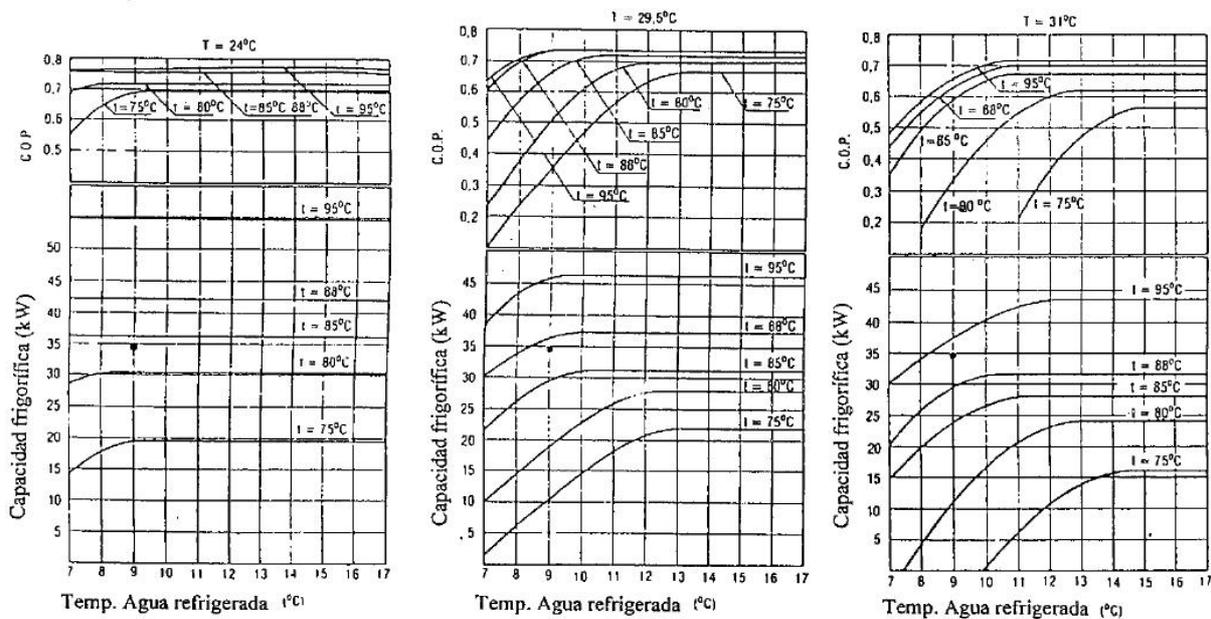


Figura 74: Curvas de operación ofrecidas por el fabricante Yazaki WFC-10.

Con los valores interiores medios estimados de generador, condensador y evaporador, se puede determinar sobre el diagrama de Dürhing para el bromuro de litio (ASHRAE 1997), cuales son las condiciones de presiones y concentraciones de solución y por lo tanto su proximidad a la recta de cristalización.

En base a la rutina descrita en 3.4.4 se ha supuesto un rango de temperatura de entrada al evaporador entre 10 °C y 14 °C. En función de la temperatura de entrada al generador se ha estimado la temperatura de condensador mínima con la que se produce cristalización.

En la Figura 75 se puede ver los puntos y las rectas de ajuste para los valores límite de evaporador definiendo una banda comprendida entre 10 y 14 °C:

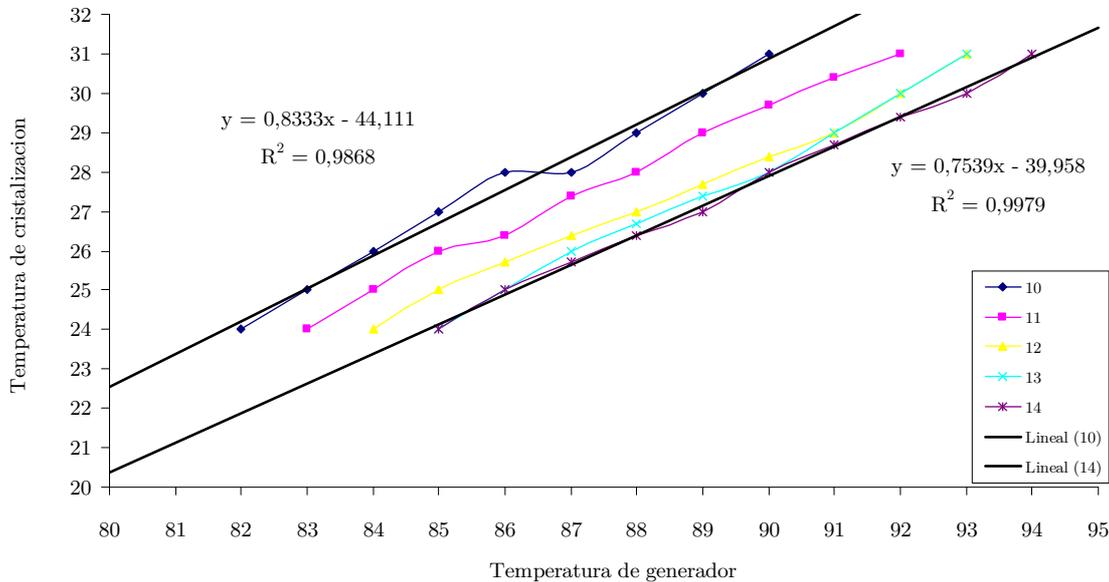


Figura 75: Correlación de la temperatura de entrada a generador y condensador conservativo.

Para una temperatura de evaporador de 10°C, la correlación obtenida entre las temperaturas de generador y de condensador es:

- 24°C para el condensador, si la temperatura de generador de entrada es inferior a 82°C,
- $T_{ci} = 0,833 \cdot T_{gi} - 44,111$ si la temperatura de generador está entre 82°C y 84°C, ($R^2=0,987$). Notar que a 84°C, se tendrían los 26°C, que establece el fabricante como valor mínimo nominal.
- 26°C si la temperatura de generador es superior a 84 °C,

Siendo esta la estrategia empleada para la regulación de la temperatura de condensador. Sin embargo para una temperatura de evaporador de 14°C, la correlación obtenida entre las temperaturas de generador y de condensador es:

- 24°C para el condensador, si la temperatura de generador de entrada es inferior a 85°C,
- $T_{ci} = 0,7539 \cdot T_{gi} - 39,958$ si la temperatura de generador está entre 85°C y 87°C, ($R^2=0,987$). Notar que a 87°C, se tendrían los 26°C, que establece el fabricante como valor mínimo nominal.
- 26°C si la temperatura de generador es superior a 87 °C, sin riesgo de cristalización.

Notar que este criterio es conservativo ya que está considerando la temperatura media interior en cada una de las partes de la enfriadora. Sin embargo y en base al modelo anterior, considerando las condiciones más desfavorables respecto a los flujos exteriores, esto es: las temperaturas de entrada al generador y al condensador y de salida en evaporador como características internas, se tienen unos límites de operación más arriesgados. De manera complementaria, también se ha realizado una estimación de los límites de operación en cristalización en estas condiciones mostrados en la Figura 76.

El rango considerado para temperatura de evaporador, ha sido desde los 9°C de entrada hasta los 11, ya que por encima de este valor no hay riesgo de cristalización en ninguna de las condiciones, considerando un rango de temperatura de condensación de 24°C hasta 31°C.

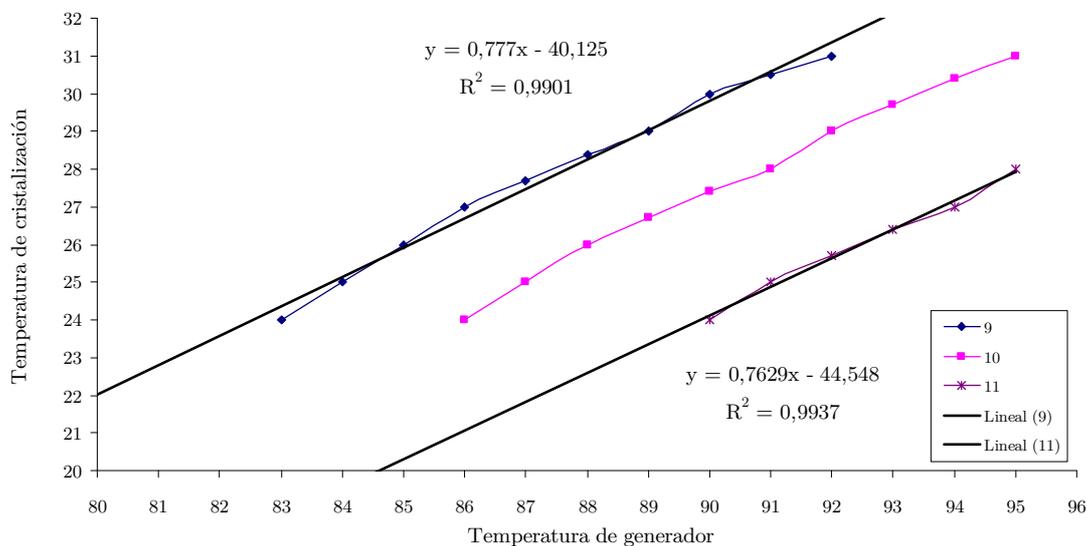


Figura 76: Correlación de la temperatura de entrada a generador y condensador prestacional.

Para una temperatura de evaporador de 9°C, la correlación obtenida entre las temperaturas de generador y de condensador es:

- 24°C para el condensador, si la temperatura de generador de entrada es inferior a 82,52°C,
- $T_{ci} = 0,777 \cdot T_{gi} - 40,125$ si la temperatura de generador está entre 82,52°C y 85,10°C, ($R^2=0,987$). Notar que a 85,10°C, se tendrían los 26°C, que establece el fabricante como valor mínimo nominal.
- 26°C si la temperatura de generador es superior a 85,10 °C,

Para una temperatura de evaporador de 11°C, la correlación obtenida entre las temperaturas de generador y de condensador es:

- 24°C para el condensador, si la temperatura de generador de entrada es inferior a 90°C,
- $T_{ci} = 0,7629 \cdot T_{gi} - 44,548$ si la temperatura de generador está entre 90°C y 92°C, ($R^2=0,987$). Notar que a 92°C, se tendrían los 26°C, que establece el fabricante como valor mínimo nominal.
- 26°C para temperaturas por encima de 92°C.

Con temperaturas de evaporador por encima de 11°C se puede condensar a 24°C sin riesgo de cristalización a temperaturas de generador por debajo de la nominal (88°C) y por lo tanto para prácticamente todas las condiciones de operación. De aquí la importancia de emplear sistemas radiantes como elemento de distribución de frío lo que permite mejorar las prestaciones de la enfriadora con bajas temperaturas de generador, mediante la reducción de la temperatura de condensación.

Estas correlaciones permiten una mejora en el rendimiento de la enfriadora, sobre todo cuando opera a bajas temperaturas de generador, momentos en los que sus prestaciones son inferiores pero está más lejos de la curva de cristalización, siendo factible una reducción de la temperatura de condensador por debajo de los valores nominales.

Periodo 3: Control con caudal variable en la parte solar y control dual condensador-generador en la absorción

El periodo de medida durante el cual se ha probado el sistema de control son los meses de agosto y septiembre de 2006. Con respecto al control aplicado en el periodo 2, se ha añadido además un control del caudal de generador en función de la demanda en evaporador.

Aprovechando que se dispone de medidas de potencia térmica de todos los circuitos en cada instante se ha empleado un sistema de regulación a carga parcial que actúa sobre el caudal de generador. La consigna de control implementada, intenta igualar la potencia producida por el evaporador en cada instante, con la suma de la potencia demandada por las cargas, más las pérdidas que se producen en el depósito de frío, a través del mantenimiento de la temperatura de la parte inferior del depósito en valores de 10 °C, los cuales son suficientes para que los ventilosconvectores combatan la carga latente y permitan a la enfriadora trabajar con una temperatura de entrada de evaporador adecuada. De esta forma se tiene que el sistema opera de manera ininterrumpida demandando la potencia estrictamente necesaria, evitando además que la temperatura del depósito baje en exceso con la consiguiente penalización sobre la EER de la enfriadora.

A continuación se muestran las curvas de operación en cada uno de los circuitos de la enfriadora de absorción para el 7 de agosto de 2006. Como se puede ver en la Figura 77,

tanto el caudal del generador, como la temperatura de consigna del condensador, se modulan en función de la temperatura de entrada de generador, con el fin de equilibrar la producción del evaporador con la demanda.

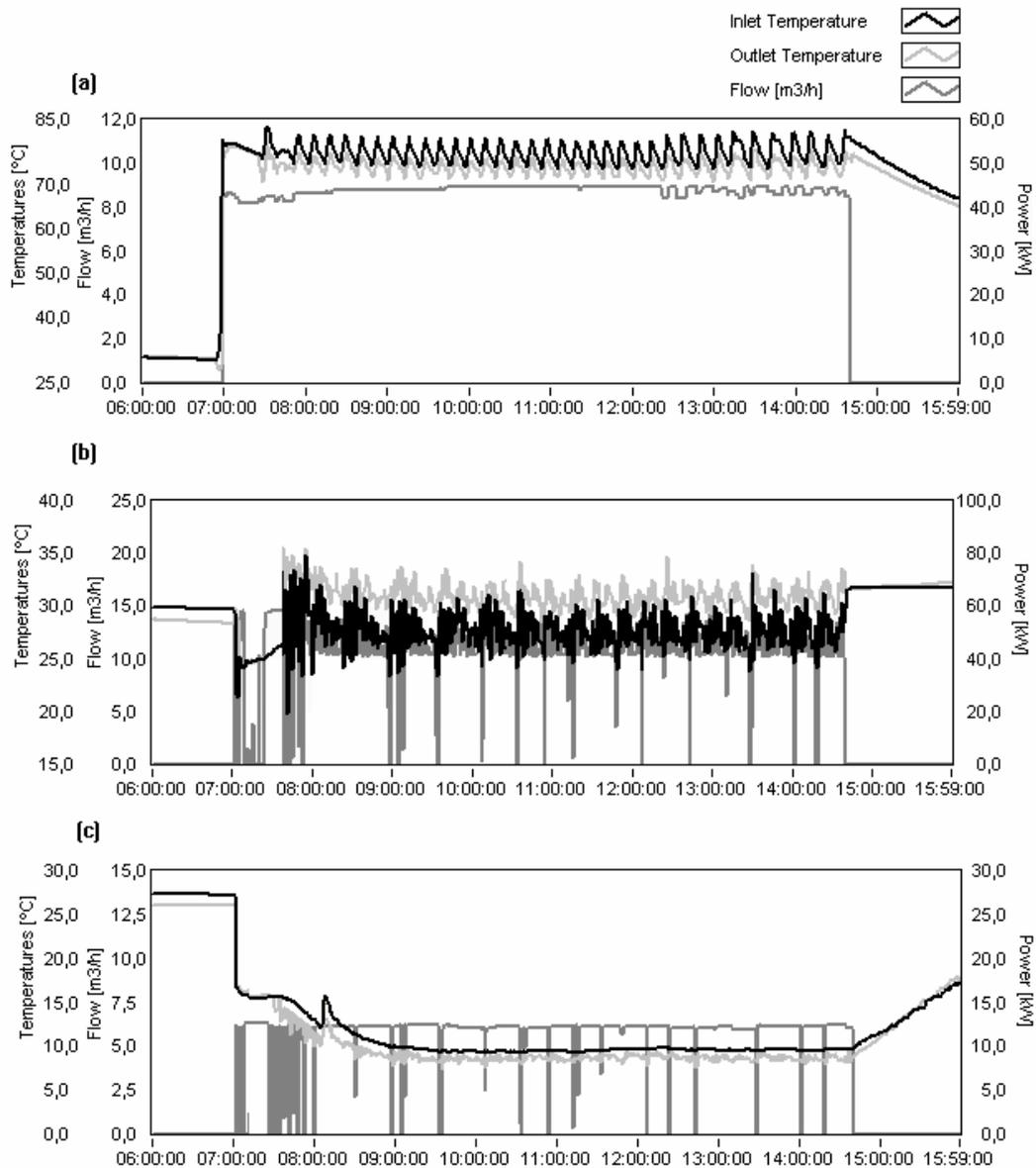


Figura 77: Curvas de la enfriadora el 7 de agosto de 2006 (a) gen., (b) conden. (c) evap.

La oscilación de los valores de condensador, mostrados en la Figura 77b se deben a las dificultades de mantener la temperatura de salida constante mediante una correcta sintonización del PID de la válvula de regulación debido a:

- El condensador adiabático se encuentra compartido con el resto de enfriadoras agua-aire que están operando de manera simultánea a la máquina de absorción, con sus correspondientes arranques y paradas así como variaciones de carga.

- Para impulsar el agua hasta las enfriadoras agua-aire se emplean tres bombas de caudal constante que se activan de manera secuencial en base a la temperatura de retorno.
- La modulación de la potencia de la torre se realiza mediante la marcha-paro de los ventiladores.
- La válvula de tres vías que regula la temperatura de entrada al condensador no dispone de equilibrado en la rama de by-pass.
- Debido a que la caldera tiene un quemador de doble rampa, provoca oscilaciones en la temperatura de entrada al generador de la máquina de absorción (Figura 77a) que se heredan en la condensación.

Parte de estas dificultades se podrían evitar con la instalación de una torre de refrigeración o condensador adiabático específico dedicado a la enfriadora de absorción, que además dispusiera de regulación de temperatura de agua de salida.

Como se observa en la Figura 77c la temperatura de entrada al evaporador se mantiene en torno a los 10°C y con ello el agua acumulada en el depósito y el agua enviada a la carga. La energía producida en el evaporador fue de 47,48 kWh y la potencia media 6,30 kW.

Como medida de seguridad se paran el caudal de evaporador y condensador cuando la temperatura de entrada al condensador llega por debajo de 23,5°C, lo cual se considera peligroso.

Uno de los inconvenientes que se han detectado en la regulación del generador por variación de caudal mediante válvulas de tres vías, es que a bajos regímenes de carga y por lo tanto reducido caudal en la máquina de absorción se deben diferenciar dos situaciones:

- Cuando la enfriadora se alimenta desde caldera, esta configuración es adecuada ya que hace que a baja carga, la temperatura de retorno aumente su valor y por lo tanto evita arranques innecesarios en el quemador, permitiendo garantizar en todo momento el caudal en la caldera. Es una forma de regulación muy extendida entre los diseñadores de instalaciones de climatización.
- Sin embargo cuando la instalación se alimenta desde la acumulación solar, en esta situación se puentea gran cantidad de agua con respecto a la que entra al generador, lo que hace que se reduzca de manera importante la estratificación de la acumulación solar, ya que se está llevando agua caliente de la parte superior a la inferior.

Por lo tanto se recomienda para la regulación por caudal de generador, el empleo de bombas de caudal variable mejor que válvulas de tres vías, debido a la penalización que

infiere este último sobre la estratificación, cuando la enfriadora trabaja a carga parcial, tal y como se muestra en (Bujedo et al. 2008) pudiendo el control variar el caudal en situaciones de aporte desde caldera, con elevados valores, y reducciones de caudal cuando se alimenta desde solar.

4.4.4 Resultados numéricos

A continuación se muestran datos de energía y potencias a lo largo de cada uno de los periodos considerados. Destacar que los valores se han calculado como medias diarias de cada uno de ellos, por lo que no tienen porqué coincidir con las operaciones realizadas entre ellos. Con valores globales también se ha estimado la potencia en base a las horas medias de operación en cada uno de los periodos. En la Tabla 36 y la Tabla 37 se muestran los valores del campo generador de manera conjunta.

En la Tabla 36, se muestran los valores medios de energía y potencia que permiten la determinación del rendimiento de los captadores, las pérdidas en el circuito primario y el rendimiento de los intercambiadores.

	Radiación incidente	Radiación capturada	Primario Solar	Secundario Solar
Periodo 1	Agosto, septiembre de 2005 y Mayo, junio y julio de 2006			
Energía [kWh/día]	555,12	142,66	132,99	123,19
Potencia media [kW]	123,29	31,68	29,54	27,36
Energía normalizada [kWh/m ² día]	7,16	1,84	1,72	1,59
Periodo 2	Junio, julio y agosto de 2007			
Energía [kWh/día]	478,68	133,19	108,03	103,08
Potencia media [kW]	85,84	23,88	19,37	18,48
Energía normalizada [kWh/m ² día]	6,17	1,72	1,40	1,33
Periodo 3	Agosto y septiembre de 2006			
Energía [kWh/día]	199,76	146,98	120,65	112,36
Potencia media [kW]	84,14	24,75	20,31	18,92
Energía normalizada [kWh/m ² día]	6,44	1,89	1,56	1,45

Tabla 36: Radiación y energía aprovechada.

En la Tabla 37 se pueden ver los rendimientos así como las mejoras con respecto al caso base (periodo 1). Se observa una mejora de la producción solar así como del sistema total como consecuencia del control por caudal variable y arranque por radiación crítica (7-12%, Tabla 37). También hay una ligera variación en el rendimiento de los intercambiadores.

	Rendimiento Solar [%]	Mejora [%]	Rendimiento Intercambiador [%]	Mejora [%]	Rendimiento Total [%]	Mejora [%]
Periodo 1	25,70	-	92,63	-	4,53	-
Periodo 2	27,82	7,62	95,42	2,92	8,09	44,00
Periodo 3	29,41	12,61	93,13	0,53	8,74	48,17

Tabla 37: Rendimientos.

	Acumulada	Aportada	Mejora [%]
Periodo 1 [kWh/día]	100,84	25,17	-
Periodo 2 [kWh/día]	73,34	38,74	35,03
Periodo 3 [kWh/día]	73,70	43,70	44,69

Tabla 38: Energía acumulada y aportada (acumulación solar).

En la Tabla 38 puede apreciarse una importante mejora en la cantidad de energía acumulada y la enviada a la enfriadora en los periodos 2 y 3 frente al periodo base.

	Generador	Condensador	Evaporador	Demanda
Periodo 1	Agosto, septiembre de 2005 y Mayo, junio y julio de 2006			
Energía [kWh/día]	246,55	326,53	50,46	43,90
Potencia media [kW/día]	36,90	48,87	7,55	6,57
Periodo 2	Junio, julio y agosto de 2007			
Energía [kWh/día]	205,22	234,38	35,53	22,46
Potencia media [kW/día]	58,84	68,34	10,36	6,55
Periodo 3	Agosto y septiembre de 2006			
Energía [kWh/día]	184,57	221,81	42,20	37,24
Potencia media [kW/día]	42,99	51,66	9,83	8,67

Tabla 39: Energía y potencia media en la enfriadora (todos los circuitos).

El control de la carga parcial de la enfriadora, la obliga a permanecer parada durante largos periodos de tiempo (Tabla 39). El Periodo 2 permite a la enfriadora trabajar a su máxima potencia lo que reduce los tiempos de producción pero incrementa el número de ciclos, mientras que el Periodo 3 consigue una regulación optimizada para la potencia demandada reduciendo el tiempo de ciclado.

En la Tabla 40 la primera columna muestra el COP (EER) obtenido como ratio entre la energía producida en el evaporador y la aportada en el generador. La segunda columna es el ratio entre la energía aportada al edificio entre la del generador. La tercera establece la relación entre la energía introducida al generador procedente de la solar y la energía total introducida (solar+caldera), mientras que la última es la relación entre la energía del evaporador y la radiación total incidente sobre los captadores.

	COP [%]	COP_{carga} [%]	Facción solar [%]	COP_{solar} [%]
Periodo 1	20,46	17,55	10,49	1,04
Periodo 2	18,27	10,67	21,04	0,94
Periodo 3	23,07	19,62	27,05	1,85

Tabla 40: COPs y fracción solar.

Las fracciones solares, durante los Periodos 2 y 3 se incrementan como resultado de las acciones de control implantadas. Esto hace que el número de horas de aporte con solar sea mayor que desde caldera, y con ello a una temperatura más baja de media lo cual se traduce en un peor rendimiento medio, por ello se puede ver como el COP en el periodo 2 es inferior al del periodo 1. Sin embargo en el periodo 3 la modulación de caudal de generador además de aumentar la fracción solar permite una reducción importante del ciclado marcha paro de la enfriadora y con ello una mejora importante del rendimiento.

Rendimientos	Teórico [%]	Real [%]
Captadores	60	29,41
Distribución primario	90	82,09
Intercambiador	95	93,10
Almacenamiento+distribución secundario	90	38,39
Máquina de absorción	70	23,07
Almacenamiento de frío+distribución	90	88,25
Total	29	1,85

Tabla 41: Comparación de rendimientos teóricos y reales.

Finalmente en la Tabla 41 se muestra una comparación entre los datos de rendimiento considerados a partir de los fabricantes, o en su defecto valores habituales en la bibliografía frente a los obtenidos en las mejores condiciones, esto es el Periodo 3.

Como resultado de la comparación destacar:

- Las elevadas pérdidas sobre el almacenamiento secundario y lazo de distribución, debidas en parte al horario de uso del edificio. Este se encuentra vacío a las 15:00 (13:00 solar) no habiendo demanda hasta las 7:00 del día siguiente. Este retraso provoca un aumento en las pérdidas en la acumulación así como una reducción del rendimiento de los captadores, debido a las elevadas temperaturas que se alcanzan en operación durante la tarde.
- Hay una reducción del COP (EER) de la enfriadora debido a su sobredimensionado frente a la demanda del edificio, obligando a trabajar al sistema a carga parcial con un elevado número de ciclos.

4.4.5 Mejoras en el rendimiento

El año 2008 se iniciaron una serie de cambios sobre la instalación para mejorar su rendimiento global. Se ha incluido un intercambiador de calor con el que poder introducir el agua enfriada al suelo refrescante del edificio con lo que se consigue: por un lado aumentar la carga a la que se ve sometida la enfriadora, ya que se puede alimentar al suelo refrescante de todo el edificio, superando los 35 kW nominales de la enfriadora, disponiendo de menos restricciones en cuanto a su horario de uso debido a la elevada inercia que presenta. Por otro lado aumenta la temperatura de operación del evaporador desde los 10°C de ventiloconvectores a valores superiores a los 13°C, que es el valor de temperatura de condensación para las condiciones habituales de temperatura y humedad relativa interior en las salas, con los que se evita la condensación sobre el suelo y sobre los propios tubos de distribución.

Otro de los cambios a los que se ha sometido la instalación ha sido el aumento de la superficie del campo de planos de 37,5 m² a 50 m², y la sustitución de la plataforma de tubos de vacío por otra con 32 m² de colectores planos de alta eficiencia. Los tubos de vacío han presentado problemas mecánicos con el movimiento de la estructura siendo muy sensibles a desequilibrios hidráulicos lo cual dificulta su regulación por caudal variable.

Debido a una incorrecta selección de las válvulas de equilibrado hidráulico, los caudales no eran los adecuados provocando una disminución en el rendimiento. Los problemas fueron resueltos al realizar los cambios en la instalación (aumento en la sección de las tuberías y equilibrado por retorno invertido) obteniendo durante los meses de julio y agosto rendimientos medios del 43 % en el campo de captadores planos.

Durante los veranos de 2010 y 2011 se ha estado trabajando únicamente con los 50 m² de colectores planos a falta de finalizar el montaje de la nueva plataforma, estando la instalación alimentada exclusivamente con energía solar sobre el suelo refrescante de una parte del edificio. Destacar que la baja humedad relativa que se tiene en el ambiente, lleva

a valores en el interior de la sala por debajo del 50 %, lo que hace innecesario el combatir carga latente.

Los resultados han experimentado una mejora notable originada por el uso de un horario independiente del de uso del edificio que minimiza las pérdidas, ya que la elevada inercia del suelo refrescante permite un almacenamiento de energía en la propia estructura, y el aumento de la temperatura de evaporador por el uso de suelo refrescante.

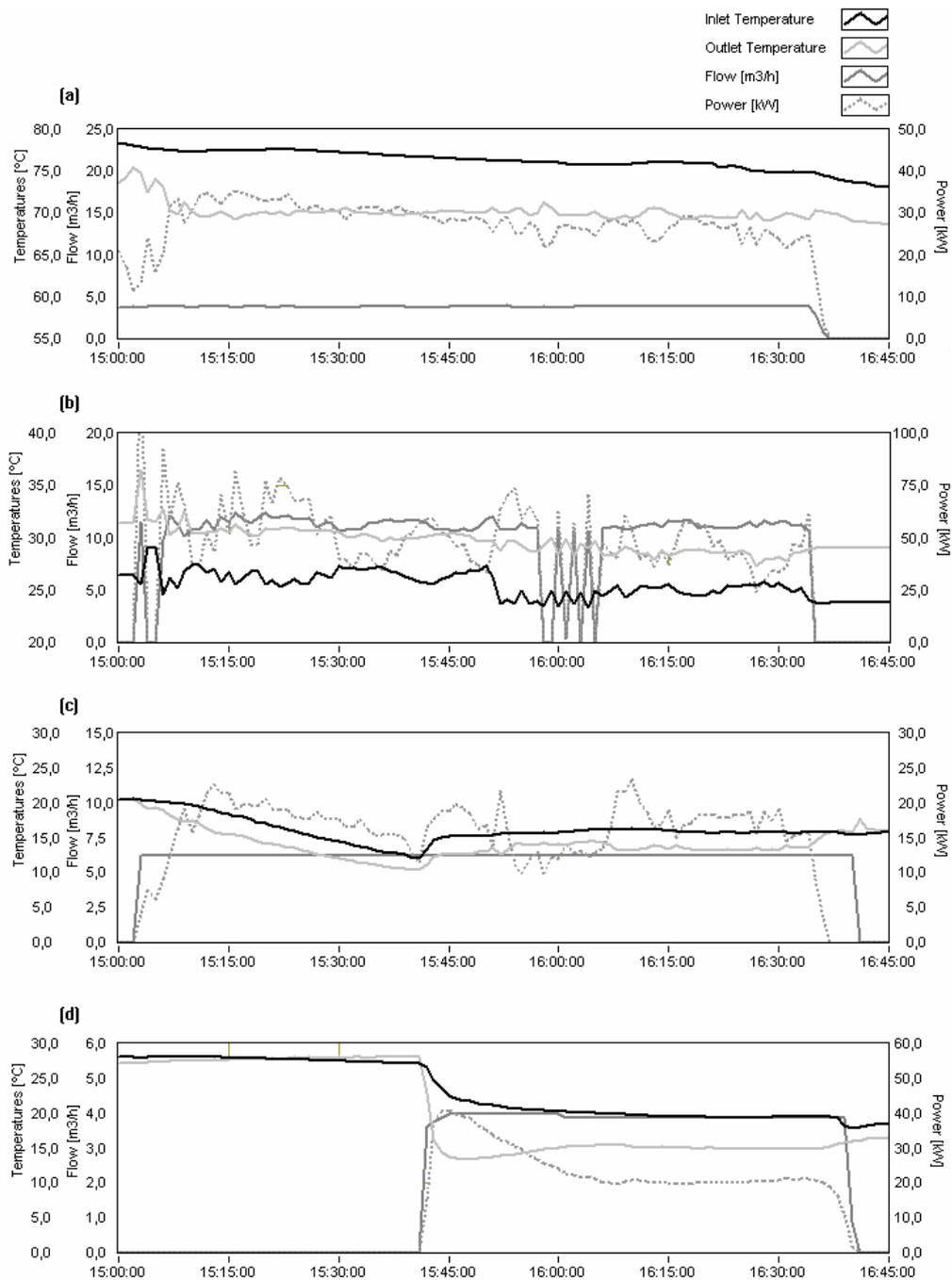


Figura 78: Operación con suelo refrescante (a)gen., (b) conden., (c) evap. y (d) suelo.

En las Figura 78 y Figura 79 se muestran los resultados de una prueba realizada el 16 de julio de 2010 con suelo refrescante y operando con bajas temperaturas de condensador y generador.

La Figura 78a correspondiente al generador muestra temperaturas de entrada por debajo de los 80 °C. En Figura 78b se puede apreciar como al reducirse la temperatura de generador debido al agotamiento de la acumulación solar, también lo hace la consigna de la temperatura de entrada al condensador. En la Figura 78c se puede ver como en el tramo final del ensayo a pesar de los bajos valores de temperatura de generador, se mantiene una elevada potencia de salida debido a: por un lado al bajo valor de temperatura del condensador y por otro al elevado valor de temperaturas de evaporador.

Finalmente en la Figura 78d se puede observar las características de aporte de energía al suelo refrescante, el cual gracias a la acumulación intermedia, es capaz de dar potencias elevadas de salida (20 kW) y mantener un perfil constante de demanda.

En la Figura 79 se muestra el COP (EER) de operación el cual presenta un valor elevado a pesar de las condiciones de temperatura de generador tan bajas, incluso aumentando en la fase final del ensayo debido probablemente a la energía acumulada en el cuerpo de la enfriadora con valores muy por encima de los nominales. La estrategia de parada de la enfriadora es importante para recuperar calor en el interior del generador de la enfriadora, por ello se introdujo una mejora en el control de parada, que una vez detenido el aporte de generador mantenga la bomba de evaporador hasta que la temperatura de salida esté por encima de la del depósito de enfriamiento.

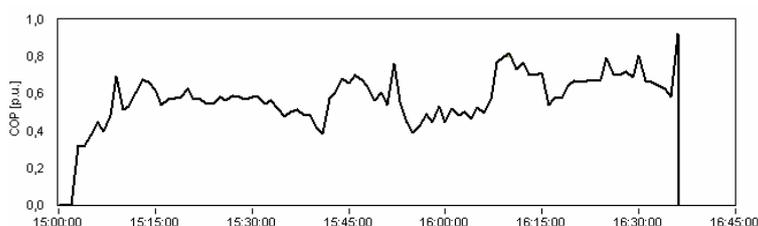


Figura 79: COP de la enfriadora el 16 de julio de 2010.

El valor medio obtenido fue del 57 %, valor este muy superior a la alimentación de ventilosconvectores y con una temperatura de generador baja. A modo de resumen, en la Tabla 42 se muestran las energías y potencias en cada uno de los cuatro circuitos de la instalación.

	Generador	Condensador	Evaporador	Demanda
Energía [kWh]	44,5	73,47	25,39	23,41
Potencia media [kW]	27,25	44,98	15,54	25,00

Tabla 42: Energías y potencias el 16 de julio de 2010.

4.5 Criterios de diseño

Como resultado se dan una serie de criterios de diseño, y su influencia sobre el comportamiento final de la instalación como consecuencia de los resultados obtenidos.

- El ajuste de la temperatura de entrada al generador debe ser diferente en función de que se esté alimentando desde la instalación solar o bien desde la caldera. En el primer caso, conviene ajustar el valor al más bajo que admita la máquina de absorción, y reducir también la temperatura de condensador si es posible. Sin embargo cuando se alimenta con la caldera, se debe ir al valor nominal de la máquina de absorción en ambos parámetros.
- La reducción en la temperatura de condensación es un factor muy importante en el rendimiento de la instalación, siendo este valor en climas secos más dependiente de las condiciones climáticas (temperatura de bulbo húmedo) que del factor de calidad de la torre. Bajo determinadas condiciones se puede alimentar a la enfriadora con valores por debajo de los indicados por el fabricante, teniendo de esta forma mejoras importantes en las prestaciones sobre todo cuando la máquina opera protegida frente a cristalización: con valores bajos de aporte en generador y con temperaturas de evaporador elevadas.
- Como consecuencia, los sistemas de absorción se deben emplear con sistemas radiantes. Esto permite el empleo de temperaturas de evaporador superiores y con ello un mejor rendimiento así mayor protección frente a la cristalización. En determinados casos permite además su empleo como bomba de calor durante el invierno. En efecto, la temperatura de condensador puede llegar hasta los 36°C de salida, que es un valor adecuado para su empleo en calefacción en un suelo radiante si se dispone de un foco de muy baja temperatura para alimentar al evaporador.
- Se aconseja realizar instalaciones de refrigeración solar híbridas en las que haya apoyo por parte de un sistema de compresión. Esta opción debe ir acompañada de una estrategia de operación en configuración base-punta para hacer frente a demandas elevadas puntuales tanto de carga sensible como latente.
- Se debe acondicionar mediante refrigeración solar, zonas cuya demanda tenga una fracción importante debida a la radiación exterior (grandes acristalamientos y orientación sur).

4.6 Conclusiones

Como resultado de este capítulo, se pueden extraer una serie de conclusiones prácticas, además de los criterios de diseño que se han mostrado anteriormente.

A partir del análisis de sensibilidad de la instalación se ha podido ver que la temperatura de condensador es más influyente cuanto menor valor tiene. Si aumenta hace que otras variables adquieran más importancia (ver 4.2.1).

El hecho de que la enfriadora por absorción en la instalación real haya trabajado en condiciones de condensación por debajo de los valores que indica el fabricante y no haya resultado dañada, valida de manera cualitativa la obtención de la curva de temperatura de condensación mediante el modelo mostrado en el apartado 3.4.4. Se considera que en trabajos futuros, y mediante la instrumentación de las variables internas de la enfriadora (temperaturas y presiones) se puede validar de manera cuantitativa la bondad del modelo.

El Building Ratio Load (BRL) definido como el cociente entre la parte de la demanda que depende del exterior frente a la demanda total, es un factor importante a tener en cuenta a la hora de diseñar instalaciones de refrigeración solar, ya que valores elevados permiten un mejor aprovechamiento de la energía disponible, necesitando menos superficie solar y menor volumen de acumulación.

Se considera que las instalaciones de refrigeración solar deberían usarse con sistemas radiantes (techo o suelo) pero su baja densidad energética y elevada inercia aconsejan el empleo de sistemas complementarios en configuración (base-punta). El sistema radiante aporta la base de la demanda con un lazo de control basado en la medida de la temperatura superficial, mientras que el sistema complementario rápido hace frente a las puntas de demanda y elimina carga latente en condiciones de elevada ocupación o con climas húmedos, gobernado por un segundo lazo de control basado en la temperatura ambiente.

Se ha tomado una instalación de suelo refrescante con sistema de apoyo por compresión y se ha comparado con dos simulaciones: una con suelo radiante exclusivamente y otra en la que dispone de sistema auxiliar, llegando a las siguientes conclusiones sobre el suelo refrescante:

- Se muestra como un sistema fácilmente saturable que no es capaz de retirar más de una cantidad limitada de carga en función de la temperatura superficial, siendo su potencia de frío prácticamente constante una vez alcanzado el estacionario. Por lo tanto un tipo de aplicación en el que el dimensionado a través de ratios de potencia por unidad de superficie puede ser un buen valor de inicio.
- Se ha comportado como un sistema con una elevada inercia poco sensible a la evolución de las cargas internas y las condiciones exteriores por lo que es ideal como sistema “base”.
- La climatología del interior de España, con bajas temperaturas de rocío, permite que se pueda aplicar este tipo de configuraciones en aplicaciones con baja

producción de carga latente, con reducidos riesgos de condensaciones y potencias adecuadas de suelo.

- En contra de lo que puede parecer conforme se reduce la temperatura superficial, también lo hace la potencia de frío que es capaz de retirar el suelo refrescante. Ello está en consonancia con el efecto de saturación.
- La evolución de la temperatura interior arrojada por el modelo es similar a la real, pero no así la carga ni el comportamiento dinámico del suelo.
- TRNSYS incorpora un modelo resistivo que no tiene en cuenta la acumulación de calor en el cerramiento activo por lo que su empleo como herramienta de dimensionado es adecuado, ya que la energía entregada posteriormente será devuelta al sistema, pero presenta divergencias en la estimación de valores instantáneos de la temperatura superficial, sobre todo si no se tiene un modelo perfectamente identificado debido a que la inercia del sistema real es muy superior a la del modelo.
- La falta de precisión de la simulación puede ser debida a diferencias entre el sistema real y el que se proyectó. Destacar que no se ha realizado la identificación del sistema real para el ajuste del modelo porque no era el fin del presente trabajo teniendo en cuenta además el déficit que tiene el modelo resistivo. Queda pendiente para el futuro, la comparación del sistema real con un modelo identificado adicionando elementos de inercia.
- El empleo de una bomba de calor reversible en apoyo es recomendable para conseguir valores de confort adecuados en momentos con elevada carga interna, funcionando como sistema de “puntas”. En situaciones con elevadas cargas latentes bien por ocupación, bien por clima, este tipo de sistemas es imprescindible con el fin de poder reducir la humedad interna y con ello la temperatura de impulsión del suelo.

Se han mostrado datos de operación de la instalación funcionando en condiciones reales, durante largos periodos de tiempo, comparando los resultados de la aplicación de diferentes estrategias de control tanto en la parte solar como en la enfriadora por absorción. Se ha podido comprobar que los valores paramétricos indicados por los fabricantes, está obtenidos en laboratorio en condiciones estables, que no se cumplen en general para valores acumulados y en condiciones reales de operación con muchos transitorios. La fracción de carga a la que se somete a la enfriadora tiene también importancia sobre el rendimiento de la instalación, ya que un elevado ciclado reduce su rendimiento global de manera importante.

Respecto al control, se han aportado datos sobre la aplicación en una instalación real de algunas ideas que aunque clásicas, están poco implantadas: arranque de la instalación solar

por radiación crítica, caudal variable en el campo solar. Su aplicación a la instalación de CARTIF frente a estrategias convencionales de arranque por radiación constante y caudal fijo, ha permitido una mejora en el rendimiento de los captadores, así como del sistema completo.

Los controles convencionales de las enfriadoras por absorción actúan sobre el caudal o la temperatura del generador, o bien mediante ciclos marcha paro. Se han desarrollado dos controles alternativos basados en la regulación de la temperatura de entrada al condensador combinando esta acción con la regulación del caudal de generador, lo que ha permitido una mejora importante en las prestaciones.

La adaptación de la temperatura de condensación a la temperatura de generador es relativamente fácil de exportar a otras instalaciones, ya que es habitual el disponer de este lazo de regulación con respecto a la torre de refrigeración o condensador adiabático, aumentando la máxima potencia disponible en cada instante.

El control para la enfriadora por absorción que mejores prestaciones ha dado de los tres es el basado en una acción conjunta sobre el generador y sobre el condensador simultáneamente.

Los resultados han mejorado una vez que se han detectado y resuelto algunos defectos de la instalación:

- La producción y demanda deben estar en fase temporal, caracterizado por un valor elevado de BRL.
- En el diseño de la instalación la potencia de la enfriadora y la potencia de demanda deben ser lo más semejantes posible para evitar funcionamientos a carga parcial.
- La regulación del caudal del generador debe realizarse mediante bombas de caudal variable, en vez de mediante válvulas de tres vías que penalizan la estratificación de los depósitos.
- La ejecución de la instalación tiene un efecto gran sobre el rendimiento de los captadores. Se debe ser muy cuidadoso con el equilibrado y el diseño hidráulico. La conexión hidráulica entre los captadores y los tubos de distribución no deben realizarse mediante válvulas de equilibrado estático si se van a implantar caudales variables, ya que puede provocar diferencias de caudal entre los diferentes ramales con una reducción de las eficiencias de los captadores.

Las medidas tomadas para la resolución de los problemas detectados han sido:

- Incrementar el área de captadores planos para disponer de un mayor aporte solar.

- Cambio del sistema de distribución de frío. El suelo radiante existente se ha aprovechado para distribuir agua fría a mayor temperatura que con los ventilosconvectores. De esta forma, la enfriadora admite una mejora regulación de la carga a la que se puede ver sometida, ya que los 1000 m² disponibles, arrojan una demanda mayor y además se tiene control sobre las válvulas del edificio, de forma que se pueden elegir zonas adecuadas en base al criterio del BRL.

Como resultados se ha obtenido:

- Una mejora de la EER debido al incremento de la temperatura de evaporador y una demanda más constante que ha permitido una mejora de los rendimientos. Las cargas latentes se cubren con una pequeña bomba de calor agua-agua cuando es necesario.
- Las pruebas realizadas en el rango de 10-15°C durante los veranos de 2008. 2009. 2010 y 2011 muestran una mejora importante de la EER y del campo solar. Los captadores han llegado valores medios del 37% en septiembre de 2009 cuando los valores previos eran del 30 %. Tras el equilibrado hidráulico la instalación solar durante el verano de 2010 llegó hasta el 43 %.
- El suelo refrescante permite trabajar a la enfriadora en condiciones más benignas permitiendo EERs (COP) de hasta el 57 % que es un valor próximo al que se obtuvo mediante simulación y se muestra en la Tabla 33.

Capítulo 5: Dimensionado de instalaciones

5.1 Introducción

La complejidad en operación de las instalaciones de climatización en general y las de refrigeración solar en particular, presentan una gran dependencia de las condiciones de operación, lo que aconseja el empleo de métodos de dimensionado basados en simulación dinámica que permitan evaluar el efecto de la interacción de unas variables con otras. Los resultados basados en este tipo de soluciones, como se ha visto anteriormente, requieren de un proceso cuidadoso de identificación de los valores de los parámetros con el fin de poder tener resultados fiables. Por otro lado y para disponer de valores aproximados en una etapa temprana de decisión, es mejor el empleo de metodologías simplificadas las cuales permiten obtener valores aproximados de explotación sin unos requerimientos tan elevados de cálculo e información como los requeridos por las herramientas de simulación dinámica.

Este capítulo consta de dos partes:

- Una parte importante en el proceso de dimensionado es la información climática que en el caso de simulación, debe ser horaria. En este apartado se va a evaluar la influencia que tiene sobre los resultados de simulación el empleo de diferentes bases de datos climáticas, así como la comparación de estos con datos reales provenientes de la estación meteorológica del verano del 2006. También se pondrá de manifiesto, como ligeras diferencias en los datos climáticos se ven amplificadas cuando la instalación está sometida a condiciones cambiantes por motivos de horario o control.
- En la segunda se muestra y valida una metodología de dimensionado simplificada con reducidos recursos de cálculo, que permiten resultados relativamente buenos

comparada con otras metodologías existentes y con datos de la instalación real como una forma de valorar la precisión de todos ellos.

5.2 Influencia de las bases de datos climáticas

5.2.1 Descripción de la metodología empleada

Para poder evaluar la posible influencia en los resultados energéticos de explotación de la instalación debida a las fuentes de datos climáticos, se han comparado diferentes fuentes de datos climáticos horarios anuales sobre el modelo identificado previamente en el Capítulo 3:

- TMY: Datos generados con Meteonorm® en formato TMY2.
- EP: Energy Plus® obtenidas de la página web: <http://www.eere.energy.gov/> del U.S. Department of Energy
- CTE: Código Técnico en la Edificación, recogidos directamente de la página web: <http://www.mityc.es> del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio.
- Datos reales procedentes de la estación meteorológica para el año 2006 que es el año menos dependiente de la estrategia de control.

Con el fin de poder determinar las diferencias que se obtendrían si en vez de emplear datos horarios se hiciera con datos medios mensuales diarios, de manera previa a su aplicación sobre el modelo se han comparado los datos a nivel mensual y a nivel de todo el periodo de simulación (de junio a septiembre). Para ello se ha elaborado un modelo en TRNSYS, mostrado en la Figura 80, que permite la recogida y comparación de los datos de cada uno.

En la Tabla 43 se muestra un resumen de los resultados obtenidos como valores medios a lo largo de todo el periodo de simulación, tanto de los datos reales recogidos por la estación meteorológica de CARTIF como los datos procedentes de tres bases de datos sintéticos.

A la hora de evaluar las diferencias se han establecido dos columnas:

- Dif₁: que son las diferencias entre los datos de las bases climáticas calculadas como la diferencia entre el máximo y el mínimo de los tres, y divididas por el mínimo con el fin de que el resultado sea conservativo.
- Dif₂: que se ha determinado como la diferencia entre el valor de los datos reales y la media de los valores procedentes de las tres bases de datos.

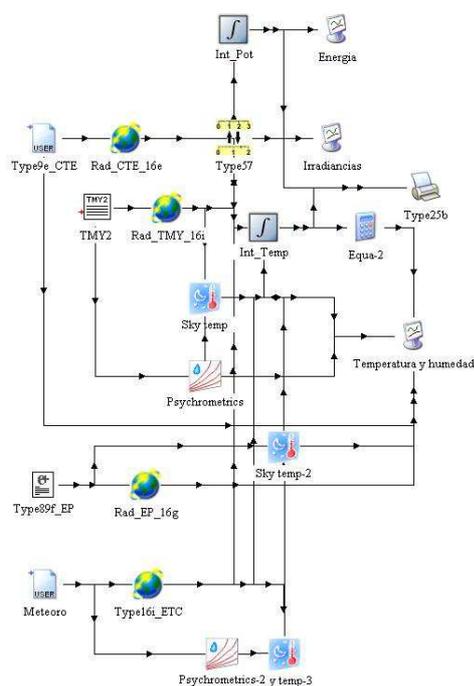


Figura 80: Diagrama TRNSYS de comparación de bases climáticas.

	Real (2006)	CTE	EP	TMY	Dif ₁ [%]	Dif ₂ [%]
Radiación superficie inclinada [kWh/m ² · mes]	880,00	791,11	790,03	781,70	1,20	10,50
Radiación superficie inclinada [kWh/m ² · día]	7,21	6,48	6,48	6,41	1,20	10,50
Temperatura media [°C]	18,77	19,9	19,89	19,63	1,38	-5,52
Temperatura de cielo [°C]	0,88	6,86 ^(*)	0,36	1,07	-197,22	45,83
Humedad relativa media [%]	52,51	49,9	49,34	53,19	-7,80	3,24

Tabla 43: Comparación de Datos climáticos básicos.

(*) Valor anormalmente elevado.

Se ha observado que los datos climáticos de CTE y EP son prácticamente idénticos, tanto en su evolución horaria como en sus valores medios, habiendo diferencias significativas, únicamente en la temperatura de cielo, en el que CTE presenta valores mucho más altos que EP, lo que hace pensar que ambos provienen de fuentes semejantes y disponen de metodologías diferentes para la determinación de la temperatura de cielo. Por ello este valor no ha sido considerado a la hora de calcular las Dif₁ y Dif₂ definidas anteriormente.

Por otro lado como pone de manifiesto la columna Dif_1 , los valores de radiación y temperatura, que son las variables más importantes a la hora de evaluar el rendimiento y la producción de instalaciones solares, son relativamente pequeñas, 1,20% y 1,38% respectivamente. La humedad relativa, dispone de un error de casi un 8% y la temperatura de cielo sin considerar el dato procedente del CTE, sí presenta diferencias importantes pero su influencia sobre las prestaciones del modelo son poco significativas ya que habitualmente se puede calcular de manera homogénea partiendo del resto de datos. Estas pequeñas diferencias justifican que métodos de dimensionado con valores medios diarios mensuales provenientes de estas bases de datos, van a arrojar valores semejantes.

Como se puede ver en la Tabla 43, los datos climáticos correspondientes a 2006 tienen una radiación media que es un 10 % superior y una temperatura media un 5,52 % inferior, respecto al valor medio de las bases de datos sintéticas (Dif_2).

De manera más particular y a nivel mensual, se pueden ver gráficamente la evolución de las variables climáticas más importantes.

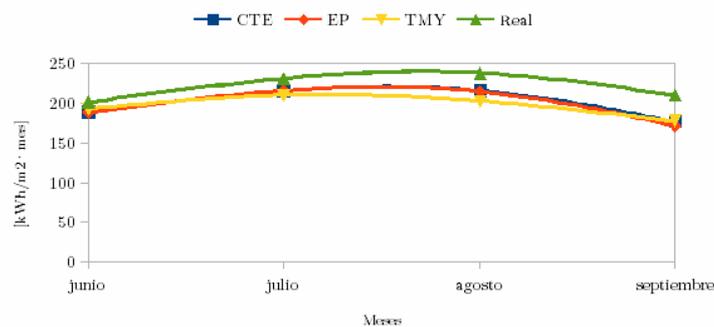


Figura 81: Energía mensual por unidad de superficie.

En la Figura 81 se aprecia como durante todos los meses, el valor de radiación real es superior a las bases de datos sintéticas. Por otro lado, con respecto a las bases de datos las diferencias en valores medios son pequeñas.

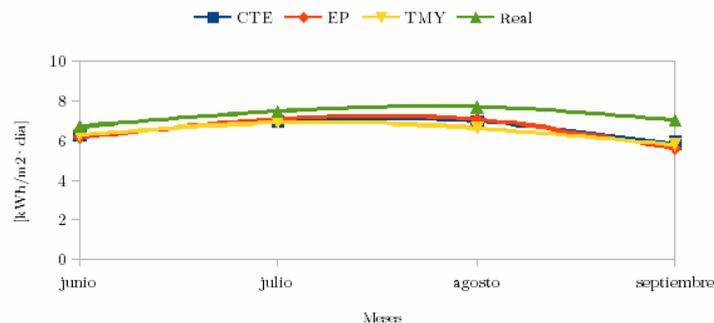


Figura 82: Energía media diaria mensual por unidad de superficie.

Como es lógico, la energía media diaria representada en la Figura 82 sigue el mismo comportamiento que la radiación acumulada.

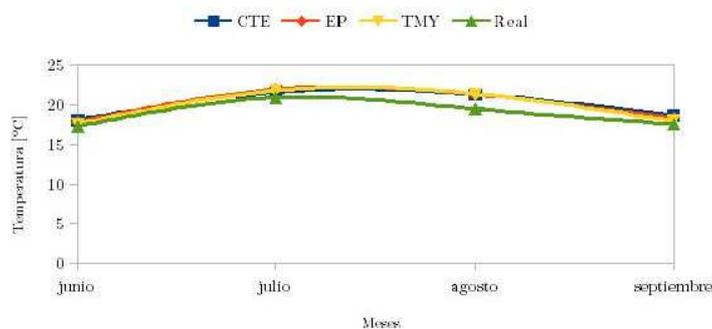


Figura 83: Temperatura Media Mensual.

Con respecto a la evolución mensual de la temperatura media, que se puede apreciar en la Figura 83 los valores reales son ligeramente inferiores a los de las bases de datos.

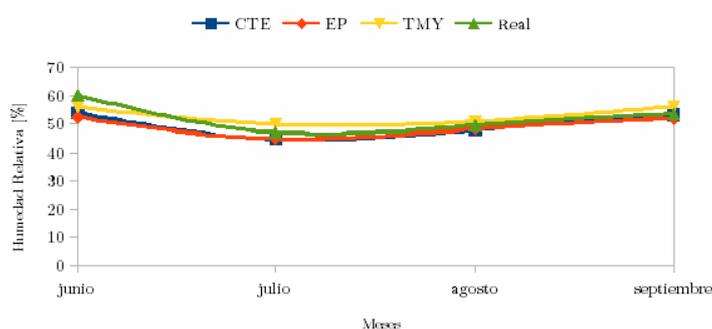


Figura 84: Humedad Relativa media mensual.

Finalmente y con respecto a la humedad relativa, destacar que el valor real se encuentra entre los valores de las bases de datos climáticas como se puede ver en la Figura 84.

En resumen, los datos de partida con los que se ha alimentado al modelo a nivel de valores medios no presentan unas diferencias excesivas.

5.2.2 Resultados de la simulación

Sobre el modelo identificado en el Capítulo 3 se han aplicado las diferentes bases de datos climáticas disponibles, y se han comparado además estos datos con los provenientes de la instalación real obteniendo los resultados siguientes.

A modo de resumen se dan los valores finales de la simulación de los parámetros más importantes de explotación de la instalación en la Tabla 44. La columna de datos reales se corresponden con los mostrados en las Tabla 17, Tabla 18, Tabla 19, Tabla 20.

	Real	CTE	EP	TMY	Dif ₁ [%]	Dif ₂ [%]
Energía Solar Incidente Vacío [kWh]	30.360	27.293	27.256	26.969	1,20	10,50
Energía Solar Captada Vacío [kWh]	7.053	5.547	5.362	5.278	5,10	23,50
Rendimiento Captadores Vacío [%]	23,23	20,32	19,67	19,57	3,85	14,53
Energía Solar Incidente Planos [kWh]	33.000	29.667	29.626	29.314	1,20	10,50
Energía Solar Captada Planos [kWh]	9.766	8.421	8.163	8.015	5,07	16,04
Rendimiento Captadores Planos [%]	29,59	28,39	27,55	27,34	3,82	6,20
Energía solar incidente total [kWh]	63.360	56.960	56.882	56.282	1,20	10,50
Energía Solar Captada Total [kWh]	16.819	13.968	13.525	13.293	5,08	19,17
Rendimiento medio global [kWh]	26,55	24,52	23,78	23,62	3,83	9,69
Energía aportada solar [kWh]	4.330	3.007	2.930	2.847	5,62	32,38
Energía aportada Caldera [kWh]	16.744	22.718	24.979	23.555	9,95	-41,85
Energía Condensador [kWh]	25.977	31.724	34.373	32.169	8,35	-26,09
Energía Generador [kWh]	21.073	25.724	27.909	26.201	8,49	-26,28
Energía Evaporador [kWh]	4.903	6.000	6.424	5.967	7,66	-25,03
Energía Demandada [kWh]	4.343	5.261	5.682	5.226	8,73	-24,10
Fracción solar [%]	20,55	11,69	10,50	10,87	11,35	46,38
COP medio [%]	23,27	23,32	23,02	22,77	2,42	0,98
COP solar [%]	1,41	1,11	1,10	1,01	10,12	24,00

Tabla 44: Comparación de resultados de simulación

También se han establecido dos columnas para evaluar las diferencias entre los datos, de forma análoga a como se ha hecho en la Tabla 43. Se van a analizar de manera paralela la comparación de resultados, por un lado se encuentran las diferencias entre bases de datos y por otro, las diferencias entre las bases de datos climáticas frente a los datos reales obtenidos durante el verano del 2006.

Diferencias entre bases de datos

Las diferencias que se obtienen a la hora de evaluar la producción por parte de los dos campos solares (vacío y planos) es semejante. Como se puede ver en la columna correspondiente a Dif₁ en la Tabla 44, se aprecia como partiendo de un error en los datos

climáticos del 1,2%, la energía captada presentan unas diferencias del 5,10% y 5,07%, lo que supone una amplificación del error de unas 4 veces más. Sin embargo las diferencias en el rendimiento son del 3,85% y 3,82%. Si se consideran los balances de energía del campo solar de manera conjunta, los errores de producción y rendimiento de los valores agregados son semejantes a los obtenidos de manera separada.

Con respecto a los aportes energéticos provenientes de la instalación solar (*Energía aportada solar*), las simulaciones con bases de datos climáticas sintéticas presentan un valor de diferencia semejante al de producción 5,62%, mientras que la diferencia en la *Energía aportada por caldera* asciende hasta valores de casi el 10%.

Analizando las diferencias en los flujos energéticos que interactúan con la máquina de absorción, se pueden apreciar valores de diferencias entre el 7,66 y el 8,73.

Finalmente las diferencias que se producen sobre los parámetros globales de explotación son: fracción solar del 11,35 %, COP de la enfriadora 2,42% y COP solar en torno al 10% de diferencia.

Como se puede ver las simulaciones partiendo de datos climáticos que en valores medios son muy semejantes, a la hora de someterles a una instalación en la que se ha definido un horario de uso, amplifican sus diferencias hasta valores del 10%, simplemente por considerar secuencias de datos climáticos diferentes.

Diferencias respecto a los datos reales

Como se puede ver en columna Dif₂ de la Tabla 44, la energía incidente sobre el campo de vacío, el de planos y el total, durante el año 2006 fue en torno a un 10 % superior que la media de las bases de datos climáticas. Este buen año de radiación se traduce en una amplificación de la captación que llega al 23,5% y el 16,04% para el campo de tubos de vacío y el de los captadores planos respectivamente, teniendo un 19,17% en el valor medio conjunto total. Ello se debe al mejor rendimiento que presenta el caso de datos reales, el cual dispone de valores de 14,53% en el caso del campo de vacío, un 6,20% el campo de planos y un 9,69% en el caso agregado. Las posibles razones en las que se asientan estas mejoras de rendimiento, pueden ser:

- Secuencias de días y horas más favorables. El disponer de horarios diario y semanal de uso, hace que la secuencia de datos de radiación tengan su efecto sobre el resultado, de forma que una serie de días con valores medios muy semejantes, pueden arrojar resultados diferentes en función de la concentración o dispersión de días buenos- malos y de cómo sean los días correspondientes a los fines de semana.
- La instalación real ha estado sometida a una mayor radiación media, lo cual se traduce en un mayor número de días en los que se ha conseguido una radiación útil.

- Una menor temperatura ambiente media. Por otro lado está el efecto de la temperatura, que como se ha visto anteriormente dispone de un valor medio menor y ello afecta de manera favorable al rendimiento de los captadores al reducir sus pérdidas.

Destacar también las elevadas diferencias que hay en la energía total aportada al sistema por la instalación solar, y la aportada por caldera, que superan el 30% y el 40% respectivamente, a pesar de que se parte de unas diferencias en radiación, energía captada y rendimiento comparativamente no tan elevadas. La causa de ello puede ser debido a una mayor dependencia de las diferentes secuencias horarias de la radiación para cada una de las fuentes climáticas. En efecto hay que tener en cuenta, que a la hora de evaluar la radiación captada, se consideran los fines de semana mientras que para el uso estos no se tienen en cuenta y por ello, los resultados de las variables de energía aportada al sistema y aporte con caldera, son más dependientes del horario y días de uso.

Por otro lado destacar la diferencia que se produce en la Energía Demandada que con respecto al caso real es de un 24,10% inferior al de la media de las bases climáticas. Este valor es arrastrado por parte del resto de flujos de la enfriadora de absorción (Condensador, Generador y Evaporador), los cuales se emplean precisamente para hacer frente a esta demanda.

En resumen hay una gran semejanza en las diferencias arrojadas por los tres flujos de la enfriadora de absorción, que llegan está en el entorno del 25%.

Finalmente, los resultados anteriores se traducen en que la diferencia en la fracción solar es del 46,38% que es un valor muy elevado, y sin embargo, la EER media que es un valor que depende del ratio entre los flujos energéticos en la absorción, es del 1%, lo cual hace pensar que el modelado de la enfriadora es correcto.

5.3 Metodología Simplificada de Dimensionado Refrigeración Solar (MSDRS)

5.3.1 Introducción

Se ha desarrollado una metodología de dimensionado de instalaciones de refrigeración solar simplificada que no requiere del empleo de métodos de simulación. Notar que la precisión alcanzada es menor que las basadas en simulaciones dinámicas, como se verá en el apartado siguiente, pero en cualquier caso se ha considerado interesante su desarrollo como una forma alternativa de obtener valores de explotación en fases iniciales de decisión, previos a la realización de una instalación de refrigeración solar con un coste computacional reducido.

Para ello se ha tomado el modelo de la instalación solar, de CARTIF I cuya descripción se realizó en el apartado 3.2 y fue identificado en 3.5.

5.3.2 Descripción

Para la aplicación de la metodología se requiere la siguiente información previa:

- Curva demanda horaria media mensual durante el periodo de cálculo.
- Características del campo generador.
- Curvas de operación de la enfriadora seleccionada.

A partir de un programa de cálculo de climatización se debe determinar la demanda horaria para cada mes en un día medio mensual. Esto es así debido a que los datos meteorológicos tabulados se dan para un día medio de cada mes.

A continuación y con las curvas de operación del fabricante de la máquina de absorción, se estima el punto que permite cubrir para cada una de las horas la potencia demandada. Si hay varios puntos que cumplen se tomará preferentemente la curva con una menor temperatura de generador, que servirá como valor de temperatura de entrada, determinando de esta forma la EER media horaria y de manera indirecta la temperatura de entrada de generador media horaria diaria.

Con la demanda y la EER se realiza una estimación de la energía demanda en el generador considerando el caudal nominal de la enfriadora en dicho circuito. Tomando la capacidad calorífica del agua y la temperatura de entrada que se ha determinado anteriormente, se estima la temperatura de salida. Debido a que los datos de potencia vienen dados por hora, son equivalentes a la energía demandada en unidades de kWh. Por lo tanto la suma total arrojará la demanda media diaria de generador y la máxima que debe aportar la instalación solar.

Para cada uno de los meses se multiplica la demanda diaria de forma que se tendrá la demanda mensual en carga de refrigeración solar, y con la temperatura de entrada también se conoce el nivel térmico, en base al cual se podrá dimensionar la instalación solar.

Con la radiación incidente y los coeficientes de rendimiento de los captadores se estima el rendimiento medio diario, siendo el resto del procedimiento análogo al que se emplea para el cálculo manual de instalaciones de ACS, obteniendo una estimación del área necesaria así como la fracción solar más adecuada a cubrir por parte de la instalación solar.

5.3.3 Aplicación a la instalación de CARTIF

El horario de uso del edificio es de 7:00 a 15:00, de ahí que la demanda sea mucho más elevada por la mañana que por la tarde. Notar que este régimen penaliza a la aplicación de frío solar ya que cuando se alcanzan las máximas temperaturas y por ello un mayor aprovechamiento, se deja de demandar frío. Además los fines de semana la instalación no funciona. Por este motivo se recomienda dimensionar con un elevado ratio de acumulación frente a superficie solar ($50-75 \text{ l/m}^2$) con el fin de poder emplear a primera hora de la mañana siguiente la energía disponible, a lo largo de la tarde y los fines de semana, como se ha visto en el Capítulo 4.

Para el establecimiento de la carga interna se ha considerado que hay 8 personas sentadas realizando labores de oficina (ISO 1994), con sus correspondientes ordenadores (400 W) y dos fotocopiadoras (2,5 kW). La iluminación es mediante lámparas de bajo consumo (20 W/m^2).

En la Tabla 45 y la Figura 85, se muestra la estimación de la carga de refrigeración horaria en kilovatios. Notar que valores negativos indican que hay transferencia de frío desde el exterior hacia el interior, siendo acumulado dicho frío en la masa de aire y los diferentes elementos que se de la zona acondicionada. Está expresada en kilovatios pero como son datos horarios coincide con la energía en kWh. En la última fila se presenta la energía total demandada a lo largo del día más desfavorable en cada mes. Destacar que el mes de agosto debido al periodo vacacional, presenta una menor demanda ya que el nivel de ocupación es menor.

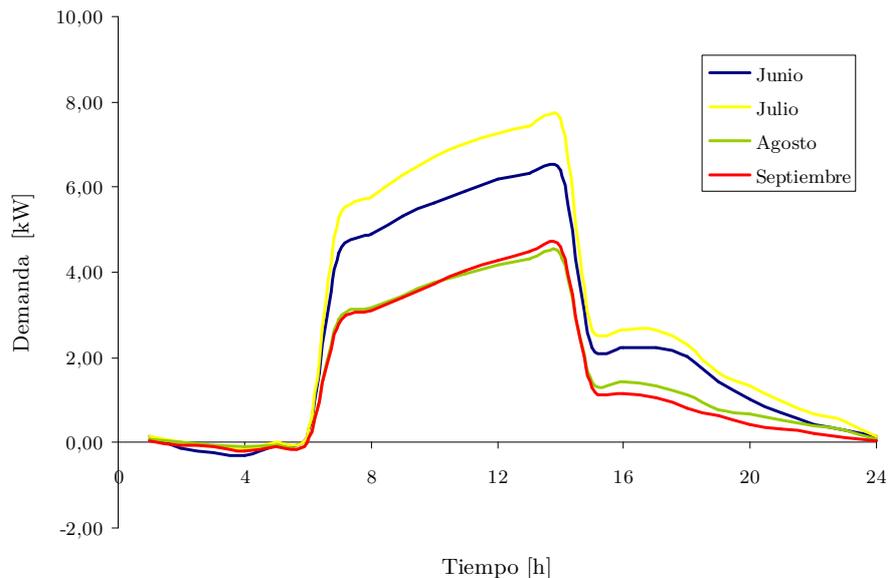


Figura 85: Demanda media diaria para cada mes.

Hora	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
1	0,14	0,17	0,10	0,05
2	-0,14	0,00	0,00	-0,05
3	-0,22	-0,08	-0,05	-0,11
4	-0,29	-0,17	-0,10	-0,21
5	-0,07	0,00	-0,05	-0,11
6	0,14	0,17	0,00	0,00
7	4,46	5,29	2,89	2,77
8	4,89	5,78	3,17	3,09
9	5,33	6,28	3,46	3,41
10	5,61	6,69	3,75	3,73
11	5,90	7,02	3,97	4,05
12	6,19	7,27	4,18	4,26
13	6,33	7,43	4,31	4,47
14	6,41	7,60	4,40	4,58
15	2,23	2,64	1,44	1,28
16	2,23	2,64	1,44	1,17
17	2,23	2,64	1,35	1,07
18	2,02	2,31	1,11	0,80
19	1,44	1,65	0,77	0,64
20	1,01	1,32	0,67	0,43
21	0,72	0,99	0,53	0,32
22	0,43	0,66	0,38	0,21
23	0,29	0,50	0,29	0,11
24	0,14	0,17	0,10	0,05
Total	57,43	68,98	38,12	36,00

Tabla 45: Demanda media diaria horaria [kW] medio horario, [kWh].

En la Tabla 46 se muestran los valores medios horarios y diarios para cada mes correspondientes a la enfriadora por absorción. En el caso de estudio se han supuesto unas temperaturas de evaporador de 9°C, y condensador de 29°C.

A partir de los datos del fabricante (ver Figura 74) y de las demandas, anteriores (ver Figura 85) se han determinado para cada hora tanto la EER, como la temperatura de entrada mínima al generador necesaria para alcanzar dicha demanda en el evaporador.

Este criterio de selección se basa en las conclusiones del Capítulo 4, en las cuales se manifiesta que aunque la EER se reduce el rendimiento de los captadores es más elevado, estimando de esta forma la necesidad de potencia en el generador. Notar que la última fila, etiquetada con total, arroja los valores medios diarios para cada uno de los meses

Hora	Junio			Julio			Agosto			Septiembre		
	COP	T _{gi}	T _{go}	COP	T _{gi}	T _{go}	COP	T _{gi}	T _{go}	COP	T _{gi}	T _{go}
1	0,35	75,00	75,00	0,35	75,00	74,95	0,35	75,00	74,97	0,35	75,00	75,00
2	0,35	75,00	75,00	0,35	75,00	75,00	0,35	75,00	75,00	0,35	75,00	75,02
3	0,35	75,00	75,00	0,35	75,00	75,00	0,35	75,00	75,00	0,35	75,00	75,03
4	0,35	75,00	75,00	0,35	75,00	75,00	0,35	75,00	75,00	0,35	75,00	75,06
5	0,35	75,00	75,00	0,35	75,00	75,00	0,35	75,00	75,00	0,35	75,00	75,03
6	0,35	75,00	74,96	0,35	75,00	74,95	0,35	75,00	75,00	0,35	75,00	75,00
7	0,35	75,00	73,72	0,35	75,00	73,49	0,35	75,00	74,17	0,35	75,00	74,20
8	0,35	75,00	73,60	0,35	75,00	73,34	0,35	75,00	74,09	0,35	75,00	74,11
9	0,35	75,00	73,47	0,35	75,00	73,20	0,35	75,00	74,01	0,35	75,00	74,02
10	0,35	75,00	73,39	0,35	75,00	73,08	0,35	75,00	73,93	0,35	75,00	73,92
11	0,35	75,00	73,31	0,35	75,00	72,99	0,35	75,00	73,86	0,35	75,00	73,83
12	0,35	75,00	73,23	0,35	75,00	72,92	0,35	75,00	73,80	0,35	75,00	73,77
13	0,35	75,00	73,19	0,35	75,00	72,87	0,35	75,00	73,77	0,35	75,00	73,71
14	0,35	75,00	73,16	0,35	75,00	72,82	0,35	75,00	73,74	0,35	75,00	73,68
15	0,35	75,00	74,36	0,35	75,00	74,24	0,35	75,00	74,59	0,35	75,00	74,63
16	0,35	75,00	74,36	0,35	75,00	74,24	0,35	75,00	74,59	0,35	75,00	74,66
17	0,35	75,00	74,36	0,35	75,00	74,24	0,35	75,00	74,61	0,35	75,00	74,69
18	0,35	75,00	74,42	0,35	75,00	74,34	0,35	75,00	74,68	0,35	75,00	74,77
19	0,35	75,00	74,59	0,35	75,00	74,53	0,35	75,00	74,78	0,35	75,00	74,82
20	0,35	75,00	74,71	0,35	75,00	74,62	0,35	75,00	74,81	0,35	75,00	74,88
21	0,35	75,00	74,79	0,35	75,00	74,72	0,35	75,00	74,85	0,35	75,00	74,91
22	0,35	75,00	74,88	0,35	75,00	74,81	0,35	75,00	74,89	0,35	75,00	74,94
23	0,35	75,00	74,92	0,35	75,00	74,86	0,35	75,00	74,92	0,35	75,00	74,97
24	0,35	75,00	74,96	0,35	75,00	74,95	0,35	75,00	74,97	0,35	75,00	74,98
Total	0,35	75,00	73,64	0,35	75,00	73,39	0,36	75,00	73,90	0,35	75,00	73,93

Tabla 46: COP medio diario y temperaturas media diarias del generador de entrada y salida.

Como se puede ver en la Tabla 46, destacar con respecto a los valores obtenidos el valor de la EER estimada (0,35-0,36) presenta valores relativamente próximos a los valores reales obtenidos de la instalación y que se pueden ver en la Tabla 40, frente a la práctica habitual consistente en tomar el valor nominal que es 0,7.

Hora	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
1	0,00	0,47	0,27	0,00
2	0,00	0,00	0,00	-0,15
3	0,00	0,00	0,00	-0,30
4	0,00	0,00	0,00	-0,61
5	0,00	0,00	0,00	-0,30
6	0,41	0,47	0,00	0,00
7	12,75	15,11	8,24	7,91
8	13,98	16,52	9,07	8,83
9	15,22	17,94	9,89	9,74
10	16,04	19,12	10,72	10,65
11	16,86	20,06	11,34	11,56
12	17,68	20,77	11,95	12,17
13	18,09	21,24	12,31	12,78
14	18,30	21,71	12,59	13,09
15	6,37	7,55	4,12	3,65
16	6,37	7,55	4,12	3,35
17	6,37	7,55	3,85	3,04
18	5,76	6,61	3,16	2,28
19	4,11	4,72	2,20	1,83
20	2,88	3,78	1,92	1,22
21	2,06	2,83	1,51	0,91
22	1,23	1,89	1,10	0,61
23	0,82	1,42	0,82	0,30
24	0,41	0,47	0,27	0,15
Total	165,73	197,79	109,46	102,70

Tabla 47: Potencia y energía media horaria del generador y energía demandada diaria.

En la Tabla 47, se muestra para cada mes de cálculo la demanda media de calor en kWh/h que debe producir la instalación solar, para ser aportada al generador tanto horaria como

diaria en la última fila kWh/día, obtenidas mediante la división de la potencia demandada en cada hora y a lo largo del día, entre la EER correspondiente.

Se ha supuesto que por él generador circula el caudal nominal de 2,38 l/s (ver Tabla 74). Con los datos anteriores, también se ha determinado la temperatura de salida del generador mostrada en la Tabla 46.

Una vez caracterizada la demanda a la que se va a ver sometida la instalación solar, se procede a la determinación de las condiciones de producción con el fin de determinar el rendimiento medio del campo de captadores, así como la energía producida por unidad de superficie por parte de la instalación. Además se debe considerar el resto de elementos como son: intercambiador, pérdidas por acumulación y distribución.

En la Tabla 48 se muestran los datos básicos para el dimensionado del campo solar. En la primera columna se dispone de la energía demandada un día medio del mes, valor que coincide con la última fila de la Tabla 47. En la segunda columna I_T la radiación incidente por unidad de superficie inclinada a 40° tomada de (Junta de Casitlla y León, 2005). A continuación se incluye la intensidad de radiación, esto es la potencia media radiante por unidad de superficie La siguiente columna T_{en} , se encuentra la temperatura media diaria.

Con los valores de radiación y empleando la curva de rendimiento de captadores planos identificada en el apartado 3.5 ($k_0 = 0,7$ [p.u] y $k_1 = 5,5$ $W/^\circ C \cdot m^2$) se ha determinado el rendimiento medio diario, donde la temperatura de entrada captadores, se ha supuesto que coincide con la de salida de la máquina de absorción.

En la siguiente columna E_A es la energía que produce el campo por unidad de superficie determinado como el producto del rendimiento por la energía incidente, mientras que finalmente E_U es la energía útil que se puede aprovechar, teniendo en cuenta que las pérdidas del intercambiador se han supuesto del 93 % y las pérdidas por acumulación y distribución se han supuesto de un 40%, que es el valor deducido en el apartado 4.4.4 mostrados en la Tabla 41.

	Demanda [kWh/día]	I_T [kWh/m ² día]	H_T [kW/m ² día]	T_{en} [°C]	η_{col} [p.u.]	E_A [kWh/m ² día]	E_U [kWh/m ² día]
Junio	165,73	5,55	0,58	20,40	0,19	1,07	0,40
Julio	197,79	6,36	0,67	23,40	0,28	1,81	0,67
Agosto	109,46	6,49	0,68	22,80	0,28	1,84	0,69
Sept.	102,70	5,93	0,66	19,60	0,24	1,44	0,54
MEDIA	142,99	6,09	0,65	25	0,25	1,55	0,58

Tabla 48: datos básicos para dimensionado valores medios diarios.

Los valores acumulados, para todo el periodo de evaluación se muestran en la Tabla 49.

	Demanda [kWh]	I_T [kWh/m ²]	E_A [kWh/m ²]	E_U [kWh/m ²]
Total	17.445,34	742,85	188,84	70,25

Tabla 49: Valores agregados para todo el periodo de cálculo.

Con estos datos se está en condiciones de establecer la superficie del campo de captadores y su correlación con la fracción de carga que se cubre, habiendo disponibles diferentes criterios posibles:

Criterio 1: Cubrir 100% de las demanda

Si se determina para cada mes la superficie necesaria para cubrir el 100%, se tiene que:

- Junio: 410,53 m²
- Julio: 292,61 m²
- Agosto: 156,41 m²
- Septiembre: 191,63 m²

En este caso se tomaría 410 m², lo cual llevaría a un excedente de producción prácticamente durante todos los meses, además de un sobrecoste importante en la realización de la instalación, la cual estará sometida a sobretemperaturas innecesarias que reducirán su vida útil.

Criterio 2: Cubrir el 100% el mes más favorable

Otro criterio que se puede aplicar es tomar la superficie mínima que permite cubrir el 100% en el mes más favorable de forma que no se produzcan excesos de energía. En este caso, la superficie para dimensionar el campo sería de 156,41 m² correspondiente al mes de agosto con la que se obtiene una fracción solar del 63%.

Criterio 3: Equilibrio energético

Otra opción es tomar los valores agregados de demanda y producción para cada uno de los periodos de forma que se obtenga un valor medio. Si se divide la demanda total (17.445,35 kWh) a lo largo de todo el periodo de cálculo, entre la producción total (70,25 kWh/m²), se obtiene que la superficie necesaria sería 248,33 m², con una fracción solar del 83,55%. Este criterio presenta el inconveniente de que durante el mes de agosto se obtendría una producción mayor de la que se demanda, por lo que el sistema sería excedentario.

Criterio 4: Cubrir un porcentaje de la demanda total.

Un criterio habitual en el dimensionado de este tipo de instalaciones es el de cubrir entre un 30 y un 40 % de la demanda siendo este un criterio conservativo con respecto a los anteriores, pero que permite asegurarse el uso de la radiación disponible evitando sobrecalentamientos en la instalación. La superficie de dimensionado en base a este criterio, resultaría entre 74,5 m² y 100 m². Destacar que este criterio está en sintonía con el basado en potencia de enfriadora-superficie solar, el cual oscila entre 2 y 4 (Henning 2004), que para una máquina de 35 kW arrojaría un rango de superficie entre 70 m² y 140 m²,

5.3.4 Validación experimental

Para la validación experimental, se ha supuesto una instalación formada exclusivamente por captadores planos, con las mismas características que las identificadas en el Capítulo 3 y la misma superficie que la instalación real (40+37,5) m². Si se compara los valores de radiación empleados para el cálculo anterior, con los de la estación meteorológica, se tiene que el año 2007, es el que presenta una mayor similitud (Ver Tabla 36 (*), Tabla 37 (**)) y Tabla 40 (***) para el periodo 2).

	Real (Periodo 2)	MSDRS	Error (%)
Radiación incidente normalizada [kWh/m ² día]	6,17*	6,09	0,94
Radiación capturada normalizada [kWh/m ² día]	1,72*	1,54	11,63
Radiación aportada normalizada [kWh/m ² día]	0,50	0,57	14,63
Rendimiento captadores [%]	27,82*	25,08	11,58
Rendimiento total medio [%]	8,09**	9,41	15,71
Fracción solar [%]	21,04***	31,21	48,34

Tabla 50: Comparación de los datos de producción reales y calculados

Se puede ver en la Tabla 50 la comparación de los datos reales correspondientes al año 2007 (periodo 2), frente a los obtenidos por le método de dimensionado MSDRS, mostrados en la Tabla 48. Destacar que la radiación aportada normalizada de la instalación real, se ha determinado mediante la fracción de la energía aportada mostrada en la Tabla 38 (38,74 kWh/día) entre los 77,5 m² que tiene el campo total, obteniendo.

5.4 Comparación de metodologías de dimensionado

5.4.1 Introducción

En el presente apartado se han comparado los resultados arrojados por diferentes métodos simplificados de dimensionado, comparándoles con una instalación real como una forma de acotar sus errores. Debido a que la instalación real dispone captadores planos y de vacío y teniendo en cuenta que estos métodos están desarrollados para campos solares homogéneos, se ha supuesto un único campo (ver 4.2.3) con una superficie total de 77,5 m² y siendo los parámetros de la curva de rendimiento, igual a los empleados para los captadores planos.

Se han seleccionado los siguientes métodos de diseño rápido:

- MSDRS metodología descrita en el apartado 5.2.
- Método Φ f-chart.
- Método cooling f-chart.

Método Φ f-chart

El método Φ f-chart, permite determinar la fracción solar en función del área de colectores, siendo un método de dimensionado de instalaciones de carácter general, en las que hay un nivel de temperatura mínimo por debajo del cual la energía recogida no es aprovechable, además de considerar un sistema de almacenamiento finito.

Por otro lado, no es aplicable a sistemas en los que el rendimiento del equipo dependa de la temperatura de aporte de calor o si la carga es muy variable a lo largo del periodo considerado. Como indican (Colle y Vidal, 2004) bajo determinadas circunstancias de operación: bajas temperaturas de condensador y altas temperaturas de evaporador (ver Figura 74), la EER (COP) de la máquina de absorción prácticamente es independiente de la temperatura de generador, siendo estas las condiciones que se deben establecer para dimensionar este tipo de sistemas en base a esta metodología. Habitualmente los sistemas de control suelen establecer una temperatura de entrada desde la instalación solar que considera un valor constante.

Método cooling f-chart

El método cooling f-chart, se basa en el establecimiento de dos números adimensionales X_j e Y_j que permiten determinar el valor de fracción solar f_j , para unas condiciones de dimensionado dadas, siendo necesario f_{eq} como parámetro intermedio.

$$[50] \quad f_{eq} = \begin{bmatrix} 1 & Y_j & Y_j^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0,06637980 & -0,1347090 & -0,00133054 \\ 0,62443500 & 0,01876890 & 0,000195037 \\ 0,03755762 & 0,00629182 & 0,000410000 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ X_j \\ X_j^2 \end{bmatrix}$$

Donde:

$$f_j = \begin{cases} 0,629 \cdot f_{eq} + 0,066 & \text{para } f \leq 0,13 \\ 0,98 \cdot f_{eq} & \text{para } 0,13 < f < 0,8 \\ 0,896 \cdot f_{eq} + 0,0672 & \text{para } f \geq 0,8 \end{cases}$$

siendo los dos parámetros adimensionales X_j e Y_j :

$$[51] \quad X_j = \frac{\overline{COP} \cdot A_c \cdot F_R \cdot U_L \cdot (T_{ref} - \overline{T_a}) \cdot \overline{\Delta t}}{\overline{Q_{dem}}}$$

$$[52] \quad Y_j = \frac{\overline{COP} \cdot A_c \cdot F_R \cdot (\overline{\tau\alpha}) \cdot \overline{H_T}}{\overline{Q_{dem}}}$$

Una de las características de este método de dimensionado, es su gran semejanza con el f-chart tanto en la forma en la que se ha llegado a desarrollar, mediante simulaciones, así como en la definición de los números adimensionales a los que se ha añadido el COP medio (EER).

5.4.2 Condiciones de dimensionado

Para la determinación de los valores se han establecido una serie de parámetros y suposiciones homogéneas para todos los métodos de forma que los resultados obtenidos sean comparables:

- Campo generador con una curva de rendimiento de $k_0 = 0,7$ y $k_1 = 5,5 \text{ W/m}^2\text{°C}$ correspondiente con la identificación de los parámetros del campo de captadores planos (ver Tabla 11).
- El área de captadores considerado para el cálculo es de $77,5 \text{ m}^2$.
- Se ha supuesto la demanda diaria y las condiciones de radiación de la Tabla 48.
- No hay pérdidas por sombras ni por orientación e inclinación.
- Rendimiento del intercambiador es del 93 % (ver Tabla 41).
- Pérdidas por acumulación y distribución solar en secundario son del 40%, (ver Tabla 41).

5.4.3 Resultados

Con los datos anteriores, se ha procedido a la estimación de la fracción solar así como la producción.

Φ f-chart

Los resultados arrojados mediante la aplicación de la metodología Φ f-chart, se muestran en la Tabla 51.

	X_c	Y_c	Φ	$Y_c \cdot \Phi$	f_{max}
junio	6,2345	1,6700	0,2143	0,3579	0,3354
julio	5,1906	1,6200	0,2886	0,4676	0,4331
agosto	9,5308	3,0500	0,3068	0,9356	0,7509
septiembre	9,9458	2,9500	0,2909	0,8581	0,7029
TOTAL:					0,5138

Tabla 51: Valores adimensionales Φ f-chart

Si los valores anteriores de fracción solar se les aplica las pérdidas por distribución y almacenamiento, las cuales no han sido consideradas en el cálculo, se obtiene un valor de fracción solar de 20,56%.

Cooling f-chart

De manera análoga, los valores obtenidos para el cooling f-chart sin considerar las pérdidas por distribución y almacenamiento se muestran en la Tabla 52.

	X_j	Y_j	f_{eq}	f_j
junio	1,1080	0,5972	0,3170	0,3107
julio	0,8718	0,5702	0,3275	0,3210
agosto	1,6432	1,0829	0,6091	0,5969
septiembre	1,7935	1,0186	0,5435	0,5326
TOTAL:			0,4165	0,4081

Tabla 52: Valores adimensionales cooling f-chart

El valor corregido de fracción solar es del 16,32%.

Resumen de resultados

Para cada de las metodologías descritas anteriormente, se ha procedido a determinar los parámetros más importantes y compararles con los datos reales.

	Real	Φ f-chart		Cooling f-chart	
	(periodo 2)	Valores	Error (%)	Valores	Error (%)
Radiación incidente normalizada [kWh/m ² día]	6,17	6,09	0,94	6,09	0,94
Radiación capturada normalizada [kWh/m ² día]	1,72	1,79	79,95	0,75	130,25
Radiación aportada normalizada [kWh/m ² día]	0,50	0,72	30,78	0,30	67,33
Rendimiento captadores [%]	27,82	29,46	78,28	12,27	128,10
Rendimiento total medio [%]	8,10	11,78	29,56	4,91	65,77
Fracción solar [%]	21,04	38,59	2,31	16,07	30,91

Tabla 53: Comparación de resultados de dimensionado.

La primera fila y la primera columna son análogas a las de la Tabla 50 ya que los datos reales son los mismos que se consideraron allí y la radiación incidente, es la misma que se tomó para validar la metodología MSDRS en el apartado 5.3.4. Como se puede ver destaca el método Φ f-chart dispone de un nivel de acierto muy elevado en el valor de la fracción solar.

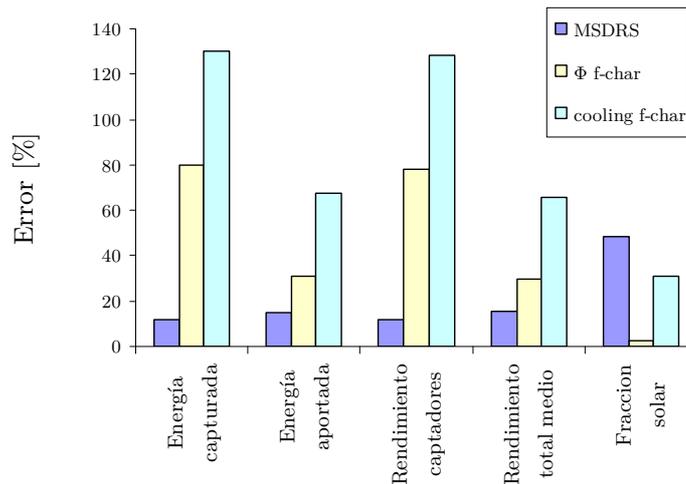


Figura 86: Comparación de métodos simplificados.

En la Figura 86 se puede ver la comparación del error obtenido por cada uno de los métodos para las diferentes categorías analizadas. Destacar el buen comportamiento que presenta la metodología MSDRS frente a las demás en la caracterización de las variables

asociadas al campo solar, si bien no se traduce en una buena estimación de la fracción solar. Sin embargo el método Φ f-chart tiene un comportamiento opuesto.

5.4.4 Conclusiones

Inicialmente se ha evaluado la influencia que tiene sobre el resultado de las simulaciones de instalaciones de refrigeración solar las fuentes de datos climáticos empleadas, las cuales se utilizan de manera habitual en los resultados de simulación en la bibliografía.

Así, los valores de las variables climáticas medias (radiación y temperaturas) para cada una de ellas, presentan pocas diferencias a nivel primario como se vio en la Tabla 43, lo cual se traduce en que los dimensionados basados en balances de energía sobre días medios, arrojarán resultados semejantes. Sin embargo cuando se comparan estos datos sobre una simulación dinámica, y se considera datos climáticos reales, las diferencias pueden verse amplificadas de manera importante. Destacar que ello es debido a que la única entrada externa al modelo son los datos climáticos. Por otro lado es de esperar que estos valores, si se consideran años en los que su comportamiento es semejante al de un año típico se deberían parecer, si bien los efectos del cambio climático puede que aumenten la variabilidad y evolución de estos datos.

Posteriormente se ha presentado un método simplificado (MSDRS) que permite obtener buenos resultados si se le compara con otros métodos simplificados. A partir de los resultados mostrados en las tablas anteriores (Tabla 50, Tabla 53) se pueden concluir:

- El MSDRS presenta un buen comportamiento en la estimación de los parámetros de explotación del campo solar, destacando su precisión en la estimación de la energía capturada así como en el rendimiento de captadores, siendo su aplicación semejante al método de dimensionado por balance.
- El método que mejor valor arroja sobre la fracción solar, es el Φ f-chart, el cual destaca por su bajísimo error a pesar de que subestima de manera importante la energía capturada y el rendimiento de los captadores. Con el cooling f-chart pasa algo semejante.

Capítulo 6: Aplicación de criterios

6.1 Introducción

En base a los resultados anteriores, se ha adquirido el conocimiento para la mejora en el diseño, dimensionado y regulación de instalaciones de refrigeración solar basadas en máquinas de absorción de mediana potencia. Por ello se ha planteado es estudio de una novedosa instalación para el aprovechamiento de la energía geotérmica y una máquina de absorción que trabaja durante todo el año, aportando calefacción y refrigeración.

Para la implantación de dichas opciones se ha seguido la misma estructura que la demostrada en el resto de la tesis.

6.2 Condiciones de partida

Como se ha puesto de manifiesto a lo largo de todo el trabajo, para el dimensionado de una instalación de refrigeración solar son necesarios una serie de datos de partida con los que cuantificar el tamaño de los diferentes elementos, con el fin de obtener unas determinadas prestaciones, estando la instalación sometida a una serie de condicionantes y criterios con los que poder diseñarla.

De manera previa a la actuación en el edificio de CARTIF II existía una instalación de climatización convencional basada en la acción conjunta de los siguientes sistemas:

- Agua Caliente Sanitaria: debido a la existencia de laboratorios se dispone de una demanda de agua caliente superior a la de un edificio convencional de oficinas. A partir de la monitorización se ha podido apreciar una demanda de 5kW aproximadamente constantes a lo largo del año durante la jornada laboral.

- Calefacción: se dispone de un sistema híbrido en el que la base de la demanda se aporta mediante suelo radiante y el calentamiento del aire de renovación se realiza mediante climatizadoras con baterías de agua caliente.
- Refrigeración: mediante el aporte de aire exterior se vencen las demandas de frío durante el verano enfriando con baterías de agua fría procedente de una enfriadora aire-agua.

Estos servicios, son proporcionados por los siguientes equipos clave:

- Climatizadoras: hay 5 climatizadoras para las diferentes zonas del edificio, con las que se aporta aire de renovación caliente en invierno y frío en verano. Destacar que una de ellas es todo aire exterior, la que acondiciona el laboratorio LAE y el resto admiten recirculación de aire interior. Además incorporan batería de humectación para la regulación de la humedad mediante lanzas de vapor.
- Caldera de condensación para la producción de agua caliente con la que alimentar al ACS, las baterías de calor de las climatizadoras y el suelo radiante.
- Enfriadora aire-agua basada en compresor, con la que alimentar a las baterías de frío de las climatizadoras.

Cuando se diseñó en origen el edificio y sus instalaciones se dejó prevista superficie tanto en la sala de bombas como en la cubierta además de dos tomas mediante válvulas de tres vías para la inclusión de una instalación solar.

6.3 Descripción de la instalación realizada

6.3.1 Objetivos de diseño

Durante los años 2009-2010 se ha diseñado, instalado y puesto en marcha una instalación de climatización solar. Para ello se han considerado una serie de objetivos de diseño:

- Se debe disponer de monitorización suficiente como para poder conocer los diferentes flujos de calor. Para ello se han establecido sensores de temperatura de tipo NTC y Pt500, así como caudalímetros electromagnéticos y ultrasónicos.
- El diseño hidráulico debe ser lo más flexible posible, de forma que se puedan probar diferentes configuraciones y estrategias de control, acumulación flexible, caudal variable, etc.

- El sistema de control y el protocolo de comunicaciones deben ser abiertos, con el fin de poder programar diferentes estrategias de control desarrollados de manera interna.
- Se debe poder someter a la enfriadora por absorción a cualquier punto de funcionamiento de las variables caudal y temperatura de entrada en cualquiera de los circuitos de forma que se pueda obtener su curva de operación. Además se ha dejado espacio y la preinstalación para poder incluir dos enfriadoras más.
- Se realizará una instalación geotérmica que durante el verano se conecte al condensador la máquina de absorción, con el fin de poder probar su viabilidad y operatividad, y el funcionamiento del sistema como bomba de calor por absorción durante el invierno. Por lo tanto el diseño hidráulico debe permitir el intercambio de focos entre verano e invierno ya que la enfriadora no dispone de una válvula de 4 vías interior con la que poder invertir el condensador con el evaporador. Como se ha visto anteriormente, las máquinas de absorción disponen de temperaturas de entrada al condensador de hasta 32°C, que se traducen en valores de salida de 37°C. Destacar que este es un valor suficiente para el uso de un suelo radiante, y más si se dispone de un sistema complementario de aporte de aire caliente con el que poder hacer frente a los picos de demanda que se puedan dar en las épocas más frías del año, en una configuración base-punta.
- Destacar que la condensación geotérmica dispone de un elevado coste de inversión. Habitualmente en las instalaciones de climatización el número de horas en las que se operan el 100% de la demanda son reducidas. Por ello se decidió el empleo de una condensación híbrida, en la que los sondeos geotérmicos debían aportar entre el 60 y el 80 % de la demanda máxima del condensador y el resto aportarlo mediante una enfriadora aire-agua. Esta configuración se consideró adecuada, puesto que el suelo refrescante dispone de una elevada inercia y por lo tanto el punto de demanda máxima en general no debería coincidir con el de temperatura máxima exterior. De esta forma se puede obtener experiencia sobre el diseño, operación y control de este tipo de opciones.
- Aprovechar un sistema de alta superficie y bajo nivel de temperatura como son los forjados activos, con el fin de poder aportar suelo radiante en invierno y suelo refrescante en verano, haciendo funcionar a la máquina de absorción en los puntos con mayor rendimiento posible.
- Por otro lado, en las instalaciones de bombas de calor geotérmicas realizadas en el norte de Europa empleadas exclusivamente para la producción de calor, se ha podido observar un descenso progresivo temperatura media subterránea que hace que el sistema pierda rendimiento a lo largo de los años, debido a que el terreno no es un foco de calor infinito. Por ello se consideró interesante que la operación de la

instalación debería mantener el equilibrio energético entre el calor que se aporta en verano al terreno y el que se extrae durante el invierno. Si se comparan las potencias de condensador y evaporador, se puede comprobar que la potencia en verano es superior a la de invierno, pero sin embargo, en Boecillo por su climatología el invierno es más largo que el verano, de forma que se debía estimar si hay horas suficientes para equiparar ambas energías intercambiadas a lo largo del año permitiendo de esta forma el equilibrado energético geotérmico.

Un dato fundamental a la hora de diseñar el campo geotérmico es su capacidad de disipación, la cual viene asociada a un valor de resistencia térmica que se obtiene mediante un test de respuesta geotérmico (TRG). La prueba consiste en la introducción de agua atemperada y a partir de un análisis de la evolución de sus temperaturas, detectar el punto en el cual el terreno no es capaz de disipar más energía. Sanner, B. et al. (2007).

6.3.2 Descripción de las instalaciones realizadas

Como se ha comentado anteriormente, sobre las instalaciones existentes se ha diseñado una instalación que aprovecha la energía solar y la geotermia con el fin de reducir los consumos de energía primaria. Para ello se han instalado 84m² de captadores de vacío con tecnología tubo de calor “heat pipe”. Con ellos se puede producir agua caliente que durante el invierno se introducirá en el suelo radiante directamente o bien precalentando el agua de retorno antes de entrar a la caldera, y en verano se aprovecha para alimentar una máquina de absorción.

Se dispone de bombas de caudal variable para poder regular de manera eficiente la instalación tanto en primario y secundario. En efecto las bajas temperaturas en invierno que tiene Valladolid, obliga al uso de un intercambiador con el que poder introducir agua glicolada en los captadores.



Figura 87: Campo solar y acumulación CARTIF II

El almacenamiento es lo suficientemente flexible como para permitir diferentes configuraciones de operación. Está formado por 4 depósitos de 2 m³ cada uno, que pueden

trabajar bajo diferentes configuraciones: 1, 2, 3 o 4 tanques en serie, 1 a 1 en paralelo, 2 a 2 en paralelo, etc.). Además dispone de válvulas en todas las tomas que permiten extraer o descargar agua en cualquiera de los depósitos, tanto en el circuito de aporte solar como en el de extracción de calor hacia usos, adaptándose en cada momento a la temperatura más adecuada y a la configuración de almacenamiento.

La máquina de absorción es una Thermax LT-01 de 35 kW. Se ha diseñado la instalación hidráulica de manera que se la pueda someter a diferentes temperaturas y caudales de entrada tanto en generador, evaporador como condensador, de forma que se pueda obtener las curvas reales de operación así como probar la eficacia de diferentes modos de regulación de potencia.



Figura 88: Máquina de absorción CARTIF II.

Además puede trabajar como “Bomba de absorción geotérmica” tanto para refrigeración durante el verano, como para calefacción durante el invierno, aprovechando un campo geotérmico de 12 perforaciones con diferentes tipos de sondas y rellenos, y que son configurables en 3 grupos de 4 sondas.



Figura 89: Test de Respuesta Geotérmico.

A partir de un Test de Respuesta Geotérmico, se ha estimado que la potencia máxima a disipar es de 68 kW. Teniendo en cuenta que la enfriadora por absorción requiere de 100kW en el condensador, el campo está subdimensionado (a propósito). La idea es combinar dicho sistema con una bomba de calor (reversible) aire-agua, que condense la potencia extra que pueda necesitar la enfriadora de manera puntual. Notar que dicha bomba de calor apoyará en el agua de condensación de la máquina de absorción y no en la carga que esta tiene que vencer.

El intercambio de los focos térmicos entre los modos de verano e invierno se cambiando la configuración hidráulica, no siendo la máquina “consciente” del modo de funcionamiento en el que se encuentra, ya que no dispone de una válvula de 4 vías con la que intercambiar los focos interior y exterior. Durante el verano el calor producido por los captadores se emplea para alimentar a la máquina de absorción. El calor a evacuar de la enfriadora se envía al campo geotérmico, el cual dispone de un sistema de apoyo de compresión híbrido condensado por aire con el que hacer frente a las puntas de carga. El agua fría producida por la máquina de absorción se introduce en los circuitos de suelo con el fin de proporcionar suelo refrescante, de manera prioritaria a las zonas próximas a las cristaleras, de la fachada sur-oeste de forma que se contrarreste la carga radiante que disponen de un mayor BRL.

Además la instalación está preparada para realizar free-cooling geotérmico, de forma que se puede introducir directamente al circuito de suelo refrescante el agua que viene del intercambiador geotérmico sin necesidad de pasar por la enfriadora solar, siempre que se tenga la temperatura adecuada.

En la Figura 90 se muestra un esquema general de la instalación en el que se pueden destacar las siguientes características:

- Las bombas de caudal variable en el primario y el secundario permiten probar diferentes estrategias de regulación basadas en el cambio de caudal.
- El montaje de válvulas de dos vías tanto en la entrada como en la salida de los depósitos, permite el variar la configuración de almacenamiento.
- Las válvulas de 3 vías unidas a los dos retornos de la caldera, permite trabajar en modo precalentamiento, tanto de suelo radiante, como de cargas en alta temperatura.
- Se dispone de una toma directa mediante válvula de tres vías para poder alimentar directamente al suelo radiante desde la instalación solar.
- Los tres circuitos de la máquina de absorción, disponen de una bomba de caudal variable junto con una válvula mezcladora, que permiten regular tanto por caudal, como por temperatura.

- La geotermia es sectorizable de forma que se pueden probar diferentes configuraciones de campo geotérmico.

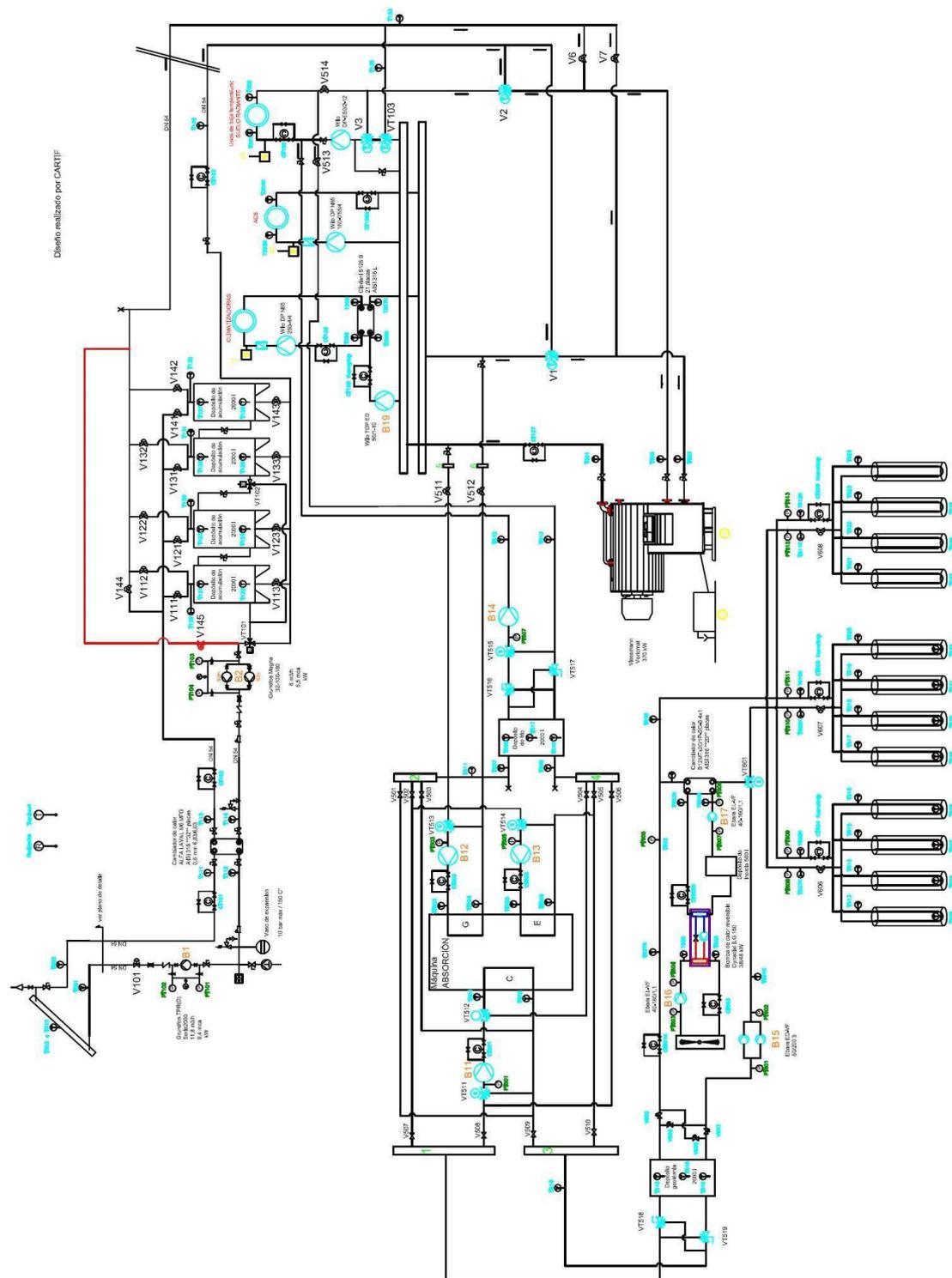


Figura 90: Esquema de CARTIF II.

Al igual que con la instalación de CARTIF I, el sistema de monitorización recoge temperaturas, presiones y caudales, con los que poder caracterizar y regular la instalación. Para la medida de temperatura se disponen de sondas de NTC con una precisión de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$, así como caudalímetros electromagnéticos con un error del 0,5% para la media de circuitos en los que se dispone de agua glicolada y caudalímetros ultrasónicos para el resto. Las señales son visualizadas y almacenadas en un i-Lon a través de la red de comunicación Lonworks®, siendo los datos registrados accesibles mediante aplicaciones de tratamiento de bases de datos. Para el procesamiento de esta gran cantidad de información se ha desarrollado una herramienta de análisis con la que poder visualizar los parámetros fundamentales de explotación.

A diferencia de CARTIF I se ha implantado una arquitectura de control basada en un PLC central, el cual mediante variables de red lógicas accede a los nodos de E/S, los cuales recogen los valores de medida desde la red y ejecutan las señales de mando sobre los actuadores. Este tipo de arquitectura dispone de una gran facilidad y flexibilidad a la hora de implementar nuevos algoritmos de control.

Al igual que CARTIF I la instalación está completamente integrada en el sistema de climatización del edificio, lo cual presenta una serie de ventajas e inconvenientes frente a instalaciones de experimentación de “condiciones controladas” que se indicaron en el apartado 3.2.

Con respecto a los sistemas finales para vencer la carga, se dispone de una serie de Unidades de Tratamiento de Aire (UTAs) con las que aportar aire exterior de renovación, y se dispone de circuitos de suelo radiante/refrescante. Durante el invierno se ha implantado una estrategia de aporte de calor base-punta con ambos sistemas,

Sin embargo durante el verano el suelo refrescante se usa con producción mediante la máquina de absorción y se ha realizado una clasificación de prioridad por zonas. Como se pudo ver en el capítulo 4.3, su potencia específica es aproximadamente de 24 W/m^2 , ya que la conductividad de ambos forjados y la separación entre tubos es semejante, de forma que como la máquina elegida dispone de 35 kW arroja una superficie de climatización de 1.750 m^2 .

Debido a la gran superficie a climatizar y que la disponibilidad de potencia va depender del recurso solar, se han clasificado los diferentes circuitos con niveles de prioridad en base a su BRL. Con el criterio anterior y teniendo en cuenta que los circuitos están asociados termostatos, en el Anexo C se muestra la prioridad asociada por plantas.

En la Figura 91 y la Figura 92 se muestra la distribución de los diferentes circuitos a considerar: por un lado se encuentran en color verde los prioritarios, en color rojo los secundarios, y finalmente en azul el resto.

Durante el invierno, la máquina de absorción trabajará como bomba de calor, de forma que la potencia nominal disponible asciende a 80 kW, de forma que en este caso, la superficie acondicionable es de 2.020 m², con la bomba de calor por absorción, se puede aportar una base de potencia térmica de 40 W/m². En estas condiciones, se tiene que la demanda prioridad alta es de 5.6 kW, la de prioridad media es de 35 kW mientras que la demanda total es de unos 80 kW.

6.4 Descripción de los modelos empleados

Con la topología física de la instalación mostrada en la Figura 90 y la experiencia adquirida en el modelado de CARTIF I, se han determinado los valores paramétricos del modelo en TRNSYS mostrado en la Figura 93 que representa de manera fiel la topología de la instalación, así como la interacción funcional existente entre sus elementos suponiendo un control convencional para la regulación de los diferentes elementos.

Los captadores de vacío han sido modelados mediante un modelo cuadrático en el que los coeficientes se han penalizado con ratios semejantes a los de los captadores planos de CARTIF I (Tabla 54) y se ha corregido el ángulo de incidencia con un fichero de radiación IAMD con datos del fabricante.

Para el modelo de los depósitos, se ha considerado el efecto de la estratificación tomando 10 divisiones y con pérdidas uniformes.

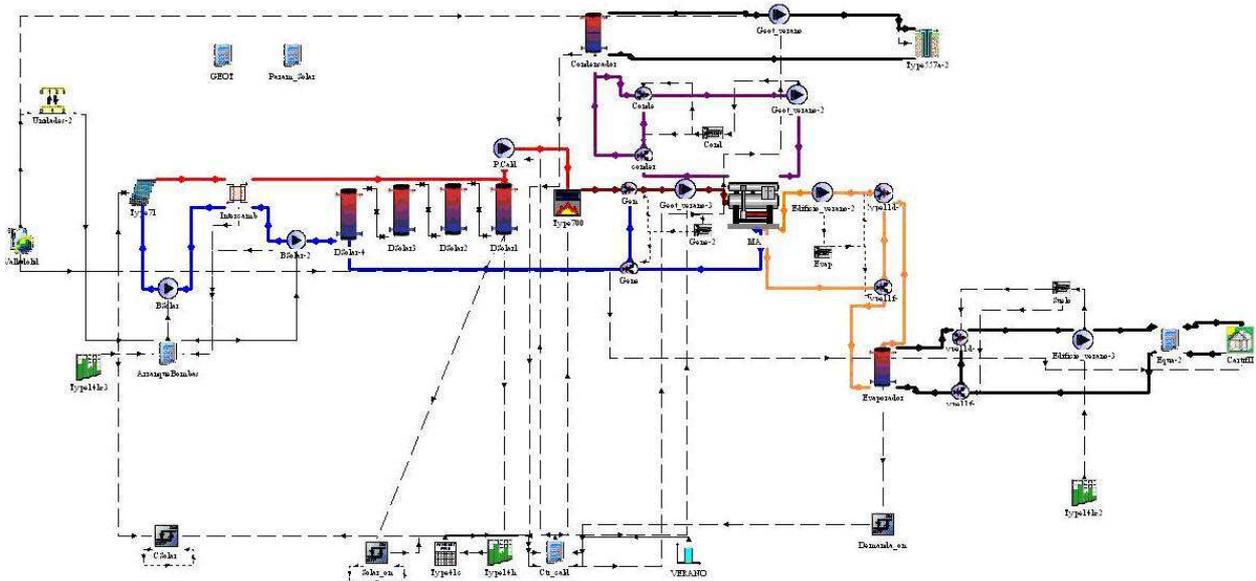


Figura 93: Esquema TRNSYS de CARTIF II (tomado de Macía et al 2013).

La enfriadora por absorción ha sido modelada mediante el Type 107 de manera análoga a CARTIF I.

		k_0 [p.u.]	k_1 [W/m ² · °C]	k_2 [W/m ² · °C ²]
Vitosol 100 (CAR I)	Parámetros fabricante	0,87	3,36	0,013
	Valores identificados	0,70	5,50	0,000
	Variación [%]	19,54	63,69	-
Vitosol 300	Parámetros fabricante	0,825	1,19	0,009
	Valores identificados	0,663	1,95	0,009
	Variación [%]	19,54	63,69	-

Tabla 54: Comparación de parámetros en captadores.

Los sondeos geotérmicos han sido modelados con los valores obtenidos del Test de Respuesta Geotérmica.

Finalmente las zonas climatizadas del edificio han sido caracterizadas mediante el type 56, definido mediante el programa TRNBuild disponible en TRNSYS. Se han tomado los datos del proyecto arquitectónico del edificio para la definición de los cerramientos y se ha realizado una estimación de la carga interna de manera aproximada.

Las características de los cerramientos se muestran en el Anexo B.

Las cargas por ocupación, así como las ganancias internas y por renovación de aire, han sido calculadas de manera análoga a como se hizo en CARTIF I.

6.5 Criterios de diseño

A continuación se van a aplicar los criterios sobre el diseño para instalaciones de refrigeración solar identificados en el Capítulo 4.

6.5.1 Aplicación del estudio de sensibilidad

A continuación, se van a aplicar las conclusiones obtenidas del estudio de sensibilidad sobre las variables de operación a este caso particular. A diferencia de las establecidas para CARTIF I, en este caso, el condensador adiabático se ha sustituido por una condensación geotérmica que permite a la instalación disponer de una menor dependencia de la temperatura del aire exterior y su aprovechamiento como bomba de calor en invierno.

Los límites de las variables de diseño y su criterio de establecimiento se muestran en la Tabla 55.

		Variables	Criterio	0	1
Verano	V1	Temperatura generador solar verano	Lo menor posible	75,00	95,00
	V2	Temperatura evaporador verano	Lo mayor posible	11,00	15,00
	V3	Temperatura condensador verano	Lo menor posible	24,00	31,00
Invierno	V4	Temperatura caldera invierno	Lo mayor posible	83,00	90,00
	V5	Temperatura evaporador invierno	Lo mayor posible	9,00	14,00
	V6	Temperatura condensador invierno	Lo mayor posible	29,00	31,00

Tabla 55: Valores límite de variables que garantizan la producción sin cristalización.

El intercambio de focos térmicos entre el condensador y evaporador de la máquina de absorción durante el verano y el invierno, aconsejan que las consignas de operación se establezcan según la época del año.

Verano:

En este caso, la enfriadora de absorción se alimenta exclusivamente con solar en el generador estando el condensador conectado con la geotermia y el evaporador con el suelo radiante.

En la Figura 94 se muestra un esquema con los diferentes modos de funcionamiento admisibles por parte de la instalación

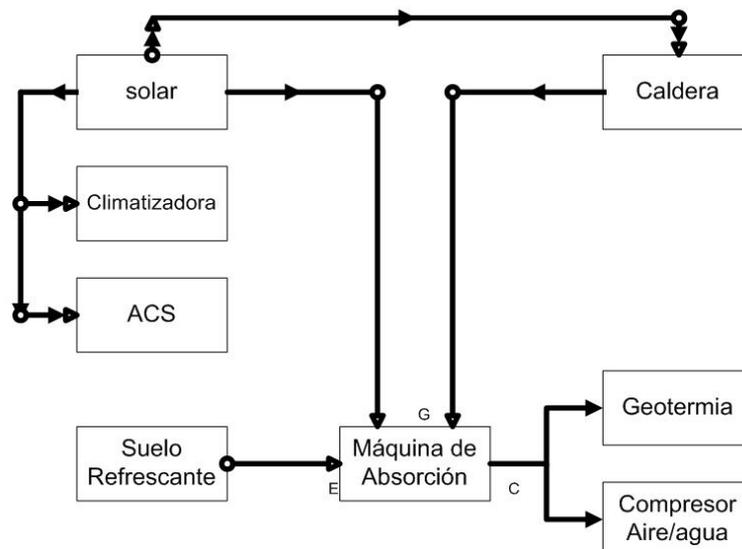


Figura 94: Modos de funcionamiento en verano.

Cuando la temperatura de la acumulación solar sea suficientemente elevada, se puede alimentar a las cargas de alta temperatura (batería de calor de las UTAs, ACS y máquina

de absorción) tanto de manera directa, como en modo precalentamiento de manera previa a su paso por caldera. Por otro lado la máquina de absorción evapora en el suelo refrescante y condensa en el terreno a través de la geotermia.

Como se demostró mediante el análisis de sensibilidad realizado en el Capítulo 4, se debe intentar utilizar el calor solar con un valor de temperatura lo más bajo posible. Por otro lado, en la máquina de absorción el evaporador debe tener la mayor temperatura posible que permita cubrir la demanda, y el condensador la temperatura menor que permita el elemento de disipación que en este caso es el terreno.

Por ello la consigna de entrada a generador se debe establecer en el valor mínimo que admite la enfriadora de 75°C. Teniendo en cuenta que se emplea suelo refrescante se puede operar con valores de 13-14°C en evaporador, con dos restricciones: por motivos de confort no es conveniente que la temperatura superficial esté por debajo de 19°C; y se debe evitar la condensación sobre los tubos en el circuito de impulsión del suelo. Estos valores, permiten operar con valores de temperatura de condensador por debajo de los límites indicados por el fabricante (24°C vs. 26°C) como se ha podido ver anteriormente.

Invierno

Como se muestra en la Figura 95 el suelo radiante durante el invierno admite tres posibles focos térmicos:

1. Caldera de gas regulada mediante válvula de tres vías.
2. Solar térmica tanto en modo directo como en modo precalentamiento en caldera.
3. Condensador de la máquina de absorción funcionando como bomba de calor geotérmica. En este caso se aprovecha en el suelo radiante todo el calor aportado en el generador proveniente de caldera, ya que la baja radiación dificulta el aprovechamiento solar, junto con la energía geotérmica extraída en el evaporador. Con ello se consigue un aumento en la eficiencia del aprovechamiento de la caldera superior al 100% ya que el $COP = (1+EER)$ gracias al funcionamiento como bomba de calor. De esta forma se pueden tener rendimientos entre el 130 % y el 170 %, en los que por cada unidad de energía introducida en la máquina de absorción proveniente de caldera, se ve amplificada en el suelo radiante. Además se obtiene la regeneración térmica del terreno

Como se demostró mediante el análisis de sensibilidad realizado, se debe emplear una temperatura de generador alimentado con caldera con un valor lo más alto posible. Sin embargo las temperatura de evaporador y condensador deben llegar a un punto de compromiso.

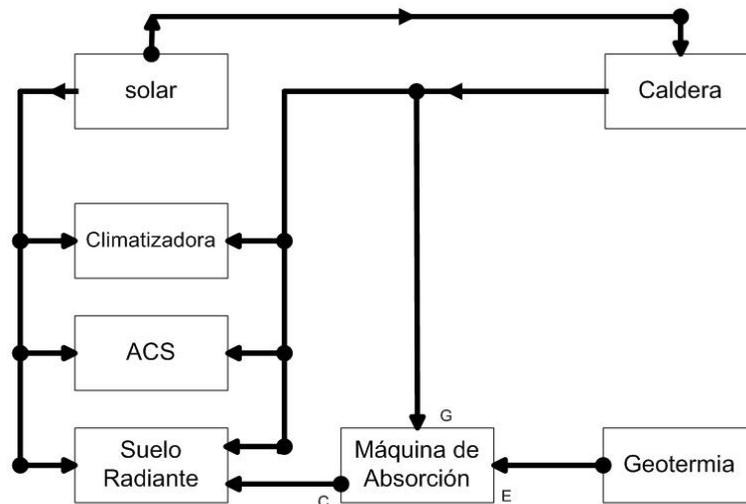


Figura 95: Modos de funcionamiento en invierno.

Respecto al establecimiento de la temperatura del condensador hay que tener en cuenta dos restricciones:

- Valores altos hacen que el suelo radiante aporte más potencia teniendo con ello un mayor régimen de carga, pero ello empeora el rendimiento de la máquina de absorción. Destacar que, si se opera con la máxima temperatura que admite el condensador, esto es, 31°C se puede obtener una temperatura de salida próxima a 36°C que es un valor suficiente para activar el suelo radiante,
- Valores bajos, permiten una mejora del rendimiento de la máquina de absorción pero provocan una menor potencia de emisión del suelo radiante y con ello un menor régimen de carga.

Respecto al establecimiento de la temperatura del evaporador también hay que tener en cuenta dos restricciones:

- Desde el punto de vista del rendimiento de la máquina de absorción, interesa que sea lo más elevada posible pero ello reduce la potencia extraíble de la geotermia,
- Desde el punto de vista del régimen de carga, cuanto más bajo sea mayor cantidad de energía se extraerá del terreno y por lo tanto dará más potencia, pero con un peor rendimiento.

Destacar que en este caso los puntos de funcionamiento indicados están lejos de condiciones de cristalización, ya que se tiene elevadas temperaturas de condensador y generador. Dentro de los trabajos futuros quedan pendientes los ajustes de las temperaturas de evaporador y condensador óptimas con los que poder compatibilizar aspectos de potencia con los de rendimiento.

6.5.2 Aplicación de la Influencia del ratio potencia/superficie. Factor BRL

A partir del estudio realizado en el apartado 4.2.3, se concluyó que las mejores prestaciones de la instalación se obtenían cuando mayor fuera el BRL.

En el caso de la instalación de CARTIF II, la gran cristalera disponible en la zona suroeste provoca que la demanda en sus proximidades sea muy dependiente de las condiciones exteriores y por lo tanto con valores altos de BRL. Durante el invierno la mayor conductividad del cristal frente a la de los muros exteriores hará que la demanda de calefacción sea elevada, sobre todo, los días que no haya radiación. Durante el verano, además del efecto de la conductividad se encuentran las ganancias por radiación que propician que la fracción de demanda debido a condiciones exteriores sea alta.

6.5.3 Estrategia de control

Regulación de la producción solar

Según se estableció en 4.4.2 en las instalaciones de climatización solar hay una serie de variables que son controlables y otras que no. En base a ello se establecieron unas estrategias de regulación y control para la parte de producción solar.

Aprovechando que se dispone de la medida de radiación a través de la estación meteorológica, al igual que para CARTIF I se ha implantado un criterio de puesta en marcha en base a radiación crítica.

$$k_{\text{bomba}} = 0,3$$

$$k_0 = 0,663$$

$$k_1 = 1,95 \text{ W/m}^2\text{°C}.$$

$$\Delta T_{\text{col}} \text{ de } 10\text{°C}.$$

$$A_c = 84 \text{ m}^2.$$

$$m_c = 4.200 \text{ kg/h} = 1,16 \text{ kg/s}.$$

$$C_p = 4,19 \text{ kJ/kg°}^{\circ}\text{C}.$$

Considerando los parámetros del captador indicados anteriormente en la Tabla 54 así como los valores mostrados se puede obtener $\Delta T_{\text{col.}} = 90 \text{ °C}$ mediante la ecuación [47], la cual se presenta con los valores ajustados en la ecuación [53]. Sustituyendo en [44] se calcula la radiación crítica de arranque y de parada teniendo en cuenta la histéresis, para unas condiciones de temperatura exterior y de depósito concretas.

$$[53] \quad I_{T, arr} = 2,94 \cdot (T_{st} - T_{en} + 90) \left[= \right] \frac{W}{m^2}$$

A modo de ejemplo, suponer que a primera hora de la mañana se tiene un valor de temperatura ambiente de unos 20°C y una temperatura de depósito de 70°C que coinciden con la de parada. En estas condiciones se tiene una radiación de arranque de 410 W/m² y 147 W/m² de parada.

Una vez que se ha alcanzado la radiación mínima para la puesta en marcha de la bomba en primario, lo hará al caudal mínimo de forma que el sistema de monitorización tendrá información real de la temperatura de salida de captadores. Con la diferencia de temperatura entre la salida de captadores y la parte alta de los depósitos, se establece un lazo de regulación sobre el caudal de la bomba.

Con el mismo criterio de puesta en marcha, se pondrá en acción la bomba de secundario, como se indicó en 4.4.3, estableciéndose otro lazo de control que compara la temperatura de salida de secundario de intercambiador respecto a la temperatura de la parte alta del depósito. Destacar que el salto de temperatura para el primario deberá ser mayor que la del secundario, siendo esta diferencia dependiente de la eficiencia del intercambiador. Valores iniciales aproximados pueden ser 7°C para el primario y 2°C para el secundario.

Además se han establecido una serie de alarmas:

- Alarma de congelación: Esta es una de las principales amenazas de las instalaciones solares. Gracias a los datos recogidos desde la estación meteorológica se procederá a establecer dos niveles de seguridad. Se parte del hecho de que el primario de la instalación está relleno con una mezcla de agua-glicol suficiente como para soportar 15°C bajo cero.

Se establecerá un valor de temperatura ambiente T_{cong1} , que marcará el arranque de las bombas de primario a caudal mínimo. Este valor podría ser del orden de 0°C, o en torno a él.

El segundo nivel de protección es T_{cong2} , que forzaría el paso de caudal máximo de las bombas. Podría tener un valor de -10°C.

- Alarma por baja presión. Detecta la falta de presión en el circuito debido a fugas o a la existencia de aire. Cuando la presión de aspiración de la bomba esté por debajo de un valor P_{min} enviará un mensaje al personal de mantenimiento para que verifique que sucede.
- Alarma por alta presión. Este tipo de situación suele estar asociado a dos posibles causas: que se esté produciendo vapor en el circuito primario, o bien una rotura en el vaso de expansión. En cualquier caso ante esta situación, el sistema debería

enviar un mensaje al personal de mantenimiento para que verifique la causa y tome la medida más conveniente en cada caso.

- Sobretemperatura en depósitos. Se puede producir en días en los que no haya cargas (festivos, fines de semana...). El sistema comprueba la temperatura en la parte alta del depósito de forma que si se sobrepasa un valor superior a un límite razonable ponga en marcha alguna de las cargas, especialmente la máquina de absorción. Si los depósitos alcanzasen sobretemperaturas con las cargas en marcha, entonces, el mecanismo de protección consistiría en para las bombas del secundario, con el fin de detener la introducción de calor y evitar que se deteriore la vitrificación.

En base al esquema mostrado en la Figura 90, se presentan una serie de posibles modos de funcionamiento:

- Respecto a la acumulación:
 - Configuración con 1 depósito. Empleo de 2 m³ de almacenamiento teniendo de esta forma una instalación con un ratio elevado de superficie frente a almacenamiento 84 m²/2 m³.
 - Configuración con 2 depósitos en paralelo. En este caso, el ratio es la mitad 84 m²/4 m³, pero al estar en paralelo el efecto de estratificación es bajo.
 - Configuración con 2 depósitos en serie. Este caso tiene el mismo ratio que el anterior, pero al estar los dos tanques en serie se favorece la estratificación.
 - Configuración con 3 depósitos en serie. En esta configuración se tiene un ratio de 84 m²/6 m³ favoreciendo la estratificación.
 - Configuración con 4 depósitos en serie. Este caso dispone de un ratio de 84m²/8 m³ con la mayor estratificación posible al estar los cuatro depósitos en serie. En esta situación puede que sea necesario operar con bajos caudales de caudal secundario para conseguir valores altos de salto de temperatura y con ello adaptarse a la situación del almacenamiento.
 - Configuración don 2 grupos en paralelo de 2 depósitos en serie. Este caso dispone del mismo ratio que el anterior pero respecto a la estratificación es una situación en la que el salto es menor. Es la misma que se mostró en el caso de CARTIF I.
 - Configuración sin acumulación. En este caso, el agua de retorno de usos pasa directamente por el secundario del intercambiador solar, de forma que,

no hay almacenamiento y se emplea la instalación solar para hacer frente a la demanda de manera directa.

- Respecto a la gestión del secundario solar se presentan dos posibles modos:
 - Configuración de aprovechamiento de la energía. En este caso el secundario solar vierte el agua caliente sobre el almacenamiento o bien sobre la demanda (modo configuración sin acumulación).
 - Configuración recirculación de secundario. En casos de baja radiación o en los casos de necesidad de elevado salto de temperatura entre entrada y salida de captadores, se dispone de la opción de recircular la salida de agua del intercambiador sin pasar a la zona de almacenamiento/ usos.

Respecto a la época del año se identifican los siguientes modos de funcionamiento:

- Funcionamiento en verano (Figura 94):
 - Solar directo retorno a caldera de alta temperatura (ACS, Climatizadoras, absorción). En este caso, se aprovecha la energía solar en el colector de alta temperatura de forma que se puede aprovechar el calor tanto para ACS, las baterías de calor de las climatizadoras como para el generador de la máquina de absorción.
 - Solar precalentamiento retorno a caldera de alta temperatura. Si el salto de temperatura en las cargas es elevado y la temperatura de almacenamiento está comprendida entre la de retorno y la de impulsión, se puede hacer un aporte mixto solar caldera a la demanda.
 - Absorción a suelo refrescante. Tanto con energía solar como energía procedente de caldera, se puede usar la enfriadora por absorción para suelo refrescante condesando en la geotermia.
 - Geotermia en free-cooling. Este es un modo de operación ideal para las puestas en marcha en las que se puede introducir el agua procedente de geotermia (en torno a 17°C) al suelo refrescante, el cual puede tener valores superiores a los 26°C sobre todo después de un fin de semana.
- Funcionamiento en invierno (Figura 95):
 - Solar a suelo radiante directo. La instalación permite aprovechar la energía solar directamente sobre el suelo radiante, que es la demanda que menor temperatura dispone y por lo tanto que mayor aprovechamiento solar puede tener.

- Solar a suelo radiante en precalentamiento. Si el salto de temperatura en la carga es elevado, y siempre que la temperatura de almacenamiento sea superior al retorno e inferior a la consigna de impulsión, se puede aportar calor a la carga de manera conjunta entre la solar y la caldera.
- Absorción a suelo radiante (bomba de calor por absorción). En este caso, el sistema aprovecha la máquina de absorción como bomba de calor alimentando al generador con caldera, evaporando en la geotermia y aprovechando el calor del condensador en el suelo radiante, siendo por ello una forma de operación muy eficiente y permitiendo la regeneración térmica del terreno.

Como se puede ver la instalación dispone de un elevado número de sistemas y modos de funcionamiento.

De manera particular, estudiando la regulación de la máquina de absorción, hay que destacar que su funcionamiento se puede extender a todo el año. Como se ha indicado anteriormente las consignas en los tres circuitos son diferentes en verano e invierno. En base al estudio de correlación entre temperaturas mostrado en la Figura 75 y las consignas establecidas en la Tabla 55, se tiene que:

- En verano la regulación es análoga al caso de CARTIF I mostrada en el apartado 4.4.
- Sin embargo, en invierno, la temperatura de generador viene marcada por la caldera, la cual como se vio en 4.2.1, conviene que opere con una temperatura lo mayor posible (90°C). La temperatura de condensador viene marcada por su interacción con el suelo radiante (31°C), y la temperatura del evaporador por la potencia a extraer de la geotermia (13°C), siendo estas consignas variables. La adopción de unos valores u otros vendrán en función de la potencia demandada intentando maximizar el rendimiento, como se ha visto anteriormente. Como se puede ver en la Figura 75, estos puntos no presentan riesgo de cristalización.

6.6 Dimensionado

6.6.1 Predimensionado con la metodología MSDRS

En este apartado, se va a aplicar la metodología MSDRS mostrada en el apartado 5.3, sobre el edificio de CARTIF II, y se va a comparar con los resultados de simulación dinámica. Se va a hacer así al no disponer de datos de operación reales. Dichos resultados, deberán ser validados en trabajos futuros.

Como se ha comentado anteriormente, la estrategia global de operación de la instalación consiste en aprovechar todo el calor disponible en la instalación solar durante el verano. Sin embargo, durante el invierno el calor producido se empleará para el suelo radiante directamente.

Como se indicó en el punto 5.3.2, para la aplicación de la metodología se requiere de una información previa que es:

- Curva de demanda horaria media mensual durante el periodo de cálculo.
- Características del campo generador.
- Curvas de operación de la enfriadora seleccionada.

El horario de uso del edificio es el mismo que el de CARTIF I, esto es de 7:00 de la mañana a 15:00 de la tarde. Para la determinación de la demanda y puesto que el sistema va a ser empleado en un suelo refrescante, se han hecho una serie de hipótesis:

- Como se indicó en el apartado 4.3.1, la potencia aportada por el suelo refrescante es de 24 W/m^2 . Debido a que la composición de la parte superior del forjado de CARTIF II es menos conductor que el de CARTIF I se ha tomado un valor de 20 W/m^2 de potencia por unidad de superficie, con el fin de que el cálculo sea conservativo.
- Además dado el perfil mostrado en dicho apartado, el valor de demanda es independiente de las condiciones de operación internas: ocupación, ganancias del exterior, etc. Se ha considerado como zona acondicionada la superficie de prioridad alta mostrada en la Tabla 72 y la Tabla 73, lo que arroja una superficie prioridad A de 140 m^2 y una superficie total de 2.000 m^2 .
- Considerando estos dos valores, se tiene que la potencia que aporta el suelo radiante es de $2,80 \text{ kW}$ de media cada hora ($140\text{m}^2 \cdot 0,020 \text{ kW/m}^2$) para acondicionar las zonas de prioridad A, y suponiendo que la instalación funciona las 24 horas del día, durante los meses de junio, julio, agosto y septiembre se tiene una demanda diaria de $67,20 \text{ kWh}$. Si se considera el edificio completo la potencia total media es de 40 kW y la demanda de 960 kWh/día .

Con la curva de demanda de potencia horaria, las temperaturas de condensador y evaporador, y las curvas de potencia de la máquina ofrecidas por el fabricante, se escoge la temperatura mínima de generador que permite a la máquina obtener dicha potencia, obteniendo como dato complementario la EER y el COP de funcionamiento para esas condiciones.

A continuación, con el caudal y la temperatura de entrada del generador y la potencia demandada se determina la temperatura de salida para cada una de las horas del día medio de cálculo.

Con la demanda anterior se han determinado para cada hora tanto la EER (0,35), como la temperatura de entrada mínima al generador necesaria para alcanzar dicha demanda que es de 75°C. De esta forma, aunque la EER es el más reducido, el rendimiento de los captadores será el más elevado posible estimando una necesidad de potencia en el generador de 8 kW con una demanda diaria de 192 kWh/día. Suponiendo que por él circula el caudal nominal de 2,35 l/s, y con los datos anteriores, también se ha determinado la temperatura de salida del generador de 74,20°C ($\Delta T = 0,8^\circ\text{C}$). La demanda de calor por parte de la instalación solar se determina dividiendo la potencia demandada entre el EER horario obtenido.

Para los meses de invierno se supone que la instalación va a alimentar al suelo radiante del edificio. Para ello se han considerado unas temperaturas de entrada y salida de 45°C y 40°C respectivamente ($\Delta T = 5^\circ\text{C}$). La demanda diaria se ha estimado considerando una potencia por unidad de superficie de 40 W/m², en 140 m² de superficie de prioridad A, que da una potencia de 5,6 kW y considerando 24 horas al día de operación se tiene una demanda diaria de 134,4 kWh/día.

Una vez caracterizada la demanda a la que se va a ver sometida la instalación, se procede a la determinación de las condiciones de producción con el fin de determinar el rendimiento medio del campo de captadores, así como la energía producida por unidad de superficie por parte de la instalación, considerando valores típicos para el resto de elementos como son: intercambiador, pérdidas por acumulación y distribución.

En la Tabla 56 se pueden ver los datos básicos para el dimensionado del campo solar. En la primera columna se muestra la energía demandada un día medio del mes. Lo meses de abril, mayo y octubre, se ha considerado que no hay demanda. En la segunda columna I_T la radiación incidente por unidad de superficie inclinada a 40°. En la tercera se incluye la intensidad de radiación, esto es, la potencia media radiante por unidad de superficie. En la cuarta columna se encuentra la temperatura media diaria (T_{en}). Con los valores de radiación y empleando la curva de rendimiento de captadores planos identificada en el apartado 6.4 ($k_0 = 0,663$ [p.u] y $k_1 = 1,95$ W/°C · m²) se ha determinado el rendimiento medio diario en la quinta columna (η_{col}), donde la temperatura de entrada captadores se ha considerado que coincide con la de salida de la máquina de absorción en verano y con la salida de suelo radiante en invierno. En la sexta columna, E_A es la energía que produce el campo por unidad de superficie determinado como el producto del rendimiento por la energía incidente. Finalmente en la séptima columna E_U es la energía útil que se puede aprovechar, teniendo en cuenta que las pérdidas del intercambiador se han supuesto del 5% y las pérdidas por acumulación y distribución se han supuesto de un 20% que es un valor empleado habitualmente en este tipo de cálculos.

	Demanda [kWh/día]	I_T [kWh/m ² día]	H_T [kW/m ² día]	T_{en} [°C]	η_{col} [p.u.]	E_A [kWh/m ² día]	E_U [kWh/m ² día]
Enero	134,4	2,06	0,26	4,5	0,37	0,77	0,59
Feb.	134,4	3,02	0,34	6,3	0,45	1,36	1,04
Marzo	134,4	4,25	0,45	10,1	0,52	2,21	1,68
Abril	-	4,63	0,49	12,5	0,71	3,30	2,51
Mayo	-	4,83	0,51	15,5	0,72	3,49	2,65
Junio	192,0	5,55	0,58	20,40	0,48	2,69	2,03
Julio	192,0	6,36	0,67	23,40	0,52	3,28	2,49
Agosto	192,0	6,49	0,68	22,80	0,52	3,35	2,54
Sept.	192,0	5,93	0,66	19,60	0,50	2,98	2,26
Oct.	-	4,09	0,45	14,20	0,72	2,96	2,25
Nov.	134,4	2,71	0,34	8,90	0,47	1,27	0,97
Dic.	134,4	1,62	0,22	5,20	0,33	0,53	0,40
MEDIA	177,3	4,23	0,47	13,51	0,46	2,05	1,56

Tabla 56: Datos básicos para dimensionado valores medios diarios CARTIF II.

Los valores acumulados, para todo el periodo de evaluación (273 días) se muestran en la Tabla 57.

	Demanda [kWh]	I_T [kWh/m ²]	E_A [kWh/m ²]	E_U [kWh/m ²]
Total	43.718,40	1.154,02	559,48	425,20

Tabla 57: Valores agregados para todo el periodo de cálculo en CARTIF II.

Con estos datos se está en condiciones de establecer la superficie del campo de captadores y su correlación con la fracción de carga que se cubre, habiendo disponibles diferentes criterios posibles.

De los criterios mostrados en 5.3.3, se va a considerar el de cubrir el 100 % de la demanda en el mes más favorable con el fin de evitar sobrecalentamientos. En la Tabla 58 se muestra las superficies necesarias para cubrir demanda media en cada mes.

Mes	E	F	M	A	M	J	X	A	S	O	N	D
Superficie cubrir 100 %	229	130	80	0	0	94	77	75	85	0	139	336

Tabla 58: Superficies por meses.

Como se puede ver, una superficie entre 75 m² (agosto) y 94 m² (junio) pueden ser valores razonables.

Como se indicó anteriormente la instalación dispone de 84 m², por lo que se va a proceder a estimar las variables de explotación básicas para todo el año. Dadas las diferencias entre las condiciones de suministro de verano e invierno se ha decidido separar ambas.

Para el cálculo de la demanda mensual se ha supuesto que cada mes tiene 18 días laborables y que los fines de semana el edificio no está acondicionado, pero sin embargo, se dispone de acumulación solar suficiente como para aprovechar una buena parte de la energía recogida los fines de semana. Destacar que se ha escogido un ratio superficie vs. almacenamiento de 95 l/m² que es un valor elevado debido a esta restricción de uso.

Mes	Producción [kWh]	Demanda A [kWh]	Fracción solar [p.u.]	Demanda T [kWh]
enero	1.525	2.419	0,63	34.560
febrero	2.440	2.419	1,01	34.560
marzo	4.382	2.419	1,81	34.560
abril	6.320	0,00	-	0
mayo	6.911	0,00	-	0
junio	5.123	3.456	1,48	49.371
julio	6.474	3.456	1,87	49.371
agosto	6.613	3.456	1,91	49.371
septiembre	5.685	3.456	1,64	49.371
octubre	5.863	0,00	-	0,00
noviembre	2.434	2.419	1,01	34.560
diciembre	1.042	2.419	0,43	34.560
AÑO	35.717	25.920	1,38	370.286
Invierno	11.823	12.096	0,98	172.800
Verano	23.894	13.824	1,73	197.486
Evaporador	8.363	4.838		69.120
Condensador	32.257	18.662		266.606

Tabla 59: Datos de producción de la instalación solar.

En la primera columna de la Tabla 59, se muestra la estimación de la producción por parte de la instalación solar teniendo en cuenta los datos anteriores y la superficie de diseño. Además se muestran los valores acumulados anuales, la producción durante el invierno,

que se corresponde con la de los meses de enero, febrero, marzo, noviembre y diciembre, mientras que los de verano son junio, julio, agosto y septiembre. No se ha tenido en cuenta los meses de abril, mayo y octubre, al considerar que la demanda de climatización puede ser contrapuesta, ya que unos días puede que se necesite calor y otros puede que se necesite frío. La producción de verano coincide con la introducida en el generador de la enfriadora, por lo que multiplicando por la EER de cálculo 0,35, se tiene una estimación de la producción en el evaporador. Finalmente sumando la energía de generador mas el evaporador se tiene la energía disipada al terreno en el condensador.

En la segunda columna se muestra la demanda en la zona con prioridad A considerando que cada mes tiene 18 días laborables en base a la demanda diaria mostrada en la Tabla 56. De manera análoga se ha determinado los valores acumulados para todo el año, invierno y verano. También se han determinado las necesidades a cubrir en evaporador y condensador.

La tercera columna se muestra la fracción solar por meses que se cubre con los 84 m². Destacar que el valor acumulado anual es del 138 % llegando a un 173 % durante el verano, por lo habrá momentos en los que la instalación dispone de excedentes para alimentar zonas de menos prioridad.

Por ello, en la cuarta columna se muestra cual es la demanda total del edificio considerando todas las zonas. Destacar que en los meses en los que la demanda es menor a la producción, que se corresponden con fracciones solares por encima de la unidad, debido a la clasificación por prioridades mostradas anteriormente, se tiene que hay demanda suficiente en todo el edificio para cubrir dichos excedentes, ya que la primera columna siempre presenta valores por debajo de la demanda total.

6.6.2 Dimensionado mediante simulación

Verano

Como se muestra en Macias et al 2013, mediante el entorno TRNSYS y con los datos indicados anteriormente, se ha procedido a la simulación del edificio con el fin de poder comparar los resultados obtenidos. En esta referencia tan sólo se dispone de datos de verano que se muestran a continuación en la Tabla 60.

La demanda durante el periodo de verano de la zona acondicionada asciende a 13.273 Wh de frío. El condensador disipará en el terreno 39.820kWh, los cuales serán recuperados durante el invierno, de forma que se regenerará el terreno y además se alimentará al suelo radiante reduciendo el uso de la caldera.

En la primera columna, se muestra la temperatura de generador a la que se ha realizado la simulación de todo el verano. En este caso y dado que el dimensionado mediante MSDRS se empleó temperaturas de generador lo más bajas posibles, los resultados obtenidos, deben ser comparados con la primera fila de la Tabla 60. En las sucesivas columnas se muestra de manera consecutiva: energía entregada al generador, al condensador, al evaporador, al suelo refrescante, a la geotermia y captada solar. En las columnas octava y novena, se muestran el EER medio de la enfriadora y la eficiencia global.

T_{gen}	Q_{gen} (kWh)	Q_{cond} (kWh)	Q_{evap} (kWh)	Q_{floor} (kWh)	Q_{geot} (kWh)	Q_{Solar} (kWh)	EER	Global Efficiency
76	<i>10.041</i>	<i>14.053</i>	<i>2.295</i>	<i>2.227</i>	<i>14.435</i>	<i>16.118</i>	<i>0,23</i>	<i>0,142</i>
78	9.020	12.432	2.120	2.102	12.772	15.306	0,24	0,139
80	7.399	10.122	1.832	1.877	10.410	13.959	0,25	0,131
82	5.828	8.198	1.703	1.771	8.395	12.642	0,29	0,135
84	4.438	6.404	1.483	1.573	6.535	11.429	0,33	0,130
85	3.793	5.543	1.348	1.452	5.646	10.944	0,36	0,123
90	1.301	1.976	556,2	707,7	2.016	8.896	0,43	0,063

Tabla 60: Resultados de simulación a diferentes temperaturas (Macias et al., 2013).

Como se pone de manifiesto en la Tabla 60 la energía captada solar disminuye con la temperatura de generador, mientras que la eficiencia de la enfriadora a aumenta, lo que se traduce en una menor necesidad de energía aportada tanto el generador como en condensador. Sin embargo la eficiencia global del sistema también disminuye lo cual viene a confirmar que tomar la mínima temperatura en el generador favorece el rendimiento global de la instalación como se ha deducido anteriormente.

En la Tabla 61 se muestra la comparación entre los valores simulado y obtenido por el método MSDRS. En la última fila se indica la diferencia entre ambos en valores por unidad.

	Q_{gen} (kWh)	Q_{cond} (kWh)	Q_{evap} (kWh)	Q_{floor} (kWh)	Q_{geot} (kWh)	Q_{Solar} (kWh)	EER	Global Efficiency
Simulado	10.041	14.053	2.295	2.227	14.435	16.118	0,23	0,14
MSDRS	13.824	18.662	4.838	4.838	18.662	18.189	0,35	0,27
Dif [p.u]	0,73	0,75	0,47	0,46	0,77	0,89	0,66	0,53

Tabla 61: Comparación entre simulación y dimensionado mediante MSDRS.

Destacar que las diferencias entre la simulación dinámica y el método con valores medios diarios presentan diferencias debido entre otras a:

- Efectos dinámicos ya que la simulación tiene en cuenta los transitorios.
- Regulación y control: la simulación tiene en cuenta la interacción entre los diferentes elementos, y por lo tanto detiene la enfriadora si es necesario al alcanzar valores de referencia.
- El método MSDRS ha empleado valores máximos para determinar la demanda.
- La EER se ha tomado el indicado por el fabricante. Debido sobre todo a los transitorios, la EER real es inferior como se vio en el apartado 3.5.

Invierno

Durante el periodo invernal se ha estimado que la cantidad de calor que se toma del terreno debe coincidir con la que se ha introducido durante el verano. Al aprovechar esta energía se consigue reducir el aporte que tiene que realizarse desde la caldera.

Como ya se ha visto, en verano se introdujeron en el terreno 14.053 kWh, que van a ser extraídos del mismo y aprovechados para la alimentación del suelo radiante. Con una aportación en el generador de 61.100 kWh desde la caldera, calculados suponiendo una COP de 1,23 ($EER = 0,23$), se obtienen 75.153 kWh en el condensador que se aprovecharán en el suelo radiante del edificio con la máquina de absorción funcionando como bomba de calor por absorción geotérmica.

Por otro lado y como se vio en la Tabla 59, durante el invierno, la instalación solar aporta a mayores 11.822,85 kWh, que unidos a los anteriores, da un total por parte de la instalación de 86.976 kWh. Si se tiene en cuenta que la demanda del suelo refrescante del edificio en la misma tabla, se mostró que era 172.800 kWh, se tiene una fracción aportada del 50 %.

6.7 Conclusiones

La experiencia y conocimiento adquirido en los capítulos anteriores han sido aplicados al diseño, dimensionado y regulación de una instalación de bomba de calor geotérmica por absorción, la cual permite obtener frío durante el verano, y calor durante el invierno con elevados rendimientos.

Se ha comenzado por presentar esta novedosa instalación diseñada para la experimentación, permitiendo una gran cantidad de posibles configuraciones así como modos de operación, disponiendo de la instrumentación suficiente como para caracterizarla. Se ha elegido un sistema radiante para el aprovechamiento de la energía producida tanto en verano como en invierno. Para ello se ha establecido un orden de prioridad de los diferentes circuitos, en función de su BRL.

Se ha presentado la estrategia global de consumo/producción para la regeneración térmica del terreno, así como la particularización del control adaptado a esta instalación.

Finalmente se ha aplicado la metodología MSDRS al dimensionado de dicha instalación comparando los resultados obtenidos con simulación dinámica.

Capítulo 7: Conclusiones y trabajos futuros

7.1 Conclusiones

En la presente tesis se ha abordado la mejora de las instalaciones de refrigeración solar mediante máquinas de absorción de mediana potencia, en los aspectos relativos a su integración con los sistemas convencionales. En el Capítulo 2 y como resultado del Estado de la Técnica, se han identificado una serie de retos a salvar para que la refrigeración solar pueda ser competitiva frente a los sistemas convencionales, ofreciendo resultados/soluciones en los siguientes puntos:

- Se ha demostrado la importancia de una identificación paramétrica de los modelos, ya que los valores de los fabricantes en general se obtienen en condiciones estacionarias mientras que las instalaciones reales operan en condiciones dinámicas. Las diferencias serán más importantes cuanto mas tiempo esté el sistema trabajando en régimen transitorio.
- Se ha mostrado una herramienta de análisis de instalaciones de refrigeración solar que permite el tratamiento de la información recogida. Este tipo de desarrollos son particularmente importantes para permitir un análisis rápido de las instalaciones y deben estar basados en una adecuada instrumentación de medida.
- Se ha mostrado y aprovechado el algoritmo de cálculo que TRNSYS realiza para determinar los valores de las variables y se ha detectado además un error en el type 107 con respecto a lo indicado en el manual, problema que ha sido resuelto mediante la adaptación del fichero de configuración.

- Mediante un modelo de enfriadora que tiene en cuenta las características externas, así como la correlación entre el refrigerante y el absorbente, se ha obtenido una descripción interna del estado de la máquina de absorción ofreciendo una curva que establece las temperaturas de operación, con aplicación al control de instalaciones de refrigeración solar.
- En régimen dinámico y para valores medios diarios, las curvas de operación de los captadores presentan una correlación entre el coeficiente de rendimiento y el de pérdidas, de forma que cuando uno aumenta el otro disminuye de manera lineal. Comparando los valores obtenidos en dos años diferentes se ha podido ver que ambas correlaciones presentan la misma pendiente si bien el valor de ordenada en el origen es diferente debido probablemente a concisiones de operación distintas.
- Se ha estudiado cuales son los aspectos clave del diseño, y se han cuantificado numéricamente, evaluando su importancia sobre las prestaciones de la instalación.
- Se ha definido el concepto de Building Ratio Load (BRL) como medida del acoplamiento entre la demanda y la producción de la instalación solar.
- Se han propuesto una serie de criterios de diseño que tienen en cuenta las particularidades de las instalaciones de refrigeración solar, frente a sistemas de refrigeración y producción de climatización convencionales.

Se debe ir a sistemas en los que la temperatura de evaporador sea lo más elevada posible (sistemas radiantes). El uso de temperaturas de evaporador bajas llevan a EERs reducidos y aumentan el riesgo de cristalización.

La temperatura del generador debe ser lo más baja posible cuando se alimenta de solar, y la nominal cuando se alimenta desde caldera. El aumentar la temperatura de generador lleva a una reducción del rendimiento de los captadores que no es capaz de compensar la mejora del rendimiento de la máquina de absorción.

La temperatura de condensación debe fijarse en el valor más bajo que permita el sistema de disipación exterior. No se debe escatimar esfuerzos en reducir este valor lo más posible o que el control, evite el funcionamiento cuando las condiciones no sean suficientemente buenas. En determinadas situaciones, este valor puede ser considerado por debajo de los valores indicados por el fabricante. Destacar la gran dependencia que presenta el sistema de la temperatura de condensador, siendo este el factor clave para obtener un buen rendimiento global, considerando que afecta tanto a la presión de máxima de la enfriadora como a la concentración de la solución diluida y concentrada simultáneamente.

Destacar además la importancia de aislar los depósitos de “producto elaborado”, esto es por ejemplo los acumuladores de agua fría, la cual lleva en su interior una gran inversión energética.

- Se han comparado diferentes estrategias de control aplicadas a una instalación de refrigeración solar, aportando datos reales de funcionamiento durante un periodo de tres veranos.

Sobre el campo solar se ha evaluado la mejora obtenida por la implantación de un control basado en el arranque por radiación crítica y caudal solar variable frente a un control convencional basado en arranque por radiación y caudal solar constantes. De la misma manera se han comparado las mejoras obtenidas sobre las prestaciones de la instalación de producción de frío al aplicar tres controles distintos sobre la enfriadora por absorción: el primero se trata de un control basado en caudales constantes; el segundo está basado en la adaptación de la temperatura de condensación en función de la temperatura de generador con caudal de generador constante; en el tercero además de adaptar la temperatura de condensación, se ha regulado el caudal de generador en función de la carga del sistema

Se ha desarrollado un sistema de control que tiene en cuenta la información obtenida mediante estudio de sensibilidad y los criterios de diseño, que ha sido implantado sobre la instalación de refrigeración solar.

- Se ha desarrollado un método simplificado de dimensionado que tiene una metodología semejante al método del balance, y ha sido comparada con otros métodos simplificados disponibles.
- Finalmente, se ha aplicado el conocimiento adquirido, en el diseño de una instalación de climatización mediante bomba de calor por absorción geotérmica.

7.2 Trabajos futuros

Como trabajos complementarios futuros, se encuentran:

- Mejorar el modelo type 107 implantado en TRNSYS considerando:
 - Con la fracción de carga calculada respecto a la potencia nominal y las temperaturas obtener la “capacity”. Con este valor y la potencia de salida del evaporador determinar el verdadero estado de carga en el que se encuentra la máquina, y con ello obtener el Design Energy Input Fract pero ahora calculado al verdadero régimen de carga.

- Actualmente el modelo no considera las pérdidas de calor en la enfriadora las cuales se deben a: las producidas por las partes calientes hacia el entono, y por otro lado, el calor necesario para atemperar las partes que constituyen la propia enfriadora. Esta última parte de las pérdidas, en caso de operación continuada durante mucho tiempo va a ser residual, pero si el régimen de funcionamiento de la enfriadora está sometido a carga parcial y una regulación basada en ciclos de marcha paro las pérdidas pueden llegar a ser importantes.
- Validar el modelo de máquina de absorción desarrollado. Como se ha indicado anteriormente la operación de la enfriadora fuera de las condiciones de diseño y en base a los estados definidos mediante el modelo, han permitido una validación indirecta de las condiciones de diseño, si bien sería conveniente analizar la enfriadora mediante sondas de temperatura y presión internas medidas en la propia máquina, y comprobar el nivel de precisión de los valores arrojados por el modelo para estos parámetros.
- El ajuste del modelo real de suelo radiante con el sistema identificado así como el efecto de la masa en dicho modelo (espesor de hormigón equivalente). Destacar que el modelo de suelo radiante de TRNSYS es resistivo, por lo que para disponer de un modelo que muestre el comportamiento real del sistema, sería necesario introducir el efecto capacitivo de la propia masa del hormigón interactuando con la capa activa.
- Validar experimentalmente la instalación de CARTIF II. Cuantificar mediante diseño de experimentos la influencia de otras variables de diseño como puede ser la relación entre la superficie y el almacenamiento y la inclusión de control por precalentamiento, etc.

Debido a que tanto el suelo refrescante como la geotermia tienen un comportamiento contrapuesto a la máquina de absorción, es necesaria una optimización de los valores de operación. En efecto si durante el verano se eleva la temperatura de suelo refrescante, el evaporador aumentará su temperatura y con ello el rendimiento de la enfriadora. Sin embargo la potencia entregada por el suelo refrescante será inferior. Con la geotermia ocurre algo semejante ya que, al reducir la temperatura de condensador la enfriadora por absorción presentará un mejor rendimiento, pero el terreno tendrá una menor capacidad de disipación. El caso de invierno es análogo, de ahí la necesidad de buscar los puntos que optimicen el funcionamiento conjunto de la instalación tanto en verano como en invierno.

Bibliografía

- Agyenim F., Knight I., Rhodes M., 2010. Design and experimental testing of the performance of an outdoor LiBr/H₂O solar thermal absorption cooling system with a cold store. *Solar Energy* 84, 735–744.
- Albers, J., 2005. IEA Task 25, Subtask B: Design Tools and Simulation Programmes, 2005, Solar Assisted Air Conditioning of Buildings, Documentation for the SolAC Programme, 47-53.
- Ali A. H. H., Noeres P., Pollerberg C., 2008. Performance assessment of an integrated free cooling and solar powered single-effect lithium bromide-water absorption chiller. *Solar Energy* 82, 1021–1030.
- Al-Karaghoul, A., Abood, I., Al-Hamdani, N.I., 1991. The solar energy research center building thermal performance evaluation during the summer season. *Energy Conversion and Management*, 32, 409–417.
- Alizadeh, S., Bahar, F., Geoola, F., 1979. Design and optimization of an absorption refrigeration system operated by solar energy. *Solar Energy* 76 22, 149–154.
- Allen, R.W. 1974. Optimization Study of Solar Absorption Air Conditioning Systems. Semiannual Progress Report, 15 Aug. - 15 Feb. Maryland Univ., College Park. Dept. of Mechanical Engineering.
- Alva, L.H., 2002. Air-Cooled Absorption Machine with Solar PCM-Collectors for Applications in Tropical Climates. Master Thesis, University of Puerto Rico-Mayagüez Campus.
- Aoyama, M., and Izushi, M. 1994. Chilled Water Response of a Gas-Fired Single-Effect Lithium Bromide Absorption Chiller due to Disturbances in the Heat Source. *Hitachi Review*, Vol. 39, No 3, pp. 149-154,

- Aphornratana, S., 1995. Theoretical and experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator. PhD. Thesis, University of Sheffield, U.K.
- Ardehali M.M., Shahrestani M., Adams C.C., 2007. Energy simulation of solar assisted absorption system and examination of clearness index effects on auxiliary heating. *Energy Conversion and Management* 48, pp. 864–870
- ASHRAE Handbook 1997. Fundamentals. Chapter 19, 83–86.
- ASHRAE Handbook 1998. Refrigeration Handbook, Chapter 41, 4.
- Assilzadeh, F., Kalogirou, S.A., Ali, Y., Sopian, K., 2004. Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors. *Renewable Energy* XX. 1-17.
- ATECYR. Foro en <http://www.atecyr.org>
- Auh, P.C., 1979a. Development of hardware simulators for test of solar cooling/heating subsystems and systems; phase 1. Residential subsystem hardware simulator and steady state simulation. Brookhaven National Laboratory report BNL-51120.
- Auh, P.C., 1979b. Development of hardware simulators for tests of solar cooling/heating subsystems and systems; phase II. Unsteady rate hardware simulation of residential absorption chiller. Brookhaven National Laboratory report BNL-51121.
- Auh, P.C., 1979c. Evaluation of performance enhancement of solar powered absorption chiller with an improved control strategy using the BNL-built hardware simulator. Proc. International Solar Energy Society Silver Jubilee Congress, Atlanta, GA, 175
- Balaras, C.A., Grossman, G., Henning, H.M., Infante Ferreira, C.A. Podesser, E., Wang, L., Weinken, E., 2007. Solar air conditioning in Europe – an overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11, 299–314.
- Balghouthia, M., Chahbanib M.H., Guizani A., 2008. Feasibility of solar absorption air conditioning in Tunisia. *Building and Environment* 43, 1459–1470
- Best R., 2007. Recent developments in thermal driven cooling and refrigeration systems. 1st European Conference on Polygeneration. Tarragona, Spain. Proceedings of congress, 183-198.
- Best, R., Ortega, N., 1999. Solar refrigeration and cooling. *Renewable Energy* 16, 685–690.
- Bittanti S., De Marco A, Giannatempo M., Prandoni V., 2010. A Dynamic Model of an Absorption Chiller for Air Conditioning. International Conference on Renewable Energies and Power Quality (ICREPQ'10) Granada (Spain), 23rd to 25th March.

- Blinn, J.C., 1979. Simulation of solar absorption air conditioning. Master of Science on Chemical Engineering. University Wisconsin-Madison.
- Bong, T.Y., Ng, K.C., Tay, A.O., 1987. Performance study of a solar powered air conditioning system. *Solar Energy* 39 (3), 173–182.
- Box, J.F., 1978, R. A. Fisher. *The life of a Scientist*. Wiley.
- Bujedo L.A., Rodríguez J., y Martínez P.J., 2006 Comparison of Solar Cooling Dimension Methods, Proceedings ISES European Congress, Glasgow.
- Bujedo, L.A., Rodríguez, J., Martínez, P.J., 2007. Study the optimum working temperature for a real solar cooling absorption facility in Valladolid. ISES Solar World Congress 4, 2262–2265.
- Bujedo, L.A., Rodríguez, J., Martínez, P.J., Rodríguez, L.R., y Vicente, J., 2008. Comparing different control strategies and configurations for Solar Cooling. ISES EuroSun 2008, Lisbon (Portugal).
- Butz, L.W., 1973. Use of Solar Energy for Residential Heating and Cooling. M.S. Thesis, Mechanical Engineering, U. de Wisconsin-Madison
- Butz, L.W., Beckman, W.A., Duffie, J.A., 1974. Simulation of a solar heating and cooling system. *Solar Energy* 16, 129–136.
- Chow, T.T., Zhang, G.Q., Lin, Z., Song, C.L., 2002. Global Optimization of Absorption Chiller System by Genetic Algorithm and Neural Network. *Energy and Buildings* 34, 103-109.
- Chua, H.T., Gordon, J.M., Ng, J.K., Han, Q., 1997. Entropy production analysis and experimental confirmation of absorption systems. *International Journal of Refrigeration*. Vol .20 N° 3.
- Chua, H.T., Toh, H.K., Ng, K.C., 2002. Thermodynamic modeling of an ammonia-water absorption chiller. *International Journal of Refrigeration* 25, 896-906
- Chung, R.J., Löf, G.O.G., Duffie, J.A., 1959. Solar Space Cooling. *Chemical Engineering*, Vol. 55, 4.
- Chung, R.J., Duffie, J.A., Löf, G.O.G. 1963. A study of a Solar Air Conditioner. *Mech. Eng.* 85, 31.
- Clauss, V., Kühn, A., Ziegler, F., 2007. A new control strategy for solar driven absorption chillers. 2nd International Conference Solar Air Conditioning. Tarragona, Spain.

- Colle, S., Vidal, H., 2004, Upper bounds for thermally driven cooling cycles optimization derived from the f - Φ - chart method, *Solar Energy* 76.
- Corchero, 2004. .Aplicación del control robusto H_{∞} a una planta solar. XXV Jornadas de Automática de Ciudad Real, del 8 al 10 de septiembre.
- De Carli M., Hause G., Schmidt, D., Zecchin P., Zecchin R., 2002. An Innovative Building Based on Active Thermal Slab Systems.
- Diez F.J. y Falagan J.L., 2013. Modelado del captador mediante redes neuronales artificiales (II). *Era Solar*, 177, 42-54.
- Doosam Song, Taeyeon Kim, Suwon Song, Suckho Hwang, Seung-Bok Leigh, 2008. Performance evaluation of a radiant floor cooling system integrated with dehumidified ventilation. *Applied Thermal Engineering*, 28, 1299-1311.
- Duffie, J. A and Mitchell J.W., 1983. f -Chart: Predictions and Measurements. *Journal of Solar Energy Engineering*, 105, 3-9.
- Duffie, J.A., Beckman, W.A., 1991. *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2nd ed. Wiley-Interscience, New York. ISBN: 0471510564.
- Duffie, J.A. Mitchell, J.W., 1983. f -Chart: Predictions and Measurements. *Journal of Solar Energy Engineering*, 105, 3-9.
- Duffie, J.A., Sheridan, N.R., 1965. Lithium Bromide-Water Refrigerators for Solar-Operation. *Mech. and Chem. Engr. Trans., Inst. Engrs. Australia MC1*, 73
- Eicker, U., 2003. *Solar Technologies for Buildings*. John Wiley & Sons, ISBN 0-471-48637-X.
- Eicker, U., Pietruschka, D., 2009. Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings. *Energy and Buildings* 41(1), 81–91.
- Erhard, A., Hahne, E., 1997. Test and simulation of a solar-powered absorption cooling machine. *Solar Energy* 59 (4–6), 155–162.
- ESESA, 1996 Manual de instalación: Grupos refrigerantes por absorción de agua caliente WFC-10.
- Fan, Y., Luo, L., Souyri B., 2007. Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11, 1758–1775

- Farber, E.A., Flannigan, F.M., Lopez, L., Polifka, R.W., 1966, Operation and Performance of the University of Florida Solar Air-Conditioning System. *Solar Energy*, Vol. 10, 91-98
- Farman, J.C., Gardiner B.G., Shankin D.J., 1985. Large losses of total ozone in Antarctica reveals seasonally ClO_x/NO_x interaction. *Nature* 315, 207.
- Florides, GA, Kalogirou, SA, Tassou, SA, Wrobel, LC. 2002a. Modeling and simulation of absorption solar cooling system for Cyprus. *Solar Energy*; 72(1), 43–51.
- Florides, G.A., Tassou, S.A., Kalogirou, S.A., Wrobel, LC., 2002b. Review of solar and low energy cooling technologies for buildings. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 6, 557-572.
- Franzke, U. y Seifert, C., 2005. Solar Assisted Air Conditioning of Buildings, IEA Task 25, Subtask B: Design Tools and Simulation Programmes. Documentation for de SolAC Programme v1.5. Dresden 15 June.
- Froemming, J.M., Wood, B.D., Guertin, J.M., 1979. Dynamic test results of an absorption chiller for residential solar applications. *ASHRAE Trans.* 85 (2), 777.
- Fu, D., Lu, Z., Cao, W., and Zhang, W. 2002. Dynamic Simulation of a Gas-Fired Double-Effect Lithium Bromide Absorption Chiller. *Proc. Int. sorption Heat Pump Conf.*, 189-193.
- Ghaddar, N.K., Shihab, M., Bdeir, F., 1997. Modeling and simulation of solar absorption system performance in Beirut. *Renewable Energy*, Vol 10, N° 4, 539-558.
- Gommed, K., Grossman, G., 1990. Performance analysis of staged heat pumps: water lithium-bromide systems. *ASHRAE Transactions* 96 (1), 1590-1598
- González, C.A., 2004. Temperature Control of Solar Air Conditioning Systems. Ms Sc in Electrica Engineering. Universidad de Puerto Rico Mayagüez Campus.
- Goodheart, K.A., 2000. Low Firing Temperature Absorption Chiller System. MS University of Wisconsin-Madison.
- Grossman, G., Michelson, E., 1985. A Modular Computer Simulations of Absorption Systems. *ASHRAE Transactions* 91 (2B), 1808-1827.
- Grossman, G., Gommed, K., Gadoth, D., 1987. A Computer Model for Simulation of Absorption Systems in Flexible and Modular Form. *ASHRAE Transactions* 93 (2), 2389-2428

- Guertin, J.M., Wood, B.D. 1980. Transient effects on the performance of a residential solar absorption chiller. Proc. American Section of ISES Conference , Phoenix AZ, 186
- Guertin, J.M., Wood, B.D., McNeil, B.W., 1980. Residential solar absorption chiller thermal dynamics. Report ERC-R-81013, College of Engineering and Applied Sciences, ASU.
- Gupta Y., Metchop L., Frantzis A., Phelan P.E., 2008. Comparative analysis of thermally activated, environmentally friendly cooling systems. Energy Conversion and Management 49, 1091–1097
- Hammad, M, Zurigat, Y., 1998. Performance of a second generation solar cooling unit. Solar Energy 62(2), 79–84.
- He, L.J., Tang L.M., Chen G.M., 2009. Performance prediction of refrigerant-DMF solutions in a single-stage solar-powered absorption refrigeration system at low generating temperatures. Solar Energy 83, 2029–2038
- Henning, H.M., 2007. Solar assisted air conditioning of buildings – an overview. Applied Thermal Engineering 27, 1734–1749
- Henning, H.M. (Ed.), 2004. Solar Assisted Air Conditioning in Buildings -A Handbook for Planners. Springer-Verlag, ISBN 3-211-00647-8.
- Herold, K.E., Radermacher, R., Klein, S.A., 1996. Absorption Chillers and Heat Pumps. CRC Press, ISBN 0-8493-9427-9.
- Homma R., Nishiyama N., and Wakimizu H., 1994. “Simulation and Experimental Research of Single-Effect Absorption Refrigerators Driven by Waste Hot Water.” Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference, New Orleans, Louisiana, 273-278.
- IEA-SHC, Task 38: Solar Air Conditioning and Refrigeration. A. Preisler (Ed.) 2011. D-A5: Installation, Operation and Maintenance Guidelines for Pre-Engineered Systems. Appendix 1: List of existing small scale solar heating and cooling plants.
- ISO: International Organization for Standardization ISO7730, 1994. Moderate thermal environments. Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort.
- Jakob U., 2008. New concepts and promising technologies. Sustainable Cooling Systems, TECHbase Vienna, 31st of March.
- Jeong, S., Kang, B. H., Lee, C. S., Karng, S. W. 1994. Computer Simulation on Dynamic Behavior of a Hot Water Driven Absorption Chiller, Proceedings of the International

- Absorption Heat Pump Conference 31, American Society of Mechanical Engineers, Advanced Energy Systems Division, 333-338.
- Joudi, K.A. Abdul-Ghafour, Q.J. 2003. Development of design charts for solar cooling systems. Part I: computer simulation for a solar cooling system and development of solar cooling design charts, *Energy conversion and Management* 44.
- Joudi, K.A. Abdul-Ghafour, Q.J. 2003b. Development of design charts for solar cooling systems. Part II: Application of the cooling f-chart. *Energy conversion and Management* 44.
- Junta de Castilla y León, Consejería de Economía y Empleo. 2005, Resolución de 21 de febrero de 2005, por la que se aprueban las especificaciones y requisitos técnicos y de garantías, que han de cumplir las instalaciones de energía solar acogidas al Plan Solar de Castilla y León: Línea I- Energía Solar Térmica (Convocatoria 2005).
- K4RES-H, 2006. Solar Assisted Cooling-State of the Art, Key Issues for Renewable Heat in Europe, Solar Assisted Cooling-WP3, Task 3.5, Contract EIE/04/204/S07.38607, 21.
- Kim, D., Infante Ferreira, C., 2008a. Solar refrigeration options – a state-of-the-art review. *International Journal of Refrigeration* 31, 3-15.
- Kim, D., Infante Ferreira, C., 2008b. Analytic modelling of steady state single-effect absorption cycles. *International Journal of Refrigeration* 31, 1012-1020.
- Kim, D. S., Wang, L., and Machielsen H. M. 2003. Dynamic Modeling of a Small-Scale NH₃/H₂O Absorption Chiller. *Int. Congress of Refrigeration*, Vol.2, 210-217.
- Klein, S.A., Beckman W.A and Duffie J.A., 1976. A design procedure for solar heating systems. *Solar Energy*, Vol 18, 113-127
- Klein, S.A., Beckman W.A and Duffie J.A., 1977. *Solar heating design by the f-chart method*, John Wiley & Sons, New York.
- Klein, S.A., 1978. Calculation of flat-plate collector utilizability. *Solar Energy* 21, 393-402.
- Klein, S.A., Beckman, W.A., 1979. A General design method for closed-loop solar energy systems. *Solar Energy* 22, 269-282.
- Klein, S.A., Beckman, W.A., 1984. Review of solar radiation utilizability. *Journal of Solar Engineering. Transaction of the ASME* 106, 393-402.
- Klein S.A., Beckman W.A. y Duffie J. A., 1976. A design procedure for solar heating systems. *Solar Energy* 18, 113-127.

- Klein S.A., Cooper, P.I, Freeman T. L., Beckman, D.M., Beckman W.A. y Duffie J. A., 1975. A Method Of Simulation Of Solar Processes And Its Application. *Solar Energy* 17, 29-37.
- Kohlenbach P., Ziegler F., 2008a. A dynamic simulation model for transient absorption chiller performance. part i: The model. *International Journal of Refrigeration*, 31(2), :217–225.
- Kohlenbach P., Ziegler F., 2008b. A dynamic simulation model for transient absorption chiller performance. part ii: Numerical results and experimental verification. *International Journal of Refrigeration*, 31(2), 226 – 233.
- Kohlenbach, P., 2006. Solar cooling absorption chillers: control strategies and transient chiller performance. Dissertation TU Berlin.
- Köhne, R., Oertel, K., Zunft, S., 2006. Investigation of control and simulation of solar process heat plants using a flexible test facility. *Solar Energy* 56 (2), 169–182.
- Lazzarin, R., 1980. Steady and transient behavior of LiBr absorption chillers of low capacity. *Revue Internationale du Froid* 3–4, 213–218.
- Le Pierrès N., Mazet N., Stitou D., 2007. Experimental results of a solar powered cooling system at low temperature. *International Journal of Refrigeration* 30, 1050-1058
- Li, Z.F., Sumathy, K., 2001. Experimental studies on a solar powered air conditioning system with partitioned hot water storage tank. *Solar Energy* 71 (5), pp 285–297.
- Liao, X., Radermacher, R., 2007. Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems. *International Journal of Refrigeration* 30, 904–911.
- Lim, J.H., Kim Y.Y., Yeo M.S., Kim K.w., 2006. Application of the control methods for radiant floor cooling system in residential buildings. *Building and Environment*, vol 41.
- Macía A., Bujedo L.A., Magraner T., Chamorro C., 2013. Influence parameters on the performance of an experimental solar-assisted ground-coupled absorption heat pump in cooling operation, *Energy and Buildings*, 66, 282-288.
- Macía, A., Bujedo, L.A., Vicente, J., De Torre, C., 2009. Development of a model for the simulation of an absorption chiller air-cooled “rotartica” by TRNSYS. 3rd International Conference Solar Air-Conditioning. Palermo (Italia). 30 septiembre-1 y 2 de octubre.
- Marc O. Anies G., Lucas F., Castaing-Lasvignottes J., 2012. Assessing performance and controlling operating conditions of a solar driven absorption chiller using simplified numerical models. *Solar Energy* 86, 2231–2239.

- Marc O., Lucas F., Sinama F., Monceyron E., 2010. Experimental investigation of a solar cooling absorption system operating without any backup system under tropical climate. *Energy and Buildings* 42, 774–782.
- Martínez P.J, Martínez J.C., Lucas M., 2012. Design and test results of a low-capacity solar cooling system in Alicante (Spain). *Solar Energy* 86, 2950–2960
- Martínez, P.J., 2005. Diseño y dimensionado de instalaciones de climatización con energía solar. *El Instalador* Abril. 83-89.
- Mitchell, J.W., 1986. State of the Art of Active Solar Cooling. Proc. Annual Mtg., Am. Solar Energy Soc., Boulder CO., 63.
- Molina, M.J., Rowland F.S., 1974. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes-chlorine atom catalyzed destruction of ozone. *Nature*, 249, 810.
- Mugnier D. et Jakob U., 2012. Keeping cool with the sun. *International Sustainable Energy Review*, vol 6, issue 1, pp. 28-30.
- Nogués, M. 2001. Desarrollo de una bomba de calor de absorción a gas con fluidos orgánicos e intercambiadores de placas. Tesis para optar al grado de Doctor en Ingeniería Química. Universitat Rovira i Virgili. Tarragona.
- Núñez-Reyes, A., Normey-Rico, J.E., Bordons, C., Camacho, E.F., 2005. A Smith predictive based MPC in a solar conditioning plant. *Journal of Process Control* 15, 1–10.
- Ogata K. 1998. Ingeniería de Control Moderna. Prentice Hall Iberoamericana. ISBN 0-13-227307-1
- Olsen B.W., 1997. Thermal comfort requirement for floors occupied by bare feet, *ASHRAE Transactions* 83.
- Oonk, R.L., Beckman, W.A., Duffie, J.A., 1975. Modeling of the CSU Heating/Cooling System. *Solar Energy*, 17, pp 21.
- Praene J.F., Marc O., Lucas F., Miranville F., 2011. Simulation and experimental investigation of solar absorption cooling system in Reunion Island. *Applied Energy* 88 (3), 831–839.
- Poncela M., De Miguel L.J., Sanz S., Díaz J.I., Bujedo L.A., 2001. Design and implementation of solar energy systems on a Research Technology Center Building, ISES 2001 Solar World Congress. Adelaide (Australia).

- RHC-Platform (European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling), Strategic Research Priorities for Solar Thermal Technology, Editor European Solar Thermal Technology Panel (ESTTP), December 2012.
- RITE, Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, Propuesta de Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE), versión 31/07/2006.
- Rivera W., Moreno-Quintanar G., Rivera C.O., Best R., Martínez F., 2011. Evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with ammonia/lithium nitrate. *Solar Energy* 85. 38–45
- Rivera C., Pilatowsky I., Méndez E., Rivera W. 2007, Experimental study of a thermochemical refrigerator using the barium chloride–ammonia reaction. *International Journal of Hydrogen Energy* 32, 3154 – 3158
- Rodríguez, J., Bujedo, L.A., Martínez, P.J., 2006. Identification of real solar systems simulation parameters. ISES European Regional Conference, Eurosun'06. Glasgow.
- Rowland, F.S., Molina, M.J., 1975. Chlorofluoromethanes in the Environment. AEC Report n.º UCI-1974-1, 1974;
- Rowland, F.S., Molina, M.J. 1975b. The ozone question. *Science*, 190, 1038, 1975.
- Rowland, F.S., Molina, M.J., 1979. Stratospheric Ozone Depletion by Halocarbons: Chemistry and Transport. *Nat. Acad. Sciences*, Washington DC.
- SACE Project, 2003. Air Conditioning in Europe. Final Report, EU Project NNE5-2001-25.
- Sanner, B., Mands, E., Sauer, M. y Grundmann, E., 2007, Technology, development status, and routine application of Thermal Response Test, Proceedings, EGC 2007 Unterhaching.
- Saunier Duval. 2005. Suelo radiante refrescante, 2005. Soluciones integrales de climatización Bomba de calor Aire-Agua para aplicaciones de suelo radiante/refrescante.
- Sun, J., Fu, L., y Zhang S. 2012. A review of working fluids of absorption cycles. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16, 1899– 1906.
- Syed, A., Izquierdo, M., Rodriguez, P., Maidment, G., Missenden, J., Lecuona, A., Tozer, R., 2005. A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid. *International Journal of Refrigeration* 28, 859–871.
- Tabor, H., 1962. Use of Solar Energy for cooling purposes. *Solar Energy* 6 (4), 136–142.

- TRNSYS, 1990. A transient Simulation Program. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison WI, 1990
- Vangtook P., Chirarattananon S., 2006. An experimental investigation of application of radiant cooling in hot humid climate. *Energy and Buildings* 38 273–285.
- Van Hatten, D., Dato, P.A., 1981. Description and performance of an active solar cooling system using a LiBr–H₂O absorption machine. *Energy and Buildings* 3, 169–196.
- Wang F., Yoshida H., Ono E., 2009. Methodology for optimizing the operation of heating/cooling plants with multi-heat-source equipments. *Energy and Buildings* 41, 416–425.
- Ward, D.S., Löf, G.O.G., Uesaki, T., 1978. Cooling subsystem in CSU Solar House III. *Solar Energy* 20, 119–126.
- Ward, D.S., Weiss, T.A., Löf, G., 1976. Preliminary performance of CSU Solar House I heating and cooling system. *Solar Energy* 18, 541–548.
- Ward, D.S., Löft, C.O.C., 1975. Design and Construction of a Residential Solar Heating and Cooling System. *Solar Energy*, 17, 13
- Wijesundera N.E., 1996. Performance limits of absorption cycles with external heat-transfer irreversibilities. *Applied Thermal Engineering*, Vol 16 n°2, pp 175-181
- Winn, C.B., Hull, D.E., 1979. Optimal controllers of the second kind. *Solar Energy* 23, 529–534.
- Winn, C.B., Johnson, G.R., Moore, J.B., 1974. Optimal Utilization of Solar Energy in Heating and Cooling of Buildings. International Solar Society U.S. Section Annual Meeting Colorado State University Fort Colorado, August.
- Yazaki Energy Systems, ESESA 1996, Manual de instalación: Grupos refrigerantes por absorción de agua caliente. Catalogue data on absorption chiller model (WFC-10).
- Yeung, M.R., Yuen, P.K., Dunn, A., Cornish, L.S., 1992. Performance of a solar powered air conditioning system in Hong Kong. *Solar Energy* 48 (5), 309–319.
- Yu Z., Dexter A., 2010. Hierarchical fuzzy control of low-energy building systems. *Solar Energy*, 84, 538–548
- Zambrano, D., Bordons, C., Garcia-Gabin, W., Camacho, E.F., 2008. Model development and validation of a solar cooling plant. *International Journal of Refrigeration*, 31, pp. 315-327.

- Zambrano, D., Camacho, E.F., 2002. Application of MPC with multiple objective for a solar refrigeration plant. In: Proceedings of the 2002 IEEE International Conference on Control Applications. Glasgow Scotland, UK, pp. 1230–1235.
- Zhuo, C. 1995. “Absorption Heat Transformer with TEF-Pyr as the working Pair,” Ph. D. Thesis, Delf University of Technology- Netherlands,
- Ziegler, F., 1998. Relationship between temperature differences in heat exchangers of heat transformation devices. *Revue General du Thermique S*, 549-555.

Anexos

Anexo A: Composición de cerramientos de CARTIF I.

Capa	U [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$]	Espesor [m]
EXTERIOR LADRILLO	0,607	0,323
Ladrillo Macizo		0,152
Cem_arena		0,002
Poliestireno		0,04
Camara de aire		-
Ladrillo hueco		0,125
Cem_arena		0,002
Enlucido de Yeso		0,002

Tabla 62: Descripción del muro exterior.

Capa	U [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$]	Espesor [m]
INTERIOR LADRILLO	2,298	0,129
Enlucido_interior		0,002
Ladrillo hueco		0,125
Enlucido_interior		0,002

Tabla 63: Descripción ladrillo interior.

Capa	U [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$]	Espesor [m]
TECHOS	2,449	0,02
Placa Techo		0,02
Cámara horizontal		-

Tabla 64: Descripción del techo.

Capa	U [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$]	Espesor [m]
PLADUR	0,565	0,08
Yeso		0,013
Aislante		0,054
Yeso		

Tabla 65: Descripciones de las particiones de Pladur.

Capa	U [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$]	Espesor [m]
FORJADO	0,502	0,695
Plaqueta o baldosa cerámica		0,015
Mortero de cemento		0,030
Hormigón armado		0,15
Capa activa Suelo radiante		-
Hormigón armado		0,15
Aislamiento de polietileno		0,030
Bovedilla		0,300
Elucido de yeso		0,020

Tabla 66: Descripción del forjado.

Anexo B: Composición de cerramientos de CARTIF II

Capa	U [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$]	Espesor [m]
MURO EXTERIOR	0,700	0,048
Placas arquitectónicas de poliuretano		0,500
Aislamiento Styrodur de poliestireno		0,060
Ladrillo muro		0,110
Enfoscado de cemento gris		0,030

Tabla 67: Descripción del muro exterior.

Capa	U [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$]	Espesor [m]
TABIQUE INTERIO	0,912	0,170
Acabado de pintura plástica		0,010
Enlucido de yeso		0,020
Ladrillo muro		0,110
Enlucido de yeso		0,020
Acabado de pintura plástica		0,010

Tabla 68: Descripción particiones interiores.

Capa	U [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$]	Espesor [m]
SUELO CONTACTO TERRENO	1,370	0,665
Pintura Resina		0,030
Recrido de suelo		0,070
Aislamiento de polietileno		0,060
Lámina impermeabilizante de aluminio		0,005
Hormigón armado		0,500

Tabla 69: Descripción del suelo en contacto con el terreno.

Capa	U [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$]	Espesor [m]
FORJADO	0,49	0,600
Pintura resina		0,030
Recrecido de suelo		0,030
Hormigón armado		0,150
Capa activa Suelo radiante		-
Hormigón armado		0,150
Aislamiento de polietileno		0,060
Bovedilla		0,160
Elucido de yeso		0,020

Tabla 70: Descripción del forjado.

Capa	U [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$]	Espesor [m]
CUBIERTA	0,49	0,639
Grava		0,200
Lámina Geotextil		-
Recrecido de suelo		0,070
Aislamiento Poliestireno expandido		0,004
Hormigón armado		0,300
Lámina impermeabilizante de aluminio		0,005
Bovedilla		0,050
Enlucido de yeso		0,010

Tabla 71: Descripción de la cubierta.

En las fachadas sureste y noroeste de la nave se dispone de muros cortina, formado por una estructura metálica junto con una doble capa de vidrio, que ha sido modelado como un muro con un vidrio doble con control solar 6/8/6, con cámara de aire de 0,40 y otro vidrio igual al primero, lo que arroja una conductividad de $2,55 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$.

Anexo C: Prioridad de circuitos de CARTIF II

Termostato	Circuitos	filas/Gap [cm]	Long. [m]	Superficie [m ²]	Prioridad
6	4	6/10	100	20	A
	5	6/10	100		
15	26	8/10	91	30	A
	27	8/30	89		
19	31	6/10	95	20	A
	32	6/10	94		
7	6	6/20	100	210	M
	7	6/25	100		
	8	4/25	70		
	9	6/25	100		
	10	6/30	100		
	11	6/30	100		
	12	4/35	76		
	13	4/35	80		
	28	8/30	92		
	16	29	8/30		
20	30	8/30	80	140	M
	33	8/30	100		
	34	8/30	100		
	35	8/30	100		
	36	8/30	95		
	37	6/30	71		
			TOTAL	70	A
			TOTAL	425	M

Tabla 72: Clasificación zonas Planta Baja CARTIF II.

Termostato	Circuitos	filas/Gap [cm]	Long [m]	Superficie [m ²]	Prioridad
8	4	8/10	91,4	30	A
	5	8/25	90,1		
11	20	10/10	74,1	8	A
12	24	10/10	74,1	8	A
18	28	10/10	74,1	8	A
24	32	4/10	85,9	16	A
	33	4/10	85,6		
7	6	10/25	100	100	M
	7	10/25	100		
	8	10/25	100		
	9	8/25	92,7		
	21	14/20	89,2		
10	22	16/25	91,2	60	M
	23	18/25	91,2		
	25	14/20	89,2		
13	26	16/25	91,2	60	M
	27	18/25	91,2		
	29	14/20	89,2		
17	30	16/25	91,2	60	M
	31	18/25	91,2		
	34	4/25	87,6		
	35	6/25	100		
	36	6/25	100		
23	37	6/25	100	175	M
	38	6/25	100		
	39	6/25	100		
	40	6/25	100		
	41	6/25	100		
TOTAL				70	A
TOTAL				455	M

Tabla 73: Clasificación zonas Planta Primera CARTIF II.

Anexo D: Características YAZAKI WFC-10

YAZAKI WFC10 W		
Agua Refrigerada [Evaporador]	Potencia frigorífica [kW]	35,2
	Temperatura de salida [°C]	9
	Temperatura de entrada [°C]	12
	Temperatura mínima de salida [°C]	8
	Caudal nominal [l/s]	1,52
	Pérdidas de carga	15,7
	Presión máxima de trabajo	588
Agua Caliente [generador]	COP [%]	0,7
	Potencia absorbida [kW]	50,2
	Temperatura de entrada [°C]	75 ÷100
	Salto de temperatura [°C]	5
	Caudal nominal [l/s]	2,38
	Pérdidas de carga [kPa]	73,5
	Temperatura de entrada [°C]	88 (nominal)
Agua enfriada [condensador]	Potencia disipada [kW]	85,4
	Temperatura de entrada [°C]	31
	Temperatura de trabajo [°C]	26÷31
	Temperatura de salida [°C]	34,5
	Caudal nominal [l/s]	5,1
	Pérdidas de carga [kPa]	54,4
	Presión máxima de trabajo [kPa]	588
Consumo Eléctrico	Consumo eléctrico kVA	0,2
	Termostato TCW	OFF = 8°C, ON= 13°C
	Termostato TLT	OFF = 1,5 °C, ON = 4,5°C

Tabla 74: Condiciones de operación Yazaki WFC-10, [ESES 1996].