



CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO DE H₂O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS

Gustavo Raul Figueredo

Dipòsit Legal: T. 993-2013

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

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

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

GUSTAVO RAUL FIGUEREDO

**CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y
MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE
ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO DE
H₂O/LiBr CON ACCIONAMIENTO A DOS
TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE
EDIFICIOS**

TESIS DOCTORAL

Dirigida por:

Prof. Dr. Alberto Coronas Salcedo

Dr. Joan Carles Bruno Argilaguet

Departamento de Ingeniería Mecánica

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Química



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

Tarragona, Septiembre 2012

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H₂O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

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

HACEN CONSTAR:

*Que el trabajo titulado: “**Caracterización experimental y modelización de una enfriadora de absorción de simple/doble efecto de H₂O/LiBr con accionamiento a dos temperaturas para climatización de edificios**” presentado por el Sr. Gustavo Raúl Figueredo para optar al grado de Doctor de la Universitat Rovira i Virgili, ha sido realizado bajo su dirección inmediata en el CREVER - Grup de Recerca d'Enginyeria Tèrmica Aplicada del Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili.*

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

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

Tarragona, 21 de Junio 2012

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H2O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

**A toda mi familia y en especial
a Mariano y Julieta.**

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H2O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H2O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H2O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

AGRADECIMIENTOS

Doy las gracias, especialmente, al Dr. Alberto Coronas Salcedo, un ser humano con una capacidad de trabajo extraordinaria, por darme la oportunidad de desarrollar este doctorado, por las denodadas gestiones para obtener los valiosos recursos necesarios, por la inmensa confianza que me otorgó y por dirigir esta tesis.

Mi gratitud también para el Dr. Joan Carles Bruno, por la dirección de este trabajo, por sus valiosos aportes y por su notable disciplina a la hora de corregir repetidamente los borradores.

Mi reconocimiento para el Dr. Mahmoud Bourouis, y al Dr. José María López González por su colaboración en el montaje y reparación del prototipo, al Dr. Jordi Ortiga por su colaboración en la modelización del prototipo.

A todos los compañeros del CREVER por su asistencia y cooperación en especial para el Sr. Alex Ruiz por la voluntad demostrada durante las laboriosas tareas previas a la puesta en marcha del prototipo.

A Álvaro, Paco, Daniel y Jesús quienes compartieron conmigo varios años en el CREVER y siempre me apoyaron.

Al Dr. Jürgen Scharfe y Martin Fendt por su colaboración durante el desmontaje y reparación del prototipo.

Al Deutches Museum por la donación del prototipo, a Gas Natural SDG S.A. por la provisión sin costo del gas natural, al Ministerio de Ciencia y Tecnología por la ayuda FEDER UNRV-E007 y a la Universitat Rovira y Virgili por la ayuda a Equipamientos de Investigación PEIRB-28.

A la Generalitat de Cataluña por la concesión de una beca de investigación para realizar este trabajo.

Al Centro de Innovación Tecnológica CREVER en cuyas instalaciones se han realizado los trabajos que dieron lugar a esta tesis.

A los compañeros y autoridades de la Facultad Regional Resistencia de la Universidad Tecnológica Nacional, de la FAGDUT y de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional del Nordeste (Argentina) que siempre me respaldaron y comprendieron mis pedidos de ayuda.

A todos los que caminaron a mi lado a lo largo de esta etapa, quienes me hicieron mucho más fácil la vida y quienes sinceramente me hacen sentir afortunado por haber disfrutado de su compañía y porque me ayudan a seguir creyendo en un futuro mejor.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H2O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

RESUMEN

Durante la última década se produjo un enorme crecimiento de la implantación de la climatización de edificios, motivada por el aumento de los requerimientos de confort y de productividad de la población, entre otras causas. Los equipos de climatización más difundidos se accionan mediante energía eléctrica, lo que combinado con la gran simultaneidad de la demanda de climatización y su elevado consumo, provocan puntas de demanda de electricidad que sobrecargan las redes y frecuentemente ocasionan cortes de suministro eléctrico. Los sistemas de climatización basados en máquinas de absorción son una alternativa para disminuir la demanda de electricidad para climatización durante el verano y utilizar las redes de distribución de gas natural que en dicha temporada se encuentran generalmente ociosas. Además las máquinas de absorción, al ser activadas térmicamente, pueden utilizar calor proveniente de plantas solares o calor residual de procesos. Lo que puede llevar a una reducción del consumo de energía primaria y a una disminución de la emisión de gases de efecto invernadero asociados a la climatización. No obstante, para llegar a concretar esta posibilidad, se debe efectuar una selección cuidadosa de la tecnología a utilizar y un diseño muy delicado; dado que se observó que algunas plantas de climatización solar consumen, a lo largo del año, más energía primaria como respaldo que una planta de climatización accionada mediante energía eléctrica. Los sistemas de climatización solar actuales basados en equipos de simple efecto difícilmente pueden llegar a competir con los sistemas de refrigeración por compresión más eficientes, no solo en coste económico sino incluso en reducción del consumo de energía primaria. Es por ello que sería conveniente desarrollar sistemas de doble efecto o combinados de simple/doble efecto que permitan incrementar el aprovechamiento de la energía solar térmica disponible.

El objetivo principal de esta tesis es el modelado y el ensayo de una enfriadora de agua por absorción de simple/doble efecto, de agua/LiBr que puede activarse a dos niveles de temperatura. En esta tesis se investigan las características de los ciclos de refrigeración con activación térmica a dos temperaturas en general y, en particular, un prototipo de máquina de refrigeración por absorción de doble etapa basado en el par H₂O-LiBr con accionamiento mediante agua caliente a 165°C como doble efecto y simultáneamente a 165°C y 90°C, en modo combinado de simple/doble efecto. En todos los casos con disipación mediante torre de enfriamiento y producción de agua fría a aproximadamente 6°C. Este equipo permite emplear energía solar térmica para aportar calor al generador de baja temperatura y presión, y cuando este calor no está disponible, el calor auxiliar necesario para suplirlo se puede suministrar a más alta temperatura con lo que el equipo puede operar a un COP más elevado.

Se desarrollaron cuatro modelos que enumerados en orden de complejidad creciente son el modelo reversible, endorreversible, termodinámico y térmico detallado. El modelo reversible es un modelo muy simple, totalmente ideal y solo acota las eficiencias a un máximo ideal en función de las temperaturas. El modelo endorreversible considera las irreversibilidades producidas en los intercambios de calor entre el exterior y el interior del ciclo, permitiendo evaluar someramente la distribución del área total de intercambio de calor entre los componentes principales de una máquina; acotando además la potencia máxima de refrigeración. En el modelo termodinámico se consideran, además de las irreversibilidades externas, las principales irreversibilidades internas, asociadas a flujos de calor y flujos de materia, permitiendo estudiar la distribución de áreas y reproduciendo fielmente la variación de la eficiencia con la potencia de refrigeración. En el último modelo, el denominado térmico detallado, se introducen las propiedades de la mezcla H₂O-LiBr, las ecuaciones de transmisión de calor y los balances de materia y energía; lográndose predecir el comportamiento de la máquina, los diferentes estados por los que evoluciona la mezcla, y los flujos de materia y energía.

Al comparar la distribución de superficies de intercambio de calor obtenida mediante los modelos, con la distribución real del prototipo, se observa que en general los modelos asignan mayor superficie al evaporador y menores superficies a los generadores, absorbedor y condensadores. Respecto al COP se obtienen valores de 1.18 para operación solo con accionamiento a alta temperatura y 0.73 con accionamiento solo a baja temperatura con una variación lineal entre ambos casos.

Se examinó y reacondicionó integralmente un prototipo de enfriadora de agua por absorción de H₂O-LiBr, de simple/doble efecto, de 200 kW de potencia de refrigeración. Se diseñó y construyó una instalación experimental para ensayar el prototipo, compuesta principalmente de dos calderas, torre de enfriamiento y servicios de aire comprimido, entre otros.

Se ensayó el prototipo con accionamiento a dos temperaturas y se analizó la influencia de las temperaturas de accionamiento, la temperatura del agua fría y de disipación de calor al ambiente sobre el COP y su variación con la carga de refrigeración. Para procesar la gran cantidad de datos experimentales obtenidos, se utilizó una metodología que combina la reconciliación de datos, con la detección de errores sistemáticos y que permite además la determinación de los errores en los datos reconciliados y su propagación a las variables calculadas.

Con accionamiento únicamente a alta temperatura se logró un COP de 1.14 y una potencia de enfriamiento de hasta 160 kW. Para una combinación de potencias de accionamiento de 72 kW a una temperatura de 91°C, complementada con 80 kW a 157°C se logró una potencia de enfriamiento de 134 kW exhibiendo un COP de 0.87.

Los resultados obtenidos permiten demostrar de forma teórica y experimental la factibilidad técnica y los beneficios del accionamiento de una enfriadora a dos temperaturas.

ABSTRACT

During the last decade there has been a remarkable growth regarding the establishment of air conditioning in buildings motivated, among other causes, by the increased requirements of comfort and productivity in the population. The most widespread equipments used for this purpose are generally powered by electrical energy; which, combined with the refrigeration demand and its high consumption, causes electricity consumption peaks leading to network overload, which often results in power outages.

Air conditioning systems based on absorption machines represent an alternative to lower the electricity demand during the summer season; and enable the use of natural gas networks distribution; which are usually idle during this time of the year. Absorption equipment can also be thermally activated using solar or waste heat sources. This can lead to a reduction of primary energy consumption and a decrease of greenhouse gases emission, associated with air conditioning. However in order implement this idea, a careful technology selection and a delicate design are required, since it has been established that some solar cooling facilities consume, as support throughout the year, more primary energy than air conditioning plants powered by electrical cooling cycles.

The present thesis analyses the characteristics of refrigeration cycles thermally activated by two temperatures, starting with a general investigation and later particularly considering experimental research on a prototype of a double-stage absorption cooling machine based on a H₂O-LiBr pair. The mentioned cycle is driven by liquid water at 165°C and 90°C, with dissipation through a cooling tower and chilled water production around the temperature of 6°C.

There were four models developed throughout this investigation which, listed in order of increasing complexity, are: reversible, endorreversible, thermodynamic and thermal detailed. The first one mentioned is a simple model, completely ideal whose efficiencies are only narrowed by an ideal maximum depending on the working temperatures. The endorreversible model considers the irreversibility produced in the heat exchange between the exterior and interior of the cycle, allowing a superficial evaluation of the complete heat exchange area distribution between the main components of the machine, restricting the maximum cooling power. The thermodynamic model contemplates both, external an internal irreversibility, associated with heat and matter flows. This enables the study of area distribution and reproduces properly efficiency variations due to produced refrigeration power. In the thermal detailed model the properties of the H₂O-LiBr mixture are introduced, as well as heat transmission equations and mass and energy balances. This permits the prediction of the machine behavior, the mixture states and the matter and energy flows.

The different models allow the study of the outline of the complete heat exchange area. In comparison to the real distribution of the prototype, the study usually assigns more surface to the evaporator and smaller surface to generators, absorbers and condensers. The efficiency is 1.18 when driven at high temperature, and 0.73 while using low temperatures to operate the cycle.

A prototype of a single/double effect absorption chiller using H₂O-LiBr mixture with 200kW of cooling power was integrally examined and rearranged. An experimental facility was designed and built to test the prototype; it consisted in two boilers, a cooling tower and services of compressed air; among others.

The prototype operated at two temperatures was studied to test the influence of these temperatures on the cycle's efficiency and the variation of the mentioned efficiency with the cooling load.

A COP of 1.14 and cooling powers up to 160kW were achieved with experiments driven only at high temperatures. A power of 72 kW at 91°C was combined with 80kW at 157°C to reach a cooling power of 134kW and an efficiency of 0.87.

It was theoretically and experimentally shown the technical practicality and driven benefits which are reached with a chiller driven at two temperatures.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H2O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

LISTA DE PUBLICACIONES

REVISTAS CIENTÍFICAS

Figueredo, G.R.; Bourouis, M.; Coronas, A.; Thermodynamic Modeling of a two-stage absorption chiller driven at two temperature levels; Applied Thermal Engineering 2008, 28(2-3) 211–217.

Figueredo, G.R.; Spotorno, R.; Pochettino, J.J.; Benítez, F.; Climatización basada en una enfriadora por absorción de doble etapa con accionamiento solar-gas: análisis energético; Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente 2010, 14, 385-392, ISSN 0329-5184.

Figueredo, G.R.; Benítez, F.; Coronas A.; Evaluación de la incertidumbre en la determinación experimental de la eficiencia de una enfriadora de agua por absorción de doble etapa; Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente 2009, 13, 361-368, ISSN 0329-5184.

Figueredo, F.G.; Benítez, F.; Coronas, A.; Modelización y Caracterización de una enfriadora por absorción accionada mediante energía solar y gas; Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente 2008, 12, 331-338, ISSN 0329-5184.

CONGRESOS Y CONFERENCIAS

Figueredo, G.R.; Martínez-Maradiaga, D.E.; Bruno, J.C.; Coronas, A.; Application of the data reconciliation methodology in a double-stage absorption chiller driven at two input temperatures. Heat Powered Cycles Conference 2012, ECN The Netherlands, 10-12 September 2012

Bruno, J.C.; Romera, S.; Figueredo, G.R.; Coronas, A.; Hybrid Solar/gas single/double effect absorption chiller: Operational results using data reconciliation; 2^{on} International Solar Air Conditioning Conference, Tarragona (Spain), November 2007.

Figueredo, G.R.; Bourouis, M.; Coronas, A.; Modelo termodinámico de una máquina de absorción de doble etapa con accionamiento a dos niveles de temperaturas; Congreso Español de ciencias y técnicas del frío. CYTEF-2005; I Congreso Iberoamericano de ciencias y técnicas del frío. Barcelona, 21-23 de julio de 2005.

Figueredo, G.R.; Bruno, J.C.; Bourouis, M.; Coronas, A.; Best, R.; Análisis energético de una instalación de climatización solar con una máquina de absorción de doble etapa. XXIX Semana Nacional de Energía Solar 3-7 de Octubre de 2005, Tuxtla Gutiérrez, Chiapas (México). SSDA13 – pp 303.

Figueredo, G.R.; Bourouis, M.; Coronas, A.; Fellah, A.; Ben Brahim, A.; Aplicación de un modelo endorreversible a una enfriadora de agua de absorción de doble etapa con accionamiento a dos niveles de temperatura; IV Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica; Logroño (España) 2 y 3 de Junio de 2005.

Figueredo, G.R.; Pérez de Viñaspre, M.; Ortiga, J.; Bruno, J.C.; Bourouis, M.; Coronas, A.; Climatización con una enfriadora de absorción de doble etapa con accionamiento combinado

solar/gas; II Congreso Español de Ciencias y Técnicas del Frío CYTEF-2003, Vigo (España)
20 de septiembre de 2003.

Figueredo, G.R.; Ortega, J.; Bruno, J.C.; Coronas, A.; Bomba de calor/enfriadora de agua por
absorción de H₂O/LiBr de doble etapa accionada con energía solar; III Jornadas Nacionales de
Ingeniería Termodinámica, Valencia (España) 5 y 6 de junio de 2003.

PARTICIPACION EN PROYECTOS DE INVESTIGACIÓN

Título del proyecto: **Modelling and efficient integration of absorption chillers and heat
pumps in polygeneration systems using data processing and reconciliation (DATABS)**

Administración financiadora: ENE2009-14182 Plan Nacional de I&D&Energía. Ministerio de
Ciencia e Innovación. Duración: desde 2010 hasta 2012.

Investigador Principal: Joan Carles Bruno Argilaguet.

NOMENCLATURA

A_i	Área de intercambio de calor en el componente i
A_t	Área total de intercambio de calor
C_0, C_1, C_2	Coefficientes de la ecuación del rendimiento de los captadores solares
COP	Coefficiente de Operación
cp_w	Calor específico del agua
E_r	Error relativo
E_{r_i}	Error relativo de la variable i
$E_{r_i}^n$	Error corregido para la variable i
ES	Energía solar
f	Fracción de accionamiento
G_t	Radiación solar
h_l	Entalpía del agua líquida saturada
h_{LiBr}	Entalpía de la solución de LiBr
h_s	Entalpía del vapor de agua sobrecalentado
h_v	Entalpía del vapor de agua saturado
I	Factor de irreversibilidad
$K_{i,k}$	Factor de acoplamiento entre la variable i y la variable k
m_i	Caudal de la corriente en el punto i
mr_a	Caudal másico de refrigerante producido en el G2
mr_b	Caudal másico de refrigerante producido en el G1
ms	Caudal másico de solución
N_a	Potencia auxiliar
n_a	Relación entre potencia auxiliar y flujo de calor disipado
p	Presión medida
p_a	Presión en el generador G2
p_b	Presión en el absorbedor A0
PE	Energía Primaria
PER	Consumo específico de energía primaria (Primary Energy Ratio)
p_m	Presión en el generador GA1

Q_3	Calor disipado por la máquina térmica
Q_{A0CE1}	Calor total disipado en el absorbedor y condensador
Q_{E0}	Calor extraído a baja temperatura
Q_g	Calor total de accionamiento
Q_{G2}	Calor de accionamiento en el generador de alta
Q_{GA1}	Calor de accionamiento a media temperatura
Q_i	Calor transferido en el componente i
$Q_{l_{A,E}}$	Pérdida de calor interna entre absorbedor y evaporador
$Q_{l_{C2,G2}}$	Pérdida de calor interna entre generador de baja y condensador
Q_{le}	Calor externo transferido al evaporador
$Q_{l_{G1}}$	Calor perdido en el generador de alta
$Q_{l_{G2}}$	Calor perdido en el generador de baja
t	Temperatura medida
T_{ce}	Temperatura del fluido caliente a la entrada
T_{cs}	Temperatura del fluido caliente a la salida
T_{fe}	Temperatura del fluido frío a la entrada
T_{fs}	Temperatura del fluido frío a la salida
T_i	Temperatura de las corrientes en el punto i
UA	Coefficiente global de transferencia de calor
$U_{a_{12}}$	Coefficiente global en los flujos de calor desde el generador al condensador
$U_{a_{13}}$	Coefficiente global en los flujos de calor desde el absorbedor al evaporador
u_i	Valor reconciliado de la variable i
V	Caudal
v_{s_d}	caudal volumétrico de la solución débil
w_i	Residuo normalizado de la reconciliación de datos de la variable i
X	Concentración de la solución
y_i	Valor medido de la variable i
z_k	Valor no medido obtenido por cálculo de la variable k

Subíndices

1	Generador 1
2	Generador 2
3	Disipación global en absorbedor y condensador
3a	Absorbedor
3c	Condensador
4	Evaporador
abs	Enfriadora por absorción
com	Enfriadora por compresión mecánica de vapor
d	Débil
f	Fuerte o concentración alta
m	Concentración intermedia

Letras griegas

ρ_{sd}	Densidad de la solución débil
σ_i	Desviación estándar de la variable i
Δ_t	Diferencia de temperatura entre temperatura media del fluido y el ambiente
ΔTL	Diferencia de temperaturas media logarítmica
ψ_j	Ecuación que representa a la restricción j
$\Delta \dot{m}$	Error al medir caudal de solución
Δp	Error de la presión
$\Delta \dot{v}$	Error del caudalímetro magnético
Δt	Error del sensor tipo Pt100
Δ_S	Generación de entropía
η_{col}	Rendimiento de la planta solar
$\phi(u_i)$	Sumatoria de los errores cuadráticos ponderados
σ_i^2	Varianza de la variable i
ρ	Densidad medida

$\Delta\rho$	Error de la densidad
λ_j	Multiplicadores de Lagrange
Π	Relación de PER absorción-compresión
ε_{MF}	Eficiencia de la máquina frigorífica
η	Rendimiento de la generación de energía eléctrica
η_b	Rendimiento de la caldera de respaldo de la instalación por absorción
η_{MT1}	Eficiencia de una máquina térmica
θ	Fracción de área de intercambio de calor respecto al área total

Abreviaturas

ACS	Agua caliente sanitaria
CMV	Compresión mecánica de vapor.
DE	Doble efecto
DL	<i>Double lift</i>
DOE	Departamento de energía de EE.UU.
EERE	Programa de Eficiencia energética y energías renovables del DOE
EES	Engineering Equation Solver
ICPC	Integrated Compound Parabolic Concentrator
IDAE	Instituto para la diversificación y el ahorro de la energía.
IEA	International Energy Agency
OECD	Organization for economic cooperation and development
SE	Simple efecto
TRNSYS	Transient System Simulation Program
ZAE	ZAE Bayern - Bayerische Zentrum für Angewandte Energieforschung e.V. (Center for Applied Energy Research, Munich)

Índice

Capítulo 1	Introducción, Justificación y Objetivos	1-1
1.1	Interés de la climatización en edificios	1-3
1.2	Sistemas de refrigeración y bombas de calor por absorción	1-5
1.2.1	Ciclos de absorción de simple etapa con H ₂ O/LiBr	1-5
1.2.2	Ciclos de absorción de varias etapas con H ₂ O/LiBr	1-7
1.2.3	Ciclos de absorción doble efecto	1-8
1.2.4	Ciclos de absorción de double-lift	1-9
1.3	Desarrollo del prototipo de bomba de calor doble efecto/ <i>double lift</i>	1-11
1.3.1	Descripción técnica del prototipo y sus componentes	1-12
1.4	Enfriadoras de absorción de simple/doble efecto	1-14
1.5	Climatización solar con máquinas de absorción	1-15
1.5.1	Antecedentes de máquinas de absorción asistidas con energía solar	1-15
1.5.2	Fracción solar mínima requerida por las diferentes tecnologías de enfriadoras por absorción	1-16
1.6	Justificación	1-21
1.7	Objetivos	1-23
1.8	Estructura de la tesis	1-23
Capítulo 2	Modelización de sistemas de refrigeración térmica con accionamiento a dos temperaturas	2-1
2.1	Introducción	2-3
2.2	Comportamiento del sistema reversible	2-3
2.2.1	Influencia de la fracción solar en el COP	2-5
2.2.2	Influencia de las temperaturas de accionamiento y disipación	2-5
2.3	Modelo endorreversible del sistema de refrigeración térmico	2-7
2.3.1	Distribución de las áreas de intercambio de calor	2-8
2.3.2	Variación del COP del sistema de refrigeración a carga parcial	2-10
2.3.3	Influencia de las temperaturas de accionamiento y disipación en el COP	2-11
2.4	Modelo termodinámico	2-12
2.4.1	Solución analítica	2-15
2.4.2	Distribución de las áreas de intercambio de calor	2-16
2.4.3	Variación del COP a carga parcial	2-18
Capítulo 3	Modelización del Prototipo y Simulación	3-1
3.1	Modelo térmico detallado en modo refrigeración simple doble efecto	3-4
3.1.1	Parámetros de operación	3-5
3.2	Modelo térmico detallado como bomba de calor <i>double-lift</i>	3-9
3.3	Aplicación del modelo para la determinación del ahorro energético en la climatización de un edificio	3-11
3.3.1	El edificio a climatizar	3-12

3.3.2	Accionamiento por energía solar y gas natural.....	3-13
3.3.3	Modelo de la planta solar.....	3-14
3.3.4	Sistema accionado solo por gas	3-16
3.3.5	Análisis Energético	3-16
3.4	Conclusiones del análisis energético.....	3-19
Capítulo 4 Instalación experimental para la caracterización del prototipo		4-1
4.1	Descripción de la instalación	4-3
4.1.1	El banco de ensayos.....	4-3
4.1.2	El accionamiento	4-6
4.2	Puesta a punto del prototipo.....	4-8
4.2.1	Mantenimiento de las bombas	4-9
4.2.2	Limpieza de los intercambiadores	4-10
4.2.3	Averías y reparaciones.....	4-10
4.3	Instrumentación.....	4-15
4.3.1	Sondas de temperatura.....	4-15
4.3.2	Caudalímetro.....	4-15
4.3.3	Densidad y caudal de solución.....	4-16
4.3.4	Sensores de presión.....	4-17
4.3.5	Variables internas registradas	4-17
Capítulo 5 Tratamiento de los Resultados Experimentales y Caracterización de la Enfriadora.		5-1
5.1	Introducción	5-3
5.2	Obtención de datos experimentales.....	5-3
5.2.1	Ensayos de operación en modo doble efecto	5-3
5.2.2	Ensayos de operación en modo combinado.....	5-4
5.3	Procesamiento de las mediciones.....	5-4
5.3.1	Determinación de estados estacionarios en los ensayos	5-4
5.3.2	Método de Reconciliación de Datos	5-6
5.3.3	Detección de errores sistemáticos.....	5-13
5.3.4	Cálculo de los errores de los datos reconciliados	5-13
5.3.5	Aplicación del cálculo de propagación de errores al COP.....	5-15
5.4	Resultados	5-16
5.4.1	Reconciliación de datos y detección de errores sistemáticos.....	5-16
5.4.2	Cálculo de los errores reducidos.....	5-20
5.4.3	Caracterización de la enfriadora en modo doble efecto.....	5-21
5.4.4	Caracterización de la enfriadora en modo combinado.....	5-27
Capítulo 6 Conclusiones		6-1
6.1	Modelización.....	6-3

6.1.1	Modelo endorreversible.....	6-3
6.1.2	Modelo termodinámico	6-3
6.1.3	Modelo térmico detallado.....	6-4
6.2	Experimentación	6-5
6.2.1	Instalación	6-5
6.2.2	Operación	6-5
6.2.3	Ensayos de operación en modo doble efecto.....	6-5
6.2.4	Ensayos en efecto combinado	6-6
6.3	Trabajos futuros	6-6
Referencias		1
Anexo A: Modelos del prototipo en EES		1
	Modelo térmico detallado	4
	Proceso de reconciliación de datos	11
Anexo B: Resultados de los ensayos		1
	Operación en modo doble efecto	3
	Operación en modo combinado	29

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H2O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

Índice de Figuras

Figura 1.1 (a) Esquema del ciclo de absorción básico en un diagrama PTX ; (b) Esquema de una instalación típica de climatización con una enfriadora de absorción básica y equipos auxiliares.	1-6
Figura 1.2 Representación de ciclos de absorción multiefecto en el diagrama PTX. (a) Ciclo doble efecto a varias presiones; (b) ciclo doble efecto GAX; (c) ciclo triple efecto.....	1-7
Figura 1.3 Representación de ciclos de absorción <i>double-lift</i> en el diagrama PTX (a) ciclo <i>double-lift</i> , (b) ciclo <i>half-effect</i>	1-8
Figura 1.4 (a) Esquema del ciclo de absorción de doble efecto y sus componentes en un diagrama PTX; (b) Esquema de una instalación de climatización con una enfriadora de absorción de doble efecto, caldera y torre de enfriamiento.....	1-9
Figura 1.5 Ciclo de absorción <i>double-lift</i> para la producción de calor entre 70 y 100°C.....	1-10
Figura 1.6 Ciclo de absorción de bomba de calor doble efecto/ <i>double-lift</i>	1-11
Figura 1.7 Flujos energéticos en una instalación basada en una enfriadora de compresión eléctrica.....	1-16
Figura 1.8 Flujos energéticos en una instalación solar basada en una enfriadora de absorción de simple efecto y una caldera de gas de apoyo.....	1-17
Figura 1.9 Flujos energéticos en una instalación basada en una máquina de absorción de doble efecto	1-18
Figura 1.10 Flujos energéticos en una instalación basada en una máquina de absorción de accionamiento combinado simple/doble efecto	1-18
Figura 1.11 Relación de PER entre enfriadoras por absorción con apoyo solar y enfriadoras por compresión convencionales.....	1-21
Figura 1.12 Correlación entre radiación solar y carga térmica (Koldehoff, 2004).	1-22
Figura 2.1 Sistema de refrigeración térmica reversible accionado con dos fuentes térmicas a diferentes temperaturas.	2-4
Figura 2.2. COP del sistema de refrigeración térmico con accionamiento a dos temperaturas en función de la fracción solar F para distintas temperaturas de la fuente de calor de accionamiento a baja temperatura: 80°C, 90°C y 100°C. Temperatura del frío producido: 5°C; temperatura de disipación del calor: 35°C, temperatura de la fuente de calor a temperatura superior 160°C.....	2-5
Figura 2.3 Variación del COP del sistema de refrigeración térmico ideal en función de la temperatura superior de accionamiento (T_1) para distintas fracciones solares (F).....	2-6
Figura 2.4 Variación del COP del sistema de refrigeración térmico ideal en función de la temperatura inferior de accionamiento (T_2) para distintas fracciones solares (F).....	2-6
Figura 2.5 Variación del COP del sistema de refrigeración térmico ideal en función de la temperatura de disipación (T_3) para distintas fracciones solares (F).....	2-6
Figura 2.6 Variación del COP del sistema de refrigeración térmico ideal en función de la temperatura de enfriamiento(T_4) para distintas fracciones solares (F).....	2-6
Figura 2.7 Esquema de la enfriadora de agua con las fuentes de calor	2-7
Figura 2.8 COP máximo en función de la distribución de áreas.	2-9
Figura 2.9 Isolineas del COP en función de la distribución de áreas entre los generadores.	2-9
Figura 2.10 Variación del COP con la relación θ_1 y θ_3	2-10
Figura 2.11 Curvas características del inverso del COP para distintas fracciones solares en función del inverso de la carga de refrigeración	2-11
Figura 2.12 Variación del COP en función de la temperatura de accionamiento a baja temperatura (T_{2e}) para distintas fracciones solares (F); la temperatura del frío producido es 5°C, la de disipación del calor 35°C y la temperatura de accionamiento superior 160°C	2-12

Figura 2.13 Variación del COP en función de la temperatura de disipación (T _{3e}) para distintas fracciones solares (F), ídem figura adjunta	2-12
Figura 2.14 Esquema de los flujos de calor entre los componentes y de la máquina con las fuentes de calor.	2-13
Figura 2.15 Optimización del COP en función de la distribución de áreas.....	2-17
Figura 2.16 Isolineas del COP en función de la distribución de áreas de los generadores.....	2-17
Figura 2.17 COP máximo y distribución de áreas optima según el modelo termodinámico.....	2-18
Figura 2.18 Curvas características para distintas fracciones solares y distintos modelos.	2-19
Figura 3.1 Ciclo de refrigeración por absorción de doble efecto en diagrama PTX de H ₂ O/LiBr.....	3-4
Figura 3.2 Esquema de la instalación con temperaturas y caudales para F=0.5.....	3-6
Figura 3.3 Variación del COP y flujos de calor con la fracción solar	3-7
Figura 3.4 Variación de los caudales de refrigerante generados en alta presión m ₁₇ y en baja m ₇	3-7
Figura 3.5 Variación del COP de la enfriadora de absorción en función de la potencia de enfriamiento para distintas fracciones solares.	3-8
Figura 3.6 Variación de la temperatura a la entrada del generador de media presión en función de la potencia de enfriamiento para distintas F.	3-8
Figura 3.7 COP en función de la temperatura en la entrada al absorbedor, para distintas potencias de enfriamiento.....	3-8
Figura 3.8 Temperatura a la entrada del generador de media presión en función de la temperatura en la entrada al absorbedor, para distintas potencias de enfriamiento.	3-9
Figura 3.9 Temperatura a la entrada del generador de alta presión en función temperatura en la entrada al absorbedor, para distintas potencias de enfriamiento.	3-9
Figura 3.10 Ciclo de absorción <i>double-lift</i> en un diagrama PTX para H ₂ O/LiBr.....	3-10
Figura 3.11 COP en función de la carga térmica para diferentes caudales de activación	3-10
Figura 3.12 Capacidad de producción de calor en función de la temperatura de activación T[21] para caudales de activación de 5 kg/s y 20 kg/s	3-11
Figura 3.13 Diagrama de flujo del modelo de la instalación.	3-14
Figura 3.14 Radiación solar y Temperatura ambiente para un día típico de Julio.	3-15
Figura 3.15 Calor captado por la planta solar y Rendimiento de los captadores para julio.....	3-15
Figura 3.16 Radiación solar y Temperatura ambiente para un día típico de febrero.....	3-16
Figura 3.17 Calor solar y Rendimiento de los captadores para un día típico de febrero	3-16
Figura 3.18 Carga Térmica de refrigeración, calor aportado por la caldera y calor aportado por la planta solar para un día típico del mes de julio.	3-17
Figura 3.19 Carga térmica de calefacción y calor solar para un día típico del mes de febrero	3-17
Figura 3.20 Carga térmica de calefacción y calor solar para un día muy frio del mes de febrero.....	3-18
Figura 3.21 Totales mensuales de carga térmica, calor solar y consumo de gas con aporte solar y sin aporte solar	3-19
Figura 4.1 Esquema de los circuitos del banco de ensayo.....	4-4
Figura 4.2 Esquema del accionamiento del prototipo en el banco de ensayo	4-5
Figura 4.3 Montaje e instalación de la caldera de alta temperatura.....	4-6
Figura 4.4 Bomba de impulsión de agua a alta temperatura, marca KSB.	4-7
Figura 4.5 Caldera para alta temperatura marca LOOS tipo UHH.....	4-7

Figura 4.6 Vasos de expansión y de enfriamiento.....	4-7
Figura 4.7 Fotografía de conjunto: Torre de enfriamiento, caldera, planta solar y máquina de doble etapa.	4-8
Figura 4.8 Vistas laterales del prototipo antes de su instalación en el CREVER.....	4-9
Figura 4.9 Bomba hermética marca NIKISSO.....	4-9
Figura 4.10 Inspección tubo del evaporador	4-10
Figura 4.11 Prueba de los tubos del evaporador	4-11
Figura 4.12 Obturación del tubo del evaporador.....	4-11
Figura 4.13 Ampliación del corte y fisura de la cuba del evaporador.....	4-12
Figura 4.14 Extracción haz de tubos	4-12
Figura 4.15 Corrosión en el AOE0	4-13
Figura 4.16 Montaje de la cuba nueva del evaporador.....	4-13
Figura 4.17 Panel separador de gotas ubicado entre evaporador y absorbedor.....	4-13
Figura 4.18 Generador/absorbedor de media presión	4-14
Figura 4.19 Estado de la bandeja pre-distribuidora del GA1 y la bandeja nueva con que se la substituyó.	4-14
Figura 4.20 Condensador evaporador CE1	4-15
Figura 4.21 Caudalímetro magnético	4-16
Figura 4.22 Medidor de la concentración de la solución	4-16
Figura 4.23 Diagrama de la máquina con la instrumentación instalada en los diferentes circuitos ...	4-18
Figura 5.1 Diagrama de flujo del procesamiento de datos experimentales.....	5-5
Figura 5.2 Variables medidas en el prototipo.....	5-8
Figura 5.3 Temperaturas para el ensayo del 06/10/2005.....	5-22
Figura 5.4 Parámetros para el ensayo del 23/02/06 a las 18:36 h.	5-23
Figura 5.5 Valores de COP obtenidos en función de la temperatura de accionamiento	5-25
Figura 5.6 Valores de COP obtenidos en función de la temperatura del evaporador.....	5-26
Figura 5.7 Valores de COP obtenidos en función de la potencia de enfriamiento.....	5-26
Figura 5.8 Temperaturas para el ensayo del 15/03/06.....	5-28
Figura 5.9 Parámetros para el estado con mayor COP del 15/03/06 iniciado a las 19:11h.....	5-28
Figura 5.10 Resultado para el estado del 15/03/06 iniciado a las 16:19 h.	5-29
Figura 5.11 Resultados para el estado del 07/03/06 iniciado a las 4:06 h.....	5-30
Figura 5.12 COP en función de la fracción solar	5-31
Figura 5.13 COP en función de la potencia en el accionamiento a baja temperatura	5-31
Figura 5.14 COP en función de la temperatura del generador de alta.....	5-32

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H2O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

Índice de tablas

Tabla 1.1 Consumos específicos de energía de diferentes tipos de enfriadoras de absorción	1-9
Tabla 1.2 Comparación preliminar de flujos de energías en diferentes instalaciones de climatización 1-19	
Tabla 1.3 Valores de COP s y rendimientos utilizados en la comparación de PER.....	1-20
Tabla 2.1 Temperaturas de operación, superficies y coeficientes globales de intercambio de calor de los componentes del sistema de refrigeración térmico.....	2-9
Tabla 2.2 Distribución óptima de áreas entre los componentes según el modelo endorreversible	2-10
Tabla 2.3 Parámetros utilizados en la solución del modelo termodinámico	2-15
Tabla 2.4 Distribución óptima de áreas según modelo termodinámico	2-17
Tabla 3.1 Condiciones de operación.	3-5
Tabla 4.1 Características de las bombas del banco de ensayo	4-5
Tabla 5.1 Rangos de temperatura y caudales durante la experimentación en modo doble efecto.	5-4
Tabla 5.2 Variaciones máximas y promedio de las variables durante los estados estacionarios	5-6
Tabla 5.3 Variables utilizadas en el proceso de reconciliación.....	5-12
Tabla 5.4 Variables calculadas.....	5-13
Tabla 5.5 Resultados del proceso de reconciliación de datos.	5-17
Tabla 5.6 Resultados del proceso de detección de errores sistemáticos, paso 1.	5-18
Tabla 5.7 Resultados del proceso de detección de errores sistemáticos, paso 2.	5-19
Tabla 5.8 Parámetros medidos, reconciliados, incrementados y errores.....	5-20
Tabla 5.9 Conjuntos de parámetros reconciliados luego del incremento de una variable.....	5-21
Tabla 5.10 Parámetros medidos, errores y errores después de la RD.	5-21
Tabla 5.11 Parámetros de operación para el ensayo 23/02/06-18:36.....	5-22
Tabla 5.12 Temperaturas usadas para calcular el coeficiente global de transferencia de calor.	5-24
Tabla 5.13 Coeficientes globales, diferencias de temperatura y flujo de calor, para el ensayo del 23/02/06 a las 18:36 horas.....	5-25

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H₂O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

Capítulo 1

Introducción, Justificación y Objetivos

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H₂O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

Desde tiempos remotos el ser humano se ha dedicado a transformar su medio ambiente, con objetivos que se fueron ampliando y profundizando con el transcurrir de los siglos. En primer lugar solo se trataba de prosperar en las condiciones adversas de la naturaleza, posteriormente el objetivo fue efectuar sus actividades con mayor productividad y, por último, desarrollar su vida en general (ocio, trabajo, descanso) en las mejores condiciones de comodidad posibles.

Los avances tecnológicos del último siglo han posibilitado el acceso de gran parte de la población a niveles crecientes de confort y la competitividad de las distintas actividades económicas requiere que los recursos humanos desarrollen sus actividades con productividad elevada.

Uno de los elementos a controlar para lograr comodidad y confort para el ser humano es el microclima del lugar donde éste desarrolla sus actividades. Controlar la calidad del aire interior y regular a niveles adecuados su temperatura, humedad y composición son los objetivos de un sistema de climatización. Estos objetivos deben lograrse haciendo un uso eficiente de la energía y preservando el medio ambiente.

También la mayoría de los procesos industriales requieren condiciones específicas para el aire del lugar donde estos se desarrollan, el acondicionamiento del ambiente de un proceso industrial es un campo importante de aplicación de las tecnologías de acondicionamiento de aire.

1.1 Interés de la climatización en edificios

El consumo de energía primaria en los 27 estados miembros de la Unión Europea (UE27) se incrementó continuamente hasta el año 2004, pero posteriormente se ha reducido debido a la crisis económica en la que ha entrado la UE. En el año 2007 el consumo bruto de energía primaria en la UE27 cayó a 1703 Mtep, cuando en el año 2004 fue de 1818 Mtep, cayendo incluso por debajo del nivel de 1999 (1711 Mtep). Una evolución parecida a la experimentada en España en que los consumos brutos de energía primaria aumentaron desde 118Mtep en 1999, hasta 141Mtep en 2004 y posteriormente descendían hasta 130Mtep en 2009 (Eurostat, 2011).

Las previsiones más recientes, basadas en el año 2009 como referencia, indican que el consumo de energía primaria para los 27 estados miembros de la Unión Europea (UE27), disminuirán hasta 1676 Mtep en el 2020. Sin embargo, este valor es aún superior al objetivo de reducción del consumo de energía del 20% para el 2020 (Aranda et al, 2012).

Durante el año 2009 en la UE27 el sector de la vivienda supuso un 26.5% (295 Mtep) del consumo final de energía primaria. Este consumo unido al del sector servicios alcanza un 39.1% del consumo final de energía primaria. En España durante el 2009, el sector de la vivienda supuso un 16.7 % del consumo total, que junto al sector servicios abarca un 26.9% del consumo total (Eurostat, 2011). Del consumo en viviendas, en la UE27 el 24% corresponde a consumo eléctrico, mientras que en España este consumo supone el 40%.

Respecto a las emisiones de CO₂, el sector de la vivienda es el responsable del 20.5% de las emisiones en la UE27 y del 22.2% en España durante el 2008 (Eurostat, 2011).

El mercado mundial de la calefacción y refrigeración es muy importante. Globalmente, se estima que hay instaladas 800 millones de bombas de calor (incluyendo sistemas de aire acondicionado de ventana, enfriadoras y bombas de calor para calefacción y agua caliente) (IEA, 2011).

Después de sufrir una interrupción en su crecimiento debido a la crisis económica, el mercado global de los equipos de aire acondicionado ha mostrado una cierta mejoría en 2010. El crecimiento del mercado en los próximos años vendrá impulsado por la adopción de equipos energéticamente eficientes, en particular con tecnología *inverter*, y por la necesidad de reemplazar equipos.

Las ventas anuales de equipos de aire acondicionado se estimaron en más de USD 70 billones en 2008 (BSRIA, 2009). La importancia para un país de la calefacción y la refrigeración en edificios varía dependiendo de las condiciones climáticas y del desarrollo económico. En países muy cálidos, con poca o ninguna demanda para calefacción, la refrigeración tiene un potencial de crecimiento muy grande debido a su poca o nula implantación. La fuerte demanda de los mercados en desarrollo, particularmente del área del Asia-Pacífico, augura un buen futuro para el sector del aire

acondicionado. En esta área, China y Japón son los mercados más importantes. Solo en China la venta de equipos de aire acondicionado de ventana en 2009 fue de unos 27 millones de unidades, un 35% superior a la del 2005. Las condiciones de mercado en Oriente Medio, África y subcontinente Indio son también favorables. A parte de las ventas, Asia representa el mayor *hub* productor de equipos de aire acondicionado, alrededor del 70% de los sistemas producidos en todo el mundo se fabricaron en China en 2011 (BSRIA, 2012).

La gran difusión del acondicionamiento de aire implicó un impacto importante en el consumo de energía, emisión de gases que destruyen la capa de ozono y emisiones de gases de efecto invernadero asociados con el consumo de energía. Según estudios efectuados por la Agencia Internacional de la Energía el consumo de energía eléctrica asociado al acondicionamiento de aire durante el año 2000 en sus 22 países miembros representa el 6,4% del consumo total de energía eléctrica en el ámbito residencial. En 1990 el aire acondicionado consumió 480×10^3 TJ de electricidad en los hogares de los 22 países miembros de la IEA, pero este aumentó en un 12,9%, hasta alcanzar 540×10^3 TJ en 2000. En 1990 el número de hogares equipados con aire acondicionado era muy bajo en la Europa de la OCDE, de tan sólo 0.002 unidades por hogar, pero se incrementó más de siete veces para llegar a 0.018 unidades por hogar en el 2000. (OECD/IEA, 2003).

El número de sistemas de aire acondicionado instalados en Europa con capacidad de refrigeración de más de 12 kW se ha incrementado por un factor de 5 en los últimos 20 años. (Balaras et al, 2007). La superficie de edificios climatizada ha aumentado de 40Mm^2 en 1985 a más de 150Mm^2 en el 2000 y el crecimiento no se está desacelerando. (Adnot et al, 2002)

En la Unión Europea el consumo anual de energía de los acondicionadores de aire de habitación fue de 6×10^3 TJ en 1990, 40×10^3 TJ en 1996 y se estimó que alcanzaría a 102×10^3 TJ en 2010 (ADNOT et al, 2000). En los Estados Unidos donde el mercado del aire acondicionado se puede considerar maduro, durante el 2008, el consumo de energía destinado a aire acondicionado en el sector de la edificación (residencial más comercial) representó el 14% del consumo total del sector, solo superado por la iluminación y por la calefacción con 16 y 22%, respectivamente (US DOE/EERE, 2011).

Los países mediterráneos debido a su situación geográfica demandan la utilización de equipos de refrigeración para el acondicionamiento de aire. En numerosas zonas de Andalucía y Cataluña la punta de demanda eléctrica se ha desplazado del invierno al verano debido a la utilización del aire acondicionado. El aire acondicionado es uno de los equipamientos que más rápidamente está creciendo en el sector doméstico, (IDAE 2004). El uso de equipos de aire acondicionado en los países del sur de Europa contribuye al gran incremento del consumo durante los meses de verano. (EEA, 2006).

Actualmente los equipos de refrigeración aplicados al aire acondicionado son en su mayor parte de compresión mecánica de vapor accionados mediante motores eléctricos. Además de los problemas globales originados por las emisiones asociadas a la generación de la energía eléctrica consumida por los equipos de aire acondicionado se producen otros problemas locales como pueden ser la sobrecarga de las redes de distribución de energía eléctrica originada por una gran simultaneidad en la demanda y en una elevada concentración en una temporada del año y en algunas horas del día. Solucionar este problema implicaría un sobredimensionamiento de la red con una capacidad de distribución que estaría ociosa durante una buena parte del tiempo.

Las máquinas de refrigeración con activación térmica representan una alternativa que en determinadas circunstancias pueden resolver o paliar parte de los problemas asociados a la producción de frío para aire acondicionado. En primer lugar no utilizan fluidos depesores de la capa de ozono y pueden accionarse mediante calor residual de procesos u obtenido mediante colectores solares térmicos. También pueden accionarse mediante la combustión de gas natural aprovechando la red de distribución de gas que está en su mayor parte ociosa durante el verano.

También cabe mencionar que una gran parte del consumo de energía primaria se destina al calentamiento. El agotamiento de las fuentes de energía no renovables y el efecto invernadero asociado a las emisiones de CO₂, justifican intentar reducir este consumo de energía. Las bombas de calor diseñadas para calentamiento y enfriamiento constituyen una herramienta muy útil para lograr dicho objetivo.

1.2 Sistemas de refrigeración y bombas de calor por absorción

Las máquinas de refrigeración por absorción se desarrollaron antes que las máquinas de compresión mecánica de vapor y alcanzaron gran difusión en épocas pasadas en las que las redes de energía eléctrica no estaban desarrolladas o no existían. Se las utilizó fundamentalmente como refrigeradores para la conservación de alimentos y en grandes instalaciones para la producción de hielo. Los primeros equipos fueron desarrollados durante la primera mitad del siglo XIX y funcionaban en base a ácido sulfúrico y agua, y estaban contruidos con plomo debido a los problemas de corrosión. En 1859 Ferdinand Carré patentó la primera máquina de refrigeración de absorción en base a la mezcla amoniaco/agua. Estos equipos alcanzaron pronto una gran difusión, fueron fabricados en gran cantidad en Francia, Gran Bretaña, Alemania y Estados Unidos y fueron equipos muy robustos y confiables.

A partir de 1880 las máquinas por compresión de vapor desarrolladas inicialmente por Carl V. Linde comenzaron a desplazar a las máquinas de absorción. Cuando con el paso del tiempo se fueron extendiendo las redes de distribución de energía eléctrica, los equipos de absorción quedaron relegados a las áreas rurales y zonas de difícil acceso sin suministro de electricidad. Aunque en la actualidad, por ejemplo para la conservación de vacunas, siguen siendo imprescindibles en zonas donde la continuidad del suministro de electricidad no está garantizada.

Existen dos tecnologías bien diferenciadas en máquinas de absorción comerciales, una en la que se utiliza amoniaco (NH₃) como refrigerante y agua como absorbente y la otra en la que el agua es el refrigerante y una solución de bromuro de litio (LiBr) en agua el absorbente. La primera mezcla es la única que se utiliza en refrigeradores para conservación de alimentos y producción de hielo ya que permite alcanzar temperaturas por debajo de 0°C, y ocasionalmente en el campo de la climatización para aire acondicionado. La combinación de H₂O/LiBr se utiliza generalmente en aplicaciones de climatización pero también en bombas de calor para desalación de agua y en algunos procesos industriales.

1.2.1 Ciclos de absorción de simple etapa con H₂O/LiBr

El ciclo de refrigeración por absorción de simple etapa, esquematizado en la figura 1.1 (a), consta de cuatro componentes principales en que se intercambia calor: evaporador (E0), condensador (C1), absorbedor (A0) y generador o desorbedor (G1) que operan a dos niveles de presión diferentes. Al igual que en los ciclos de refrigeración por compresión mecánica de vapor, en el evaporador se produce el efecto frigorífico mediante la evaporación del refrigerante, agua en este caso, a baja temperatura (T_E) y baja presión (P₀) gracias al calor transferido desde el medio a enfriar. A continuación, el vapor de agua generado accede al absorbedor en donde es absorbido por una solución acuosa concentrada o rica en LiBr procedente del generador. El proceso de absorción del vapor de agua por la solución rica se realiza con liberación de calor, Q_A, que se disipa mediante una corriente de agua de enfriamiento. La solución diluida o pobre en sal resultante, a la temperatura T_A, es entonces bombeada al generador, a la presión alta P₁; en donde es calentada por la fuente externa de calor y una vez en ebullición se genera vapor de agua que es conducido al condensador, mientras que la solución resultante, concentrada en sal a la temperatura T_G, es enviada de nuevo al absorbedor. La condensación del vapor de agua tiene lugar en el condensador a la temperatura T_C y el calor liberado (Q_C) se disipa mediante una corriente de agua de enfriamiento. Con vistas a reducir el consumo de calor en el generador, se incorpora un intercambiador de calor (HE1) adicional de forma que la solución procedente del absorbedor se precalienta antes de entrar al generador gracias al calor sensible cedido por la solución rica que sale del generador.

La eficiencia energética del ciclo se establece mediante el Coeficiente de Operación (COP_R) definido como el cociente entre la carga frigorífica (Q_E) y la energía térmica consumida en el generador (Q_G):

$$COP_R = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (1.1)$$

El consumo de energía por unidad de frío producido puede obtenerse sin más que invertir el COP. Puede observarse cómo a medida que el COP aumenta, el consumo específico disminuye.

La diferencia entre las temperaturas de disipación de calor T_1 y de enfriamiento T_0 es un parámetro importante del ciclo denominado “temperatura lift” (ΔT_{lift}) cuyo valor máximo está limitado por la temperatura de cristalización de la mezcla agua/LiBr por un lado y por otro por la temperatura de solidificación del refrigerante.

Las enfriadoras de absorción de simple etapa para aplicaciones de climatización utilizan vapor de agua o bien agua presurizada a temperaturas de hasta 110°C para su accionamiento, produciendo agua fría a temperaturas entre 6 y 10°C y disipando el calor mediante agua de torre a temperaturas entre 28 y 32°C. Los valores del COP_R típicos son de 0.7.

En la figura 1.1 (a) se muestra un esquema de un ciclo de absorción de simple etapa representado en un diagrama Presión, temperatura, composición PTX de la mezcla agua/LiBr. En este tipo de aplicaciones, la temperatura de evaporación del agua (T_E) suele estar entre 3 y 8°C, las de condensación (T_C) y de absorción (T_A) entre 32 y 40°C y la del generador o desorbedor (T_G) entre 80 y 95°C. La diferencia de temperaturas del agua de disipación y del agua fría ΔT_{lift} queda limitada a valores inferiores a 35°C.

En la figura 1.1 (b) se muestra una instalación típica de climatización con una enfriadora de absorción de este tipo en que el agua caliente para su activación está suministrada por una caldera de gas, y la disipación de calor se realiza mediante el agua procedente de una torre de enfriamiento.

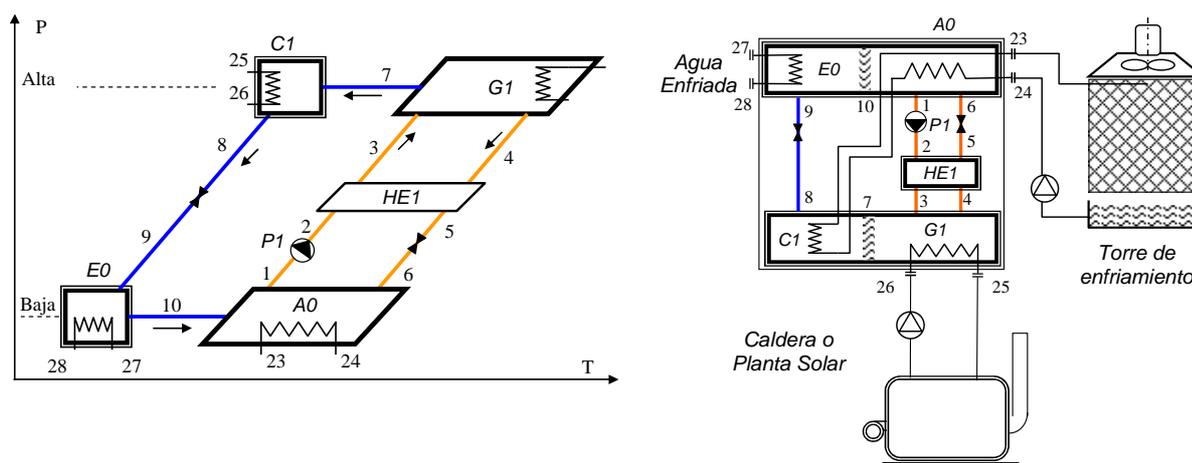


Figura 1.1 (a) Esquema del ciclo de absorción básico en un diagrama PTX; (b) Esquema de una instalación típica de climatización con una enfriadora de absorción básica y equipos auxiliares.

Cuando el ciclo de absorción opera como bomba de calor, el efecto útil es el calor producido $Q_U = Q_C + Q_A$, definiéndose el COP_{BC} como el cociente del calor útil producido y el calor consumido en el generador, Q_G ,

$$COP_{BC} = \frac{Q_U}{Q_G} = \frac{Q_C + Q_A}{Q_G} \quad (1.2)$$

Teniendo en cuenta que $Q_A + Q_C = Q_E + Q_G$, la expresión anterior se convierte en

$$COP_{BC} = \frac{Q_E + Q_G}{Q_G} = COP_R + 1 \quad (1.3)$$

Así por ejemplo en el caso de una bomba de calor de absorción de simple etapa en que la fuente de calor sea agua a 8°C, la temperatura del agua caliente producida puede alcanzar temperaturas de hasta 38°C, con valores del COP_{BC} que pueden llegar hasta 1.7.

1.2.2 Ciclos de absorción de varias etapas con H₂O/LiBr

Las prestaciones del ciclo básico o de simple etapa pueden mejorarse mediante ciclos de doble etapa que pueden tener como objetivo aumentar el COP o ampliar el salto de temperaturas ΔT_{lift} . Para conseguir incrementar el COP pueden utilizarse los ciclos multiefecto que requieren mayores temperaturas de la fuente de calor de accionamiento. Para incrementar el salto de temperaturas del calor producido respecto del frío producido pueden implementarse ciclos del tipo *double-lift*. Estos ciclos pueden ser de interés en aquellos casos en que se requiera aumentar la temperatura del calor producido, o bien disminuir la temperatura del frío producido en un ciclo de simple etapa. En estos ciclos el COP es inferior al de los ciclos de simple etapa.

Los ciclos de absorción pueden esquematizarse en el diagrama PTX, tal como se muestra en la figura 1.2, de forma que se representan mediante círculos los principales componentes de intercambio de calor y mediante flechas el sentido del flujo de calor; Los círculos con flechas hacia el componente representan evaporadores o generadores, mientras que si la flecha sale del componente, se trata de condensadores o absorbedores. El número de flechas analíticamente representan la carga térmica del componente.

En la figura 1.2 se muestran diferentes tipos de ciclos doble (a y b) y triple efecto aunque como puede apreciarse todos tienen el mismo “*temperature lift*”. Así por ejemplo en el ciclo de la figura 1.2(a) el calor de condensación del condensador de alta presión es usado para realizar una segunda separación adicional en el generador de baja. Como resultado de esta reutilización del calor de condensación, el frío que se pueda generar en el evaporador resulta el doble, con lo cual el COP es aproximadamente el doble del correspondiente al ciclo simple efecto o de simple etapa.

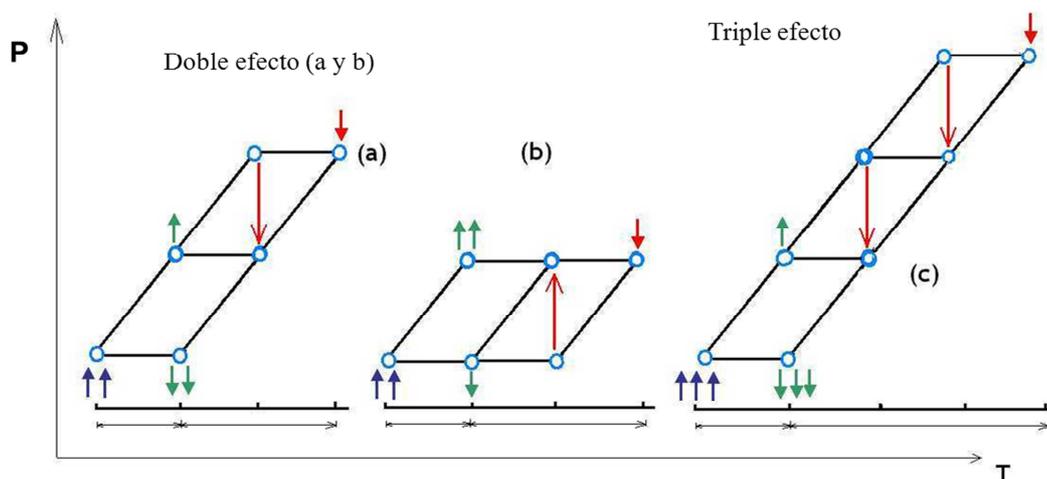


Figura 1.2 Representación de ciclos de absorción multiefecto en el diagrama PTX. (a) Ciclo doble efecto a varias presiones; (b) ciclo doble efecto GAX; (c) ciclo triple efecto.

En la figura 1.3 se muestran dos ciclos de absorción *double-lift*. El primero de ellos (a) consta de dos evaporadores, dos absorbedores, un generador y un condensador. Esta configuración permite o bien incrementar la temperatura de producción de calor en el caso en que opere como bomba de calor o bien si se trata de un ciclo de refrigeración, por ejemplo con amoníaco/agua, generar frío a temperaturas inferiores a las del ciclo de simple etapa, manteniendo los niveles de temperatura típicos de operación de dicho ciclo para la generación y la disipación de calor. La disipación de calor del absorbedor de baja temperatura se realiza gracias al enfriamiento del evaporador de alta. Lógicamente el COP será inferior al del ciclo básico, la mitad aproximadamente.

En la figura 1.3 (b) se muestra también un ciclo del tipo *double-lift*, denominado “*half-effect*” cuya finalidad es producir frío a una temperatura inferior a la que se podría conseguir con la temperatura de activación disponible en un ciclo básico.

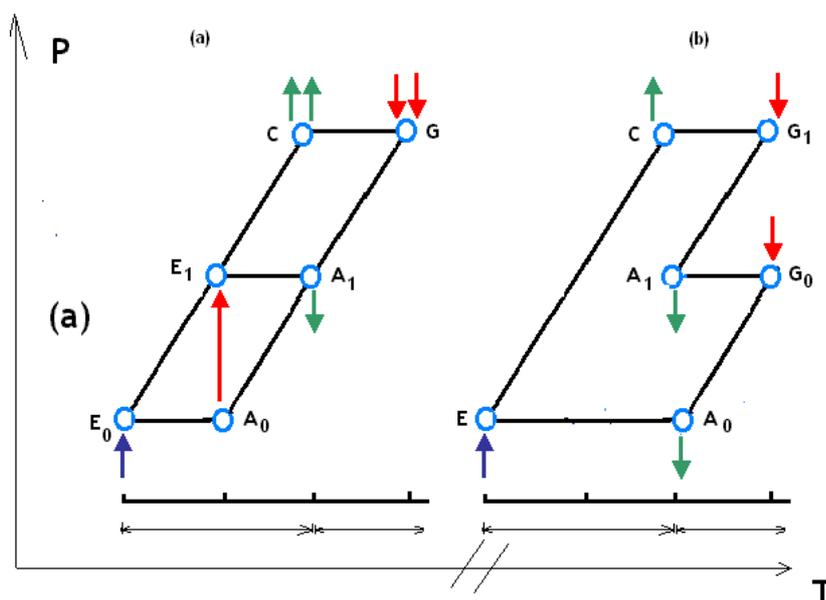


Figura 1.3 Representación de ciclos de absorción *double-lift* en el diagrama PTX
 (a) ciclo *double-lift*, (b) ciclo *half-effect*.

1.2.3 Ciclos de absorción doble efecto

Dentro de los ciclos multiefecto, el de doble efecto es el más extendido a nivel comercial. La denominación de ciclo de doble efecto tienen que ver con el hecho de que el calor aportado para la activación del ciclo se utiliza sucesivamente, directa e indirectamente, en dos generadores a dos temperaturas diferentes, para generar vapor de agua con el consiguiente beneficio en el efecto frigorífico producido en el evaporador.

El ciclo, representado en la figura 1.4 (a) en un diagrama PTX, está constituido fundamentalmente por los mismos componentes de simple etapa, o también denominado simple efecto, y un conjunto condensador-generador de alta temperatura. Los componentes operan a tres niveles de presión: alta, media y baja. La solución procedente del absorbedor es bombeada a la presión alta P_2 para acceder al generador de alta temperatura (G2) en donde gracias al calentamiento a la temperatura TG_2 se concentra la solución mediante la separación del vapor. El calor de condensación del vapor de agua se utiliza para activar el generador de baja (G1) concentrando todavía más la solución procedente del generador de alta. La solución resultante es entonces enviada al absorbedor para completar el ciclo. También en este caso se utilizan dos intercambiadores de solución, de alta y baja temperatura HE1 y HE2 para la recuperación de calor sensible de las corrientes de solución procedentes de cada uno de los generadores. Esta disposición se denomina de flujo en serie, ya que el circuito de solución está diseñado de forma que la solución pasa sucesivamente por ambos generadores. Existe también la posibilidad de configurar el circuito de solución de forma que una parte de la corriente que sale del absorbedor vaya a uno de los generadores, y el resto al otro, retornando las corrientes en cada generador al absorbedor. Esta última variante podría desarrollar una mejor eficiencia según los resultados de las modelizaciones efectuadas por Arun et al (2001), pero también podrían tener más complicaciones desde el punto de vista de la regulación.

En el caso de las enfriadoras de doble efecto, la temperatura del desorbedor de alta es de unos 140°C con valores de COP_R entre 1.2 y 1.3 para los mismos valores de temperatura del evaporador y del condensador-absorbedor que en el caso del ciclo de simple efecto. En la figura 1.4 (b) se muestra el esquema de una instalación de climatización con esta enfriadora.

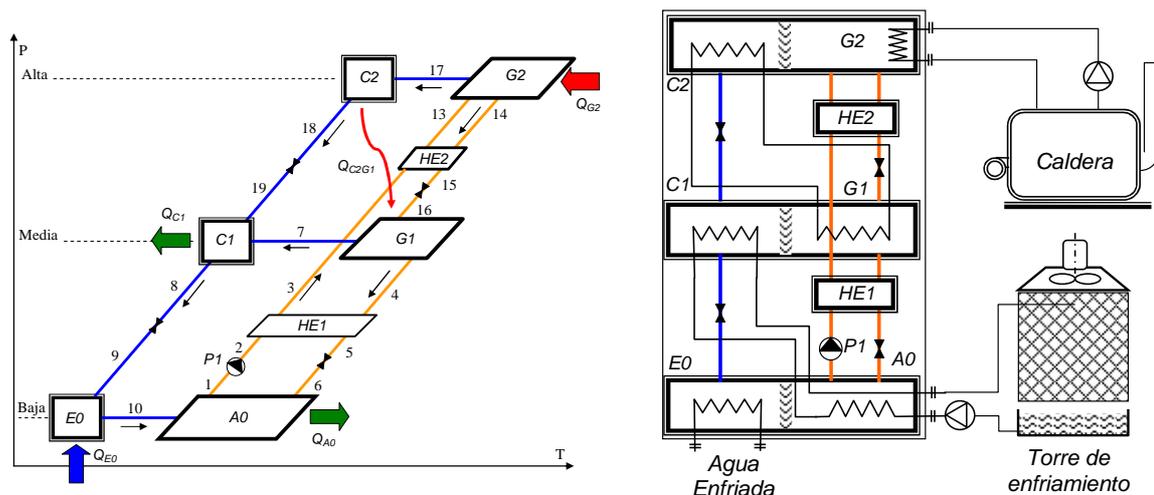


Figura 1.4 (a) Esquema del ciclo de absorción de doble efecto y sus componentes en un diagrama PTX; (b) Esquema de una instalación de climatización con una enfriadora de absorción de doble efecto, caldera y torre de enfriamiento.

Recientemente han aparecido en el mercado las primeras enfriadoras de absorción de triple efecto con agua/LiBr en que se pueden alcanzar valores de COP_R de 1.6 o superiores con temperaturas de activación en torno a 200°C.

En la tabla 1 se recogen datos relativos al consumo específico de energía de diferentes tipos de enfriadoras de absorción de simple, doble y triple efecto con agua/LiBr.

Tipo de ciclo	COP _R	Mejora del COP _R	Consumo específico de energía	Reducción de energía consumida (%)
Simple efecto	0.7	-	1.43	-
Doble efecto	1.2	0.5	0.83	37%
Triple efecto	1.7	0.5	0.59	24%

Tabla 1.1 Consumos específicos de energía de diferentes tipos de enfriadoras de absorción

Tal como señala Ziegler (1999) el atractivo económico de las bombas de calor de absorción es mucho menor que el de las enfriadoras por lo cual su implantación es muy escasa.

1.2.4 Ciclos de absorción de double-lift

Los equipos de absorción anteriormente mencionados pueden operar como bombas de calor produciendo calor útil para todo tipo de aplicaciones. En el caso de la calefacción de edificios, los ciclos de absorción con agua/LiBr presentan una dificultad para este tipo de aplicaciones por no ser soluble el LiBr en agua en todo el intervalo de concentraciones. En consecuencia, el salto de temperaturas entre el evaporador y el condensador-absorbedor en cualquiera de los ciclos de absorción mencionados anteriormente está limitado a valores inferiores a 35°C. Así por ejemplo en el caso de una bomba de calor de absorción de simple efecto en que la fuente de calor sea agua a 8°C, la temperatura del agua caliente producida podría alcanzar temperaturas de 38°C como máximo, siendo el COP_{BC} de 1.7 como máximo en el caso de un ciclo simple efecto y de 2.3 para los de doble efecto.

Para producir calor útil a temperaturas mayores hay que recurrir a otros tipos de configuraciones de ciclos de absorción como los ciclos “double-lift”. No obstante, en todos estos ciclos el salto de temperatura entre el evaporador y el condensador-absorbedor (*temperatura lift*) no puede superar los 35°C, por lo que estos equipos no pueden utilizarse para producir agua caliente a temperaturas típicas

de calefacción (60-70°C) o de agua caliente sanitaria (ACS) a las temperaturas típicas de operación del foco frío.

A finales de los años 1990, el profesor Georges Alefeld de la Universidad Técnica de Múnich, desarrolló un nuevo ciclo de absorción de doble etapa, del tipo “*double-lift*” que permite la operación en modo bomba de calor con un salto de temperaturas entre el evaporador y el condensador – absorbedor superior al máximo que se puede conseguir en un ciclo simple efecto. En la figura 1.5 se muestra este ciclo representado en el diagrama PTX. Puede apreciarse que el número de componentes del ciclo es el mismo que el de un ciclo de doble efecto, aunque la función de los dos que operan a presión intermedia es distinta. Con este tipo de ciclos es posible producir agua caliente a temperaturas entre 70 y 100 °C con una fuente de calor consistente en agua caliente presurizada a unos 160°C, con un COP_{BC} en torno a 1.3. El equipo investigador del Profesor Alefeld diseñó un equipo de absorción que puede operar produciendo agua caliente a 38°C como bomba de calor de doble efecto y COP_{BC} de 2.2 o agua caliente a 70°C con un COP_{BC} de 1.3 como bomba de calor *double-lift*. Para pasar de doble efecto a *double-lift* basta realizar el cambio de función de los dos componentes de media presión que pasan de condensador y generador a evaporador y absorbedor, respectivamente. Este cambio se realiza mediante un juego de válvulas adecuado. En la figura 1.6 se muestra el esquema del ciclo doble efecto/*double-lift* de este tipo.

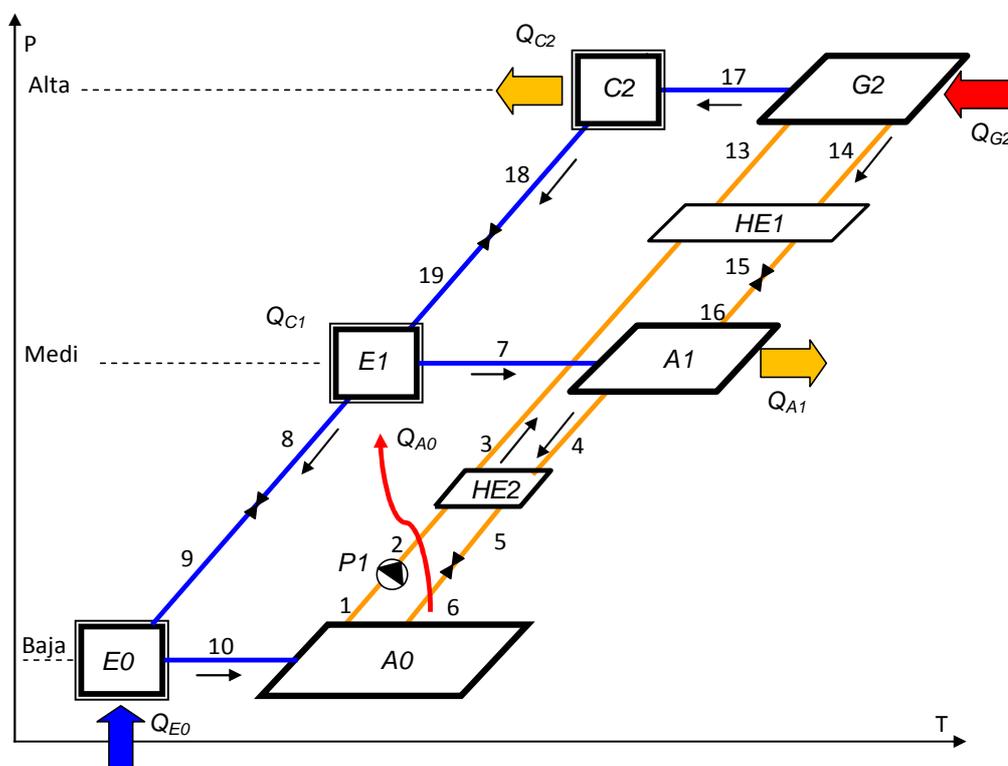


Figura 1.5 Ciclo de absorción *double-lift* para la producción de calor entre 70 y 100°C.

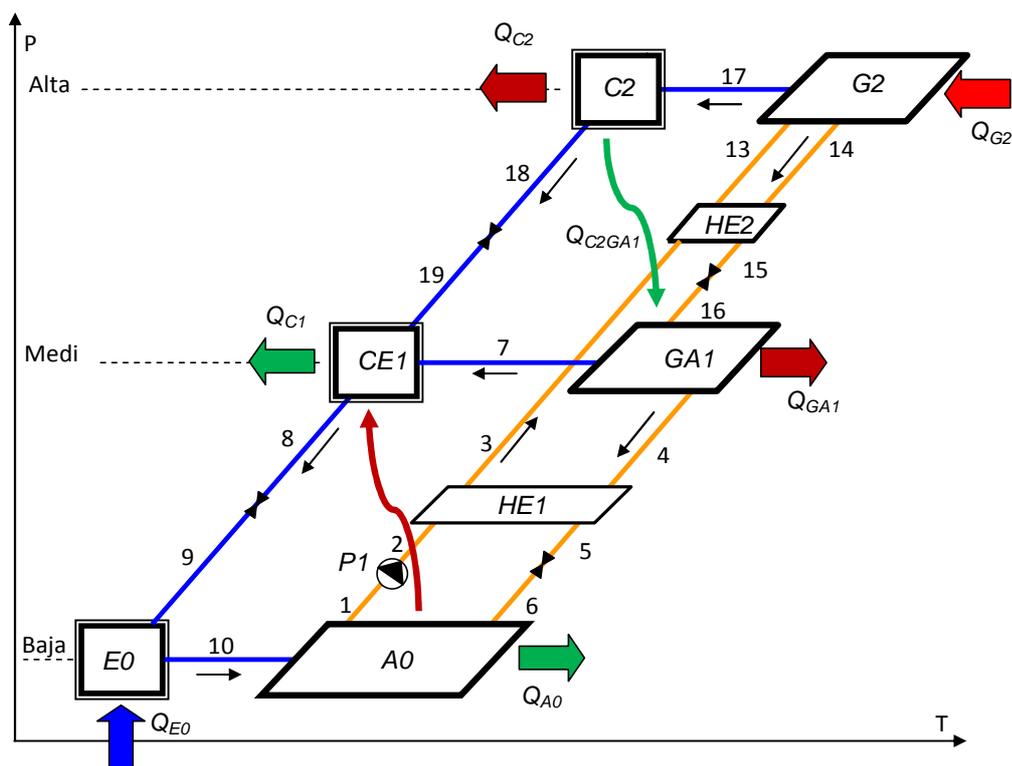


Figura 1.6 Ciclo de absorción de bomba de calor doble efecto/*double-lift*.

1.3 Desarrollo del prototipo de bomba de calor doble efecto/*double lift*

Se exponen a continuación los trabajos previos al diseño y construcción de la máquina de doble etapa que se estudiará en esta tesis, efectuados por el grupo del Profesor George Alefeld en Alemania. Mediante ensayos en laboratorio de una unidad experimental de bomba de calor por absorción de doble etapa de 10 kW de potencia de enfriamiento con los seis intercambiadores principales separados además de los dos intercambiadores solución-solución, (Greiter et al, 1989) se demostró que un mismo equipo de bomba de calor de doble etapa podía operar produciendo calor en modo *double-lift* (DL) y en modo doble efecto (DE). Se comprobó además la estabilidad del ciclo de *double-lift* y que los requerimientos para el sistema de control son los mismos que en modo doble efecto. Los parámetros controlados activamente en el prototipo de laboratorio fueron la temperatura de la solución a la salida del generador de alta presión y la temperatura interna a la salida del evaporador de baja presión.

Los resultados de estos primeros trabajos, mostraron que durante los ensayos cuando se cambiaba de modo DL a modo DE, se requerían apenas dos minutos para que la capacidad de enfriamiento del evaporador aumentase de 2 a 6 kW mientras que la estabilización de los parámetros internos y también del accionamiento requerían aproximadamente 20 minutos. Además, se comprobó que solo se requería efectuar controles activos adicionales sobre los circuitos externos de los fluidos caloportadores mientras que los parámetros internos se reajustaban por si solos.

Durante los ensayos en modo DL se obtuvieron COP_R de 0.26 aunque disminuyendo el salto de temperaturas entre el evaporador y la disipación (absorbedor de media presión y condensador de alta presión) el COP_R se incrementó hasta 0.34. En modo DL se alcanzó una capacidad de enfriamiento de 6kW accionando con 18 kW y obteniendo 24 kW de potencia térmica para calefacción.

Los resultados obtenidos del comportamiento a carga parcial de la bomba de calor fueron muy buenos solo con la modificación de los parámetros de los fluidos caloportadores externos. Como la eficiencia

aumenta cuando disminuye la relación en circulación de solución, se concluyó que era factible mejorar el comportamiento a carga parcial variando la velocidad de las bombas de solución.

En el marco de un proyecto de investigación posterior el grupo del Profesor Alefeld desarrolló, construyó y ensayó un prototipo de demostración de bomba de calor de doble etapa de 500 kW. La bomba de calor de este proyecto se utilizó en un proyecto de demostración para calefacción y deshumidificación de dependencias de un Museo de la Aviación de Oberschleheim/Múnich perteneciente al “*Deutches Museum*”. El prototipo fue construido por la empresa Entropie S.A. En este edificio, las temperaturas del agua caliente requeridas para calefacción en invierno fueron de 37°C para un sistema de suelo radiante y de unos 70°C para radiadores y agua caliente sanitaria (ACS). La fuente de calor a baja temperatura fue agua de la capa freática procedente de un pozo con una temperatura máxima en invierno de 8°C. El accionamiento térmico se realizó mediante una caldera a gas de agua caliente presurizada con una temperatura máxima de 168°C.

Las necesidades de calor y su distribución entre los dos niveles de temperatura mencionados variaban en función de la temperatura exterior. A temperaturas por encima de 15°C ya no se necesita calor para calefacción pero si para ACS. Por otro lado por debajo de 0°C la potencia térmica producida por la bomba de calor no es suficiente para cubrir la demanda total de calor, por lo que se dispuso de una caldera de condensación adicional, sin que afectase mucho al COP medio anual del sistema de calefacción ya que las horas acumuladas durante un año en dichas condiciones de temperatura no eran significativas. Normalmente en la zona donde se instaló se dan solo 40 días en el año con temperaturas exteriores inferiores a 0°C que es cuando se usaba la caldera de apoyo.

Así pues, si no se requería calor a alta temperatura la máquina operaba en modo DE con un COP_{BC} de 2.2, mientras que si no se requería calor a baja temperatura la máquina opera en modo DL puro desarrollando un COP_{BC} de 1.3. Cuando se requería simultáneamente calor a alta temperatura y a baja temperatura la máquina opera con valores de COP intermedios.

La zona de operación de la máquina diseñada estaba limitada por la máxima potencia del evaporador cuando opera en modo DE y por la máxima potencia de la caldera cuando opera en modo DL. La instalación trabajaba cerca de su punto óptimo cuando la máquina operaba cerca de la máxima potencia en el evaporador para muchos días del año, ya que el calor recuperado desde el agua de pozo es el beneficio energético que se obtiene. Esto se logra en épocas de invierno con temperaturas frecuentes por debajo de 5°C. En verano la planta se usó exclusivamente para deshumidificación como enfriadora de doble efecto, en cuyo caso la capacidad de enfriamiento del evaporador fue aprovechada para producir agua fría a 4°C. En este caso el pozo subterráneo se utilizaba como sumidero de calor para el absorbedor de baja presión y el condensador de media, con una temperatura de 12°C.

Durante los primeros ensayos experimentales se obtuvo para operación en modo DL un COP de 1.2, aumentando linealmente hasta un valor de 2.0 para operación en doble efecto, situándose la incertidumbre en la determinación del COP en aquellas determinaciones un valor absoluto de 0.33 aproximadamente.

Los valores del COP obtenidos fueron relativamente bajos a causa de que los intercambiadores de calor de solución no alcanzaron los valores de eficiencia para los que habían sido diseñados. Los coeficientes de transferencia de calor en los intercambiadores de calor solución-solución obtenidos en los primeros ensayos fueron de 360 y 260 W/m²K y si se lograba un aumento del 80% en ambos coeficientes era de esperar que el COP para DE aumente hasta cerca de 2.2 (Greiter et al, 1993).

Actualmente están en operación en Alemania 3 máquinas de absorción de doble etapa del tipo simple efecto/*double lift*. Dos de ellas producen aire acondicionado utilizando calor de los sistemas de calefacción de distrito en Berlín y Düsseldorf y la tercera se acopla al sistema de cogeneración del aeropuerto de Múnich (Schweigler et al, 1999).

1.3.1 Descripción técnica del prototipo y sus componentes

El prototipo de demostración de bomba de calor se instaló en noviembre de 1992 y comenzó a operar en febrero del 1993 en las instalaciones del Museo de la Aviación en Oberschleheim/Múnich, donde estuvo en operación hasta el año 2001.

El prototipo consta de 3 conjuntos fundamentales que se pueden apreciar en la figura 1.7. El conjunto de alta presión y temperatura [1] se compone del generador de alta G2 y del condensador C2 integrados en una sola coraza. En el conjunto de media presión [2] se integran el generador G1 y el condensador C1 y en el de baja presión [3] el evaporador E0 y el absorbedor A0. Los valores de diseño de los coeficientes globales de transferencia de calor y las áreas de los diferentes intercambiadores se encuentran detallados en la tabla 1.2. En la parte inferior de la máquina se ubican los dos intercambiadores de calor de solución. La máquina tiene 4.6 m de longitud, 2.45 m de ancho, 2.82 m de altura y aproximadamente 10 toneladas de peso.



Figura 1.7 Fotografía del equipo en la que se aprecian los conjuntos de alta presión G2/C2 [1], media presión G1/C1 [2] y de baja presión E0/A0 [3].

La máquina se construyó de acuerdo a lo que se acostumbra en equipos convencionales de absorción, todos los componentes son del tipo carcasa y tubo, con las uniones totalmente soldadas para garantizar buena estanqueidad y conservación del vacío. Las bombas de circulación de solución utilizadas son del tipo sin sello, las válvulas son de diafragma, y la distribución de la solución se efectúa por medio de placas perforadas en los generadores y por medio de boquillas difusoras en el evaporador y absorbedor.

Durante la operación del equipo se generan gases no condensables que se acumulan en la zona de más baja presión de la enfriadora, es decir en el absorbedor. El vacío dentro del absorbedor se mantiene mediante un eyector que utiliza parte del flujo de la solución a la salida del absorbedor para aspirar los no condensables, separarlos de la solución mediante un flash y almacenarlos en un tanque. Posteriormente se los comprime mediante la introducción de solución en el tanque hasta una presión superior a la atmosférica y se los purga periódicamente.

Los materiales utilizados para la construcción de la máquina fueron principalmente acero al carbono (Acier E24), aleación de cobre y níquel CuNi 90/10 y también acero inoxidable (Inox316L). Los intercambiadores de alta presión, generador y condensador, fueron construidos completamente con CuNi, incluida la carcasa. También son de CuNi los tubos de los ocho intercambiadores de calor y todas las bandejas distribuidoras. Los distribuidores de condensado en el evaporador E0 y condensador evaporador CE1 son de acero inoxidable, así como las tuberías para el condensado. Las tuberías para la solución son en parte de cobre Níquel. Todo el resto fue construido de acero al carbono. En el

generador G2, generador absorbedor GA1 y absorbedor A0 se utilizaron tubos de 13.3mm de diámetro con superficies desarrolladas de forma piramidal para el resto de los componentes tubos comunes de 13.6mm de diámetro.

En la tabla 1.2 se detallan las características de los ocho componentes principales del prototipo. Se agrega además el coeficiente global de transmisión de calor calculado a partir de las mediciones efectuadas durante las primeras experiencias efectuadas en Alemania.

	Unidad	E0	A0	CE1	GA1	C2	G2	HEX1/ HEX2
Superficie	m ²	40.8	75.5	17.2	20.1	15.3	35	27.6
Tubos por paso		102	95	58	58	71	68	297
Numero de pasos		2	4	4	4	4	4	1
Largo de los tubo	m	3.98	3.98	1.48	1.72	1.07	2.58	3.7
Diámetro interior	mm	13.6	13.3	13.6	13.3	13.6	13.3	7
Distribución		Triang.	Triang.	Triang.	Triang.	Triang.	Triang.	Triang.
Caudal másico	kg/s	30/22	11.5	11.5	12.5	12.5	10.7	1.8
Pérdida de carga	mbar	380/220	150	160	190	90	130	10
Alfa	kW/m ² K	7.5/5.5	5.8	9.5	20	17	27	0.29/1.5
Número de Reynolds	x10 ³	20/15	15	26	60	50	85	0.30/0.46
Velocidad	m/s	2/1.5	0.9	1.4	1.5	1.2	1.1	
U Diseño	kW/m ² K	1.47	0.50	1.65/3.28	0.77/0.54	3.86	0.78	0.5
U Exper.	kW/m ² K	1.60	0.22	1.40/2.50	0.70/0.57	5	1.10	0.33/0.38

Tabla 1.2 Áreas y parámetros característicos de los distintos componentes de la planta.

Una máquina de absorción no necesita para la operación normal ninguna regulación de las temperaturas, presiones y caudales internos ya que esas magnitudes se establecen automáticamente en respuesta a las temperaturas y caudales de los fluidos caloportadores externos. El prototipo está equipado con sistemas de protección contra cristalización y congelamiento. Sistema de regulación de nivel en el G2 y en el G1.

Los valores del área de la superficie de intercambio y el coeficiente global de transferencia de calor de los intercambiadores de calor de solución tienen influencia directa en la eficiencia de la máquina. En este caso la máquina se diseñó con el objetivo de alcanzar un coeficiente global de 500 W/m²K, en los primeros ensayos efectuados en Alemania se obtuvo el valor de 240 W/m²K, posteriormente se los modificó introduciendo una varilla de cobre de 3.5 mm de diámetro en el interior de cada tubo para aumentar la velocidad y la turbulencia de la solución. Con esta modificación se alcanzaron valores de aproximadamente 380 W/m²K (Alefeld et al 1996).

1.4 Enfriadoras de absorción de simple/doble efecto

En el ZAE (Center for Applied Energy Research) de Bayern se desarrolló una enfriadora de simple y doble efecto para aire acondicionado y calefacción asistido con energía solar térmica con respaldo

mediante la combustión de gas; dicha enfriadora se instaló en un edificio de oficinas de Arnstorf, Alemania, y entró en operación en octubre del 2010. El prototipo se diseñó y construyó en base a una máquina convencional de simple efecto complementado con un generador de alta temperatura de llama directa y circulación de la solución en paralelo con dos bombas de solución. La utilización del calor de accionamiento suministrado por la combustión del gas en la etapa superior del ciclo mejora la eficiencia energética en comparación con las instalaciones de enfriamiento solar convencionales. Una novedosa ventaja es que esta enfriadora disipa el calor directamente a la atmósfera hasta 40°C, sin necesidad de torre de enfriamiento; por otro lado la desventaja es que produciría agua fría a 15°C, para aire acondicionado mediante techos fríos, sin posibilidad de deshumidificación. Durante el verano del 2011 fue ensayada para atender la demanda de aire acondicionado del edificio, cuando el sistema opera en modo simple efecto accionado únicamente con energía solar desarrolló un COP medio de cerca de 0.60. Cuando se la operó en modo doble efecto, accionada solo por gas, desarrolló un COP de entre 0.5 y 0.8. Estos valores no son satisfactorios y el sistema aún debe optimizarse.

También se efectuó una modelización detallada del sistema utilizando EES y Matlab, la que predijo una mejora importante de la eficiencia energética en comparación con los sistemas comerciales de aire acondicionado solar basados en máquinas de simple efecto. Se observó además que los costos de la instalación resultaron muy altos para competir con sistemas de calefacción y aire acondicionado convencionales (Riepl et al, 2009 y 2011).

1.5 Climatización solar con máquinas de absorción.

1.5.1 Antecedentes de máquinas de absorción asistidas con energía solar

Según Jakob (2009), vicepresidente de la “Green Chiller Association”, hasta el presente, en el mundo se ejecutaron entre 450 y 500 instalaciones de enfriamiento solar, de las cuales 400 están en Europa. Además el mercado del enfriamiento solar se desarrolla rápidamente en Europa: se ha incrementado entre el 50% y el 100% cada año durante los últimos cinco años. Particularmente en España, hasta el 2004, se instalaron el 27% de los sistemas de enfriamiento solar. En relación con el tipo de tecnología se observa que el 60% de estas instalaciones están basadas en máquinas de absorción.

En una revisión bibliográfica Srikinrin et al (2001) analizaron varios tipos de sistemas de refrigeración por absorción, fluidos de trabajo y mejoras introducidas en los procesos de absorción. En otra revisión anterior se reportaron las tendencias que podrían conducir a innovaciones en el diseño de colectores solares y máquinas de absorción para que se puedan conseguir sistemas de climatización solar competitivos que se utilicen ampliamente (Lamp y Ziegler, 1998).

Ravikumar et al (1998) realizaron un estudio exergético de una instalación con una máquina de refrigeración por absorción de doble efecto accionada mediante captadores solares parabólicos para detectar alternativas para mejorar las prestaciones de los sistemas y el diseño. Los resultados mostraron que la temperatura del colector solar tiene un efecto importante sobre las prestaciones y la eficiencia exergética del sistema.

Un estudio del efecto de los parámetros de diseño sobre las prestaciones de una enfriadora de doble efecto con circulación de la solución en serie y con H₂O/LiBr como fluido de trabajo concluyó que el COP aumenta con la eficiencia térmica de los intercambiadores de calor de solución y con la disminución de la relación de caudales de circulación de la solución. Concluyó, además que el área total de intercambio de calor de la planta disminuye al aumentar la eficiencia del intercambiador de baja (Xu et al, 1996).

Ziegler (2011) comparó el funcionamiento de una instalación de enfriamiento solar térmica basada en una máquina de absorción con otra de enfriamiento solar fotovoltaico con equipo de compresión observando que la aparición de plantas fotovoltaicas conectadas a la red de energía eléctrica volverá en muchos casos obsoleto al enfriamiento solar clásico. Concluyó también que las máquinas de absorción continuarán siendo convenientes cuando están integradas con sistemas de calefacción y con un diseño y estrategia de control que minimice la potencia eléctrica consumida por los equipos auxiliares.

1.5.2 Fracción solar mínima requerida por las diferentes tecnologías de enfriadoras por absorción.

En una instalación de enfriamiento solar el sector que demanda mayor inversión inicial es el campo de colectores solares y esta guarda relación directa con la cantidad de energía incidente sobre el campo de colectores. A los efectos de obtener una orientación acerca de las dimensiones relativas que deben tener los colectores vamos a estimar a continuación la energía solar incidente que necesitan los diferentes sistemas para consumir la misma cantidad de energía primaria no renovable que una instalación de referencia. Este análisis también proporciona una idea de la disminución de consumo de energía no renovable que se puede lograr con los diferentes sistemas de enfriamiento solar basados en máquinas de absorción.

El consumo específico de energía primaria por unidad de enfriamiento producido, denominado PER por sus iniciales en inglés (*Primary Energy Ratio*), es la cantidad de energía primaria requerida para extraer una unidad de energía desde la fuente fría. Cuanto menor sea su valor mejor será el sistema desde el punto de vista de ayudar a disminuir el consumo de fuentes de energía no renovables. Si designamos al consumo de energía primaria con PE y al enfriamiento asociado Q4, el PER queda expresado según la expresión

$$PER = \frac{PE}{Q4} \quad (1.4)$$

Este factor, cuando la máquina se acciona directamente, es aproximadamente igual a la inversa del COP_R, pero tiene la restricción de que la energía de accionamiento que se considera es toda la energía primaria consumida, no solamente la energía neta entregada a la máquina, sino también la asociada a los equipos auxiliares como bombas y ventiladores de toda la instalación.

1.5.2.1 Consumo específico de energía primaria de una enfriadora de compresión con accionamiento eléctrico

Como referencia para el análisis energético se eligió una instalación convencional constituida por una enfriadora de compresión accionada por un motor eléctrico y disipación de calor mediante torre de refrigeración con un COP_R de 3.5. Se supone además que debido al rendimiento de las centrales de generación de energía eléctrica, a las pérdidas de transmisión y a otras pérdidas varias, el rendimiento energético global es del 40% en la conversión energía primaria a energía eléctrica final. Con esta configuración de referencia, en la central se consumen 0.71 kJ de energía primaria por cada 1 kJ de enfriamiento (Figura 1.7); arrojando en consecuencia un PER igual a 0.71.

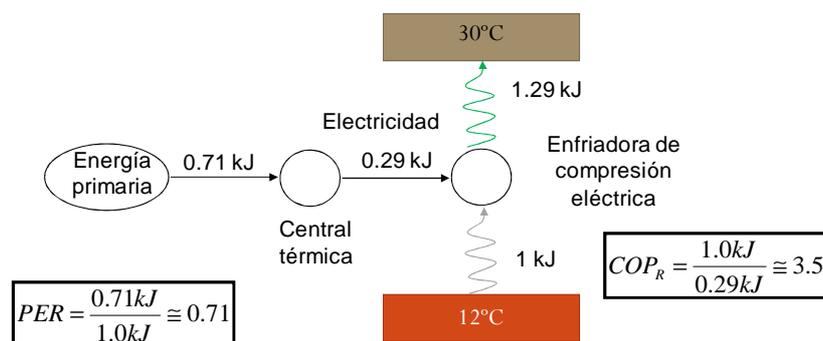


Figura 1.7 Flujos energéticos en una instalación basada en una enfriadora de compresión eléctrica

1.5.2.2 Instalación basada en una enfriadora de absorción de simple efecto

Muchas instalaciones demostrativas de climatización solar están basadas en equipos de refrigeración de absorción de simple efecto accionados mediante agua caliente a 90°C producida mediante captadores solares y en una caldera de agua caliente de gas natural como respaldo. Como parámetros

típicos de este tipo de instalación consideremos que la enfriadora desarrolla un COP_R de 0.7 y que la caldera tiene un rendimiento energético de 0.9. El consumo específico de energía primaria de esta instalación dependerá de cuanto enfriamiento se produce mediante energía solar y cuanto mediante la combustión de gas natural en la caldera. A los efectos de efectuar las comparaciones se representa en la figura 1.8, el caso en el que la instalación tiene el mismo PER que la instalación basada en la máquina de compresión mecánica de vapor, sin tener en cuenta los consumos eléctricos de los equipos auxiliares. Esta condición nos indica la proporción mínima de energía solar (Fracción Solar) que debe utilizar la instalación por cada unidad de energía primaria consumida. Para evaluar este concepto se define la fracción solar FS como la relación entre la energía térmica de procedencia solar (ES) y la energía térmica total de accionamiento requerida (constituida por el calor proveniente de la primaria Q_{PE} más la solar ES) (ecuación (1.5)). La fracción solar sería igual a la unidad cuando la instalación no consuma energía convencional y sería nula, por el contrario, cuando consuma solo energía convencional.

$$FS = \frac{ES}{ES + Q_{PE}} \quad (1.5)$$

Considerando igual magnitud de enfriamiento (1.0 kJ), la instalación basada en una enfriadora de absorción de simple efecto debería tener como mínimo un factor solar de 0.55 para igualar el consumo de una instalación convencional, con un factor solar menor consumiría más energía primaria que la convencional.

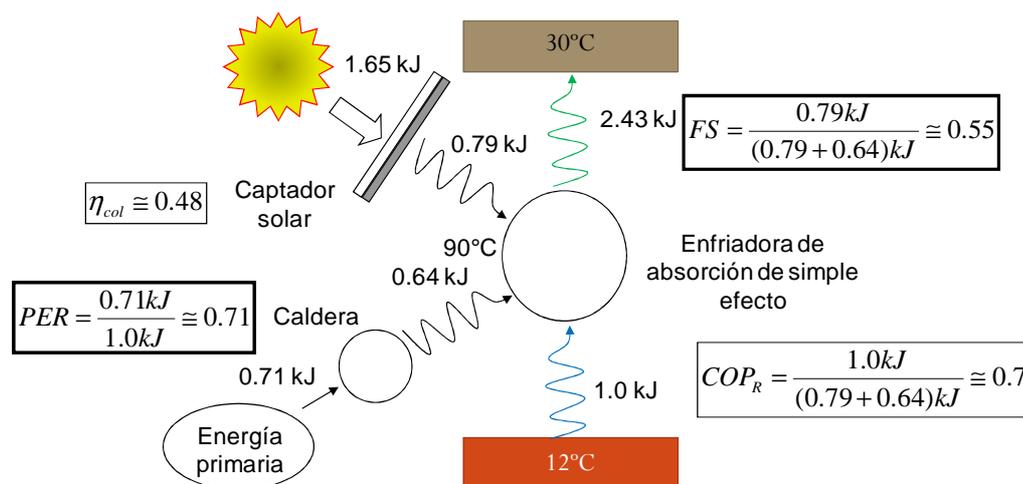


Figura 1.8 Flujos energéticos en una instalación solar basada en una enfriadora de absorción de simple efecto y una caldera de gas de apoyo.

1.5.2.3 Instalación basada en una enfriadora de absorción de doble efecto.

En la Figura 1.9 se esquematizan los flujos de energía en una instalación basada en una enfriadora de absorción de doble efecto, la que desarrolla un COP de aproximadamente 1.2 y se acciona a temperaturas cercanas a 170°C con energía solar y caldera de agua caliente con quemador de gas natural como respaldo. El accionamiento mediante energía solar de una enfriadora de absorción de doble efecto se debe realizar de forma indirecta mediante un fluido térmico como agua caliente presurizada, vapor de agua o aceite térmico. Aunque la mayoría de enfriadoras de doble efecto de pequeña potencia son de llama directa, algunos fabricantes están introduciendo en el mercado equipos que incorporan un intercambiador de calor para posibilitar su utilización en aplicaciones solares.

Se observa que para obtener el mismo PER que en los casos anteriores se necesitan solo que el 23% de la energía térmica proceda de la planta de solar que por otro lado deberá de ser de concentración, dada la temperatura requerida para la activación de la enfriadora de doble efecto.

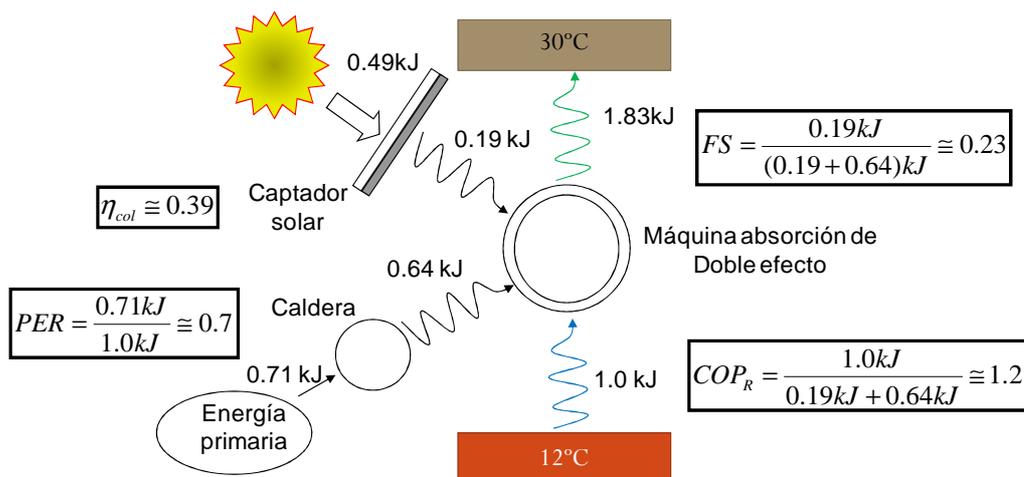


Figura 1.9 Flujos energéticos en una instalación basada en una máquina de absorción de doble efecto.

1.5.2.4 Instalación basada en una enfriadora de absorción de simple/doble efecto

En este caso se plantea una máquina de novedoso diseño que se puede accionar simultáneamente mediante dos circuitos de agua caliente a diferentes temperaturas: 90°C y 170°C. Entonces se acciona con calor solar a 90°C desarrollando un COP de 0.7 y como respaldo se utiliza calor producido mediante la combustión de gas natural a 170°C con un COP de 1.2.

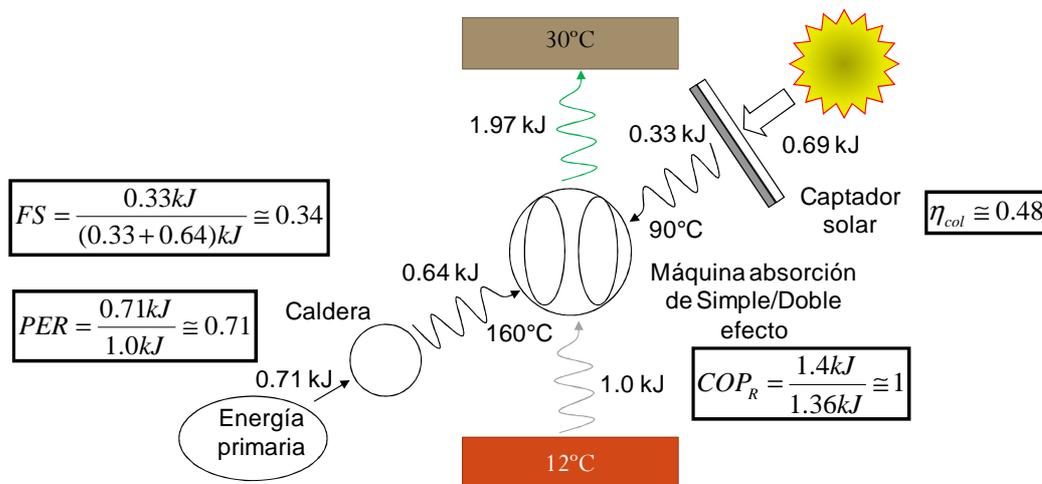


Figura 1.10 Flujos energéticos en una instalación basada en una máquina de absorción de accionamiento combinado simple/doble efecto.

Para alcanzar el mismo PER que el de las instalaciones anteriores en este caso la fracción solar mínima sería del 34% pero en este caso la energía térmica puede ser suministrada por los captadores de tubo de vacío. La máquina opera con un COP global de 1.03 consumiendo 0.33 kJ de calor solar por cada kJ de enfriamiento, Figura.

1.5.2.5 Comparación de las diferentes alternativas

En la Tabla 1.2 se resumen los principales parámetros energéticos globales para las instalaciones basadas en las siguientes alternativas: en una máquina de compresión mecánica de vapor CMV, en una máquina de absorción de simple efecto; en una de doble efecto, y en una de accionamiento combinado, simple/doble efecto. Todas las alternativas tienen el mismo consumo específico de energía primaria, que asciende a 0.71.

Para la producción del calor solar en los casos de la máquina de absorción de simple efecto y de la máquina de simple/doble efecto se pueden utilizar captadores solares de tubos de vacío (VITOSOL 300T), con un rendimiento óptico de 0.809; $C_1=1.37\text{W/m}^2\cdot\text{K}$, $C_2=0.0068\text{W/m}^2\cdot\text{K}^2$ y con una relación entre la superficie de absorción y la superficie bruta de 0.7 (Wiessman, 2011), los que desarrollan un rendimiento de aproximadamente el 48% para una temperatura de producción de agua caliente de 90°C , con una radiación de 800W/m^2 y una temperatura ambiente de 35°C . Por otra parte, para el caso de la máquina de absorción de doble efecto se puede utilizar, por ejemplo, un colector tipo CPC con tubos de vacío fabricados por Microtherm Energietechnik, Germany, con un rendimiento óptico $C_0=0.547$; $C_1=0.651\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ y $C_2=0.003\text{W/m}^2\cdot\text{K}^2$ (valores referidos al área bruta), los que desarrollan un rendimiento de aproximadamente el 39%, para una temperatura de producción de agua caliente de 160°C y para idénticas condiciones de radiación y temperatura ambiente que en el caso anterior (Brunold et al).

Al comparar la energía solar incidente sobre la planta solar necesaria para alcanzar el mismo PER, se observa que la instalación basada en una máquina de simple efecto necesitaría la mayor planta solar, cuya superficie ascendería a 2.4 veces la superficie de la planta solar de la instalación basada en una máquina de absorción de simple/doble efecto. También hay que hacer notar que la energía a disipar en la torre de enfriamiento es mucho mayor en el caso de la instalación basada en la máquina de SE que en los restantes casos. La única ventaja de la máquina de SE es que al operar a menor temperatura los captadores solares desarrollan una mayor eficiencia sobre todo para radiaciones medias y bajas; cabe acotar que esta ventaja es compartida con la máquina de simple efecto-doble efecto.

Las instalaciones basadas en máquinas de doble efecto y de simple/doble efecto presentan características similares; la energía solar incidente y el factor solar primario de ambas instalaciones son aproximadamente iguales con una leve ventaja para la de doble efecto. Por el contrario la instalación de doble efecto tiene el inconveniente de que toda la planta solar debe trabajar a cerca de 170°C y si bien los captadores pueden operar a dichas temperaturas se tendrá que optimizar el diseño para reducir las pérdidas térmicas, aumentando el aislamiento. También en ese caso se tendrá que recurrir a una instalación con un elevado volumen de aceite térmico o en su defecto a agua bajo una presión de aproximadamente 10 atm. También hay que hacer notar que al bajar la radiación el rendimiento de los captadores decae más rápidamente para altas temperaturas (170°C) que para temperaturas medias (90°C). Por esto último, un análisis detallado probablemente castigue más a una instalación de doble efecto con un factor solar mínimo más elevado y mayor superficie de captadores que el estimado aquí.

	PER	COP	Calor solar	Rend. captador	Energía solar incidente	Fracción solar	Energía a disipar
		-	kJ		kJ		kJ
CMV	0.71	3.50	-	-	-	-	1.29
SE		0.70	0.79	0.48	1.65	0.55	2.43
DE		1.20	0.19	0.39	0.49	0.23	1.83
SE-DE		1.03	0.33	0.48	0.69	0.34	1.97

Tabla 1.2 Comparación preliminar de flujos de energías en diferentes instalaciones de climatización

La máquina de simple efecto-doble efecto será en general más costosa, para las mismas prestaciones, que la de doble efecto debido a la necesidad de un intercambiador adicional, como se verá más adelante. Por el contrario, la planta solar para accionar la máquina de doble efecto será en general más cara que la necesaria para accionar la de simple efecto debido a las elevadas temperaturas de operación.

Albers et al, (2011) presentaron recientemente una novedosa manera de demostrar la importancia de la fracción solar en el ahorro de energía primaria de una instalación, teniendo en cuenta además la energía eléctrica necesaria para los equipos auxiliares de la instalación. Se supone, a groso modo, que

el consumo de energía eléctrica de los equipos auxiliares es directamente proporcional al calor disipado por la instalación, según la ecuación (1.6), donde N_a es el consumo eléctrico de los equipos auxiliares, n_a es un factor de proporcionalidad y $Q3$ es el calor disipado por la instalación.

$$N_a = n_a \cdot Q3 \quad (1.6)$$

Para poner en evidencia la conveniencia o no de una instalación, en función de la fracción solar, se relaciona el consumo específico de energía primaria de la instalación basada en una enfriadora por absorción PER_{abs} , con el de una enfriadora por compresión convencional, PER_{com} a este cociente se lo designa con el término Π y queda expresado en la ecuación (1.7), en función del rendimiento de la caldera de respaldo de la instalación por absorción (η_b), del rendimiento de la generación de energía eléctrica (η), de la eficiencia de la enfriadora por absorción (COP_{abs}), de la eficiencia de la enfriadora por compresión (COP_{com}) y de la fracción solar (F_s).

$$\Pi = \frac{PER_{abs}}{PER_{com}} = \frac{\eta_b \cdot COP_{abs}}{\eta \cdot COP_{com}} \cdot \frac{1 + n_a(1 + COP_{com})}{1 + n_a(1 + COP_{abs}) \cdot \frac{\eta_b}{\eta} - F_s} \quad (1.7)$$

En la Figura 1.11 se representó la relación de los consumos específicos de energía primaria, Π , para el caso de dos tipos de enfriadoras por absorción: una de simple efecto con COP igual a 0.7 y otra de doble efecto con COP igual a 1.2. Los demás parámetros para la Figura 1.11 están consignados en la tabla siguiente.

COP_{com}	η	$COP_{abs}(SE)$	$COP_{abs}(DE)$	η_b	n_a
3.5	0.4	0.7	1.2	0.9	0.05

Tabla 1.3 Valores de COP s y rendimientos utilizados en la comparación de PER.

En la figura 1.11 se observa que las enfriadoras por absorción de simple efecto disminuyen el consumo de energía primaria solamente si la instalación opera con un factor solar superior a 0.65, dicho en otras palabras, si la planta solar produce menos del 65% de la energía total de accionamiento, la instalación consume más energía primaria que una instalación convencional por compresión de vapor con accionamiento eléctrico para idénticas prestaciones. Una fracción solar del 65% implica gran superficie de la planta solar y también gran volumen de almacenamiento de energía, lo que en última instancia implica un elevado costo inicial. La situación cambia cuando se considera una instalación basada en una máquina de doble efecto con COP=1.2; en este caso la instalación resulta energéticamente competitiva con un fracción solar superior al 30%. Es necesario remarcar que en este análisis se comparan fracciones solares con la producción de calor de los colectores solares a distintas temperaturas, es decir no se considera que el rendimiento de los colectores decae con el aumento de temperatura de operación. Cuando se considera el consumo eléctrico de los auxiliares las fracciones solares mínimas aumentan aproximadamente un 10% con respecto a cuando no se consideran.

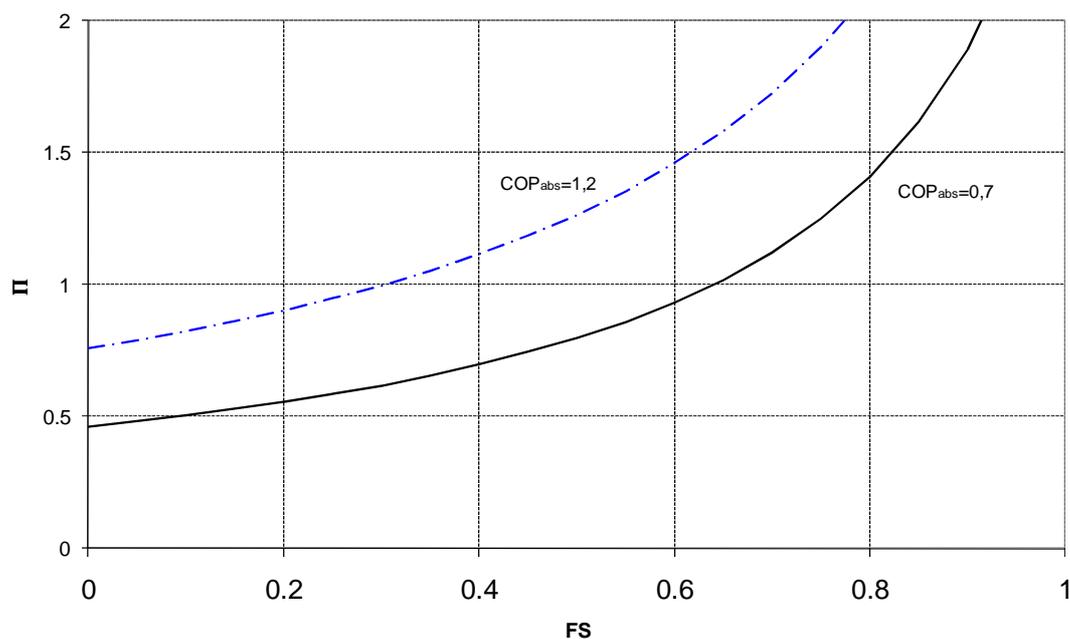


Figura 1.11 Relación de PER entre enfriadoras por absorción con apoyo solar y enfriadoras por compresión convencionales.

1.6 Justificación

Los problemas medioambientales causados por el incremento del uso de tecnologías energéticas contaminantes en el acondicionamiento de aire conducen a la búsqueda de alternativas amigables con el medio ambiente y formas más eficientes y racionales de aplicar las tecnologías convencionales.

Climatizar un edificio en verano aprovechando la energía solar para producir aire acondicionado ofrece atractivas ventajas. Un primer grupo de ventajas está relacionado con la naturaleza "inagotable y limpia" de la energía solar y en ese sentido las ventajas son compartidas con las demás energías renovables como pueden ser la biomasa, eólica, hidráulica, geotérmica y otras. Entre este primer grupo podemos citar la disminución de emisiones de CO₂, la posibilidad de su utilización en un marco de un desarrollo sostenible en el tiempo y la disminución de contaminación. Otras ventajas están basadas en la simultaneidad que existe entre la demanda de aire acondicionado y la oferta de radiación solar, tanto durante el día como durante el año, esto posibilita disminuir la necesidad de instalaciones de almacenamiento, maximizar la utilización de la superficie de captadores y disminuir el aporte de energía auxiliar, Figura 1.12.

La utilización de energía solar para accionar máquinas de absorción es una buena opción para reducir el consumo de hidrocarburos en la combustión. En el contexto europeo esta afirmación se aplica especialmente a los países del sur, donde esta energía renovable es abundante. Sin embargo, aun en este caso favorable el aporte solar tiene que ser auxiliado con un aporte convencional para asegurar la continuidad del servicio durante días nublados o durante la noche. Por ello el impacto ambiental causado por la climatización asistida con energía solar se correlaciona directamente con la fracción solar que se obtiene en el sistema completo. El uso de máquinas de doble efecto permite una reducción sustancial de la fracción solar necesaria para la misma reducción de consumo de energía primaria (Mendes et al, 1998).

Para mejorar la operación y el diseño de las máquinas térmicas es una ayuda valiosa disponer de modelos que permitan predecir su comportamiento. Por otro lado actualmente dentro del campo de la optimización del diseño de las máquinas térmicas se aplican metodologías como el análisis exergético (Izquierdo et al, 2000) y termo económico, la minimización de generación de entropía y la aplicación

del concepto de endorreversibilidad. Dichos métodos se están aplicando últimamente para obtener directrices que faciliten la optimización de enfriadoras de absorción de simple y doble efecto.

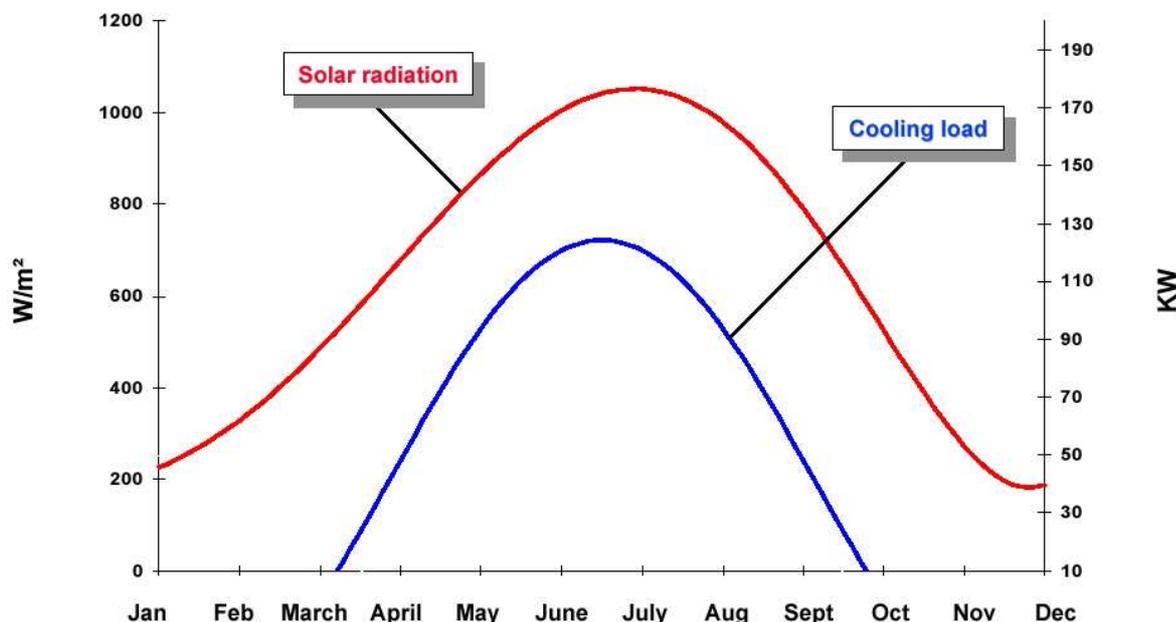


Figura 1.12 Correlación entre radiación solar y carga térmica (Koldehoff, 2004).

Uno de los principales obstáculos para la integración de la climatización por absorción en sistemas de energía térmica solar, es la dificultad de disponer de un sistema eficiente y con la flexibilidad suficiente para adaptarse a las condiciones de funcionamiento que exige la operación de una planta de climatización solar. La energía solar se caracteriza por su gran variación a lo largo del día y del año y por su baja densidad.

Las máquinas enfriadoras por absorción de agua/ bromuro de litio (H₂O/LiBr) de doble efecto proveen agua fría a aproximadamente 5°C desarrollando altos coeficientes de operación (COP) que alcanzan a 1.25, lo cual es una gran mejora en comparación con el COP de 0.7 que desarrolla una máquina de simple etapa. Por otro lado el ciclo *double lift* permite producir refrigeración a 4°C con un COP de 0.3 y simultáneamente calefacción a aproximadamente 70°C con un COP de 1.3 (Kern, 1989).

Una de las combinaciones más prometedoras es utilizar captadores solares para producir calor a temperaturas en el rango de los 80 a 170°C y utilizar ese calor a baja/media temperatura para accionar una máquina de absorción de H₂O-LiBr. Los ciclos de absorción comúnmente utilizados en aire acondicionado son los de simple efecto que necesitan temperaturas de accionamiento del orden de los 90°C y los de doble efecto que se accionan a temperaturas de hasta 170°C.

Las máquinas de simple efecto se pueden accionar con calor proveniente de captadores solares para media temperatura entre los que podemos citar a los colectores planos con superficies selectivas, los CPC y los de tubos de vacío. Sin embargo, cuando se necesita accionarlos con energía auxiliar, como por ejemplo con la combustión de gas natural se presenta el inconveniente de que se produce una enorme degradación de la energía y se tiene un consumo de energía primaria muy elevado en comparación con otros ciclos como los de compresión de vapor accionados por energía eléctrica.

Por otro lado los equipos de doble efecto desarrollan un COP más elevado, de aproximadamente 1.2 y son accionados a temperaturas de aproximadamente 170°C. Cuando estos equipos se accionan con gas natural ofrecen un consumo de energía primaria similar al de los de compresión de vapor. El inconveniente que se presenta es que se necesitan captadores solares muy costosos para poder alcanzar esas temperaturas.

Esta tesis se va a centrar en la utilización de una enfriadora de absorción de simple/doble efecto con accionamiento a distintas temperaturas: a 90°C proveniente de captadores solares planos (o eventualmente calor residual de proceso) y con calor a 160°C proveniente de una caldera. Esta enfriadora también puede utilizarse como bomba de calor para calefacción siendo accionada a 160°C mediante la misma caldera de gas natural.

1.7 Objetivos

El objetivo general de la tesis es realizar un estudio teórico-experimental del comportamiento de un prototipo de enfriadora de absorción de simple/doble efecto de LiBr/H₂O con accionamiento a dos temperaturas.

Los objetivos específicos son los siguientes:

- Desarrollo de modelos teóricos para estudiar la influencia de las temperaturas de las fuentes térmicas y la fracción solar en la eficiencia del sistema, así como la distribución óptima de las superficies de intercambio de calor.
- Modelización térmica detallada del prototipo operando como enfriadora y como bomba de calor.
- Cálculo del consumo energético de una instalación de climatización basada en el prototipo.
- Diseño, montaje y puesta a punto de la instalación para el ensayo del prototipo.
- Ensayo del prototipo en la instalación experimental.
- Desarrollo de una metodología para el tratamiento de datos experimentales adecuada para equipos de absorción, basado en técnicas de reconciliación de datos y detección de errores sistemáticos.
- Cálculo de las prestaciones del prototipo.

1.8 Estructura de la tesis

A efectos de exponer con claridad los contenidos, esta tesis se dividió en 6 capítulos y 2 anexos: introducción, justificación y objetivos, modelización de ciclos con doble accionamiento, simulación de una instalación, descripción de la instalación experimental y conclusiones.

En el capítulo 1 se presenta la problemática relacionada con el consumo de energía en la climatización de edificios y la situación actual de la refrigeración por absorción, profundizando en los sistemas basados en la mezcla H₂O-LiBr. Posteriormente se hace un análisis energético rápido de la combinación de diferentes tipos de máquinas de absorción con plantas solares y se los compara con los sistemas basados en compresión mecánica de vapor. Para finalizar se expone la justificación del trabajo y los objetivos del mismo.

A lo largo del capítulo 2 se desarrollan los modelos simplificados de las máquinas de absorción con doble accionamiento a distintas temperaturas. Se inicia con el modelo reversible que es el de menor complejidad, posteriormente se explica el modelo endorreversible y finalmente el modelo termodinámico. Se exponen además las prestaciones que predicen los diferentes modelos y sus posibles aplicaciones.

En el capítulo 3 se describe el prototipo de máquina de absorción, se desarrolla una modelización térmica de la misma y se exponen los resultados de un estudio energético que analizó la integración del prototipo con un edificio educativo concreto.

A continuación, dentro del capítulo 4, se describe el banco de ensayos utilizado para efectuar la experimentación con el prototipo, las caderas utilizadas para su accionamiento, la instrumentación utilizada y la operación de la instalación.

El procesamiento de los resultados experimentales aplicando la reconciliación de datos y la detección de errores sistemáticos se exponen en el capítulo 5, donde también se analizan los resultados obtenidos, planteados como variación de eficiencia con temperaturas de activación, parámetros internos de la máquina y efecto de la variación de la fracción solar en la potencia de enfriamiento.

Las conclusiones particulares obtenidas en la modelización, simulación energética de una instalación, ensayo experimental del prototipo y las conclusiones generales se exponen en el capítulo 6.

En el primer anexo se muestra el listado del programa utilizado para la simulación del ciclo y en el segundo anexo se encuentran los valores de todas las variables medidas en los diferentes ensayos, antes y después de someterlas al proceso de reconciliación de errores.

Capítulo 2

Modelización de sistemas de refrigeración térmica con accionamiento a dos temperaturas

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H2O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

2.1 Introducción

Las máquinas de refrigeración de absorción cuando están en servicio operan en condiciones que varían frecuentemente, dado que por ejemplo, las condiciones climáticas modifican la carga térmica del edificio y la temperatura de disipación de energía; la temperatura del depósito de almacenamiento de energía (fluido a baja temperatura) también cambia con la cantidad de energía almacenada y por último, en el caso de que se utilice accionamiento con energía solar, la potencia y temperatura también se tornarán muy variables.

Se pueden desarrollar diferentes modelos matemáticos de una enfriadora de absorción con accionamiento a dos temperaturas que permitan obtener aproximaciones de distinta exactitud al funcionamiento real de una máquina, pudiendo predecir con cierto grado de certeza el comportamiento de la máquina en diferentes condiciones de operación. Además pueden servir como herramienta para el diseño de nuevos equipos con prestaciones diferentes. Si el modelo está validado experimentalmente aumenta considerablemente el grado de certeza del mismo y también se pueden establecer con mayor precisión los errores inherentes al mismo. Cabe agregar que un modelo adecuado permite disminuir considerablemente el tiempo de experimentación y los recursos que ello insume.

El nivel de detalle de un modelo tiene relación con la complejidad y el campo de aplicación del mismo. Es así que los modelos con menor nivel de detalles son los más sencillos y de mayor generalidad. Al ir aumentando el nivel de detalle del modelo, va creciendo la dificultad para obtener una solución analítica y su aplicación se va restringiendo. Es necesario recalcar que al aumentar la complejidad del mismo aumenta también la exactitud con que el mismo reproduce el comportamiento real de la instalación.

En este capítulo se desarrollan tres modelos de la máquina a los cuales denominamos en concordancia con lo acostumbrado en la bibliografía, y que enumerados en orden de complejidad creciente son: reversible, endorreversible y termodinámico.

El modelo reversible es de gran generalidad, restringido solo a máquinas que se accionen con fuentes de energía térmica a dos temperaturas y solo da las eficiencias máximas ideales lo que se traduce en una orientación para las eficiencias reales. El modelo endorreversible considera las irreversibilidades asociadas a la transferencia de calor con las fuentes y sumideros de calor, y sirve como herramienta para el diseño al aportar una aproximación a la distribución de superficies de intercambio de calor entre los diferentes componentes. El modelo termodinámico considera las irreversibilidades internas de la máquina y reproduce fielmente el comportamiento de la misma a cargas parciales.

Por último el modelo térmico es muy específico y se aplica solo a máquinas de determinadas características constructivas, permitiendo estimar los parámetros termodinámicos en las diferentes partes del ciclo, el mismo se describe en el capítulo 3 junto con la simulación de una instalación.

2.2 Comportamiento del sistema reversible

El modelo general de la figura 2.1 corresponde a una enfriadora térmica con accionamiento mediante aporte de calor a dos temperaturas, y consta de tres máquinas térmicas reversibles que operan intercambiando calor con tres fuentes y un sumidero de calor, todos a distintas temperaturas. De estas 3 máquinas térmicas 2 producen trabajo (MT1 y MT2) y la tercera (MT3) consume dicho trabajo para transferir calor desde la fuente a temperatura T4 hasta el sumidero de calor a temperatura T3. El calor obtenido de la fuente a T1 representa al procedente de la combustión de algún combustible y es el que se utiliza generalmente como energía de apoyo o para cubrir puntas de consumo; el calor de la fuente a T2 representa por ejemplo a la energía térmica solar o al calor residual de algún proceso; la fuente a temperatura T4 es la correspondiente al medio que se desea enfriar y el sumidero de calor a T3 es el medio ambiente en el que se disipa el calor de la instalación a la temperatura intermedia.

El modelo reversible así obtenido es totalmente general ya que no tiene limitaciones relativas a fluidos, ciclos, presiones, concentraciones o flujos de calor. Los resultados que se obtienen se refieren a valores de COP máximos posibles de obtener para las temperaturas de las fuentes consideradas.

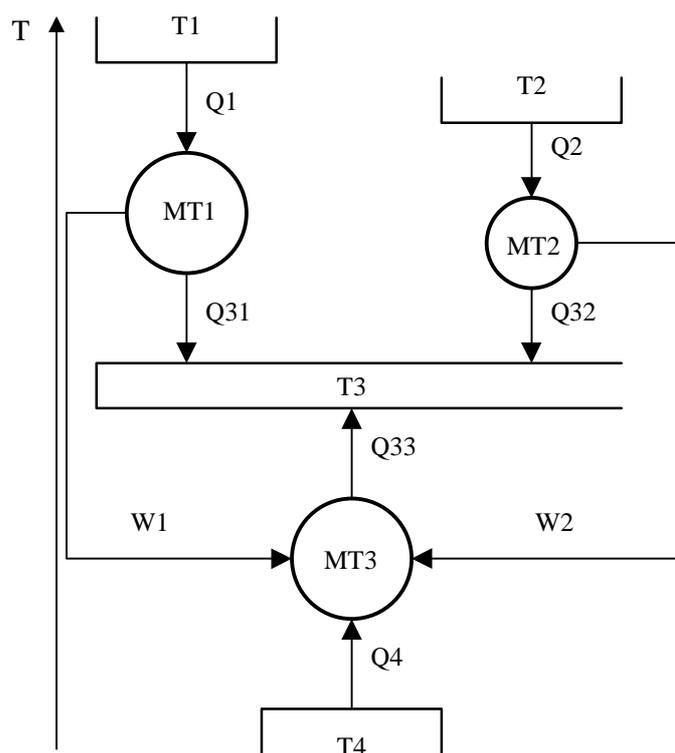


Figura 2.1 Sistema de refrigeración térmica reversible accionado con dos fuentes térmicas a diferentes temperaturas.

Para deducir el COP del sistema completo en función de las temperaturas de accionamiento solo se utiliza el principio de conservación de la energía y se asume que al ser las máquinas reversibles la generación de entropía es cero. Por otro lado es necesario introducir una variable que represente como se distribuye el aporte de calor de las fuentes térmicas en el accionamiento del ciclo, a esta variable la denominamos fracción solar F y se la define según la ecuación (2.1) como la fracción de energía térmica procedente de la fuente a menor temperatura (T_2) respecto del total suministrado.

$$F = \frac{Q_2}{Q_1 + Q_2} \quad (2.1)$$

Por otra parte si suponemos que los flujos de calor son positivos con los sentidos indicados en la Figura 2.1 el principio de conservación de la energía se expresa en la ecuación (2.2) y la generación de entropía igual a cero permite escribir la ecuación (2.3).

$$Q_1 + Q_2 + Q_4 = Q_{31} + Q_{32} + Q_{33} \quad (2.2)$$

$$\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} + \frac{Q_4}{T_4} = \frac{Q_{31} + Q_{32} + Q_{33}}{T_3} \quad (2.3)$$

Si definimos al COP del sistema como la relación del enfriamiento producido (Q_4) a la temperatura T_4 y el calor total utilizado (Q_1+Q_2) en el accionamiento se tiene la ecuación (2.4).

$$COP = \frac{Q_4}{Q_1 + Q_2} \quad (2.4)$$

Combinando las ecuaciones (2.1) a (2.3) en la ecuación (2.4) se obtiene el COP en función de las temperaturas y el aporte solar, siguiente

$$COP = \frac{T_4}{T_3 + T_4} \left[F \cdot \frac{T_2 - T_3}{T_2} + (1 - F) \cdot \frac{T_1 - T_3}{T_1} \right] \quad (2.5)$$

Esta expresión del COP se puede reescribir en función del COP del sistema de refrigeración ideal MF y del rendimiento ponderado de las máquinas térmicas MT1 y MT2 según la ecuación (2.6).

$$COP = \varepsilon_{MF} \cdot [F \cdot \eta_{MT2} + (1 - F) \eta_{MT1}] \quad (2.6)$$

2.2.1 Influencia de la fracción solar en el COP

En la Figura 2.2 se ha representado el COP del sistema de refrigeración térmico para las temperaturas: de accionamiento superior $T_1=160^\circ\text{C}$, de disipación $T_3=35^\circ\text{C}$ y fuente fría a $T_4=5^\circ\text{C}$. Las diferentes series corresponden a temperaturas inferiores de accionamiento de 80, 90 y 100°C . Se observa que de acuerdo a lo esperado cuando $F=0$ es decir para aporte de calor a la temperatura superior únicamente, todas las líneas coinciden en un COP de 2.7 al aumentar el aporte solar el COP disminuye hasta que en $F=1$ el COP se reduce por ejemplo hasta 1.18 para $T_2=80^\circ\text{C}$ y 1.40 para $T_2=90^\circ\text{C}$.

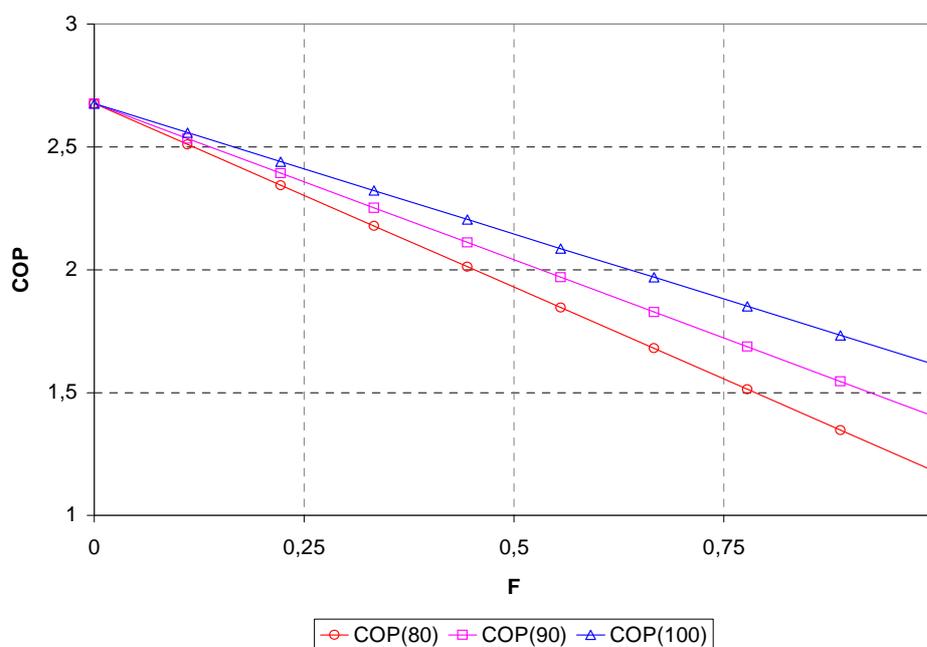


Figura 2.2. COP del sistema de refrigeración térmico con accionamiento a dos temperaturas en función de la fracción solar F para distintas temperaturas de la fuente de calor de accionamiento a baja temperatura: 80°C , 90°C y 100°C . Temperatura de enfriamiento: 5°C ; temperatura de disipación del calor: 35°C , temperatura de la fuente de calor a temperatura superior 160°C

2.2.2 Influencia de las temperaturas de accionamiento y disipación

Se efectuó un análisis de la influencia de las diferentes temperaturas exteriores y el factor de accionamiento (F) sobre el COP del sistema de refrigeración térmico con accionamiento a dos temperaturas. Los valores del COP obtenidos a partir de la ecuación (2.5) pueden considerarse como límites máximos y sirven como orientación respecto de posibilidades de optimización. Se obtuvo la variación del COP para un accionamiento total mediante la fuente de calor a alta temperatura ($F=0$), para un accionamiento compartido en partes iguales a alta y baja temperatura ($F=0.5$) y para un accionamiento total a baja temperatura ($F=1$). Cuando no eran la variable bajo análisis las temperaturas se mantuvieron constantes en los diferentes casos e iguales a una condición denominada

de referencia: temperatura de accionamiento superior (T_1) en 160°C, temperatura de accionamiento inferior (T_2) en 80°C, temperatura de disipación de energía (T_3) en 35°C y temperatura de enfriamiento (T_4) en 5°C.

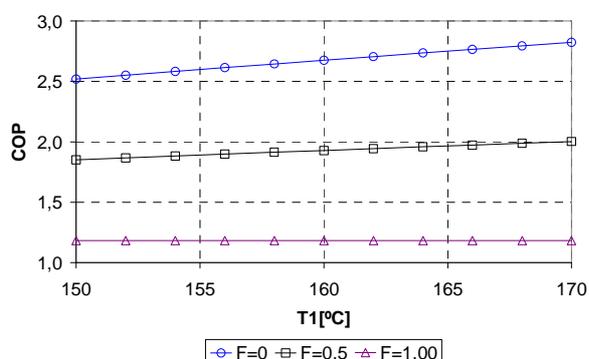


Figura 2.3 Variación del COP del sistema de refrigeración térmico ideal en función de la temperatura superior de accionamiento (T_1) para distintas fracciones solares (F)

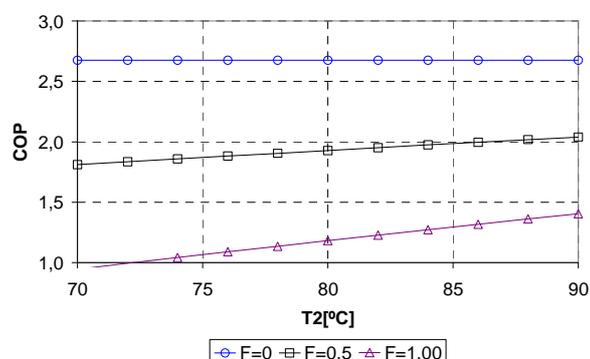


Figura 2.4 Variación del COP del sistema de refrigeración térmico ideal en función de la temperatura inferior de accionamiento (T_2) para distintas fracciones solares (F)

En las Figura 2.3 y Figura 2.4 se han representado los valores del COP obtenidos en función de la temperatura de la fuente de calor a temperatura superior, y de la temperatura inferior, respectivamente, para distintos valores de la fracción solar: $F=1$, 0.5 y 0. En dichos gráficos se observa la influencia de la fracción solar y el accionamiento a alta y baja temperatura sobre el COP; para las condiciones de referencia y un factor solar de 0.5 el COP mejora 0.008 por cada grado Celsius de aumento de la temperatura superior de accionamiento; mientras que se observa una mayor influencia de la temperatura inferior de accionamiento, que asciende a 0.011.

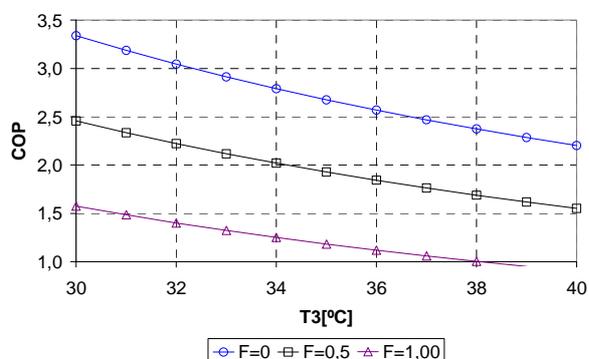


Figura 2.5 Variación del COP del sistema de refrigeración térmico ideal en función de la temperatura de disipación (T_3) para distintas fracciones solares (F)

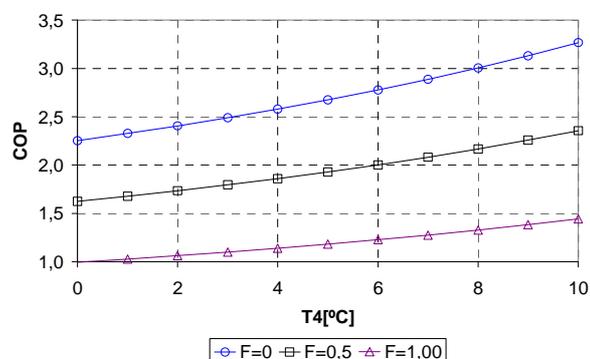


Figura 2.6 Variación del COP del sistema de refrigeración térmico ideal en función de la temperatura de enfriamiento (T_4) para distintas fracciones solares (F)

Si se analiza la influencia de la temperatura de disipación de calor (ligada estrechamente a las condiciones climáticas) se detecta que el COP decae en 0.091 por cada grado de aumento de temperatura, descendiendo, por ejemplo para el caso de $F=0.5$, desde 2.5 hasta prácticamente 1.5 para un aumento de T_3 desde 30°C hasta 40°C, Figura 2.5. Por otro lado el COP aumenta 0.073 por cada grado de aumento de temperatura de enfriamiento (Figura 2.6).

Comparando los diferentes efectos se observa que el modelo predice una importancia mucho mayor para la temperatura de disipación a la que le otorga una influencia de más de 10 veces que la de la temperatura de accionamiento a alta temperatura (0.091 contra 0.008).

Los resultados obtenidos con $F=0$ o $F=1$ (accionamiento a una sola temperatura) coinciden con los de un estudio previo (Abrahamsson, 1993) en el que también se analizan los ciclos de absorción pero

accionados con una sola fuente y disipando a dos sumideros de calor a temperaturas diferentes (absorbedor y condensador).

Para este modelo, las magnitudes de los flujos de calor no tienen relevancia y por ende el mismo no se puede predecir el comportamiento de una máquina a cargas parciales.

2.3 Modelo endorreversible del sistema de refrigeración térmico

Los modelos endorreversibles permiten efectuar análisis de una gran simplicidad y generalidad considerando las irreversibilidades producidas en los mayores intercambiadores de calor del sistema (Fellah A., et al 2004) debidos a la transferencia de calor de las fuentes de calor externas al sistema. Estos modelos se han utilizado ampliamente para estudiar la distribución de las superficies de intercambio de calor en máquinas de simple efecto (Bejan et al, 1995; Herold y Radermacher, 1990), también para predecir su comportamiento (Herold, 1999) y para efectuar análisis económicos (Ziegler, 1999).

Mediante el desarrollo del modelo endorreversible del sistema de refrigeración térmica con accionamiento a dos temperaturas se persigue determinar la distribución óptima de la conductancia térmica total y compararla posteriormente con la distribución real de la máquina. También se analiza el comportamiento del sistema de refrigeración térmico a carga parcial para distintas fracciones solares y por último se estudia la influencia de las temperaturas de activación y de disipación sobre el COP del sistema.

El modelo endorreversible se acerca más a la realidad que el reversible pues se consideran las diferencias de temperaturas necesarias para la transferencia de calor entre el sistema de refrigeración térmica y las fuentes de calor. Es decir se modelan intercambiadores de calor con superficie y coeficientes globales de transferencia de calor finitos mientras que internamente se siguen considerando procesos reversibles. Estas consideraciones permiten analizar el comportamiento del sistema considerando las diferencias de temperatura causantes de los flujos de calor y las áreas de los diferentes intercambiadores de calor. En consecuencia mediante este modelo se puede analizar el comportamiento del sistema a cargas parciales y la distribución de la superficie total de los intercambiadores de calor entre los componentes principales del sistema.

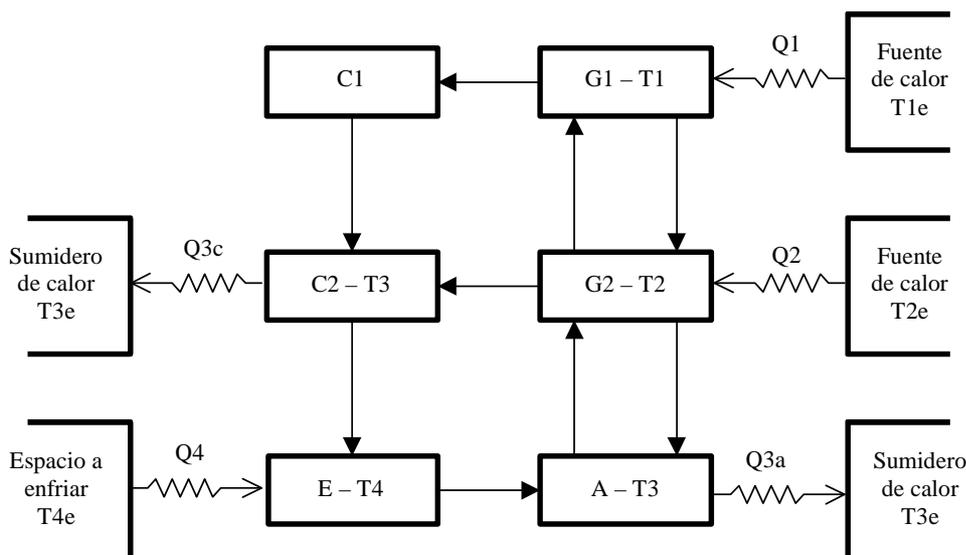


Figura 2.7 Esquema de la enfriadora de agua con las fuentes de calor

El sistema de refrigeración intercambia calor con cuatro fuentes de calor a diferentes temperaturas, aunque son cinco los componentes en los que se efectúa dicha transferencia de calor (Figura 2.7):

generador de alta presión G1, generador de media presión G2, condensador de media presión C₂, absorbedor A y evaporador E. Se efectúa la hipótesis adicional de que el absorbedor y el condensador de media presión operan a la misma temperatura T₃. A continuación se presentan las ecuaciones de transferencia de calor en dichos componentes

$$Q1 = U1 \cdot A1 \cdot (T1e - T1) \quad (2.7)$$

$$Q2 = U2 \cdot A2 \cdot (T2e - T2) \quad (2.8)$$

$$Q3a = U3a \cdot A3a \cdot (T3 - T3e) \quad (2.9)$$

$$Q3c = U3c \cdot A3c \cdot (T3 - T3e) \quad (2.10)$$

$$Q4 = U4 \cdot A4 \cdot (T4e - T4) \quad (2.11)$$

Debido a que el condensador (C2) y el absorbedor (A) trabajan con la misma diferencia de temperatura para el análisis se integró a ambos en un solo intercambiador con superficie igual a la suma de ambas (A3) y con un coeficiente global de transferencia de calor intermedio entre los valores del absorbedor y condensador (U3).

$$Q3 = U3 \cdot A3 \cdot (T3 - T3e) \quad (2.12)$$

$$A3 = A3a + A3c \quad (2.13)$$

$$Q3 = Q3a + Q3c \quad (2.14)$$

El sistema de ecuaciones resultante de la combinación del modelo reversible y de las ecuaciones de transferencia de calor se solucionó mediante el software EES (Engineering Equation Solver). Los resultados obtenidos son valores máximos y no tienen restricciones en cuanto a fluidos, presiones o configuración del ciclo. Debido a que no se consideran las pérdidas de calor ni las irreversibilidades internas como por ejemplo las diferencias de presiones, de temperatura o concentraciones los valores de eficiencia de las máquinas reales serán inferiores.

2.3.1 Distribución de las áreas de intercambio de calor

Con el fin de analizar cuál es la distribución óptima del inventario de intercambiadores de calor, se efectuó una optimización maximizando el COP del sistema de refrigeración. Se decidió estudiar la distribución de las superficies (A) en lugar de las conductancias térmicas (UA) porque cada superficie está asociada a un coeficiente global (U) diferente en función del componente del que se trate. Entonces si se quiere maximizar el coeficiente de operación (COP) para una potencia y un costo determinado, se debe fijar la superficie total en lugar de la conductancia térmica total. Por ejemplo, si se fija la conductancia térmica total podrían darse configuraciones de igual conductancia térmica total pero con diferentes áreas totales (diferentes costos) debido a que componentes con diferentes coeficientes globales recibieron diferentes conductancias térmicas. Se definieron 4 relaciones adimensionales de áreas (ecuación (2.16)) y se fijó el área total de los intercambiadores y los coeficientes globales de transmisión de calor según lo detallado en la Tabla 2.1.

$$At = A1 + A2 + A3 + A4 \quad (2.15)$$

$$\theta_i = \frac{A_i}{At} \quad i = 1, 2, \dots, 4 \quad (2.16)$$

	Sub.	Temperatura	Área de la superficie de intercambio de calor	U
		°C	m ²	kW/m ² .°C
Generador de alta	1	160	35	0.78
Generador de media	2	90	20.1	0.77
Absorbedor	3a	35	75.5	0.5
Condensador	3b	35	17.2	3.28
Evaporador	4	5	40.8	1.47

Tabla 2.1 Temperaturas de operación, superficies y coeficientes globales de intercambio de calor de los componentes del sistema de refrigeración térmico

La superficie total de los intercambiadores se fijó igual al área total del prototipo $A_t=186.7 \text{ m}^2$ y se efectuó la optimización de la relación θ_3 con el COP como función objetivo para una matriz de 900 elementos que resultaron de las combinaciones de 30 valores de θ_1 (entre 0.05 y 0.25) y 30 valores de θ_2 (entre 0.05 y 0.25). Para una carga térmica en el evaporador de 200 kW y una fracción solar $F=0.5$ se obtiene una superficie en función de las fracciones de áreas de los generadores representada en las figuras 2.8 y 2.9. Una fracción solar $F=0.5$ implica un accionamiento compartido en partes iguales entre las fuentes de calor de alta y baja temperatura.

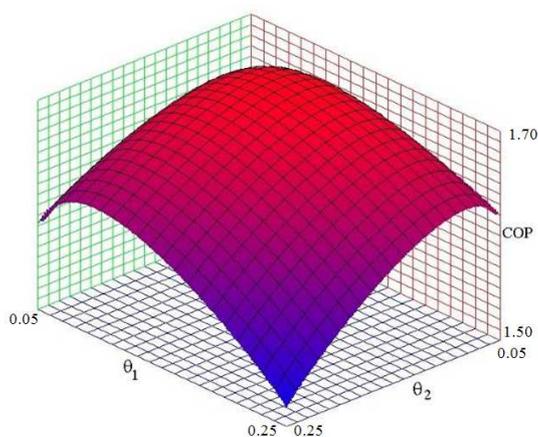


Figura 2.8 COP máximo en función de la distribución de áreas.

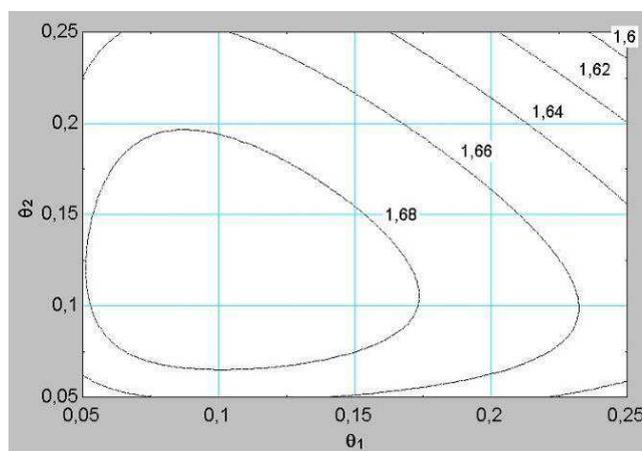


Figura 2.9 Isocóncas del COP en función de la distribución de áreas entre los generadores.

Para las condiciones expuestas, la distribución óptima de superficies se expone en la Tabla 2.2 obteniéndose para dicha distribución un COP máximo de 1.69. Si se compara el área óptima según el modelo endorreversible con el área real del prototipo se observa que el prototipo dispone de 14 m^2 más en los generadores, 13 m^2 más en la disipación de calor y 27 m^2 menos en el evaporador. Las diferencias de áreas están relacionadas con que el modelo endorreversible predice un COP del orden de 1.7 cuando el prototipo en iguales condiciones podría desarrollar un COP de 0.95 como máximo, esto hace que para una carga térmica dada en el evaporador se consuma más potencia en los generadores y por ende también que se disipe más calor.

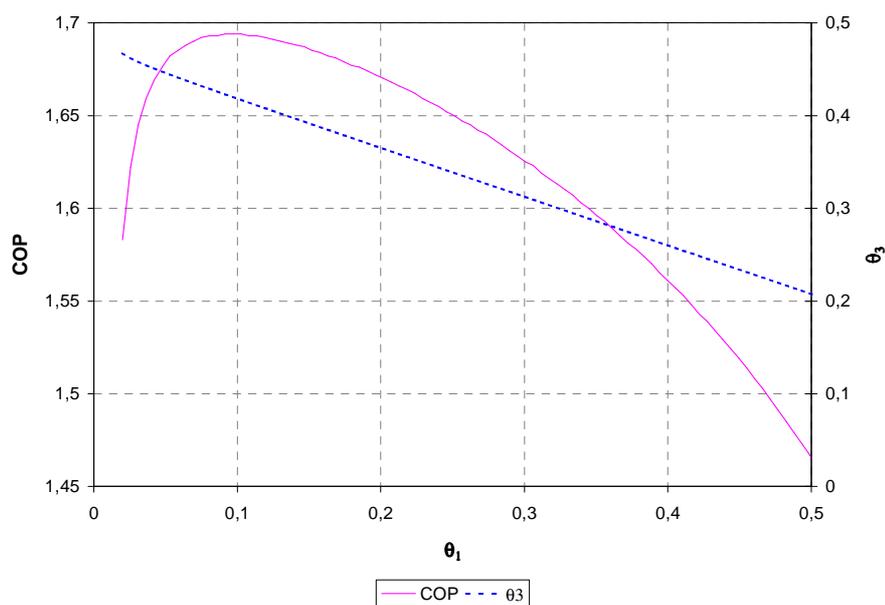


Figura 2.10 Variación del COP con la relación θ_1 y θ_3

En la Figura 2.10 puede observarse una sección de la superficie representada en la Figura 2.8, se tiene en detalle la curva que representa la variación del COP maximizado en función de θ_1 para un $\theta_2=0.12$. También está representado el valor de θ_3 que hace máximo al valor del COP.

Relación θ_i ($i=1, 4$)	$\theta(\text{optimo})$	Área (endor.)	Área (protot.)
		m ²	m ²
Generador de alta [θ_1]	0.0983	18.3	35
Generador de media [θ_2]	0.12	22.1	20.1
Absorbedor + Condensador [θ_3]	0.42	78.1	90.8
Evaporador [θ_4]	0.36	67.5	40.8

Tabla 2.2 Distribución óptima de áreas entre los componentes según el modelo endorreversible y área del prototipo.

2.3.2 Variación del COP del sistema de refrigeración a carga parcial

Se efectuó el análisis del COP del sistema de refrigeración térmico según el modelo endorreversible a carga parcial considerando las superficies de los intercambiadores de calor del prototipo y manteniendo constante los coeficientes globales de transferencia de calor. Las temperaturas de las diferentes fuentes se mantuvieron constantes e iguales a las del apartado anterior y se fueron modificando los flujos de calor en el accionamiento.

En la Figura 2.11 se observa la variación de la inversa del COP en función de la inversa de la carga en el evaporador para distintas fracciones solares. La curva de la izquierda para $F=0$ corresponde a operación con accionamiento a 160°C y la de la derecha para $F=1$ representa a la operación con accionamiento a 90°C. La carga térmica máxima en el evaporador disminuye con el aumento del

aporte solar mientras que el COP a carga máxima se mantiene aproximadamente constante en torno a 0.60.

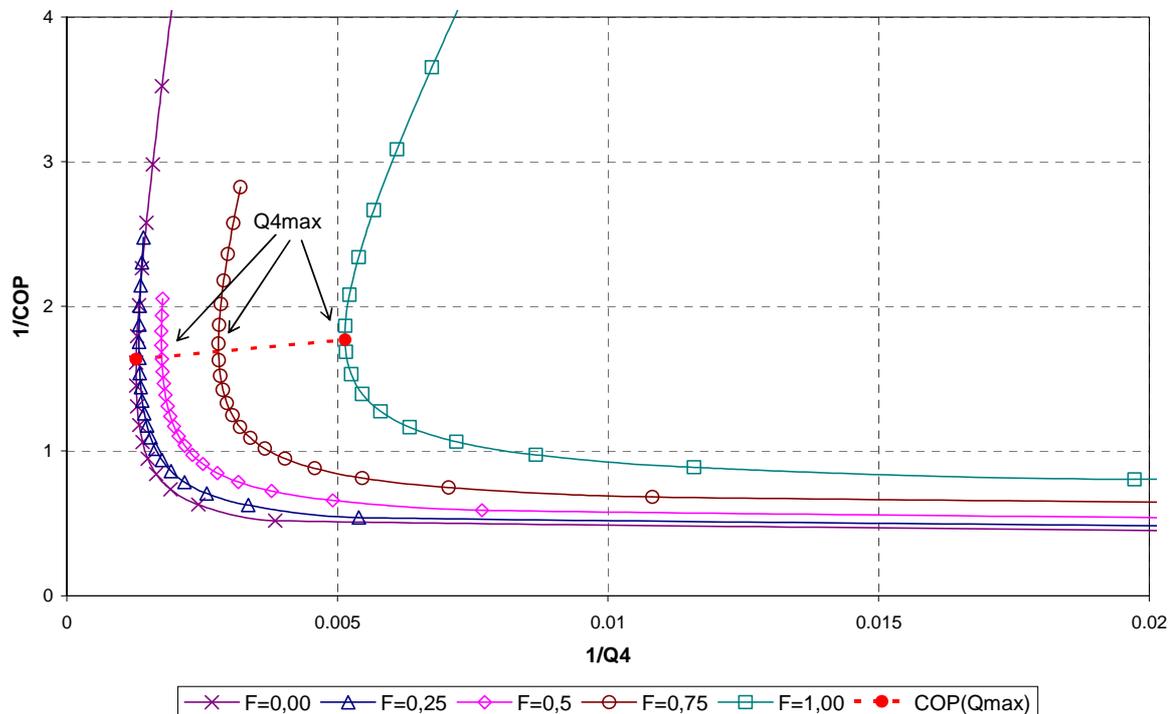


Figura 2.11 Curvas características del inverso del COP para distintas fracciones solares en función del inverso de la carga de refrigeración

A partir del punto de carga máxima las curvas presentan dos ramas diferentes, la superior en la que el COP disminuye rápidamente al disminuir la carga y la inferior donde el COP aumenta al disminuir la carga tendiendo al COP de una máquina reversible. La zona de utilización de la máquina corresponde a la rama inferior en un entorno cercano al de la carga máxima ya que la rama superior constituye una zona de operación inestable. En la zona de operación para una determinada fracción solar el COP aumenta al disminuir la carga de la máquina. Debido a las pérdidas de calor y a las irreversibilidades internas una máquina real presenta un COP máximo en una zona cercana al punto de carga máxima y posteriormente el COP disminuye gradualmente con la disminución de la carga térmica en el evaporador.

2.3.3 Influencia de las temperaturas de accionamiento y disipación en el COP

En muchos casos se puede elegir dentro de cierto rango la temperatura inferior de accionamiento, por ejemplo en el caso de una instalación solar se puede elevar la temperatura de producción de la planta solar a costa de un rendimiento menor, lo que se traduce en una menor producción de calor. No obstante, si mediante el accionamiento a mayor temperatura se consigue un aumento mayor en la eficiencia del sistema de refrigeración se podría mejorar la eficiencia en la operación global de la planta.

En la Figura 2.12 se muestra la variación del COP en función de la temperatura de accionamiento inferior para distintas fracciones solares (F). En dicho gráfico se observa que para el caso de una fracción solar de 0.75 al aumentar la temperatura de accionamiento de 80°C a 100°C el modelo predice un aumento en el COP del sistema de refrigeración de aproximadamente un 35% o lo que es equivalente a un aumento de poco menos del 2% por cada °C de aumento de temperatura. Basándonos en esto se puede deducir que será conveniente aumentar la temperatura de operación de la planta solar hasta el punto en que al aumentar 1°C su eficiencia disminuya más del 2%.

La temperatura de disipación para el caso de una instalación de aire acondicionado está condicionada por el clima del lugar geográfico considerado. Para el caso de las máquinas de H₂O/LiBr (que disipan el calor mediante una torre de enfriamiento) depende fundamentalmente de la temperatura ambiente y de la humedad del lugar. En la Figura 2.13 se representa el COP en función de la temperatura de disipación para diferentes aportes solares, y se observa que la pérdida de eficiencia al aumentar la temperatura de disipación es prácticamente independiente de la fracción solar que se considere y al aumentar 10°C la temperatura de disipación se observa una disminución de la eficiencia de aproximadamente el 60%.

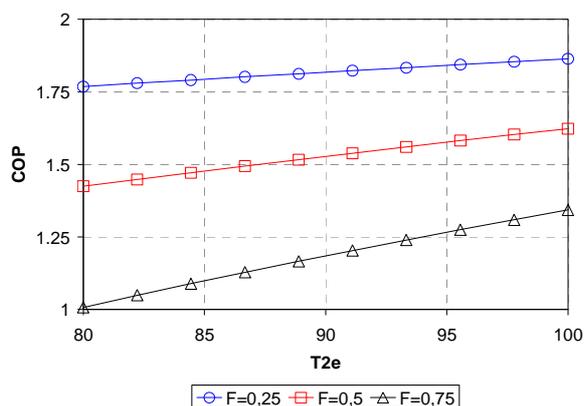


Figura 2.12 Variación del COP en función de la temperatura de accionamiento a baja temperatura (T2e) para distintas fracciones solares (F); la temperatura del frío producido es 5°C, la de disipación del calor 35°C y la temperatura de accionamiento superior 160°C

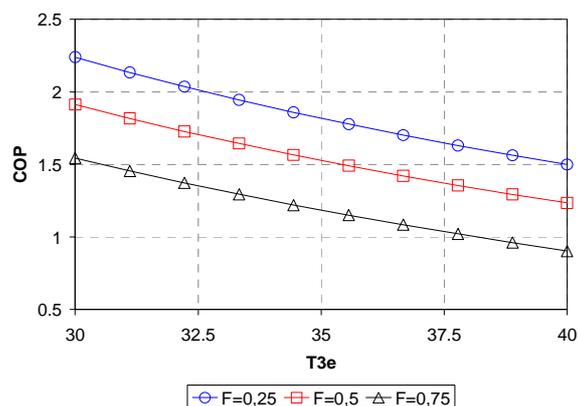


Figura 2.13 Variación del COP en función de la temperatura de disipación (T3e) para distintas fracciones solares (F), ídem figura adjunta

Se puede concluir que la determinación de la distribución óptima de las superficies de intercambio de calor maximizando el COP mediante el modelo endorreversible predice una mayor superficie para el evaporador y menor superficie a los generadores, condensador y absorbedor. Esto se debe a que como el modelo no considera las irreversibilidades internas se obtiene una eficiencia elevada lo que implica menor flujo de calor en los generadores y en la disipación de energía.

Al estudiar la característica del COP a carga parcial se observa que el modelo es capaz de predecir un valor máximo de carga térmica, aproximándose a la tendencia de la variación del COP en un entorno del punto de carga máxima.

El modelo también predice las tendencias en la variación del COP en función del aporte solar, la temperatura de accionamiento superior y la temperatura de disipación.

El modelo endorreversible puede servir como primera aproximación en la distribución del inventario de las superficies de intercambio de calor entre los diferentes componentes de la máquina y para obtener valores orientativos de las eficiencias máximas que se podrían obtener con un aporte solar determinado y una configuración específica del sistema.

2.4 Modelo termodinámico

Para una enfriadora por absorción de simple etapa de H₂O/LiBr, Ng et al(1999) desarrollaron un modelo termodinámico simple que considera las pérdidas que gobiernan su comportamiento y demostraron convincentemente a través de resultados experimentales la utilidad del modelado termodinámico en la optimización y en particular su bondad como una herramienta de evaluación posterior al diseño.

Mediante el desarrollo del modelo termodinámico de la enfriadora de agua de absorción de simple/doble efecto con activación a dos temperaturas se analizará el comportamiento de la máquina a carga parcial para distintas combinaciones del accionamiento a baja y alta temperatura. También se demostrará la aplicación del modelo para determinar la distribución óptima de la conductancia térmica total y se comparará esta con la distribución real del prototipo.

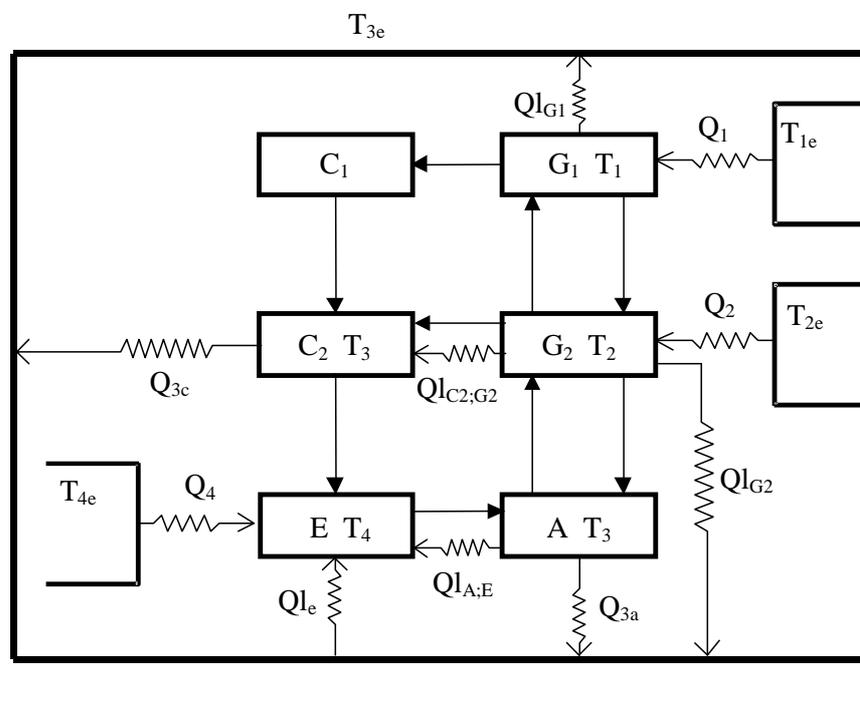


Figura 2.14 Esquema de los flujos de calor entre los componentes y de la máquina con las fuentes de calor.

El modelo se desarrolló aplicando la primera y segunda ley de la termodinámica junto con los principios básicos de transmisión de calor. Se considera que la máquina opera cíclicamente, en estado permanente y se desprecia la potencia mecánica que consumen las bombas. A diferencia de un modelo endorreversible que considera únicamente las irreversibilidades asociadas a los flujos de calor entre la máquina y las fuentes de calor, en este modelo termodinámico se evaluaron las pérdidas de calor de los componentes y el medio ambiente, los flujos de calor entre los componentes más cercanos y las entradas de calor desde el ambiente hacia el evaporador. También se tuvo en cuenta la generación de entropía debida a la transferencia de masa y calor en los generadores y en el absorbedor, las pérdidas de presión, y las expansiones. El modelo desarrollado es independiente del par de trabajo ya que las presiones, concentraciones, flujos, entalpías, etc. no intervienen en el análisis; aunque las temperaturas de las fuentes están adaptadas a una máquina de H₂O/LiBr de doble etapa.

Existen cinco flujos de calor fundamentales en la máquina (Figura 2.14) 2 en los accionamientos (generador de alta y baja), 2 en la disipación (absorbedor y condensador) y uno en el evaporador donde se produce el enfriamiento. Cada uno de estos flujos da lugar a una ecuación de transferencia de calor: desde la ecuación (2.5) a la ecuación (2.10).

Las pérdidas de calor más importantes son las que se producen desde los dos generadores de calor hacia el ambiente y se supone que la temperatura del ambiente es igual a la temperatura externa a la que disipan calor el absorbedor y el condensador ecuación (2.17) y ecuación (2.18). Por otra parte también existe una entrada de calor desde el ambiente hacia el evaporador ecuación (2.19).

$$Ql_{G1} = UA_1 \cdot (T_1 - T_{3e}) \quad (2.17)$$

$$Ql_{G2} = UA_2 \cdot (T_2 - T_{3e}) \quad (2.18)$$

$$Ql_e = UA_4 \cdot (T_{3e} - T_4) \quad (2.19)$$

donde: Ql_{G1} Flujo de calor perdido en el generador de alta
 Ql_{G2} Flujo de calor perdido en el generador de baja
 UA_i Coeficiente global de transferencia de calor en las pérdidas
 Ql_e Flujo de calor externo transferido al evaporador

Por último restan los flujos internos de calor, entre componentes que comparten una misma carcasa, de las que se consideran el flujo desde el generador de baja hacia el condensador (ecuación (2.20)) y desde el absorbedor hacia el evaporador (ecuación (2.21)):

$$Ql_{C2;G2} = UA_{12} \cdot (T_2 - T_3) \quad (2.20)$$

$$Ql_{A;E} = UA_{13} \cdot (T_3 - T_4) \quad (2.21)$$

donde: $Ql_{C2;G2}$ Pérdida de calor interna entre generador de baja y condensador
 $Ql_{A;E}$ Pérdida de calor interna entre absorbedor y evaporador
 UA_{i2}, UA_{i3} Coeficientes global en los flujos de calor desde el generador al condensador y desde el absorbedor al evaporador, respectivamente.

La aplicación del primer principio al conjunto de los seis componentes principales de la máquina de absorción se puede expresar como en la ecuación (2.22) y el balance de entropía corresponde a la ecuación (2.23) donde Δ_s representa la generación de entropía debido a las irreversibilidades internas de la máquina.

$$Q_1 - Ql_{G1} + Q_2 - Ql_{G2} - Q_{3A} + Ql_e + Q_4 - Q_{3C} = 0 \quad (2.22)$$

$$-\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Ql_{G1}}{T_1} - \frac{Q_2}{T_2} + \frac{Ql_{G2}}{T_2} + \frac{Ql_{C2;G2}}{T_2} - \frac{Ql_{C2;G2}}{T_3} + \frac{Q_{3A}}{T_3} + \frac{Ql_{A;E}}{T_3} - \frac{Ql_{A;E}}{T_4} - \frac{Ql_e}{T_4} - \frac{Q_4}{T_4} + \frac{Q_{3C}}{T_3} = \Delta_s \quad (2.23)$$

A efectos de diferenciar la operación en modo simple efecto del de doble efecto se utiliza el parámetro al que denominamos fracción de accionamiento (ecuación (2.1)) que corresponde a la fracción del calor total de accionamiento que se entrega a baja temperatura; así $F=1$ corresponde a la operación en modo simple efecto y $F=0.33$ aproximadamente a modo doble efecto y los valores intermedios a modo combinado. El factor $F=0.33$ se desprende de que en general, al operar en modo doble efecto puro, al entregar aproximadamente dos unidades de calor en el generador de alta, en el condensador (y también en el generador de baja) se transfiere 1 unidad de calor.

Las trece ecuaciones anteriores ecuación (2.1) más desde la ecuación (2.7) a la (2.11) y también desde la (2.17) a la (2.23) contienen 30 variables de las cuales se pueden fijar las 4 temperaturas exteriores, 5 coeficientes globales de transmisión de calor de los componentes principales, 5 coeficientes globales en las pérdidas de calor y para un determinado caso se conocen también la carga térmica y la fracción de accionamiento es decir un total de 16 constantes. Por ende el sistema queda con 1 grado de libertad para cada caso específico de funcionamiento. Una opción para reducir este grado de libertad es conocer la generación de entropía Δ_s , para ello se define el factor de irreversibilidad según la ecuación (2.24), (Chen et al 2002) que representa el cociente entre la suma de los aumentos de entropía y la suma de las disminuciones de entropía. Para un modelo endorreversible el factor de irreversibilidad es igual a la unidad además los coeficientes globales de transferencia de calor en las pérdidas son nulos.

$$I = \frac{\frac{Ql_{G1}}{T_1} + \frac{Ql_{G2}}{T_2} + \frac{Ql_{C2;G2}}{T_2} + \frac{Q_{3A}}{T_3} + \frac{Ql_{A;E}}{T_3} + \frac{Q_{3C}}{T_3}}{\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} + \frac{Ql_{C2;G2}}{T_3} + \frac{Ql_{A;E}}{T_4} + \frac{Ql_e}{T_4} + \frac{Q_4}{T_4}} \quad (2.24)$$

Combinando la ecuación (2.23) y la (2.24) se puede obtener la generación de entropía debido a las irreversibilidades internas de la máquina en función del grado de irreversibilidad (ecuación (2.25)).

$$\Delta_s = (I - 1) \cdot \left(\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} + \frac{Ql_{C2;G2}}{T_3} + \frac{Ql_{A;E}}{T_4} + \frac{Ql_e}{T_4} + \frac{Q_4}{T_4} \right) \quad (2.25)$$

El modelo desarrollado es muy simple de aplicar, se resuelve con facilidad con cualquier software apropiado, como por ejemplo el “*Engineering Equation Solver*” (EES). Se utilizaron los coeficientes globales de transmisión de calor de cada componente del prototipo obtenidos en la etapa de diseño (Alefeld et al, 1995); los coeficientes globales de transmisión de calor para las pérdidas y las entradas de calor hacia el evaporador se estimaron para cada caso considerando el aislamiento empleado en la máquina y el área de intercambio de calor. Dichos valores se resumen en la Tabla 2.3, junto con las temperaturas de entrada de los flujos exteriores en los diferentes componentes.

Parámetro	Unidad	Valor	Parámetro	Unidad	Valor
UA ₁	kW/K	0.161	T1e	°C	170
UA ₂	kW/K	0.161	T2e	°C	90
UA ₄	kW/K	0.471	T3e	°C	30
UA _{i2}	kW/K	0.030	T4e	°C	12
UA _{i3}	kW/K	0.240			

Tabla 2.3 Parámetros utilizados en la solución del modelo termodinámico

Una vez fijados todos estos parámetros se calculó el factor de irreversibilidad en función de los valores de COP que desarrollan las máquinas de doble efecto comerciales a su potencia nominal. Para este caso corresponde un COP de aproximadamente 1.2 a 200 kW de potencia de enfriamiento, lo que nos permitió determinar un factor de irreversibilidad de 1.026; valor que es levemente inferior al utilizado por Chen et al(2002).

2.4.1 Solución analítica

Como alternativa a la solución numérica mediante el EES, el sistema de ecuaciones también se puede resolver algebraicamente, encontrando una relación entre el COP, las temperaturas de los componentes, la generación de entropía y los flujos de calor internos intercambiados entre componentes.

Definimos Q_3 , el calor disipado en la enfriadora como la suma de los calores disipados en el absorbedor Q_{3a} y en el condensador Q_{3c} :

$$Q_3 = Q_{3c} + Q_{3a} \quad (2.26)$$

Sustituyendo ahora la ecuación (2.26) en la (2.22) y despejando Q_3 :

$$Q_3 = Q_1 - Q'_{g1} + Q_2 - Q'_{g2} + Q'_e + Q_4 \quad (2.27)$$

Sustituyendo ahora la ecuación (2.26) en la (2.23) y despejando Q_3

$$Q_3 = T_3 \cdot \left[\frac{Q_1}{T_1} - \frac{Q'_{g1}}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} - \frac{Q'_{g2}}{T_2} + \frac{Q'_{c2;g2}}{T_3} - \frac{Q'_{c2;g2}}{T_2} - \frac{Q'_{a-e}}{T_3} + \frac{Q'_{a-e}}{T_4} + \frac{Q_4}{T_4} + \frac{Q'_e}{T_4} + \Delta S \right] \quad (2.28)$$

Igualamos la ecuación (2.27) y la (2.28):

$$Q_1 + Q_2 - Q'_{g1} + Q_4 - Q'_{g2} + Q'_e = \frac{T_3 \cdot Q_1}{T_1} + \frac{T_3 \cdot Q_2}{T_2} + T_3 \cdot \left[-\frac{Q'_{g1}}{T_1} - \frac{Q'_{g2}}{T_2} - \frac{Q'_{c2;g2}}{T_2} + \frac{Q'_{c2;g2}}{T_3} - \frac{Q'_{a-e}}{T_3} + \frac{Q'_{a-e}}{T_4} + \frac{Q'_e}{T_4} + \frac{Q_4}{T_4} + \Delta S \right] \quad (2.29)$$

Definimos Q_g como:

$$Q_g = Q_1 + Q_2 \quad (2.30)$$

Sustituyendo la (2.30) y la (2.1) en la (2.29) y despejando Q_g nos queda:

$$Q_g = \frac{Q_4 \cdot \left(\frac{1}{T_4} - \frac{1}{T_3} \right) + \Delta S + Q'_{a-e} \cdot \left(\frac{1}{T_4} - \frac{1}{T_3} \right) + Q'_{c2;g2} \cdot \left(\frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_2} \right) + Q'_e \cdot \left(\frac{1}{T_4} - \frac{1}{T_3} \right) + Q'_{g1} \cdot \left(\frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_1} \right) + Q'_{g2} \cdot \left(\frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_2} \right)}{F \cdot \left(\frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_2} \right) + (1-F) \cdot \left(\frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_1} \right)} \quad (2.31)$$

La inversa del COP queda:

$$\frac{1}{COP} = \frac{Q_g}{Q_4} \quad (2.32)$$

A continuación se sustituye Q_g de la ecuación (2.32) por la ecuación (2.31) y se obtiene la (2.33) que permite calcular el COP en función de la potencia de enfriamiento para ciertas temperaturas de operación y determinadas fugas de calor.

$$\frac{1}{COP} = \frac{\left(\frac{1}{T_4} - \frac{1}{T_3} \right) + \frac{\Delta S}{Q_4} + \frac{Q'_{a-e}}{Q_4} \cdot \left(\frac{1}{T_4} - \frac{1}{T_3} \right) + \frac{Q'_{c2;g2}}{Q_4} \cdot \left(\frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_2} \right) + \frac{Q'_e}{Q_4} \cdot \left(\frac{1}{T_4} - \frac{1}{T_3} \right) + \frac{Q'_{g1}}{Q_4} \cdot \left(\frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_1} \right) + \frac{Q'_{g2}}{Q_4} \cdot \left(\frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_2} \right)}{\frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_1} + F \cdot \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right)} \quad (2.33)$$

2.4.2 Distribución de las áreas de intercambio de calor

En el diseño de una máquina de absorción se presenta el problema de cómo asignar a cada intercambiador de calor una superficie acorde a la importancia de su función ya que algunos componentes tienen mayor influencia que otros sobre el COP o la capacidad frigorífica de la máquina. Originalmente para diseñar el prototipo se compararon, mediante un proceso iterativo, 80000 distribuciones de superficies diferentes y se seleccionó la que, desarrollando las prestaciones requeridas para el prototipo, tenía un área total menor.

El modelo termodinámico, al considerar los coeficientes globales de transferencia de calor y las áreas de los intercambiadores, permite efectuar optimizaciones de la distribución de áreas o de la conductancia de calor de la máquina en función, por ejemplo, del COP o de la potencia de la máquina. En este análisis se optimiza la distribución de áreas de la máquina eligiendo como función objetivo a maximizar el COP. Se eligió el COP porque es el parámetro que se relaciona inversamente con el consumo de energía primaria y las emisiones de CO₂ para una prestación de climatización definida. En función del área total A_t (2.15), se definieron cuatro relaciones adimensionales de áreas θ_i , expresadas en la (2.16). Se dejó constante el área total de los intercambiadores de calor y los coeficientes globales de transmisión de calor según lo detallado en la Tabla 2.1.

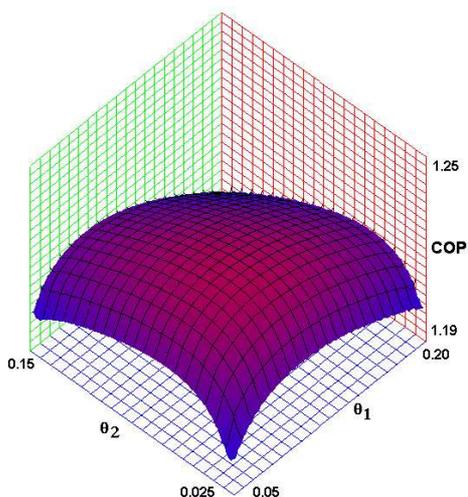


Figura 2.15 Optimización del COP en función de la distribución de áreas.

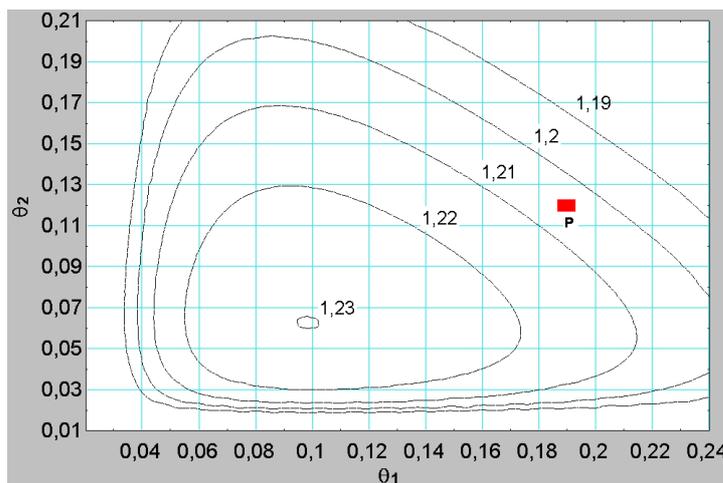


Figura 2.16 Isolneas del COP en función de la distribución de áreas de los generadores.

La superficie total de los intercambiadores se fijó igual al área total del prototipo $A_t=186.7 \text{ m}^2$ y se efectuó la optimización de la relación θ_3 (absorbedor/condensador) con el COP como función objetivo para una malla de 1600 puntos que resultaron de las combinaciones de 40 valores de θ_1 (entre 0.03 y 0.24) y 40 valores de θ_2 (entre 0.01 y 0.21). Para una carga térmica en el evaporador de 200kW y una fracción de accionamiento $F=0.33$, se obtiene una superficie en función de las fracciones de áreas de los generadores representada en las Figura 2.15 y Figura 2.16. En estas figuras se observa que existe un COP máximo de 1.23 para $\theta_1=0.10$ y $\theta_2=0.065$. En la Figura 2.17 se observa en detalle una sección de la superficie representada en la Figura 2.15 la curva en línea continua representa la variación del COP maximizado en función de θ_1 para un $\theta_2=0.065$. También se representó el valor de θ_3 que hace máximo al COP para los valores correspondientes de θ_1 y θ_2 , para $\theta_1=0.10$ se obtiene $\theta_3=0.53$ y un COP=1.23.

	U	Área (protot.)	Área (óptima)	θ (óptimo)
	kW/m ² °C	m ²	m ²	
Generador de alta [θ_1]	0.78	35.0	18.67	0.100
Generador de media [θ_2]	0.77	20.1	12.14	0.065
Absorbedor / Condensador [θ_3]	0.50/3.86	75.5/15.3	98.95	0.530
Evaporador [θ_4]	1.47	40.8	56.94	0.305

Tabla 2.4 Distribución óptima de áreas según modelo termodinámico y área del prototipo.

Para las condiciones expuestas la distribución óptima de superficies se expone en la Tabla 2.4 obteniéndose para dicha distribución un COP máximo de 1.23. Si se compara el área óptima según el modelo termodinámico con el área real del prototipo se observa que el modelo asigna 25m² menos a los generadores y los redistribuye entre el evaporador, condensador y absorbedor. También se observa que la distribución de superficies del prototipo, indicada con el punto P en la Figura 2.16, se encuentra cerca del máximo y en una posición conservadora, ya que con fracciones de áreas inferiores a las óptimas se produce un descenso muy pronunciado del COP, mientras que con fracciones mayores al óptimo (este es el caso del prototipo) el COP va disminuyendo con una pendiente moderada.

El modelo termodinámico considera las superficies finitas de los intercambiadores de calor, las pérdidas de calor hacia el exterior, los principales flujos de calor entre componentes y los efectos disipativos originados en procesos internos de mezcla, caídas de presión y demás irreversibilidades de la máquina de refrigeración por absorción. El modelo es muy simple de aplicar y representa fielmente las características fundamentales de una máquina de absorción. Predice la tendencia de la variación del COP a cargas parciales, exhibiendo un punto de eficiencia máxima y un punto de carga térmica máxima. Ajustando el grado de irreversibilidad se obtienen COP cercanos a los del prototipo. La distribución del área total entre los diferentes componentes indica que las áreas óptimas de los generadores son 25m² menores que las del prototipo y el evaporador óptimo debería ser 16 m² más grande obteniéndose un COP óptimo de 1.23.

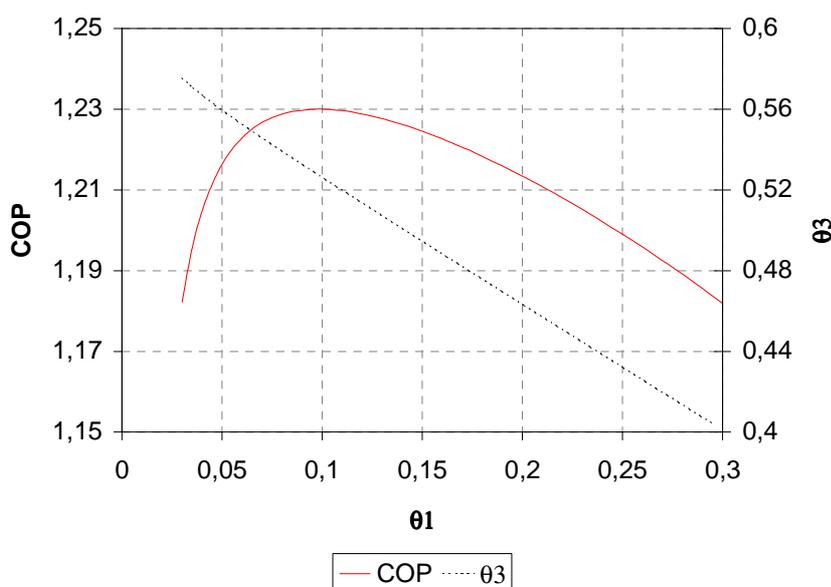


Figura 2.17 COP máximo y distribución de áreas óptima según el modelo termodinámico.

2.4.3 Variación del COP a carga parcial

Una enfriadora de agua, destinada a una instalación de aire acondicionado, debe producir solo una fracción de su carga térmica nominal durante gran parte de su funcionamiento. Esto se debe a que en primer lugar la carga térmica de un edificio es muy variable a lo largo del día y del año, en segundo lugar, la instalación de climatización se diseña para que sea capaz de cubrir la carga térmica máxima y por último, las posibilidades de almacenamiento están limitadas porque la diferencia de temperaturas entre la temperatura de confort y la de agua enfriada es de menos de 20°C. El análisis del COP se efectuó suponiendo que los coeficientes globales de transferencia de calor y la eficiencia de los intercambiadores se mantienen constantes. También se utilizaron las temperaturas, los caudales de operación nominales y las áreas de diseño de la enfriadora.

En la Figura 2.18 se observa la variación de la inversa del COP en función de la inversa de la carga en el evaporador para distintas fracciones de accionamiento. Las cinco curvas con marcadores corresponden a los resultados del modelo irreversible para fracciones de accionamiento F

comprendidas entre $F=0.33$ (doble efecto puro) y $F=1$ (simple efecto puro). La curva continua sin marcadores es la que se obtuvo mediante el modelo endorreversible, en el apartado anterior, considerando únicamente las conductancias térmicas en los intercambiadores de calor, es decir la diferencia finita de temperaturas necesarias para producir los 5 flujos de calor principales. A modo de referencia se representó también el COP máximo que podría desarrollar una enfriadora como es el caso de una máquina térmica reversible (Abrahamsson y Jernqvist, 1993) (recta punteada de valor constante).

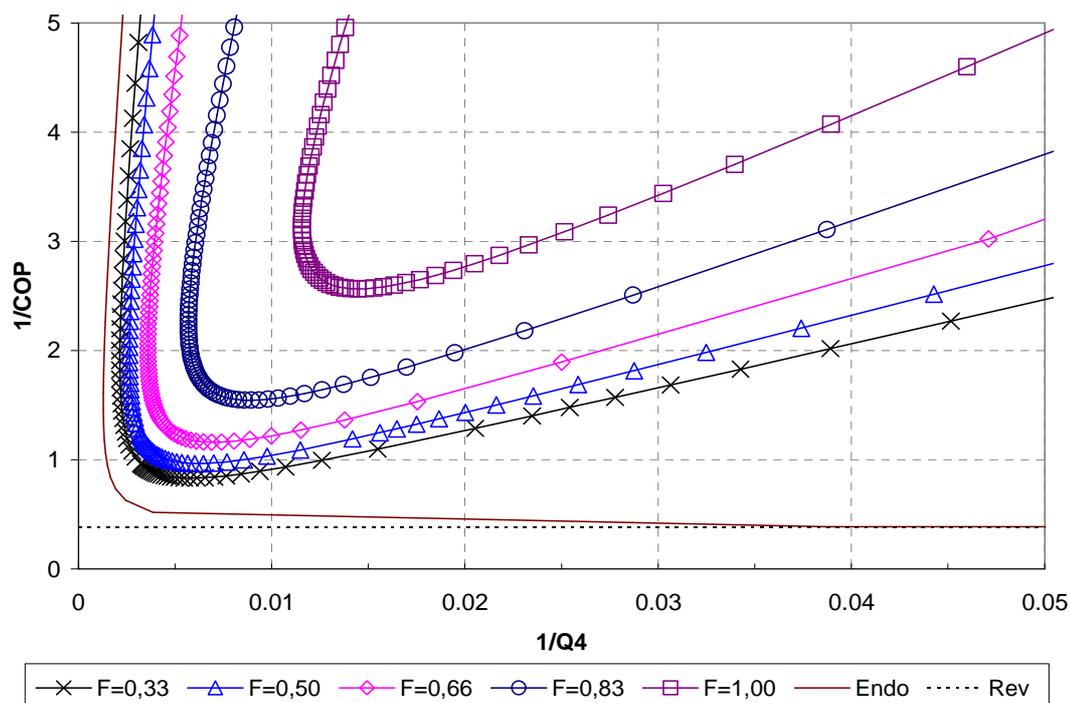


Figura 2.18 Curvas características para distintas fracciones solares y distintos modelos.

Se aprecia que el modelo irreversible reproduce fielmente la tendencia del comportamiento del prototipo, presentando un COP máximo (el mínimo de $1/COP$) y un Q_4 máximo (mínimo de $1/Q_4$). Para operación en modo doble efecto puro ($F=0.33$) se obtiene un COP máximo de 1.20 y para la carga nominal en el evaporador de 200 kW un COP de 1.19 valor muy próximo al que desarrollan las máquinas de doble efecto comerciales. A medida que aumenta la fracción solar las prestaciones de la máquina se deterioran pero al pasar de $F=0.83$ a $F=1$ (simple efecto puro) se observa un descenso muy pronunciado del COP. Esto se debe a que continúan las pérdidas de calor en el generador de alta presión y parte de la energía entregada en el generador de baja presión (a 90°C) se utiliza para bombear calor y disiparlo al ambiente a 160°C . Una conclusión importante de este análisis es que no es conveniente que la máquina opere con una fracción solar elevada (cercana a 1). En este caso conviene derivar el flujo de solución para que no circule por el generador de alta presión y circule en cambio solamente por el generador de baja y el absorbedor y la máquina opere en modo simple efecto puro.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H2O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

Capítulo 3

Modelización del Prototipo y Simulación

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H2O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

La simulación de una instalación permite conocer valores orientativos referidos al desempeño de la instalación en una ubicación geográfica específica a lo largo de un periodo prolongado. Por ejemplo se puede determinar aproximadamente la disminución en el consumo de combustible a lo largo de un año de operación en comparación con una instalación de características más convencionales. Para efectuar un estudio de este tipo hay que considerar, además de las características de la máquina en particular, los datos climáticos del sitio de emplazamiento, las particularidades del edificio a climatizar y las especificaciones de los equipos auxiliares.

Se efectuó el estudio para el emplazamiento del prototipo de bomba de calor, que fue descrito en el capítulo 1, en la ciudad de Tarragona en el sur de España, accionado mediante una caldera a 165°C y una planta solar de tubos al vacío; para climatizar un edificio destinado a laboratorios y despachos de un centro de investigación.

En el periodo comprendido entre mayo del 85 y julio del 95, el Insitut für Festkörperphysik und Technische Physik de la Technische Univesität München desarrolló y construyó el prototipo de bomba de calor por absorción con 500 kW de capacidad de calefacción, capaz de entregar cantidades variables de calor a dos niveles de temperatura (Alefeld et al 1986). Para esto utilizaba una fuente caliente constituida por agua líquida bajo presión a aproximadamente 165°C, provista por una caldera a gas y una fuente fría a una temperatura de aproximadamente 5°C, constituida por agua proveniente de una perforación subterránea. Para lograr un salto de temperaturas del orden de los 70°C se desarrolló un sistema en doble etapa. Las temperaturas a la que el sistema cedía calor fueron de aproximadamente 37°C para calefacción mediante suelo radiante y 70°C para radiadores convencionales. La bomba podía operar en la configuración doble efecto cediendo toda la energía a 37°C con COP de 2.2 o en doble lift cediendo toda la energía a 70°C con un COP de 1.3 o en cualquier combinación intermedia (Greiter et al 1993). También es factible utilizarla como enfriadora de agua para aire acondicionado lo que posibilita una extensa ocupación a lo largo de todo el año.

Dicho prototipo, con pequeñas modificaciones en un circuito exterior, es capaz de cubrir una carga térmica de 200 kW en refrigeración, durante el verano, y puede operar en modo doble efecto accionado con calor a 165°C, en modo simple efecto accionado con calor a 90°C o en modo combinado con un aporte de calor parcial a cada nivel de temperatura. En tal caso, el prototipo se accionará mediante agua a 90°C producida en una planta solar y en el caso en que con la producción de calor de la planta solar la máquina no alcance a satisfacer la carga térmica, se utilizará el accionamiento auxiliar mediante agua a 165°C producida en una caldera mediante la combustión de gas natural. Durante el invierno se utilizará el calor solar para cubrir la demanda de calefacción y en caso de no ser suficiente se usará como apoyo la máquina de absorción. En este caso la máquina operaría en modo doble lift, accionada con la caldera a 165°C y desarrollaría un COP de aproximadamente 1.3.

Los modelos expuestos en el capítulo anterior: reversibles, endorreversibles y termodinámicos son muy sencillos y generales pero no permiten un análisis profundo de las características internas del ciclo. Al no considerarse el ciclo ni la substancia de trabajo con ellos no se puede determinar los parámetros termodinámicos de los distintos estados de las substancias en el ciclo así como tampoco los caudales y tampoco limitaciones relativas a cristalización, etc. Asimismo existen procesos que no se consideran lo que dificulta que los resultados concuerden adecuadamente con la experiencia. A diferencia de los anteriores, el modelo térmico considera los detalles del ciclo, las características de la substancia de trabajo y permite un estudio más detallado del sistema.

En este capítulo se desarrollan modelos del funcionamiento del prototipo en modo combinado simple/doble efecto y en modo doble lift. Utilizando estos modelos integrados junto con la planta solar, el edificio, la caldera, la torre de enfriamiento y demás accesorios se evalúa la operación de la instalación en su conjunto a lo largo de todo un año; determinándose el ahorro en el consumo de energía primaria y la disminución en la emisiones asociados a sistemas de climatización.

3.1 Modelo térmico detallado en modo refrigeración simple doble efecto.

Los ciclos de absorción se estudian con facilidad con el auxilio de un diagrama presión-temperatura, con las escalas logarítmicas; en estos diagramas los estados con concentración constante se representan con rectas de pendiente positivas y los cambios de fase de sustancias simples mediante puntos. En la Figura 3.1 se muestra un esquema del ciclo de absorción de doble efecto en un diagrama presión temperatura. Consta de 6 componentes fundamentales, distribuidos en tres niveles de presión diferentes, el condensador C2 y generador G2 en alta, el generador G1 y condensador C1 en media y por último el evaporador E0 y absorbedor A0 en baja presión. Dispone además de una bomba para circulación de la solución P y de 2 intercambiadores de calor para solución B1 y B2.

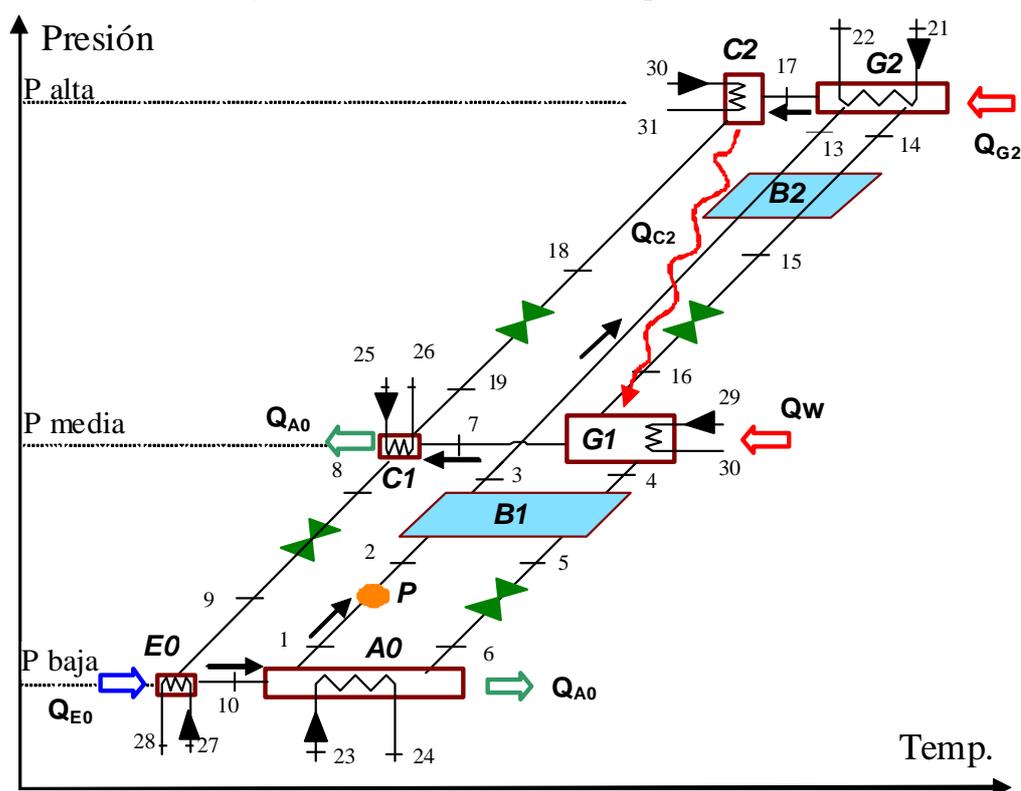


Figura 3.1 Ciclo de refrigeración por absorción de doble efecto en diagrama PTX de H₂O/LiBr

Las máquinas de doble efecto convencionales efectúan el intercambio de calor interno Q_{C2} entre el condensador C2 y el generador G1 condensando el vapor proveniente del generador G2 dentro de los tubos del generador G1; haciendo innecesario un condensador independiente C2. Estas máquinas son muy confiables y son ampliamente utilizadas como enfriadoras de alto coeficiente de operación (Greiter et al, 1993). El prototipo que se analiza tiene el condensador C2 separado del generador G1 y el intercambio de calor se efectúa mediante un circuito externo de agua que permite que el generador G1 reciba simultáneamente el calor Q_w y Q_{C2} proveniente de la planta solar y del condensador C2 respectivamente. Obsérvese que el agua de este circuito externo sale del generador G1 en estado 30, ingresa al condensador C2 donde recibe Q_{C2} y sale en estado 31, posteriormente ingresa a la planta solar (que no se encuentra esquematizada) recibe el calor Q_w y retorna al G1 donde cede la suma de ambos calores.

Esta máquina de absorción puede operar en modo simple/doble efecto y también en modo *double lift*. Según el diseño en modo doble efecto se activará con una sola fuente caliente a 165°C constituida por agua en estado líquido bajo presión y se obtendría un COP de 1.15. En modo simple efecto se activará con una fuente caliente constituida por agua a 90°C proveniente de colectores solares de tubos al vacío

y podría operar con un COP de 0.7. Por último en modo *doublé lift* se utilizaría para calefacción produciendo calor a 60°C, accionada mediante una caldera de gas natural a 165°C.

La modelización del ciclo se efectuó mediante el programa EES (Engineering Equation Solver); él que facilita la solución numérica de sistemas de ecuaciones algebraicas. Además resuelve ecuaciones diferenciales, integrales, y entre otras prestaciones también efectúa optimizaciones. El programa también tiene incluidas las funciones matemáticas correspondientes a las propiedades termofísicas de muchos fluidos incluidos la mezcla H₂O/LiBr.

La modelización se efectuó en estado permanente y se utilizaron los balances de materia, energía y las ecuaciones de transmisión de calor en cada componente, además de las propiedades de los fluidos (Herold et al., 1996).

Las hipótesis que se efectuaron en relación con ciertas condiciones particulares de equilibrio fueron:

- Se desprecian las pérdidas de carga o caídas de presión en tuberías e intercambiadores.
- Se desprecian las pérdidas de calor hacia el ambiente y hacia otros componentes.
- La solución en la salida de los generadores G1 y G2 está saturada y en fase líquida; (estados 4-14).
- La temperatura T7 del vapor sobrecalentado en la salida del generador de baja presión es igual a la temperatura de saturación de la solución en la salida de dicho generador, (estado 4).
- La temperatura T17 del vapor sobrecalentado en la salida del generador G2 es igual a la temperatura de saturación de la solución en la entrada a dicho generador, (estado 13).
- El agua en la salida del condensador C1 y C2 está saturada y solamente en fase líquida, (estados 8-18).
- El agua en la salida del evaporador E0 esta como vapor saturado seco (estado 10).

Durante todo el proceso se supuso una potencia de refrigeración constante de 200 kW y las condiciones operativas resumidas en la Tabla 3.1.

En la primera parte del Anexo A se transcribe el proceso de cálculo que se codificó en el EES para resolver el modelo térmico detallado anteriormente descrito.

Descripción	Nº	Temp. °C	Caudal kg/s
Entrada al generador G2 del agua de la caldera	21	143	6
Entrada desde la torre al absorbedor A0	23	30	12
Entrada de agua fría al evaporador E0	27	12	22
Entrada al generador de media presión desde colector.	29	90	12
Caudal de solución a la salida del absorbedor	1	variable	1

Tabla 3.1 Condiciones de operación.

3.1.1 Parámetros de operación

Los resultados de la modelización para el caso del accionamiento compuesto por 90.7 kW provenientes de la caldera e igual potencia proveniente de la planta solar, para producir 200 kW de refrigeración, se indican, sobre un esquema del prototipo, en la Figura 3.2. La presión de alta es 81 kPa, la de media es 7 kPa y la de baja es 1 kPa. Las concentraciones de LiBr en la solución corresponden a 61.7%, 56.5% y 58.1% en la entrada al absorbedor, salida del absorbedor y salida del generador de alta presión respectivamente. En el circuito de interconexión del condensador C2 con la planta solar y con el generador GA1 se puede apreciar que el agua ingresa al condensador C2 a 91.9°C, se calienta al recibir los 66.63 kW del calor de condensación hasta los 93.2°C, ingresa luego a

la planta solar donde recibe un aporte de 90.7 kW de calor y se calienta hasta los 95°C, entregando posteriormente la suma de ambos flujos de calor 157.4 kW en el generador GA1. El COP en estas condiciones asciende a 1,1.

Según la modelización efectuada la máquina opera en doble efecto con un COP de aproximadamente 1.44 el que disminuye en forma lineal a medida que aumenta el aporte de calor solar a baja temperatura hasta aproximadamente 0.8 como puede apreciarse en la Figura 3.3. En dicha figura también se graficaron los flujos de calor a baja temperatura (Q solar), a alta temperatura (Q caldera) y el flujo de calor total, equivalente a la suma de ambos. Para factores solares superiores a 0.9 no se encuentran soluciones para el sistema de ecuaciones debido a que el generador de alta presión a partir de F=0.8 deja de producir vapor y desde ese valor hasta 0.9 solo calienta la solución. La temperatura de entrada del fluido caloportador al GA1 se supuso variable con la fracción solar desde 90°C para F=0 hasta 102°C para F=0.9.

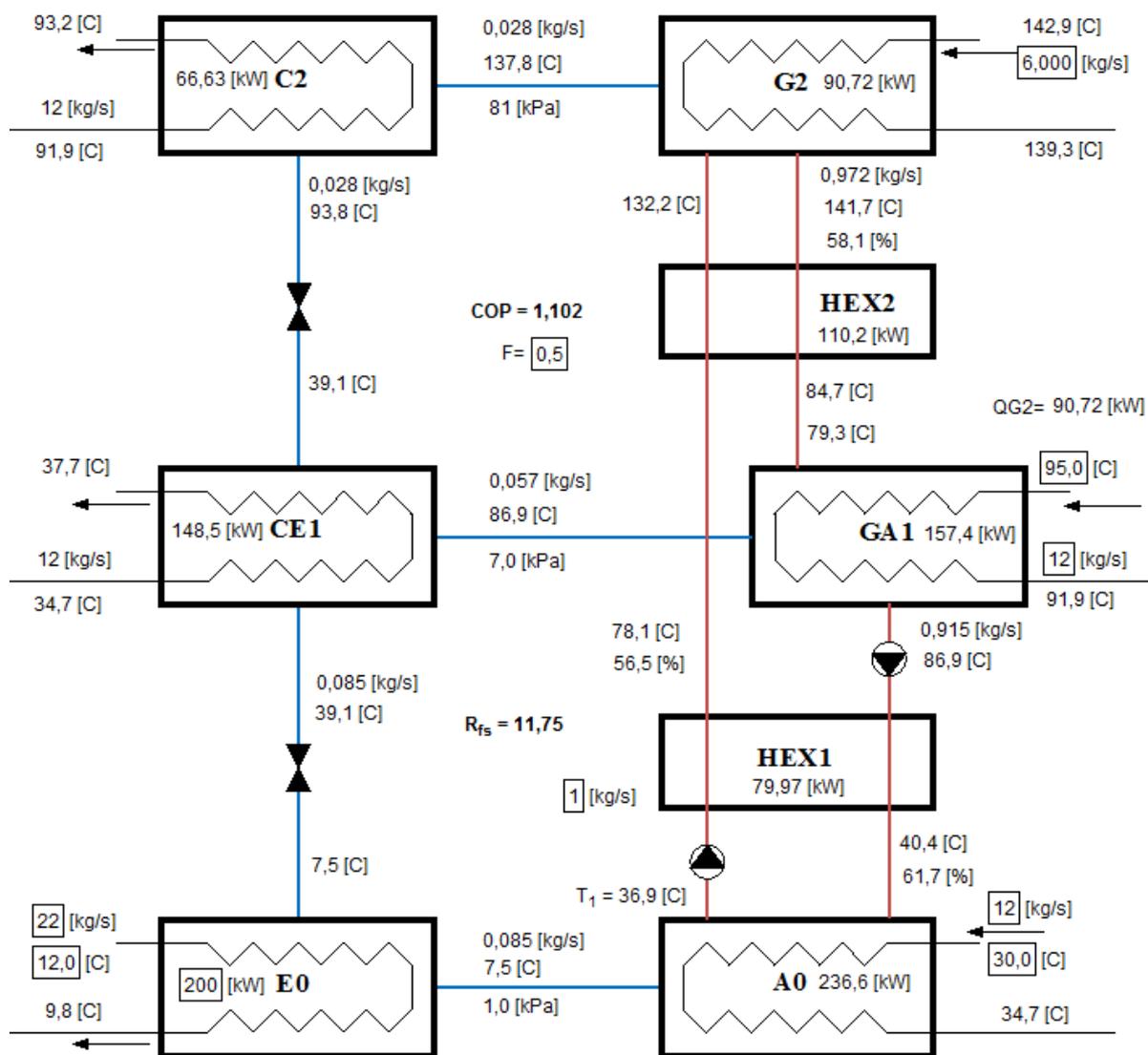


Figura 3.2 Esquema de la instalación con temperaturas y caudales para F=0.5.

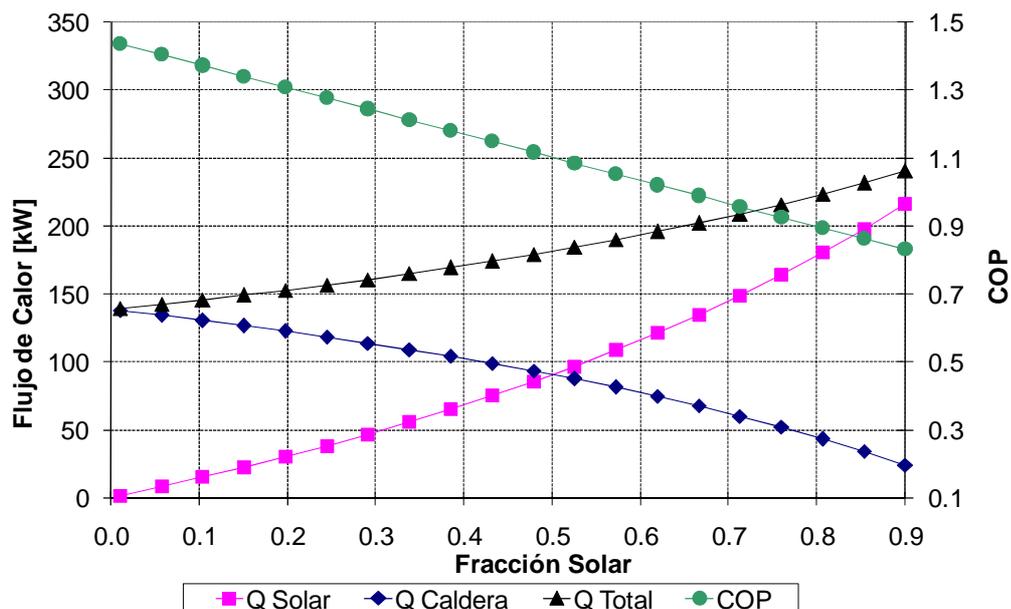


Figura 3.3 Variación del COP y flujos de calor con la fracción solar

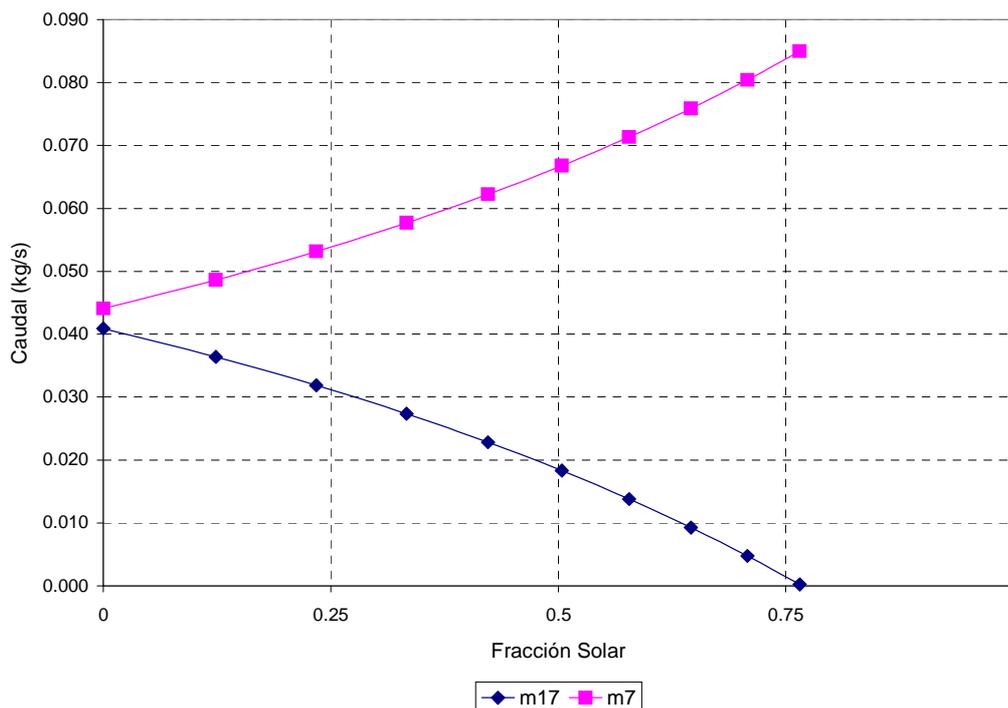


Figura 3.4 Variación de los caudales de refrigerante generados en alta presión m_{17} y en baja m_7

Cuando cambia el aporte de energía al ciclo los caudales que más se ven afectados son los caudales de vapor de agua generados en alta presión m_{17} y en media presión m_7 , el caudal total necesario para producir 200 kW de refrigeración alcanza a 85 gr/s; trabajando en doble efecto se distribuyen aproximadamente en partes iguales entre el generador de media y de alta y a simple efecto el total corresponde al generador de media presión que opera con energía solar, Figura 3.4.

En la Figura 3.5 se observa la variación del COP en función de la potencia de enfriamiento, para distintas fracciones solares y con la temperatura de accionamiento en el generador de media presión variable. Se observa que para una fracción solar del 50% el COP cae desde 1.3 para potencia nominal (200 kW) hasta aproximadamente 1.1 para un 50% de la capacidad nominal (100 kW). Las

temperaturas de accionamiento para distintas fracciones solares en función de la potencia en el evaporador se representaron en la Figura 3.6, para las mismas condiciones que en la figura anterior, se observa que dicha temperatura aumenta con la potencia de enfriamiento y con la fracción solar.

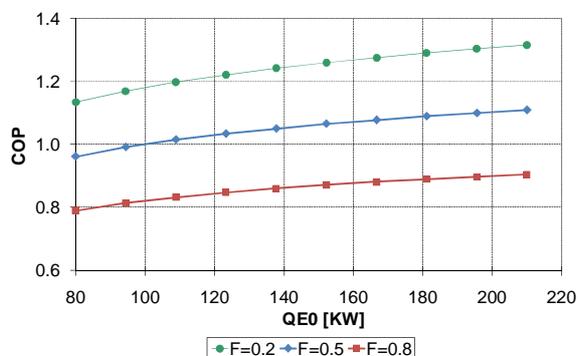


Figura 3.5 Variación del COP de la enfriadora de absorción en función de la potencia de enfriamiento para distintas fracciones solares.

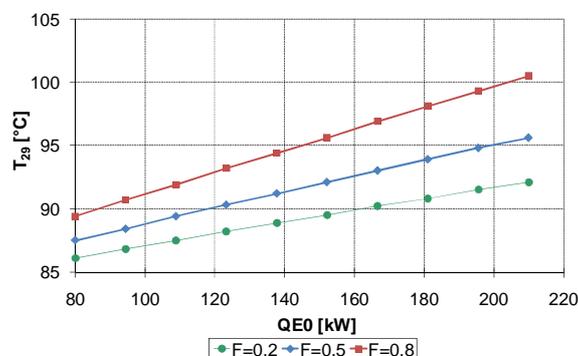


Figura 3.6 Variación de la temperatura a la entrada del generador de media presión en función de la potencia de enfriamiento para distintas F.

Cuando se producen cambio en las condiciones meteorológicas en la zona donde está emplazada una máquina de absorción, o cuando se cambia de lugar de emplazamiento; se alteran, en consecuencia, la temperatura de disipación de calor y la potencia de enfriamiento necesaria. Mediante la modelización se pudo estudiar cómo afectan la temperatura de disipación de calor y la potencia de enfriamiento al COP del prototipo y a las temperaturas de accionamiento.

En la figura 3.7 se representó la variación del COP con la temperatura en la entrada al absorbedor (temperatura de salida del agua de la torre), que depende fundamentalmente de la temperatura y humedad ambiente para distintas potencias de enfriamiento y temperatura de accionamiento variables. En este caso la fracción solar corresponde al 50%, y el subenfriamiento de la solución a la salida del absorbedor es constante e igual a 2°C. El COP disminuye desde 1.17 para 100 kW de potencia de enfriamiento y 25°C de temperatura a la entrada del absorbedor hasta 1.07 para igual potencia y 35°C de temperatura de entrada al absorbedor.

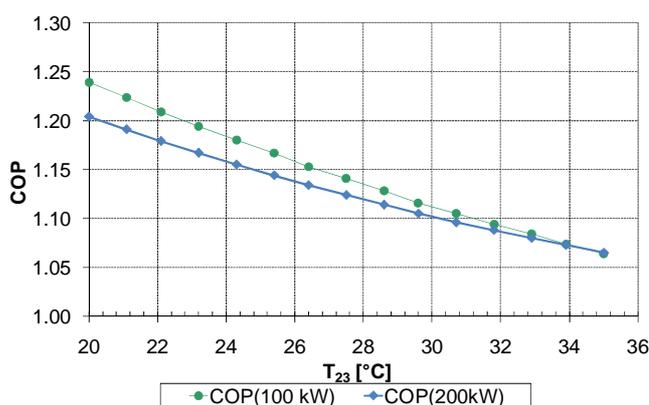


Figura 3.7 COP en función de la temperatura en la entrada al absorbedor, para distintas potencias de enfriamiento.

Para idénticas condiciones de operación y las mismas variables que en la figura anterior, en las figuras 3.8 y 3.9 se representaron las temperaturas de entrada al generador de alta presión y al de baja presión para distintas potencias de enfriamiento. Se observa que la temperatura del fluido caloportador proveniente de la planta solar, aumenta desde 60°C para 100 kW de potencia de enfriamiento y 25°C

de temperatura de disipación hasta aproximadamente 110°C para 200 kW de potencia de enfriamiento y 35° de temperatura de disipación. Para los mismos cambios en las variables la temperatura del fluido caloportador en la entrada al generador de alta presión, proveniente desde la caldera, aumenta desde 87°C hasta aproximadamente 165°C.

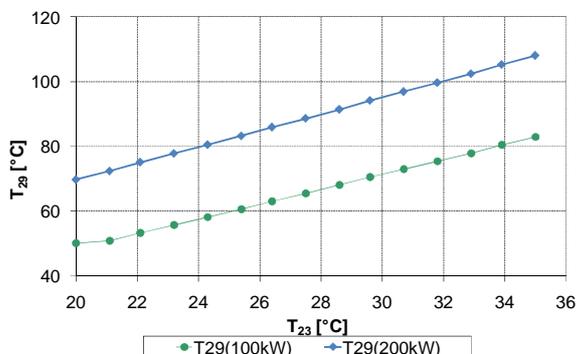


Figura 3.8 Temperatura a la entrada del generador de media presión en función de la temperatura en la entrada al absorbedor, para distintas potencias de enfriamiento.

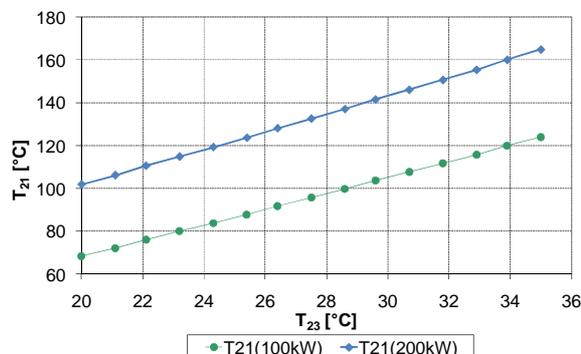


Figura 3.9 Temperatura a la entrada del generador de alta presión en función temperatura en la entrada al absorbedor, para distintas potencias de enfriamiento.

El accionamiento combinado del prototipo con calor proveniente de colectores solares y calor de la caldera permite la utilización total de la energía captada por los paneles, desde cero hasta aproximadamente los 220 kW necesarios para producir los 200 kW de refrigeración con un factor solar de 0.9. Esto minimiza los inconvenientes asociados con la energía solar como son la gran variabilidad y los grandes volúmenes de almacenamiento. Del análisis de los resultados obtenidos, haciendo el cociente entre el COP_{SE} y el COP_{DE}, se deduce que se puede ahorrar 0.57 kW de calor producido en la caldera por cada kW de calor solar aportado. Cabe mencionar también que la flexibilidad de la planta permite utilizar calor a alta temperatura proveniente de la combustión de gas natural con un alto coeficiente de operación y simultáneamente calor a baja temperatura.

3.2 Modelo térmico detallado como bomba de calor *double-lift*

Durante la temporada invernal la demanda de calefacción del edificio se cubre utilizando en primer lugar la energía captada por la planta solar y en caso de no ser suficiente se utiliza el calor producido por la máquina de doble etapa operando en modo *double-lift* accionada a gas.

Cuando la máquina opera en modo *double lift* la misma recibe energía desde una fuente de calor a aproximadamente 5°C, se acciona mediante calor a aproximadamente 165°C generado mediante la combustión de gas natural y cede todo el calor a aproximadamente 60°C. Este calor a 60°C se utiliza conjuntamente con el calor producido por la planta solar en los *fan-coils* de las dependencias del edificio.

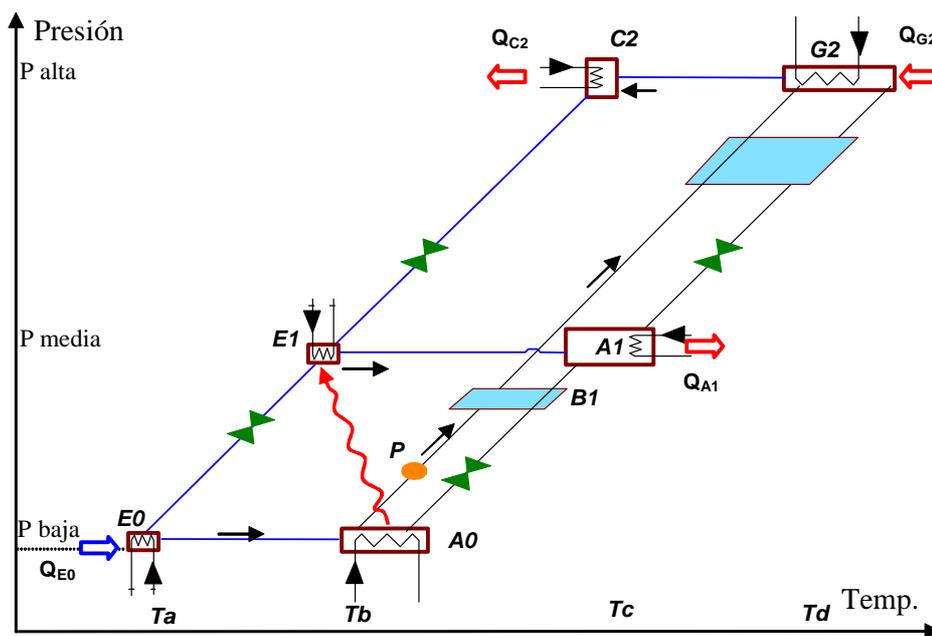


Figura 3.10 Ciclo de absorción *double-lift* en un diagrama PTX para H₂O/LiBr

Si comparamos el ciclo de *double-lift* con el de doble efecto se observa que los dos componentes de media presión cambian de función, el condensador C1 pasa a actuar como evaporador E1 y el generador G1 como absorbedor A1. En la Figura 3.10 podemos observar que el calor del absorbedor de baja presión A0 se utiliza para evaporar el agua a media presión en el E1. El vapor producido en el E1 es absorbido por la solución concentrada en el A1 produciéndose el calor Q_{A1} a una temperatura de alrededor de 60°C. Por otra parte en el condensador de alta C2 se produce el calor Q_{C2} en el mismo rango de temperaturas.

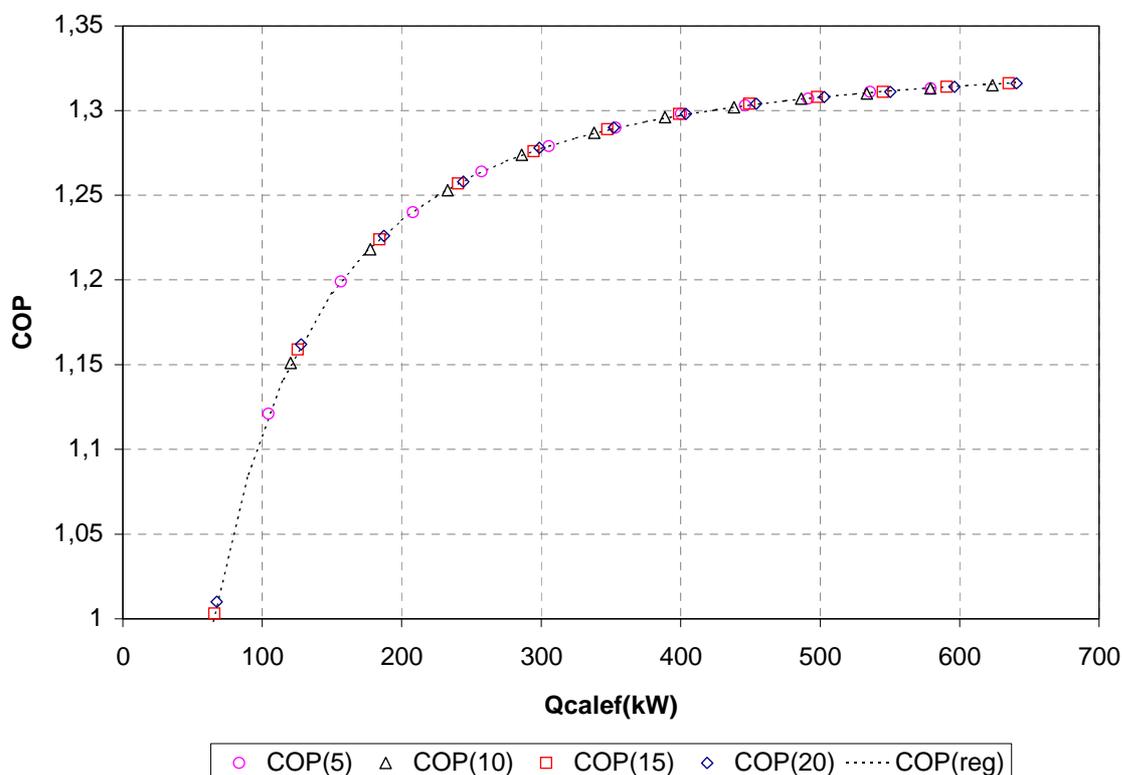


Figura 3.11 COP en función de la carga térmica para diferentes caudales de activación

En la Figura 3.11 se observa la variación del COP de la máquina operando en modo doble *lift*, para diferentes caudales de activación (circuito caldera-generator de alta) comprendidos entre 5 y 20 kg/s y para diferentes temperaturas de activación comprendidas entre 105°C y 160°C. Se deduce que el COP depende únicamente de la carga térmica y que al cambiar la temperatura o el caudal en el circuito de activación varía la carga térmica que puede tomar la máquina. La gráfica corresponde a las siguientes temperaturas: 9°C de entrada al evaporador y 65°C en el retorno del circuito de calefacción. El caudal en el evaporador fue de 10 kg/s y en el circuito de calefacción de 20 kg/s. Efectuando una regresión de los puntos de operación obtenidos se ajustó la ecuación (3.1) que permite calcular el COP en función de la carga de calefacción en kW y que también se representó en la Figura 3.11.

$$COP = 1.33 - (1 + 0.014 \cdot Q_{cal})^{-1.774} \quad (3.1)$$

La temperatura y el caudal de activación afectan la capacidad de la máquina para producir calor a 65°C en el circuito de calefacción. En la Figura 3.12 se observa que la temperatura tiene mayor influencia que el caudal sobre la capacidad de la máquina, esta figura corresponde a las mismas condiciones de los demás parámetros que en la Figura 3.11.

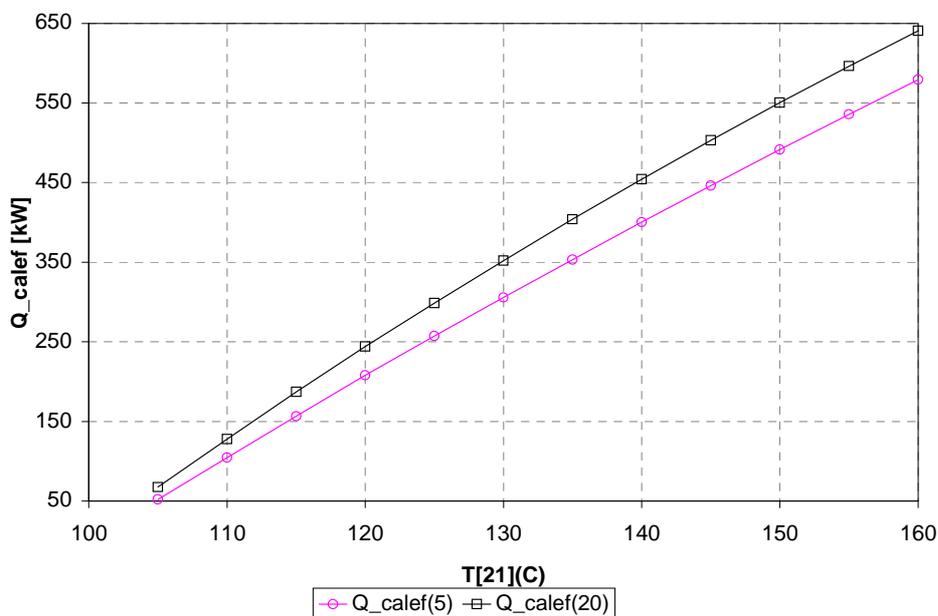


Figura 3.12 Capacidad de producción de calor en función de la temperatura de activación T[21] para caudales de activación de 5 kg/s y 20 kg/s

3.3 Aplicación del modelo para la determinación del ahorro energético en la climatización de un edificio

Se efectuó el análisis energético de una instalación basada en la enfriadora de doble etapa destinada a climatizar un edificio, situado en la ciudad de Tarragona, integrado por las dependencias del CREVER y un centro educativo. La zona a climatizar está formada por despachos, laboratorios y aulas, con una superficie de 700 m².

Tarragona posee un clima mediterráneo templado donde las temperaturas medias oscilan entre 7-10°C en invierno y 16-29°C en verano, teniendo en cuenta el contraste entre las zonas más próximas al litoral y las zonas de montaña, donde la temperatura media global baja de dos a cuatro grados. El régimen de lluvias se concentra en otoño y principalmente en primavera, aunque son habituales los chaparrones de verano, de corta duración pero muy intensos. Julio es uno de los meses más cálidos del

año. Durante el mes de julio se superan las 300 horas mensuales de sol y la irradiación solar media diaria alcanza los 23.5 MJ/m².

En este apartado se expone el análisis del comportamiento del sistema de climatización compuesto por la enfriadora de absorción accionada mediante energía solar y gas. A fin de tener una referencia se realiza una comparación con un sistema constituido por la misma enfriadora operando en modo doble efecto puro. Se determina el ahorro energético mensual durante la temporada cálida e invernal, de mayo a octubre y de diciembre a marzo, así como la disminución de emisiones asociada al uso de la energía solar.

3.3.1 El edificio a climatizar

La instalación de climatización con accionamiento combinado sola/gas objeto de este estudio acondiciona un edificio de despachos, taller, laboratorios y aulas de un centro educativo. La zona total a climatizar tiene 700 m² y la orientación del edificio es suroeste. El edificio consta de dos plantas, la fachada suroeste es de enlucido de yeso de un color claro y tiene ventanas exteriores. El techo consta de dos vertientes, la noreste consta de claraboyas en prácticamente el 100% de su superficie y la suroeste está construida con chapas acanaladas de fibrocemento. El 60 % del edificio tiene un falso techo creando una cámara de aire. La ocupación diaria del edificio sigue el horario de oficina (de 8:00 a 18:00 h).

El cálculo de la demanda energética de un edificio se basa en determinar su carga térmica; es decir, la potencia de refrigeración o calentamiento que requiere la instalación, en un determinado instante, para mantener unas condiciones térmicas interiores dadas. El buen dimensionado de los equipos de climatización y calefacción a instalar en un edificio pasa por la estimación de la carga térmica de dicho edificio. Resulta obvio pensar que, cuanto más precisa sea esta estimación mejor será el dimensionado de los equipos y a su vez el ahorro energético será mayor.

Para dimensionar los equipos de climatización a instalar en un edificio debemos estimar la máxima carga térmica de la instalación; ahora bien, dicho momento de máxima carga térmica no es conocido a priori, ya que depende del tipo de local (orientación, inercia térmica,...) y de su régimen de utilización (oficinas, hoteles, restaurantes,...). El cálculo de la máxima carga térmica se debe realizar para los diferentes recintos con el fin de poder diseñar correctamente todos los elementos que componen una instalación, siendo probablemente diferentes los instantes de tiempo donde se produce la máxima demanda en cada uno de ellos.

Para mejorar la eficiencia energética de un edificio es necesario llevar a cabo una estimación cuantitativa del comportamiento energético del edificio y su diseño. Para realizar esta tarea, el uso de los programas de simulación informáticos para edificios resulta ser muy conveniente. En este estudio se ha optado por la utilización de un software muy sencillo y de gran alcance como el Dp Clima, desarrollado en la Universidad Politécnica de Valencia, el cual servirá para calcular la carga térmica que requiere cada sala del edificio y su conjunto hora a hora para todos los meses del año.

Mediante la simulación se determinará la potencia de refrigeración necesaria para alcanzar unas condiciones de confort preestablecidas por el usuario en el edificio. Ello permitirá conocer el perfil de la carga real del edificio y así determinar la potencia necesaria de los equipos de producción de energía para mantener las condiciones de confort requeridas.

Se ha elegido este software debido a la potencialidad demostrada en el cálculo de cargas térmicas en edificios, así como también por la simplicidad del mismo a la hora de introducir todos los parámetros de entrada referentes a las condiciones interiores y exteriores del edificio y, por la gran base de datos que incluye para los elementos constructivos del edificio.

El modelo matemático que utiliza se basa en ecuaciones de transferencia de calor por transmisión a través de cerramientos opacos, por radiación/conducción/convección a través de ventanas, por infiltración, ventilación, ocupantes, luces, debidas al coeficiente de mayoración y, a la propia instalación de climatización. La base teórica del programa de cálculo es la transferencia de calor mediante los factores de respuesta (Pinazo, 1995).

El método a seguir para el cálculo de la carga térmica con el programa Dp Clima es muy sencillo. En primer lugar se introducen los datos de entrada: las condiciones externas del edificio tales como datos geográficos y meteorológicos y las condiciones internas: elementos constructivos, distribuciones ocupantes, iluminación, etc. y las especificaciones de confort, las temperaturas y humedades relativas deseadas en el edificio.

Una vez introducidos los datos de entrada, el programa calcula, mediante un modelo matemático basado en ecuaciones de transferencia de calor, la carga térmica de las diferentes zonas del edificio, es decir, la potencia necesaria para climatizar cada zona de ese edificio con unos requerimientos fijados previamente por el usuario.

3.3.2 Accionamiento por energía solar y gas natural

Para estudiar el comportamiento de la instalación en su conjunto se efectuó una modelización utilizando el software EES “Engineering Equation Solver” mediante la resolución simultánea de las ecuaciones correspondientes a los modelos de la máquina de absorción, de la planta solar, de la torre de refrigeración y de la caldera. El comportamiento de la máquina de absorción varía con la carga de refrigeración, con el aporte de calor a diferente temperatura, y con la temperatura de disipación de la torre. El calor producido por la planta solar depende de la radiación solar, la temperatura ambiente y la temperatura del fluido del circuito primario, no considerándose el efecto del viento. También la temperatura de disipación de la torre depende del calor de disipación y de la temperatura y humedad ambiente.

El cálculo se efectuó en intervalos horarios, suponiendo que las condiciones se mantienen constantes dentro de cada hora y en régimen estacionario siguiendo el diagrama de flujo de la Figura 3.13.

Los datos meteorológicos se obtuvieron del Departamento de Medio Ambiente de la Generalitat de Cataluña y se consideró la media mensual de los valores horarios. El sistema se analizó para cada hora de un día típico del mes para cada uno de los meses de la temporada estival e invernal. Los valores obtenidos se integraron a lo largo del día, del mes y de la temporada.

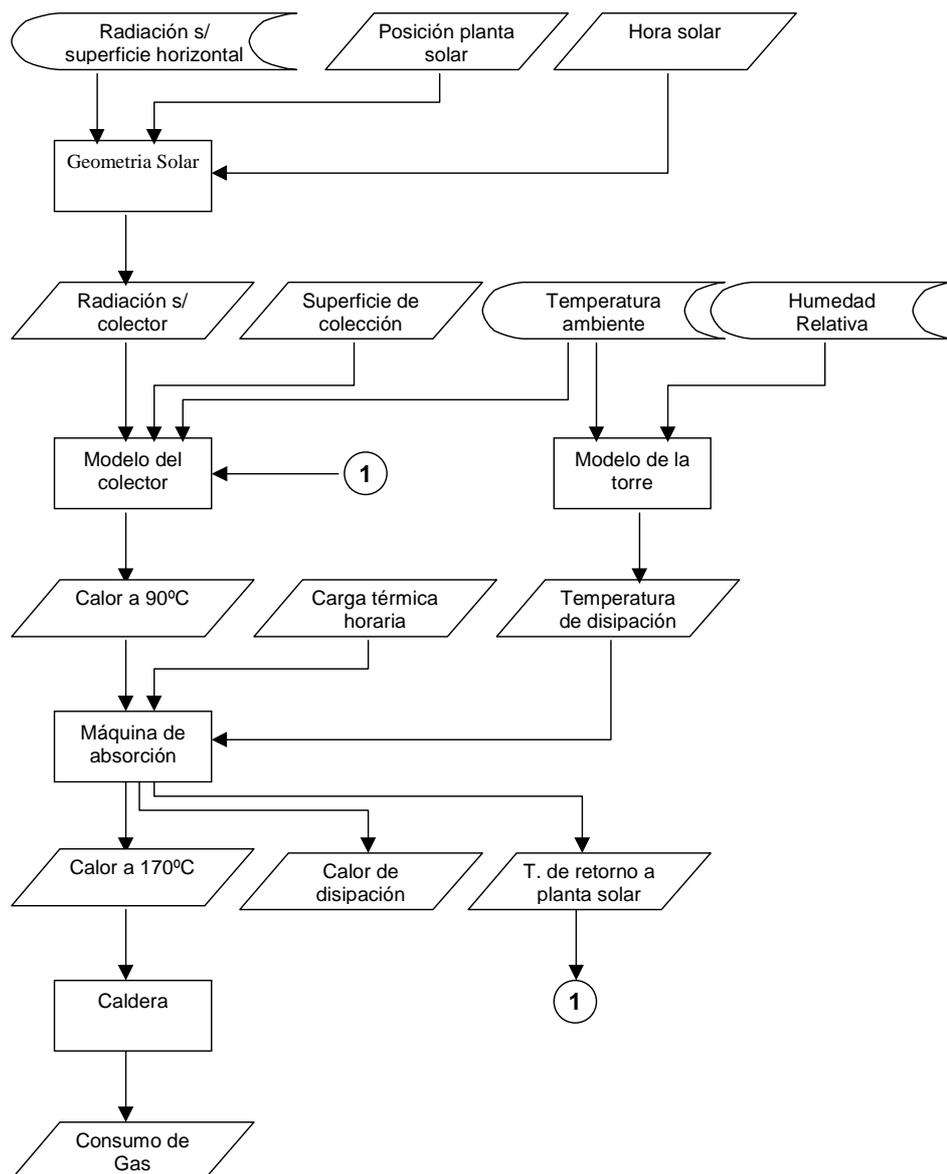


Figura 3.13 Diagrama de flujo del modelo de la instalación.

La descripción de la máquina, su funcionamiento y la modelización de la enfriadora por absorción de doble/simple efecto fue expuesta en los apartados anteriores (Figueredo et al, 2003). La modelización del ciclo se basa en los balances de energía y materia, las ecuaciones de transmisión de calor y las propiedades de la solución H₂O/LiBr. Se efectuaron determinaciones de los valores del coeficiente global de transmisión de calor para cargas parciales y se observó que la influencia de esa variación no era relevante en las prestaciones del ciclo.

3.3.3 Modelo de la planta solar

La planta de energía solar se supuso formada por un campo de captadores solares de tubos de vacío VIESSMANN VITOSOL 300 H30 que trabajan efectuando el transporte de energía desde la placa al fluido intermediario mediante tubos de calor. La superficie total de captación alcanza los 192 m² que corresponden a 64 paneles de 3 m² cada uno; cada panel está constituido por 30 tubos de vacío. Los colectores se han orientado con un azimut de 30° y la inclinación de los mismos respecto de la horizontal es de 30°. El fluido de transferencia es agua con circulación forzada.

Cada tubo de vacío incorpora un absorbedor de cobre con recubrimiento selectivo de titanio. Esto garantiza una alta absorción de la radiación solar y una emisión mínima de radiación térmica. El calor

se transmite a través del tubo de calor permitiendo una unión seca, posibilitando girar o cambiar los tubos incluso cuando la instalación está llena y bajo presión.

El cálculo de la energía aportada por la planta solar se efectuó partiendo de los datos horarios de radiación solar sobre superficie horizontal y temperatura ambiente. En la Figura 3.14 se puede observar la radiación solar y la temperatura ambiente para un día típico del mes de Julio en la ciudad de Tarragona. En función de la orientación de los captadores, del día del año y de la hora se determinó la radiación incidente sobre el plano de los captadores Dufie y Beckmann (1992), y en función de la temperatura ambiente y de la radiación se obtuvo el rendimiento del colector solar mediante la ecuación (3.2) que fue proporcionada por el fabricante.

$$\eta_{col} = C_0 - (C_1 + C_2 \cdot \Delta_t) \cdot \frac{\Delta_t}{G_t} \quad (3.2)$$

Donde las características del colector están dadas por el rendimiento óptico del colector $C_0 = 0.83$, y los coeficientes de pérdida del calor $C_1 = 1.28 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ y $C_2 = 0.009 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^2)$. Δ_t es la diferencia de temperatura entre la temperatura media del fluido y la temperatura ambiente y G_t es la radiación solar en W/m^2 . En la Figura 3.15 se puede apreciar el rendimiento de los captadores solares y el calor captado por la planta solar para el mismo día típico del mes de Julio en Tarragona mostrado en la Figura 3.14.

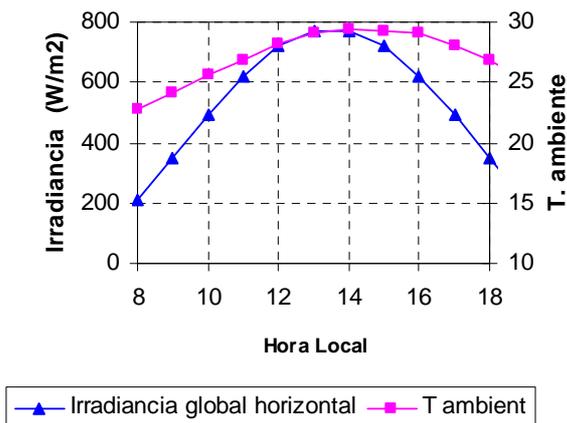


Figura 3.14 Radiación solar y Temperatura ambiente para un día típico de Julio.

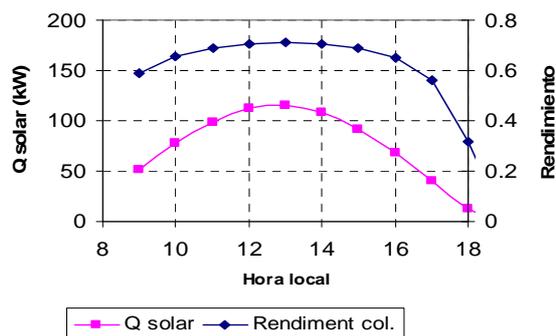


Figura 3.15 Calor captado por la planta solar y rendimiento de los captadores para julio.

En la Figura 3.16 se puede observar el valor de la radiación solar y temperatura para un día típico del mes de febrero. El calor captado por la planta solar y su rendimiento para el mismo día de febrero se representan en la Figura 3.17.

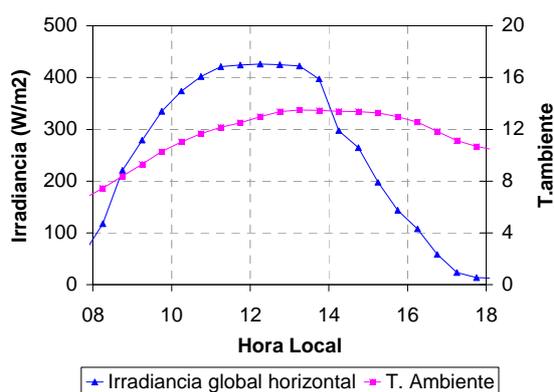


Figura 3.16 Radiación solar y temperatura ambiente para un día típico de febrero

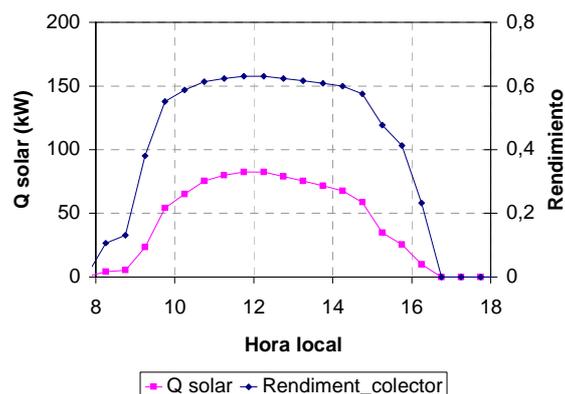


Figura 3.17 Calor solar y rendimiento de los captadores para un día típico de febrero

3.3.4 Sistema accionado solo por gas

A los efectos de evidenciar el impacto de utilizar máquinas de absorción de doble etapa con accionamiento a dos niveles de temperatura mediante energía solar y gas natural se efectúa la comparación con una máquina de idénticas características pero sin el accionamiento a media temperatura con energía solar.

Se ha utilizado el modelo de la enfriadora de agua por absorción operando en modo doble efecto durante el verano y en modo *double-lift* durante el invierno y se consideró que el accionamiento se efectúa únicamente mediante agua a 170°C producida en una caldera accionada por gas natural.

Las características de los intercambiadores de calor y demás condiciones operativas fueron las mismas que las utilizadas en la simulación de la enfriadora para accionamiento combinado solar/gas.

3.3.5 Análisis Energético

Se redujo el periodo de estudio a los meses de mayor impacto en el consumo de energía para climatización analizándose los meses de mayo, junio, julio, agosto, septiembre y octubre correspondientes a la temporada cálida y la temporada invernal con los meses de diciembre, enero, febrero y marzo, los meses de abril, y noviembre son templados y requieren calefacción o aire acondicionado en forma muy esporádica y muy moderada.

Durante el periodo cálido la energía que debe aportar la caldera se determinó mediante el modelo de la máquina de absorción operando en modo simple/doble efecto, a partir de la carga térmica del edificio, el calor aportado por la planta solar y la temperatura de disipación. El cálculo se efectuó en intervalos horarios para los meses del periodo de mayo a octubre. En la Figura 3.18 se representó la carga térmica del edificio, el calor aportado por la planta solar, y el calor necesario que debe aportar la caldera para accionar la enfriadora para cubrir la carga, en función de la hora de verano, para un día típico del mes de julio. Se observa que existe concordancia entre la carga de refrigeración y la producción de calor de la planta solar, no obstante durante todo el periodo analizado es necesario aporte de la caldera en el accionamiento a efectos de alcanzar a la carga térmica debida al aire acondicionado.

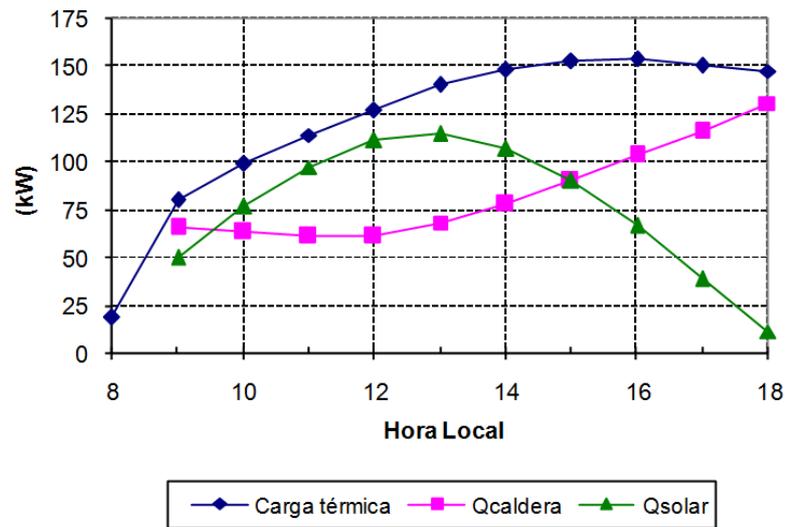


Figura 3.18 Carga Térmica de refrigeración, calor aportado por la caldera y calor aportado por la planta solar para un día típico del mes de julio.

En la temporada invernal se utilizará el calor a 80°C producido por la planta solar para cubrir la carga de calefacción del edificio y como respaldo para días muy fríos o de muy baja radiación se utilizará la máquina de absorción operando en modo *double-lift* extrayendo calor desde el agua procedente de una perforación subterránea. Para los días típicos del periodo invernal el calor solar es suficiente para cubrir la demanda de calefacción del edificio, como puede observarse en la Figura 3.19 en la que se representó la carga térmica de calefacción y el calor producido por la planta solar para un día del mes de febrero. La producción de calor se efectúa desfasada de la demanda de calefacción y por ello es necesario recurrir al almacenamiento; entre las 10 y 15 horas la producción es superior a la demanda acumulándose aproximadamente 200kWh en el tanque de almacenamiento, este exceso de producción alcanza para cubrir la demanda de calefacción durante las primeras y últimas horas del día.

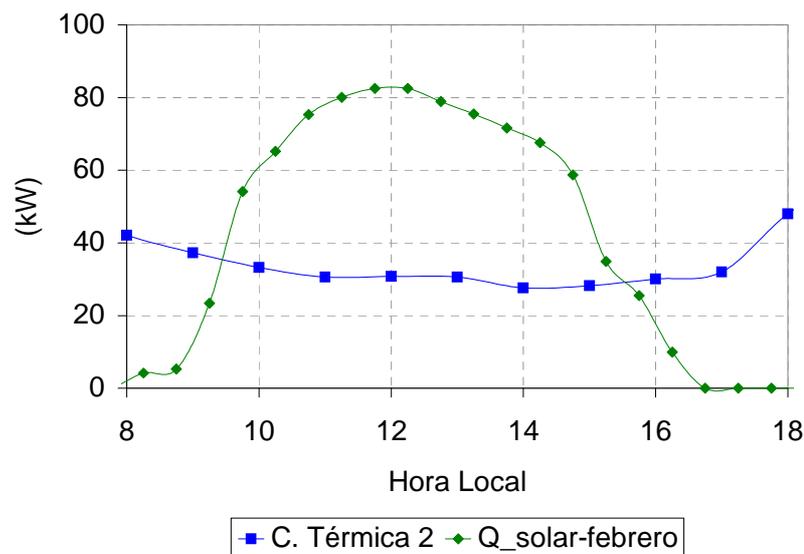


Figura 3.19 Carga térmica de calefacción y calor solar para un día típico del mes de febrero

Para un día muy frío del mes de febrero, Figura 3.20, la carga térmica del edificio asciende a aproximadamente 80kW y en el caso de que se trate de un día con una insolación promedio la producción de la planta solar alcanza para cubrir la demanda entre las 10 y 16 hs aproximadamente; esto implica que durante los periodos de 8 a 10 h y de 16 a 18 h la carga térmica de calefacción se cubre mediante la operación de la máquina de absorción en modo *double-lift* con accionamiento mediante la combustión de gas natural en la caldera. El día considerado más frío durante el mes de febrero corresponde a uno con una temperatura mínima de 0°C lo que corresponde a un percentil del 99.6% es decir que si se evalúan los últimos 1000 días del mes de febrero, 996 tendrán temperaturas mínimas superiores a 0°C. En esta instalación el gas natural se utiliza con un COP_{BC} de 1.3 mientras que en otras instalaciones como por ejemplo en una que cuente con una caldera convencional y una máquina de simple efecto o en una con una máquina de doble efecto de llama directa la eficiencia sería inferior al 100% es decir un COP inferior a 1.

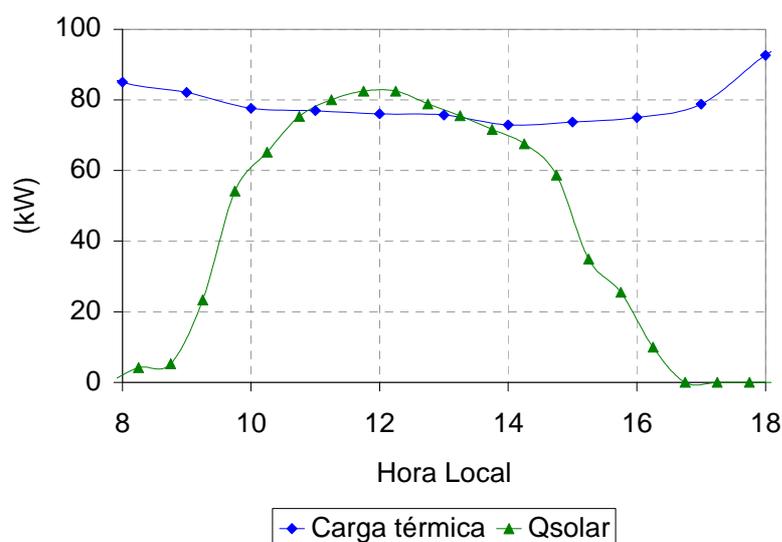


Figura 3.20 Carga térmica de calefacción y calor solar para un día muy frío del mes de febrero

Si se integran los valores diarios a lo largo de cada mes se obtienen los flujos de energías intercambiados por la instalación. En la Figura 3.21 se representaron para los meses analizados la carga térmica, el calor captado por la planta solar, y el consumo de gas para el accionamiento de la caldera en los dos casos analizados: instalación con accionamiento combinado solar/gas e instalación con accionamiento único mediante gas natural. Se observa que los meses cálidos tienen el principal impacto en el consumo de energía para ambos casos y que durante los meses de febrero y marzo el aporte solar cubre ampliamente la demanda de calefacción del edificio. Si se compara el consumo de gas de la planta con accionamiento combinado con el de la que cuenta con accionamiento a gas se observa un ahorro mensual medio de aproximadamente 10 MWh durante los meses de verano y de 6 MWh durante el invierno. Considerando que el consumo eléctrico de la máquina de absorción es de aproximadamente 15 kW, y el rendimiento en la producción de energía eléctrica se puede suponer del 40% se obtiene un consumo anual total de gas de 130 y 230 MWh para la planta con accionamiento combinado y con accionamiento solo a gas respectivamente. Las emisiones estimadas para una máquina de doble efecto operando todo el año se estiman en 50 t de CO₂ mientras que operando con energía solar y gas serían de sólo 28 t.

Se observa que durante la temporada invernal existe un exceso de producción de calor y que la máquina de absorción se utiliza muy poco tiempo, esto indica que una aplicación que tenga mayor demanda de calefacción, por ejemplo piscinas o residencias, permitirían un mayor aprovechamiento de las instalaciones para producción de calor.

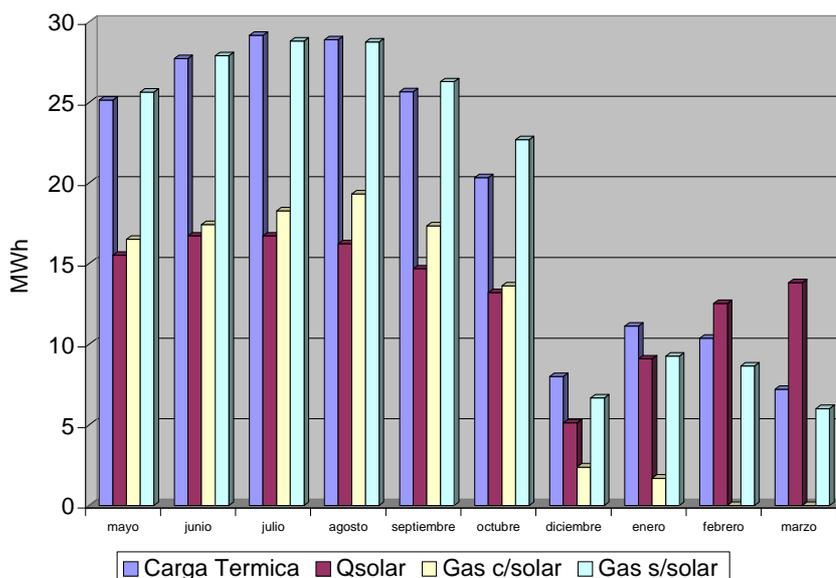


Figura 3.21 Totales mensuales de carga térmica, calor solar y consumo de gas con aporte solar y sin aporte solar

3.4 Conclusiones del análisis energético

La instalación permite una muy elevada operación anual de la planta solar ya que durante el invierno mediante un almacenamiento diario del calor solar se cubre la demanda de calefacción del edificio mientras que por otro lado durante el verano se utiliza todo el calor solar para accionar la máquina de absorción en modo simple efecto con un COP de 0.7 para cubrir parte de la demanda de aire acondicionado.

La flexibilidad de la máquina de absorción de doble etapa permite que la energía de respaldo para días muy fríos o cálidos o con baja radiación se utilice con una eficiencia muy elevada, durante el invierno con un COP de 1.3 con la máquina de absorción operando en modo doble “lift” y durante el verano con un COP de 1.2 con la máquina de absorción operando en modo doble efecto.

Si la instalación analizada se compara con una instalación con accionamiento mediante gas natural se calculó un ahorro de 100 MWh a lo largo de todo el año. Mediante la utilización de energía solar se mejoró la relación anual entre la carga térmica y el consumo de energía primaria desde 0.83 para solo accionamiento a gas hasta 1.50 para la instalación con accionamiento combinado.

La reducción de emisiones de CO₂, lograda con la implementación del accionamiento a doble temperatura con la planta solar, resulta ser de 22 ton para la operación de la instalación a lo largo del año, lo que representa un 44% de ahorro de emisiones con relación al de la enfriadora operando en doble efecto con accionamiento a gas.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H2O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

Capítulo 4

Instalación experimental para la caracterización del prototipo

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H2O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

La evaluación del desempeño de una nueva tecnología debe necesariamente realizarse en una instalación experimental que permita validar, mediante una serie de ensayos en condiciones controladas, las conclusiones derivadas de las hipótesis de trabajo y de los modelos matemáticos.

En las antiguas instalaciones del CREVER se disponía de un banco de ensayos para máquinas de absorción que constaba de una torre de enfriamiento para disipar la energía y un conjunto de intercambiadores de calor, bombas de circulación, tuberías y sistema de control. También se contaba con una planta solar de 96m² de captadores del tipo de tubos al vacío capaz de entregar una potencia cercana a los 120kW en un día de verano típico.

Por otra parte en el Museo de la Aviación en Múnich se había utilizado el prototipo de la máquina de absorción de doble etapa en las siguientes configuraciones: en modo doble lift para calefacción mediante radiadores; en modo doble efecto para calefacción mediante suelo radiante; y en modo doble efecto para aire acondicionado (principalmente deshumidificación) disipando energía mediante agua de una perforación subterránea. El prototipo fue diseñado por la Universidad Técnica de Múnich, y construido por la empresa francesa Entropie S.A y la firma Merenga en el marco de un proyecto de cooperación Francés-Alemania. Luego de algunos años de operación y a efectos de evaluar la operación del prototipo en modo doble efecto o simple efecto, con accionamiento a 2 temperaturas y disipación mediante torre de enfriamiento; se desmontó el prototipo en Múnich y se lo trasladó a las dependencias del CREVER para su instalación y ensayo.

Para accionar al prototipo se instalaron 2 calderas: una para proveer agua a 170°C y la otra para proveer agua a 90°C. La de alta temperatura con una potencia máxima de 430kW y la otra de 60kW. Además fue necesario efectuar las instalaciones auxiliares de provisión de energía eléctrica y de aire comprimido además de los sistemas de control de la caldera, del prototipo y de adquisición y registro de datos.

En este capítulo se describen someramente las instalaciones efectuadas, los equipos utilizados y las averías que se produjeron en el prototipo durante las primeras pruebas y sus correspondientes reparaciones.

4.1 Descripción de la instalación

Resulta muy provechoso conocer además de las prestaciones de una máquina en condiciones nominales, normalizadas, el comportamiento de la misma bajo las diferentes condiciones reales de operación, lo que implica una gama más amplia de temperaturas. Por ejemplo la temperatura de disipación de energía varía en función de las condiciones del microclima del lugar donde está instalada la máquina. También hay que mencionar que el sistema de accionamiento entregará más potencia y tendrá mejor rendimiento a menores temperaturas de producción de agua caliente, lo que se contrapone al comportamiento general de la enfriadora, la que dentro de un rango de temperaturas de operación produce más potencia frigorífica y mejora su rendimiento a mayor temperatura de accionamiento.

Utilizando el banco de ensayos y el sistema de accionamiento con las dos calderas se lograron realizar los siguientes ensayos del prototipo: ensayos a cargas parciales, y operación a diferentes temperaturas de accionamiento, de disipación y de producción de agua fría.

En este apartado se describen las instalaciones que permitieron ensayar el prototipo y que para una mejor exposición se dividen en dos partes: el banco de ensayos y el accionamiento basado en la caldera de baja temperatura y en la caldera de alta temperatura.

4.1.1 El banco de ensayos

El banco de ensayos tiene dos objetivos complementarios: en primer lugar permite generar una carga térmica a diferentes temperaturas para el evaporador y en segundo lugar posibilita disipar hacia el medio ambiente el calor cedido por la enfriadora en el absorbedor y condensador, variando también la temperatura de disipación.

El banco de ensayos está constituido por una torre de enfriamiento (Figura 4.1), 2 intercambiadores de calor de placas, 4 bombas de circulación y los accesorios correspondientes como ser válvulas de paso, válvulas de 3 vías, tanques de expansión, etc.

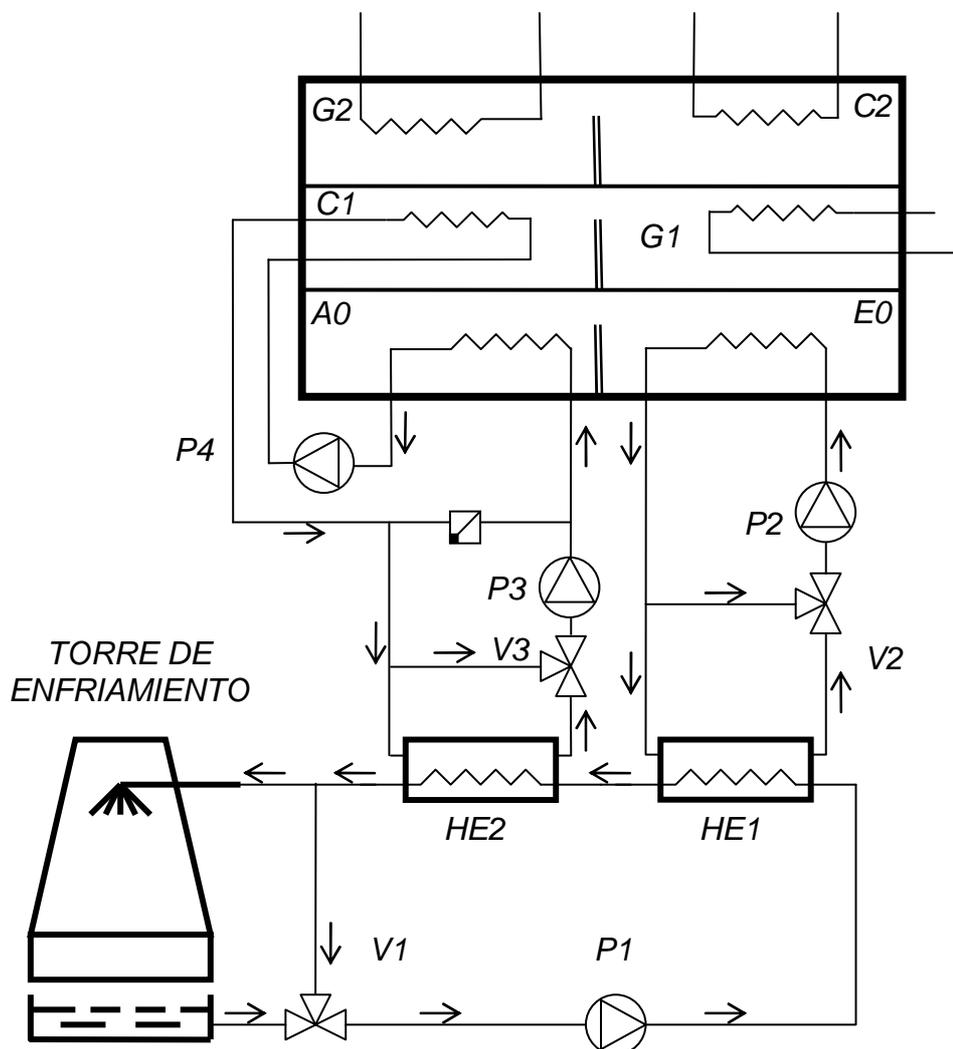


Figura 4.1 Esquema de los circuitos del banco de ensayo

Como se puede observar en la Figura 4.1 el sistema consta de 3 circuitos. El circuito primario accionado por la bomba P1 conecta la torre con los dos intercambiadores de calor HE1 y HE2, pudiéndose regular mediante la válvula de 3 vías V1 el caudal de agua que circula por la torre y con ello la cantidad de calor disipado y en última instancia las temperaturas.

El primer circuito secundario accionado por la bomba P2 permite simular la carga térmica en el evaporador y conecta el evaporador con el intercambiador HE1; de esta forma se produce un flujo de calor desde el primario hacia el secundario a través del HE1, enfriándose el agua de la torre y calentándose el agua del circuito del evaporador. Mediante la válvula de 3 vías V2 se puede variar el caudal de agua que pasa por el HE1 y a través de ello la cantidad de calor aportado al evaporador.

El segundo circuito secundario accionado por la bomba P3 permite transferir el calor desde el absorbedor y condensador a la torre de enfriamiento a través del HE2, al igual que en los anteriores, mediante la válvula motorizada V3 se puede variar el caudal que circula por el HE2 y con ello la temperatura de disipación. Mediante el pre-enfriamiento del circuito primario con el evaporador en el HE1 es posible simular casos en que el prototipo disipe calor a una temperatura inferior a la temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente.

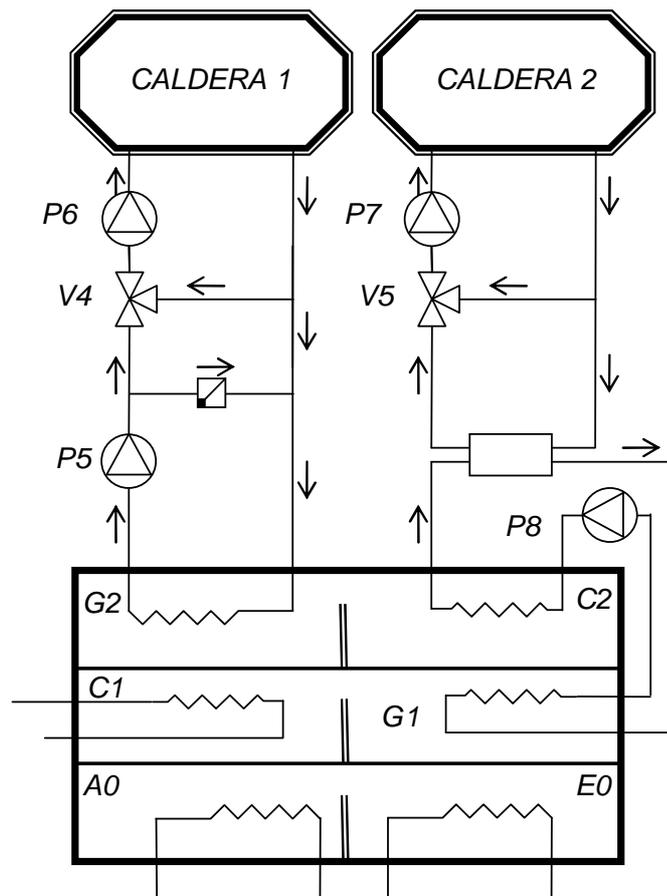


Figura 4.2 Esquema del accionamiento del prototipo en el banco de ensayo

La torre de enfriamiento es de convección forzada en contra-corriente fabricada por la firma Polacel del modelo CMC3-2DM-60-D/3 y en la misma se pueden disipar 500 KW con un salto de temperaturas entre 24°C y 35°C para una temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente de 12°C. El caudal del circuito primario es de 39 m³/h y la torre dispone de dos ventiladores de dos velocidades de 1.1 kW de potencia cada uno.

El intercambiador HE1 es un intercambiador de placas desmontables compuesto por 50 placas del tipo M6 construidas con acero AISI316 de 0.50 mm de espesor. El HE2 está compuesto por 80 placas de las mismas características que las del HE1. Ambos son de flujo en contracorriente, con un solo paso y el rango de temperaturas va desde los -25°C a los 160°C (Nogués, 2001). Las características de las bombas de los diferentes circuitos se resumen en la Tabla 4.1

Bomba	Caudal [m ³ /h]	Presión [bar]	Potencia [kW]
P1	43	2.2	4
P2	43	1.7	3
P3	114	1.9	7.5
P4	36	1.9	1.5
P5	36	1.9	1.5

Tabla 4.1 Características de las bombas del banco de ensayo

4.1.2 El accionamiento

La instalación del prototipo requirió el diseño y construcción de los circuitos de accionamiento, de disipación de energía y de agua fría. Los circuitos de accionamiento son 2, independientes el uno del otro, el primero conecta al prototipo con la caldera de alta temperatura, y el segundo lo conecta con la caldera de baja temperatura. El circuito de disipación de energía interconecta el absorbedor A0 y el condensador CE1 con la torre de enfriamiento. Por último el circuito de agua enfriada conecta el evaporador E0 con los intercambiadores del banco de ensayo.



Figura 4.3 Montaje e instalación de la caldera de alta temperatura.

Se utilizaron dos circuitos de accionamiento independientes a dos niveles de temperatura: alta y baja. El accionamiento a alta temperatura se hace mediante agua en estado líquido presurizada a 13 bar y a temperaturas entre 150-160°C. El accionamiento a baja temperatura también se hace mediante agua en estado líquido a 80-90°C.

Se instalaron además un compresor de aire para efectuar el accionamiento neumático de las válvulas de control, una bomba de vacío para extraer los no condensables y el aire que ingresa al prototipo y un sistema de adquisición de datos.

4.1.2.1 Accionamiento a alta temperatura

La tarea de mayor envergadura fue el diseño y construcción del circuito de accionamiento a alta temperatura, la que asciende a 170°C aproximadamente. El accionamiento se hace mediante agua líquida sometida a una presión de 12 bar para la que corresponde una temperatura de saturación de 188°C. Debido a que el agua se dilata aproximadamente un 10% al calentarse desde la temperatura ambiente hasta la temperatura de accionamiento, fue necesario instalar un sistema de expansión y presurización. Las tuberías se construyeron con caños de acero de 100mm de diámetro.

Para la impulsión del agua en el circuito de accionamiento se utilizaron dos bombas para alta temperatura, una para mantener una circulación primaria sobre la caldera y otra con velocidad variable para impulsar la circulación sobre el generador de alta presión complementadas con una válvula derivadora con accionamiento eléctrico que permitía derivar el flujo por un *bypass* y evitar el generador o dejar el flujo sobre el generador o cualquier combinación intermedia.

El sistema de presurización constaba de un depósito de enfriamiento intermedio y un vaso de expansión con membrana de goma equipado con un compresor para aire y una unidad automática de control de la presión.



Figura 4.4 Bomba de impulsión de agua a alta temperatura, marca KSB.



Figura 4.5 Caldera para alta temperatura marca LOOS tipo UHH.

Para proveer la energía necesaria a alta temperatura se utilizó una caldera marca LOOS tipo UHH de 430 kW de capacidad que puede calentar agua presurizada a 13 bar hasta 195°C. La caldera dispone de un quemador marca Weishaupt modelo G3/1E para gas natural, el cual es modulado lo que permite variar la potencia desde 90 a 630 kW. El circuito de activación es accionado por las bombas P5 y P6 (Figura 4.2). Mediante la válvula de 3 vías motorizada V4 se garantiza una temperatura mínima de retorno a la caldera manteniendo en el arranque el flujo cerrado sobre la caldera mediante la bomba P6. Recién cuando se alcanza la temperatura de consigna se deriva el flujo hacia el generador. Se dispone además del sistema de presurización, tratamiento de agua y dosificación de aditivos.



Figura 4.6 Vasos de expansión y de enfriamiento.



Figura 4.7 Fotografía del conjunto: Torre de enfriamiento, caldera, planta solar y máquina de doble etapa.

4.1.2.2 Accionamiento a baja temperatura

Para efectuar el accionamiento a baja temperatura, en el generador de media presión, se utilizó una caldera de la marca WIESSMAN de 60kW de potencia que puede producir agua caliente hasta una temperatura de aproximadamente 90°C. Esta caldera tiene un quemador para gas natural de potencia fija y la regulación se hizo a todo o nada. Se instaló un circuito en derivación con el circuito que interconecta el condensador C2 con el generador G1, esquematizado en la Figura 4.2, con un intercambiador de calor abierto o cámara de mezcla. Para el circuito se montaron los equipos auxiliares necesarios como ser bomba de circulación, válvulas, tanque de expansión, válvula de seguridad, etc.

La regulación de la potencia aportada a baja temperatura se realizó a través de la modificación manual de la apertura de las válvulas del circuito de accionamiento. En este caso la caldera disponía de un termostato que activaba el quemador para alcanzar la temperatura de consigna. Se reguló el circuito para que la caldera trabaje a plena carga permanentemente.

4.2 Puesta a punto del prototipo

Una descripción de las características constructivas y de las dimensiones de los principales componentes del prototipo ya fue efectuada en el capítulo 3. El prototipo había sido ensayado en Múnich desde el año 1993 hasta el año 2001; es decir se había utilizado durante aproximadamente ocho años. Después de ese periodo estuvo sin funcionar aproximadamente 1 año; por lo que antes de ponerla nuevamente en funcionamiento fue necesario efectuarle tareas de mantenimiento que consistieron en la limpieza de los intercambiadores de calor y en la inspección y reparación de las

bombas de solución. Durante las primeras pruebas de funcionamiento se produjeron, además, averías importantes en el evaporador; las que dieron lugar a importantes tareas de reparación, que también se describen en este apartado.

4.2.1 Mantenimiento de las bombas



Figura 4.8 Vistas laterales del prototipo antes de su instalación en el CREVER.

En primer instancia fue necesario efectuar un mantenimiento integral de las bombas de solución y de condensado del prototipo. Para impulsar la solución se utilizaron bombas herméticas, que carecen de sellos o retenes en los ejes, de la marca NIKISSO (Modelo SS211-2.2 C-B), estas bombas se enfrían mediante la circulación interna de la solución que pasa por el entrehierro entre estator y rotor refrigerando y lubricando el motor y regresa por el eje hueco del motor hacia el frente de la bomba. Los cojinetes son de grafito ya que no llevan aceite de lubricación y se lubrican con la misma solución que bombean. El estator es hermético y el rotor se encuentra sumergido en la solución. Las bombas tienen un inductor de flujo previo al impulsor para evitar la cavitación ya que la solución está muy cerca de su punto de saturación. Al iniciar las tareas de mantenimiento no fue posible, a pesar de haber puesto mucho empeño, desmontar normalmente la bomba de recirculación de condensado en el evaporador. Como consecuencia fue necesario cortar las tuberías de aspiración e impulsión para extraerla y enviarla a un taller de reparación especializado. Otras 2 bombas, la de solución débil y la de solución con concentración intermedia, se desarmaron normalmente y se repararon en el taller del CREVER. Dicha reparación consistió en una limpieza escrupulosa y en el cambio de los cojinetes de grafito. No se inspeccionó una última bomba, la de recirculación de condensado en el condensador evaporador, debido a que en los modos de operación en los que se ensayaría el prototipo no se necesitaba.



Figura 4.9 Bomba hermética marca NIKISSO.

4.2.2 Limpieza de los intercambiadores

Por recomendación del fabricante se limpiaron los dos intercambiadores solución- solución, solo se pudo acceder al lado de los tubos, y en esa oportunidad se observó la varilla de cobre de 3.5 mm de diámetro que se había ubicado dentro de cada tubo de 7mm de diámetro. Este arreglo, poco convencional, fue implementado, luego de las primeras pruebas de funcionamiento en Alemania, con el objetivo de aumentar la velocidad de circulación de la solución e intentar mejorar el coeficiente global desde los 240W/m²K que se obtuvieron durante las primeras experiencias hasta los 500 W/m²K que se habían previsto durante el diseño, para alcanzar el COP deseado.

4.2.3 Averías y reparaciones

Luego de efectuar las tareas de mantenimiento descritas previamente y una vez acabada la instalación hidráulica, eléctrica, neumática y de control se procedió a intentar poner en operación el prototipo; usando solamente el accionamiento a alta temperatura con la caldera a gas natural. Durante la primera jornada de marcha del prototipo se observó a través de una mirilla de vidrio que la carcasa que contiene al absorbedor y evaporador se encontraba totalmente inundada de líquido, a tal punto que el 50% del haz de tubos del absorbedor se encontraba sumergido en líquido en lugar de operar, como debía, con película descendente. Por consiguiente se detuvo el ensayo y se hizo un diagnóstico rápido, detectándose que el agua del circuito externo del evaporador se filtraba hacia el interior de la máquina. Para detectar con exactitud que estaba sucediendo se cortó la carcasa de 12mm de acero de la máquina como se observa en la Figura 4.10 y a continuación fue necesario cortar también la tapa posterior del haz de tubos del evaporador para acceder al extremo de los tubos como se observa en la fotografía de dicha figura.

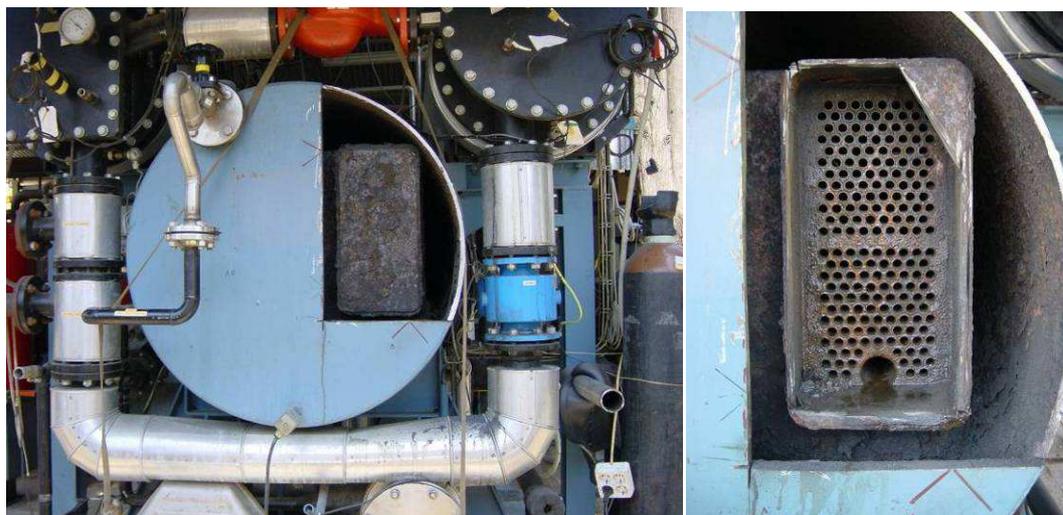


Figura 4.10 Inspección del haz de tubos del evaporador

Posteriormente se probaron individualmente los tubos del evaporador, tapándolos en un extremo e inyectando nitrógeno por el otro para darle una sobre-presión y verificando con un manómetro que mantenga la presión, como se observa en la Figura 4.11. Mediante este procedimiento se individualizó al tubo dañado, que era el de mayor diámetro y que era un tubo de acero, mientras que los demás eran de CuNi.

Se tenían dos alternativas para solucionar la rotura del tubo, la primera consistía en desmontar dicho tubo de la placa, extraerlo y reemplazarlo con un tubo nuevo de similares características; la segunda opción era sencillamente anular dicho tubo sellando ambos extremos. Debido a que no se contaba con herramientas para extraer el tubo dañado y mandrilar el tubo nuevo en la placa portatubos se decidió anular dicho tubo mediante la superposición de cordones de soldadura en ambos extremos, como se observa en la Figura 4.12. Luego de cegar el tubo dañado se cerró nuevamente la caja de tubos del evaporador y se efectuó una limpieza con agua a presión para eliminar la gran cantidad de escamas de óxido que se habían observado en el interior de la carcasa.



Figura 4.11 Prueba de estanqueidad de los tubos del evaporador



Figura 4.12 Obturación mediante soldadura del tubo del evaporador fisurado

Antes de cerrar nuevamente la carcasa del conjunto evaporador absorbedor se efectuó una prueba de estanqueidad del haz de tubos comprobándose que el circuito del evaporador soportaba la presión de trabajo sin problemas. También se efectuó una prueba de estanqueidad de la cuba del evaporador en la que se colecta el condensado que no se evaporó para su posterior recirculación. Durante esta última prueba que consistió en sencillamente llenar la cuba con agua y verificar que se mantenga el nivel se generó la sospecha de que el agua se fugaba directamente hacia el absorbedor.

Para efectuar un diagnóstico más preciso se decidió ampliar aún más el corte de la carcasa del absorbedor/evaporador, removiendo otro sector de la placa de acero que cierra la parte posterior de la carcasa, como se observa en la Figura 4.13, para poder examinar que sucedía internamente en la parte inferior del evaporador. Al examinar visualmente la parte inferior de la cuba del evaporador, que previamente se cargó con agua, se detectaron numerosos escapes de agua hacia el absorbedor, producidos en sendas hendiduras originadas por la corrosión. Para obturar dichas hendiduras se intentaron numerosas alternativas, lográndose taparlas con plástico reforzado con fibra de vidrio, que se aplicó a la distancia con útiles adaptados especialmente a tal fin.

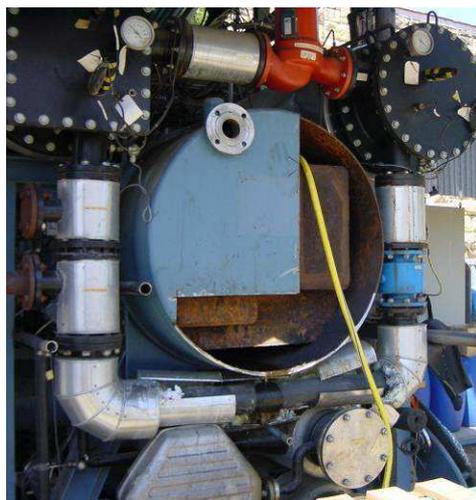


Figura 4.13 Ampliación del corte y fisura de la cuba del evaporador

Posteriormente se cerró nuevamente la carcasa del absorbedor evaporador y se intentó poner a punto el prototipo, no lográndose una operación mínimamente satisfactoria, ya que producía un escaso enfriamiento. En consecuencia y considerando la elevada corrosión que se había observado durante el examen interno previamente efectuado, se decidió extraer los haces de tubos de los conjuntos principales. La extracción, inspección y reparación de los haces de tubos fue una labor de gran envergadura y complejidad debido a que todas las carcasas son soldadas y a que en el caso del E0-A0 el haz de tubos mide aproximadamente 5 m de largo y 0.80m de ancho por 0.80m de alto, con un peso estimado en varias toneladas.



Figura 4.14 Extracción de los haces de tubos del evaporador y absorbedor

Para la extracción del haz de tubos del E0-A0 se construyó un par de carriles con la estructura correspondiente de forma tal que el conjunto se pueda deslizar hacia el exterior sin cambiar de altura ya que no se contaba con un puente grúa o medio de elevación adecuado, Figura 4.14. Luego de cortar todo el perímetro circular de la placa y utilizando 2 elevadores hidráulicos operando simultáneamente y en forma sincronizada se logró extraer los haces de tubos mediante desplazamientos muy pequeños; avanzando progresivamente intercalando suplementos para extender el pistón hidráulico.

Recién una vez extraído el conjunto pudo observarse en toda su extensión e intensidad el efecto desbastador de la corrosión en los componentes interiores del prototipo. Por ejemplo la cuba del evaporador, construida en chapa de acero, que durante la operación normal no debería encontrarse expuesta a la acción directa del LiBr, se encontraba literalmente destruida como consecuencia de la corrosión. Los tubos que eran de CuNi se encontraban en perfecto estado, pero las placas portatubos también se encontraban desbastadas por la corrosión, Figura 4.15.



Figura 4.15 Corrosión en la cuba del evaporador E0

Debido a lo avanzada de la corrosión en la cuba del evaporador y para que el mismo pueda operar satisfactoriamente, fue necesario remover totalmente la chapa original, plegar una chapa de acero nueva con la forma apropiada y montar la cuba nueva y soldarla íntegramente a las placas portatubos, como se observa en la Figura 4.16. También fue necesario practicar una limpieza generalizada y reparar la estructura que soporta al separador de gotas del vapor procedente del evaporador, Figura 4.17.



Figura 4.16 Montaje de la cuba nueva del evaporador



Figura 4.17 Panel separador de gotas ubicado entre evaporador y absorbedor

Posteriormente; se decidió inspeccionar el GA1 para conocer su estado de conservación; para lo cual, fue necesario extraerlo de su carcasa y remover la parte superior de la carcasa como se observa en la Figura 4.18. Se observó una gran corrosión y enorme cantidad de escamas de óxido que obturaban las

bandejas distribuidoras de solución. En este componente la distribución de solución se efectúa en 2 etapas superpuestas: en la primera, que es la superior, la solución se distribuye mediante 2 filas de perforaciones paralelas a lo largo de todo el intercambiador, a continuación mediante la bandeja inferior se distribuye en una fila de perforaciones sobre cada tubo del intercambiador. Se reemplazó la bandeja superior y se efectuó una limpieza a fondo de la bandeja inferior y del haz de tubos, Figura 4.19.



Figura 4.18 Generador/absorbedor de media presión



Figura 4.19 Estado de la bandeja pre-distribuidora del GA1 y la bandeja nueva con que se la substituyó.

También se desmontó para inspeccionar y limpiar el haz de tubos del condensador evaporador CE1. Este se encontró en buen estado de conservación pero, al igual que en los otros casos, sobre la bandeja distribuidora de condensado, construida en CuNi, se encontró una gran cantidad de escamas de óxido

provenientes de la carcasa de acero, las que se eliminaron. Se limpió el haz de tubos y la carcasa y se montó y soldó nuevamente el conjunto, Figura 4.20.

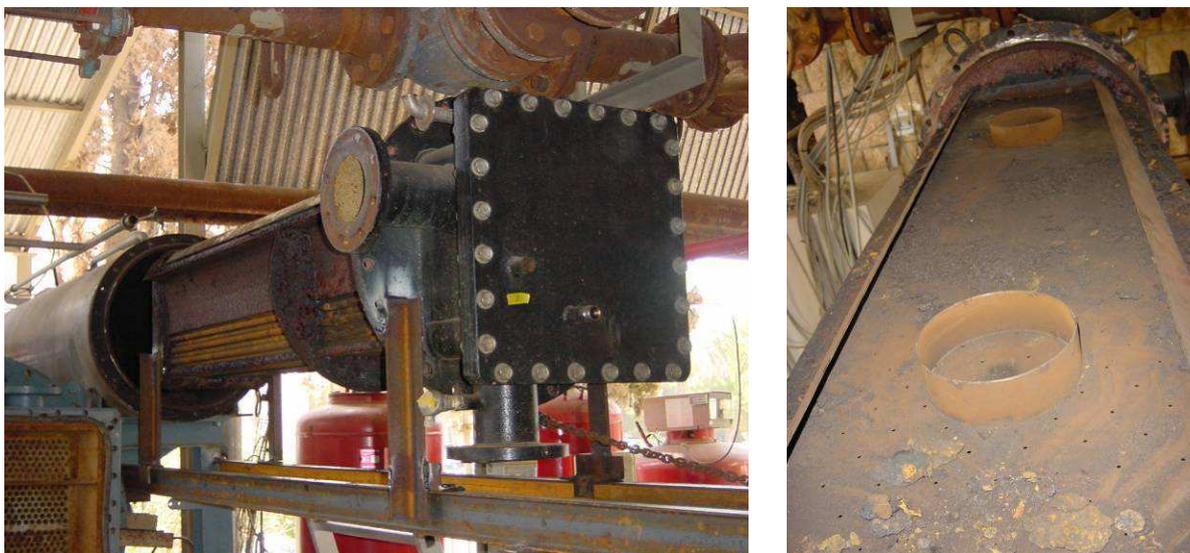


Figura 4.20 Extracción e inspección del condensador evaporador CE1

4.3 Instrumentación

Para poder determinar las prestaciones del prototipo en las diferentes condiciones de trabajo es necesario determinar las potencias térmicas intercambiadas en los diferentes circuitos y los perfiles de temperatura en los intercambiadores de calor. Para ello es necesario medir temperaturas en los diferentes estados y caudales de agua en los diferentes componentes. Además también a efectos del control y buena operación es necesario medir presiones en los diferentes puntos del circuito. Se registraron en total 13 temperaturas de los circuitos externos y 4 caudales de agua.

4.3.1 Sondas de temperatura

Se utilizaron termoresistencias Pt100 debido a la elevada estabilidad y linealidad de la variación de su resistencia respecto a la temperatura. Se montaron vainas de acero inoxidable para instalar las resistencias en las tuberías. Las Pt100 son fabricadas conforme al estándar internacional IEC-751 clase A y se caracterizan por una menor tolerancia de fabricación. Con el fin de evitar la influencia de la resistencia de los cables y de los conectores, todas las sondas de temperatura se conectaron mediante 4 conductores. Se utilizó un multímetro digital para medir la resistencia del sensor. El error total que incluye al error del sensor y al error debido al acoplamiento entre sensor y el medio cuya temperatura se quiere determinar alcanza a:

$$\Delta t = 0.2^{\circ}C + 0.0025 \cdot t \quad (4.1)$$

El error del multímetro digital es despreciable frente a los errores anteriores. El caso más desfavorable es la determinación de las temperaturas de accionamiento de aproximadamente 160°C donde el error en la medición de las temperaturas del fluido alcanza a 0.6°C.

4.3.2 Caudalímetro

Las mediciones de los caudales volumétricos de los fluidos calo-portadores en los circuitos externos se realizaron con caudalímetros magnéticos inductivos, Figura 4.21. El principio de medición de estos instrumentos es el efecto Hall. Se establece un campo magnético externo en dirección perpendicular a la circulación del fluido. Una partícula cargada eléctricamente que se mueve a través de un campo magnético produce una tensión que es perpendicular tanto al campo magnético como al vector

velocidad y esta tensión es proporcional a la velocidad de la partícula. Puesto que un líquido conductivo contiene partículas cargadas, al pasar a través de un campo magnético, producirá una tensión. Esa tensión Hall es proporcional a la velocidad del fluido y en consecuencia a su caudal volumétrico. La conductividad mínima del fluido para que este principio de medición sea viable es de 1uS/cm. El error de medición alcanza para condiciones de referencia (Velocidad $v > 0.25$ m/s, temperatura entre 10 y 30°C y conductividad mayor a 300 uS/cm) el valor:

$$\Delta \dot{V} = 0.01 \cdot \dot{V} \quad (4.2)$$

En las condiciones de trabajo reales el error de medición se estima algo más elevado que el especificado por el fabricante, según la ecuación (4.3).

$$\Delta \dot{V} = 0.02 \cdot \dot{V} \quad (4.3)$$

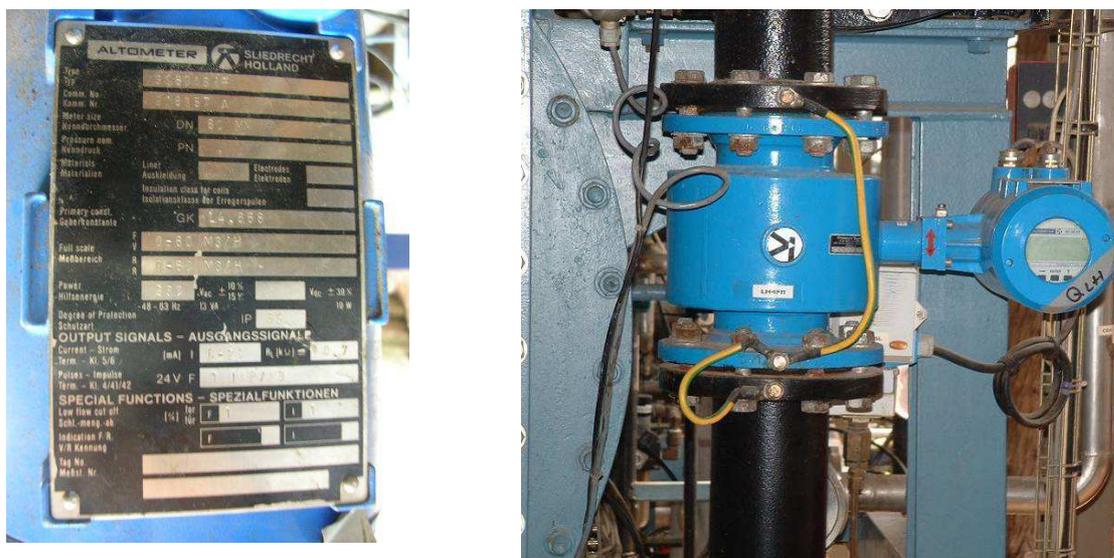


Figura 4.21 Caudalímetro magnético

4.3.3 Densidad y caudal de solución

La concentración de la solución no permanece constante, sino que depende del punto de operación de la enfriadora. Para determinar la concentración se midió la densidad de la solución la que junto con la temperatura permiten calcular la concentración.

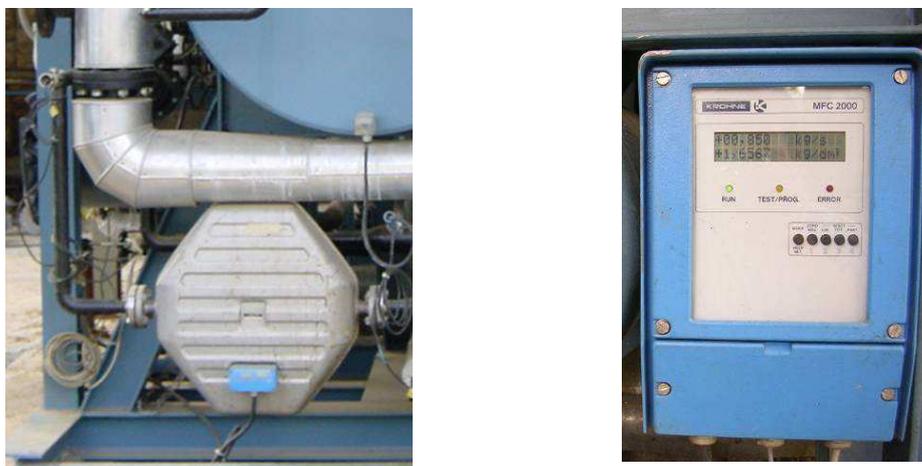


Figura 4.22 Caudalímetro de Coreolis que permite calcular la concentración de la solución

El sensor mediante el cual se determinó la densidad se basa en el efecto Coreolis. El caudalímetro másico de Coreolis, Figura 4.22, funciona aplicando una fuerza de vibración a un tubo curvado a través del que pasa el fluido. El efecto Coreolis crea una fuerza en el tubo perpendicular a ambas direcciones, la de vibración y la dirección de la corriente. Esta fuerza se mide para obtener el caudal másico. Este instrumento tiene la característica de que el fluido circula por un tubo liso, sin partes móviles, que no necesita limpieza ni mantenimiento y presenta una caída de presión muy baja, requerimiento esencial en el circuito de solución. Según el fabricante los errores de medición para el caudal másico y para la densidad alcanzan a lo expresado en la ecuación (4.4) y en la (4.5) respectivamente.

$$\Delta \dot{m}_{s_d} = 0.04 \cdot \dot{m}_{s_d} \quad (4.4)$$

$$\Delta \rho = 0.04 \cdot \rho \quad (4.5)$$

4.3.4 Sensores de presión

Las presiones en los 3 niveles internos de la enfriadora se obtuvieron a través de transductores piezoresistivos. En estos el sistema cuya presión se desea determinar actúa sobre una membrana metálica, la que trasmite la presión a un líquido trasmisor que a su vez actúa sobre el sensor de presión. Este sistema tiene la ventaja de que el fluido cuya presión se quiere determinar no entra en contacto directo con el sensor, evitando así que por ejemplo la solución de bromuro de litio destruya rápidamente el elemento piezoresistivo. A su vez tiene la desventaja de que la membrana metálica intermedia presenta ciertos comportamientos inelásticos, que también son función de la temperatura, lo que ocasiona relativamente grandes errores en la medición de presiones absolutas bajas. El error se estima según las especificaciones del fabricante en un 5%.

$$\Delta p = 0.05 \cdot p \quad (4.6)$$

Para el nivel de presión inferior se producen errores mayores que el sugerido por el fabricante estimándose en el 30%.

$$\Delta p = 0.30 \cdot p \quad (4.7)$$

4.3.5 Variables internas registradas

Durante los ensayos se midieron y registraron automáticamente siete temperaturas de las corrientes internas de la máquina, las 3 presiones en los distintos niveles y el caudal de solución a la salida del absorbedor, Figura 4.23. Manualmente se registró la densidad de la solución y otros parámetros que se medían por duplicado en forma automática y manual.

En los circuitos externos, se midieron y registraron automáticamente 10 temperaturas y 4 caudales de los fluidos caloportadores.

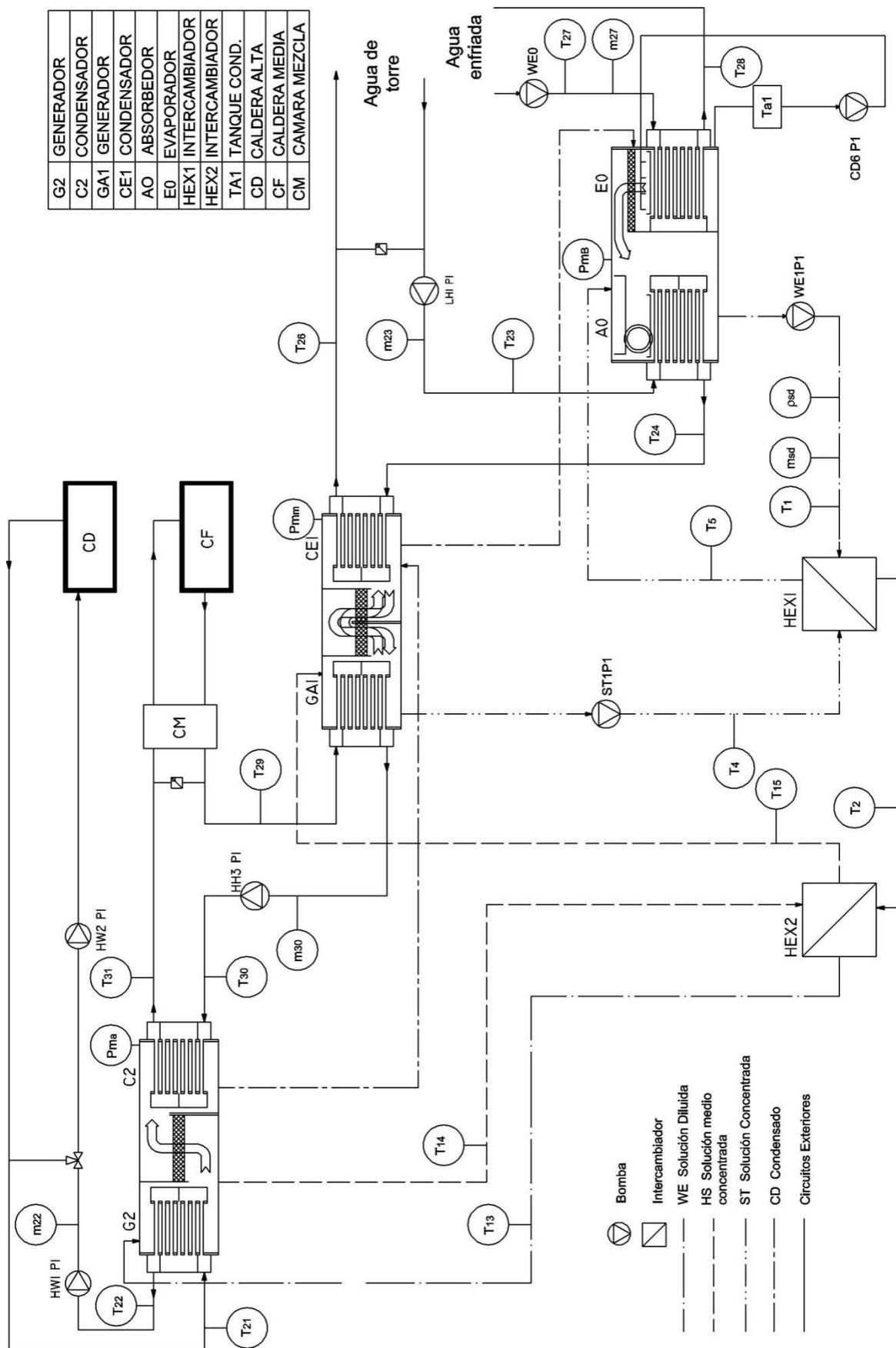


Figura 4.23 Diagrama de la máquina con la instrumentación instalada en los diferentes circuitos

Capítulo 5

Tratamiento de los Resultados Experimentales y Caracterización de la Enfriadora.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H2O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

5.1 Introducción

Se efectuaron ensayos experimentales con el prototipo instalado en el banco de pruebas con la finalidad de adquirir experiencia en la operación, regulación y optimización del prototipo; además de lograr la caracterización del mismo en los diferentes modos de operación y la obtención de resultados para validar el modelo matemático desarrollado en el capítulo 3.

El prototipo puede trabajar como bomba de calor o como enfriadora de agua en 3 modos diferentes. Como enfriadora de agua puede trabajar en modo doble efecto accionada con calor a 165°C producido con la caldera a gas, en modo simple efecto accionada con calor a 90°C captado en la planta solar y en modo combinado con aporte simultaneo de calor a 170 y a 90°C.

A efectos de la experimentación se ensayó primero como enfriadora de agua en modo doble efecto y posteriormente en modo combinado simple-doble efecto. En todos los casos se analizó el comportamiento de la máquina mediante el coeficiente de operación y la capacidad o potencia de enfriamiento.

Las mediciones siempre contienen errores. Estos errores pueden ser aleatorios (debido a la variabilidad natural del proceso) o sistemáticos (debido a instrumentos deficientes o no calibrados, fugas, etc.). Es por estos errores que los cálculos obtenidos a través de las mediciones no satisfacen los principios de conservación. Mediante el uso de la Reconciliación de Datos (RD) es posible reducir este error mediante el ajuste óptimo de las mediciones y de esta manera obtener cálculos que satisfacen los principios de conservación. En este capítulo se expone una metodología para el tratamiento de los datos experimentales que permite caracterizar el equipo y se basa en la reconciliación de datos y detección de errores sistemáticos.

5.2 Obtención de datos experimentales

Los parámetros internos del ciclo que se pueden variar son la relación de circulación, expresada como el caudal de solución partido por el caudal de condensado, el caudal de recirculación en el evaporador y la concentración de la solución. Es de interés también variar las condiciones externas del ciclo relacionadas con el accionamiento, la disipación de calor o la cobertura de la carga térmica del edificio. En este caso se efectuaron ensayos para diferentes temperaturas de accionamiento en el generador de alta presión G2 y de media presión G1, para diferentes temperaturas de disipación, y para diferentes cargas térmicas. En general, cuando se modificó un parámetro, los restantes se fijaron en las condiciones de diseño y solo se efectuaron variaciones cruzadas para evaluar la influencia de la temperatura de accionamiento para diferentes temperaturas de disipación sobre el COP y la capacidad de enfriamiento de la máquina.

5.2.1 Ensayos de operación en modo doble efecto

La enfriadora deberá operar accionada únicamente mediante la activación del generador de alta presión con agua caliente a 165°C, producida en una caldera con combustión de gas natural, por ejemplo cuando no se disponga de energía solar suficiente (durante días lluviosos o muy nublados o debido a la hora del día, es decir, durante la noche, inicio de la mañana y fin de la tarde) o en aquellas aplicaciones en las que se utiliza calor residual, cuando este no esté disponible.

En este caso el generador de media presión GA1 es accionado exclusivamente con el calor del condensador C2 y los circuitos externos de ambos quedan interconectados en un circuito cerrado. Se efectuaron ensayos en donde se variaron las temperaturas y caudales de los circuitos externos en el rango especificado en la Tabla 5.1.

	T ₂₇	m ₂₇	T ₂₁	m ₂₁	T ₂₃	m ₂₃
Unid.	°C	l/s	°C	l/s	°C	l/s
Min.	10	10	150	6	23	6
Max	15	14	160	9	31	18

Tabla 5.1 Rangos de temperatura y caudales durante la experimentación en modo doble efecto.

5.2.2 Ensayos de operación en modo combinado

Los ensayos con accionamiento a dos temperaturas han permitido caracterizar a la enfriadora para esta configuración y determinar las prestaciones para diferentes combinaciones de accionamiento a alta y baja temperatura. Estas diferentes combinaciones de accionamientos se corresponden con diferentes fracciones solares.

5.3 Procesamiento de las mediciones

Al efectuar las pruebas experimentales se realizaron, en forma automática, una gran cantidad de mediciones. Desde el momento del arranque de la instalación se midieron, con intervalos de 1 minuto, temperaturas, caudales y presiones; mediante un sistema electrónico compuesto por sensores, un sistema de adquisición de datos y una computadora personal. Como resultado de los cambios de las condiciones de operación se producían periodos de inestabilidad en el funcionamiento del ciclo. Las variables medidas, aún durante los periodos estacionarios, sufrían leves variaciones que generaban errores de lectura. Al mismo tiempo los sensores tienen errores intrínsecos inevitables. También son de esperar errores relacionados con la posición de montaje de los sensores y a interferencias electromagnéticas sobre los circuitos de medición. Estos errores son habituales en los trabajos experimentales. Con el fin de paliar su impacto se efectuó un tratamiento utilizando la metodología de reconciliación de datos y detección simultánea de errores sistemáticos.

El tratamiento se divide en varias etapas relacionadas como indica el diagrama de flujo de la Figura 5.1. La primera etapa consiste en la selección de periodos de operación en estado estacionario y cálculo de los promedios para obtener los valores más probables de las magnitudes medidas durante el periodo estacionario. Posteriormente se obtienen los valores más probables ajustados de las magnitudes mediante reconciliación de datos con los balances y consideración de los errores del instrumental (E). La etapa del cálculo de los factores de acoplamiento entre las diferentes magnitudes y de los errores relativos reducidos luego del proceso de reconciliación de datos precede a la última etapa que consiste en la estimación de la incertidumbre de las magnitudes calculadas mediante el estudio de la propagación de errores.

5.3.1 Determinación de estados estacionarios en los ensayos

Durante los ensayos se modificaron las temperaturas de entrada y caudales de los circuitos de accionamiento a alta temperatura, de agua de enfriamiento y de agua enfriada; para analizar el comportamiento de la enfriadora en diferentes condiciones de operación. Luego de una modificación de los parámetros generalmente sobrevenía un periodo de inestabilidad hasta que los controladores electrónicos lograban una operación estable nuevamente. Para la selección de los periodos a considerar se evaluaron las evoluciones de todos los parámetros registrados durante la operación de la máquina y se extrajeron aquellos periodos donde se observa una operación estable de la enfriadora.

El criterio general utilizado para establecer un periodo estacionario fue que no se observen oscilaciones durante un periodo de 20 minutos, que el cambio máximo de temperatura sea inferior a 1°C y que la variación máxima de caudales sea inferior a 0.5 l/s. Este criterio no fue absolutamente riguroso, sino que en casos especiales se toleraron variaciones levemente superiores en una variable.

Para la operación en efecto combinado se lograron extraer 34 periodos con una duración promedio de 24 minutos, siendo el periodo más largo de 40 minutos y el más corto de 10 minutos.

Durante esos periodos de operación estable la mayor variación se produjo solo en una oportunidad en la temperatura de salida del condensador evaporador CE1 cuando el cambio máximo de temperatura fue de 1.1°C. Para el evaporador E0 el mayor cambio de temperatura fue de 0.4°C en la salida, siendo el promedio de las cambios de todos los estados de 0.21°C. Para el generador de alta presión G2 el salto máximo fue de 0.56°C en la salida y el promedio fue de 0.25°C. En relación con los caudales externos (de los fluidos caloportadores) la mayor variación se produjo para el caudal del evaporador, donde la modificación máxima alcanzó a 0.44 l/s, lo que representa el 4% de su valor, siendo el promedio de las variaciones para el mismo de 0.37 l/s. En la Tabla 5.2 se exponen los valores de las variaciones máximas y los promedios de las variaciones máximas de todos los ensayos.

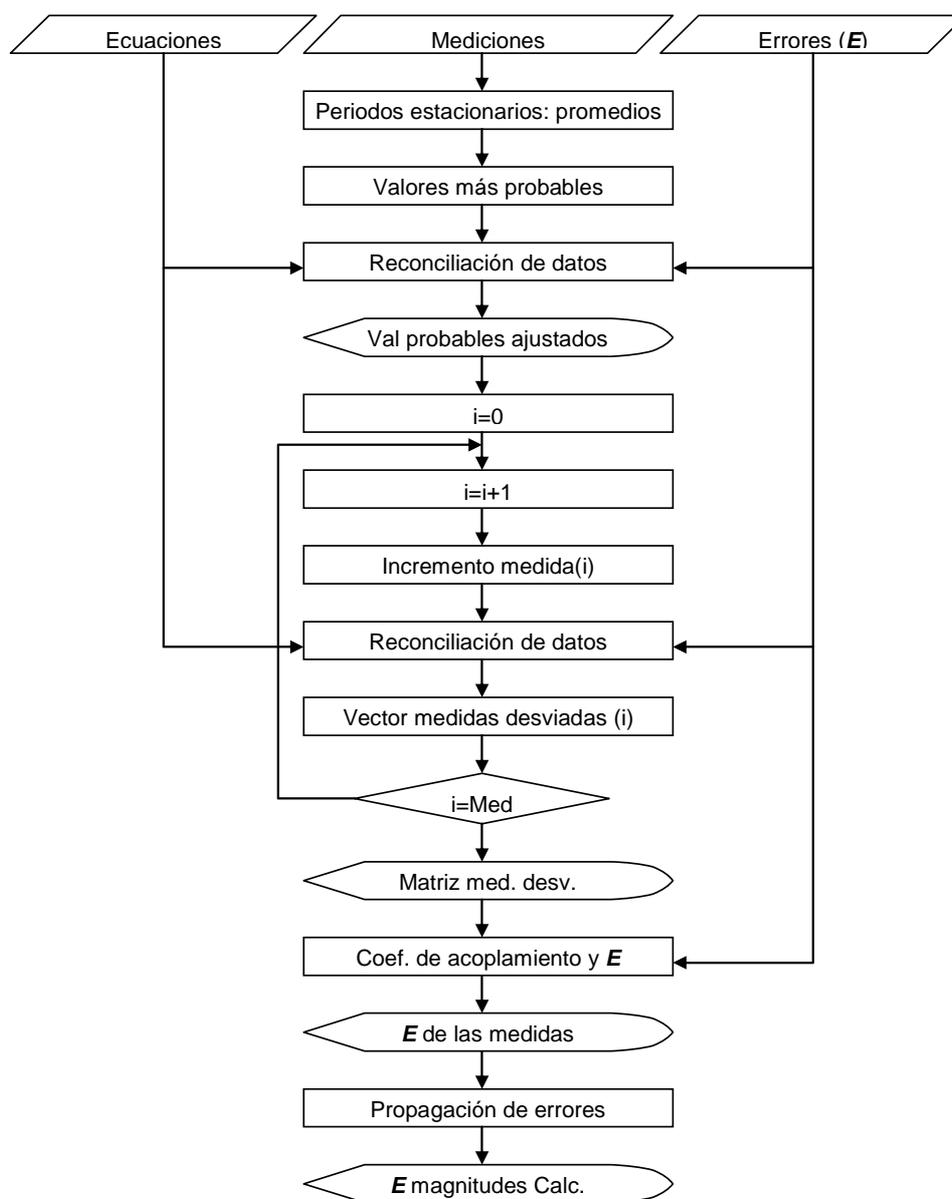


Figura 5.1 Diagrama de flujo del procesamiento de datos experimentales

El equipo de adquisición de datos registraba las variables cada minuto, por lo que para cada periodo se obtuvieron aproximadamente 24 lecturas. Para obtener el valor de una variable durante dicho periodo

se promediaron todas las lecturas de dicha variable durante ese periodo de operación estable. Para cada variable y cada periodo se obtuvo además la desviación estándar.

Cuando se miden y registran M variables en un sistema que tiene un determinado número de grados de libertad L y la cantidad de mediciones efectuadas M es superior al número de grados de libertad del sistema L se dice que las mediciones son redundantes. En este caso se dispone de más información que la estrictamente necesaria para conocer el comportamiento de la instalación. Cuando se verifica, a partir de las mediciones, el cumplimiento de ciertos principios (conservación de energía, materia, etc.) y de las relaciones entre ciertas propiedades de los fluidos (por ejemplo relación entre presión y temperatura en el cambio de fase de una sustancia pura) se registran incoherencias o incompatibilidades entre las mediciones. En estos casos se recurre al proceso de reconciliación de datos que se describe a continuación.

Variable	Unidad	Variación Máxima	Promedio de las variaciones
Temperatura de entrada al E0	°C	0.33	0.21
Temperatura de salida del E0	°C	0.41	0.20
Temperatura de entrada al G2	°C	0.46	0.25
Temperatura de salida al G2	°C	0.56	0.22
Temperatura de entrada al A0	°C	0.75	0.30
Temperatura de salida al A0	°C	0.78	0.28
Temperatura de salida del CE1	°C	1.13	0.30
Temperatura de entrada a G1	°C	0.97	0.53
Temperatura de salida de G1	°C	1.00	0.56
Caudal en C2-GA1	l/s	0.20	0.17
Caudal en G2	l/s	0.19	0.16
Caudal en A0 y CE1	l/s	0.12	0.10
Caudal en E0	l/s	0.44	0.37
Caudal de accionamiento a G1	l/s	0.08	0.03
Caudal de solución	l/s	0.13	0.09

Tabla 5.2 Variaciones máximas y promedio de las variables durante los estados estacionarios

5.3.2 Método de Reconciliación de Datos

La cantidad de magnitudes medidas fue superior a las necesarias para determinar el ciclo termodinámico y los flujos de energía, es decir, algunas de las magnitudes medidas fueron redundantes. Cuando se da esta situación en sistemas termodinámicos es factible controlar que las mediciones estén de acuerdo con los balances de energía, materia y funciones de estado de las propiedades termofísicas de los fluidos en los distintos estados. Si se efectúan tales comprobaciones, como consecuencia de los errores asociados a las mediciones (entre otros motivos), con seguridad se van a detectar desviaciones de dichas leyes.

Las mediciones efectuadas fueron sometidas a varios procesos consecutivos a fin de obtener los valores más probables de las magnitudes, los errores asociados a las mediciones y su propagación a los parámetros calculados a partir de esas mediciones, como pueden ser los flujos de energía y los coeficientes de operación en los diferentes estados.

Durante el periodo de pruebas del prototipo se midieron variables internas y externas. Llamamos variables internas a los parámetros de los estados por los que evolucionan los fluidos en la parte interna de la máquina, es decir, la solución de H₂O-LiBr y también a los parámetros de los estados del refrigerante (H₂O). Por otra parte, las variables externas son los parámetros del fluido caloportador en los circuitos de accionamiento, enfriamiento y disipación de energía.

En cada componente de la enfriadora se deben cumplir necesariamente los principios de conservación de la energía y de la materia para cada sustancia. Al verificar dichos principios se observa que existen discrepancias y que los balances no se cumplen. Dichas discrepancias se deben a los errores aleatorios y/o sistemáticos cometidos al efectuar las mediciones. Resulta entonces conveniente ajustar las mediciones de manera tal que se cumplan los balances de energía y materia mediante el proceso denominado reconciliación de datos.

El problema matemático consiste en minimizar la suma de los errores cuadráticos ponderados, ecuación (5.1).

$$\phi(u_i) = \sum_{i=1}^n \frac{(u_i - y_i)^2}{\sigma_i^2} \quad (5.1)$$

Donde $\phi(u_i)$ es la función a minimizar que depende de las diferencias entre los valores reconciliados u_i y los valores medidos y_i , siendo i el número de variable y n el número total de variables medidas, σ_i^2 es la variancia de la medición i . Viéndolo como un problema de optimización, $\phi(u_i)$ es la función objetivo a minimizar, verificando las restricciones impuestas por los balances de materia y de energía de cada componente del ciclo, ecuación (5.2).

$$\psi_j(u_i, z_k) = 0 \quad (5.2)$$

Donde ψ_j son las restricciones que expresan los balances de materia y de energía para cada equipo del prototipo, u_i son los valores reconciliados y z_k son las variables calculadas entendiéndose como tal a las que intervienen en los balances y no fueron medidas. El subíndice j es el número de restricciones, i el número de variables medidas y k el número de variables calculadas. Se debe cumplir además que el número de variables calculadas sea menor que el número de restricciones, porque si fueran iguales, al remplazar las variables medidas en los balances queda un sistema con igual cantidad de incógnitas que ecuaciones y se resuelve directamente es decir no hay redundancia; y por último, si el número de variables calculadas es mayor que el de restricciones el sistema es indeterminado. Simultáneamente se debe verificar que en conjunto, el número de las variables calculadas más el número de las variables medidas, también sea mayor que el número de restricciones, ya que si son iguales el sistema de restricciones se resuelve directamente e independientemente de los valores medidos. Por último, si el número total de variables (medidas más calculadas) es menor que el número de ecuaciones (restricciones) el sistema esta sobredeterminado y no tiene solución.

En este caso se trata de un problema de programación no lineal, más específicamente cuadrática, (problema QP) con restricciones de igualdad que en algunas ocasiones se puede resolver analíticamente. Cualquier método que sirva para resolver el sistema de ecuaciones conduce a un conjunto de caudales y propiedades ajustados que satisfacen los balances de materia y de energía de todos los componentes del prototipo. La aplicación del método de Lagrange implica la solución del sistema de ecuaciones(5.3)(5.4) y (5.5) donde los λ_j son los multiplicadores de Lagrange (Heenan y Serth, 1986).

$$\frac{\partial}{\partial u_i} \left[\phi(u_i) + \sum_j \lambda_j \psi_j(u_i, z_k) \right] = 0 \quad (5.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial z_k} \left[\phi(u_i) + \sum_j \lambda_j \psi_j(u_i, z_k) \right] = 0 \quad (5.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial \lambda_j} \left[\phi(u_i) + \sum_j \lambda_j \psi_j(u_i, z_k) \right] = \psi_j(u_i, z_k) = 0 \quad (5.5)$$

RESTRICCIONES

Las restricciones dependen del nivel de detalle del modelo con el que se quieran ajustar las variables medidas; en este caso se optó por utilizar los balances de materia para cada sustancia y los balances de energía en cada uno de los equipos fundamentales. Se entiende que los equipos fundamentales del prototipo son el generador de alta presión, el condensador de alta presión, el generador de media presión, el condensador de media presión, el absorbedor, el evaporador y los dos intercambiadores de calor solución-solución según lo indicado en la Figura 5.2.

En los balances de energía se ha asumido como buena aproximación que los trabajos de las bombas de solución son despreciables frente a los demás flujos de energía. En los dos generadores y en el evaporador se consideraron los flujos de calor intercambiados con el ambiente.

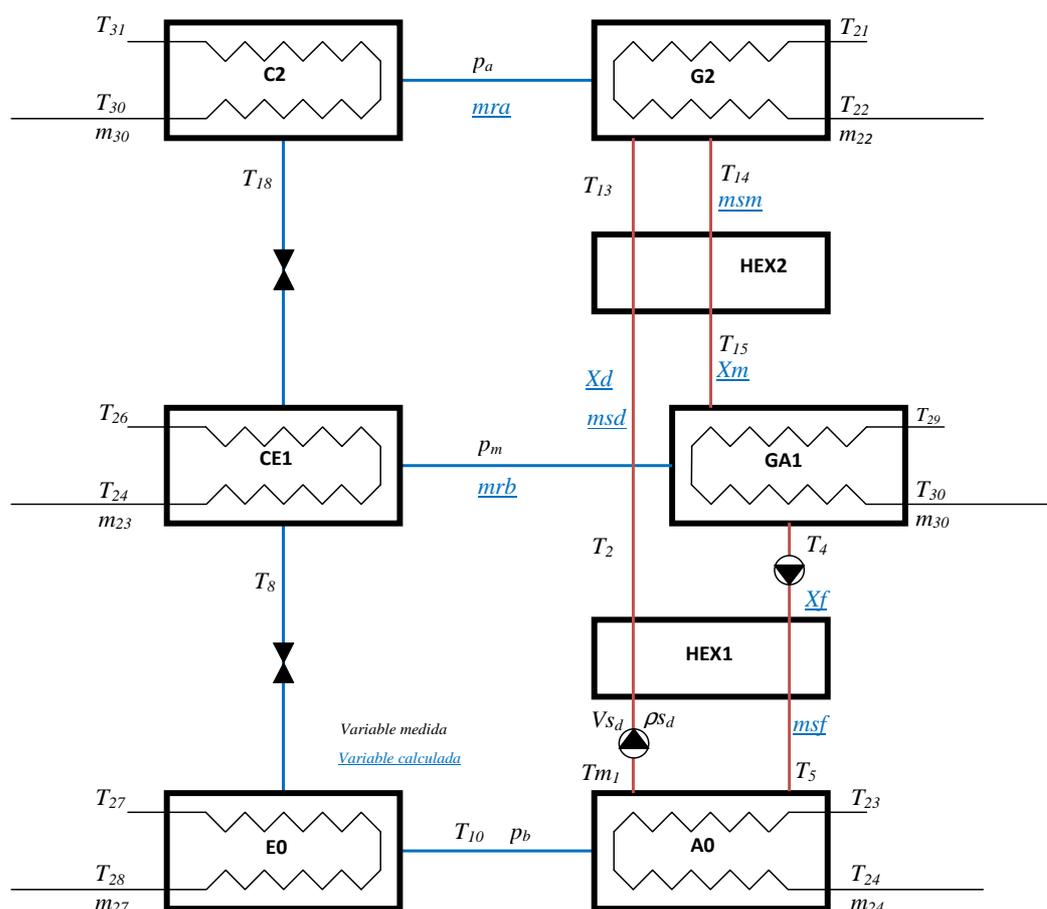


Figura 5.2 Variables medidas y calculadas

GENERADOR DE ALTA PRESIÓN (G2)

El balance de energía, ecuación (5.6), comprende cuatro flujos principales: la energía aportada por la corriente de solución débil entrando al generador, la solución de concentración intermedia saliendo del generador, el vapor sobrecalentado de refrigerante a alta presión transferido al condensador de alta C2, y por último, el calor cedido por el fluido caloportador en el circuito externo de accionamiento a alta temperatura. Se incorpora además un flujo de 10 kW representando la transferencia de calor hacia el medio a través de la aislación y puentes térmicos, como es el caso de los soportes y tuberías varias. Este valor surge del cálculo de la pérdida de calor a través de la aislación magnificada en un 100% para considerar las pérdidas debido a los puentes térmicos.

$$\begin{aligned} \psi_1(u_i, z_k) = & m_{s_d} \cdot h_{LiBr}(T_{13}, X_d) - m_{s_m} \cdot h_{LiBr}(T_{14}, X_m) - m_{r_a} \cdot h_s(T_{14}, p_a) + \\ & + m_{21} \cdot c_{p_w}(T_{21} - T_{22}) - 10kW = 0 \end{aligned} \quad (5.6)$$

Se deben cumplir además los dos balances de materia, el primero de conservación del LiBr, ecuación (5.7) y el segundo conservación global de materia (5.8).

$$\psi_2(u_i, z_k) = m_{s_d} \cdot X_d - m_{s_m} \cdot X_m = 0 \quad (5.7)$$

$$\psi_3(u_i, z_k) = m_{s_d} - m_{s_m} - m_{r_a} = 0 \quad (5.8)$$

El caudal másico de la solución débil no se midió directamente, sino que se calcula en función del caudal volumétrico y de la densidad de la solución débil que si se han medido durante los ensayos, (5.9).

$$m_{s_d} = v_{s_d} \cdot \rho_{s_d} \quad (5.9)$$

La concentración, aunque no fue medida directamente, se puede calcular en función de la temperatura y la densidad medidas para un estado determinado (5.10).

$$X_d = X_{LiBr}(\rho_{s_d}, T_1) \quad (5.10)$$

CONDENSADOR DE ALTA PRESIÓN (C2)

Para el condensador C2, el balance de materia es trivial, en consecuencia en este caso solo corresponde un balance de energía, ecuación (5.11), integrado por la energía que aporta el vapor sobrecalentado de refrigerante a alta presión proveniente del generador de alta, G2, el líquido saturado abandonando el C2 a la presión de alta y el calor recibido por el fluido caloportador del circuito externo que se utilizará para accionar el generador de media presión.

$$\psi_4(u_i, z_k) = m_{r_a} \cdot (h_s(T_{14}, p_a) - h_l(p_a)) + m_{30} \cdot c_{p_w}(T_{30} - T_{31}) = 0 \quad (5.11)$$

INTERCAMBIADOR SOLUCIÓN-SOLUCIÓN (HEX2)

El balance de energía comprende el flujo de calor recibido por la solución débil y el cedido por la solución de concentración intermedia, ecuación (5.12).

$$\begin{aligned} \psi_5(u_i, z_k) = & ms_d \cdot (h_{LiBr}(T_{13}, X_d) - h_{LiBr}(T_2, X_d)) - \\ & - ms_m \cdot (h_{LiBr}(T_{14}, X_m) - h_{LiBr}(T_{15}, X_m)) = 0 \end{aligned} \quad (5.12)$$

GENERADOR DE MEDIA PRESIÓN (GA1)

El balance de energía, de manera análoga al del generador de alta, está integrado por cuatro términos principales que representan cuatro flujos de energía, ecuación (5.13): el aportado por la solución de concentración intermedia que procede del generador de alta, el que se lleva la solución fuerte, el que se lleva el vapor sobrecalentado de refrigerante a presión media y el que aporta el fluido caloportador del circuito externo. Se incluye además un flujo de energía de 5 kW que representa el calor disipado al medio a través de la aislación y puentes térmicos, que fue estimado en forma análoga a las pérdidas de calor en G2. Se supone que el vapor de refrigerante producido sale del generador sobrecalentado en equilibrio térmico con la temperatura de salida de la solución fuerte.

$$\begin{aligned} \psi_6(u_i, z_k) = & ms_m \cdot h_{LiBr}(T_{15}, X_m) - ms_f \cdot h_{LiBr}(T_4, X_f) - mr_b \cdot h_s(T_4, p_m) + \\ & + m_{30} \cdot cp_w(T_{29} - T_{30}) - 5kW = 0 \end{aligned} \quad (5.13)$$

Balance de LiBr, ec.(5.14):

$$\psi_7(u_i, z_k) = ms_m \cdot X_m - ms_f \cdot X_f = 0 \quad (5.14)$$

Balance global, ec. (5.15):

$$\psi_8(u_i, z_k) = ms_m - ms_f - mr_b = 0 \quad (5.15)$$

CONDENSADOR DE MEDIA PRESIÓN (CE1)

En este caso solo corresponde un balance de energía, ecuación (5.16), integrado por la energía que aporta el vapor de refrigerante a alta presión proveniente del G2, el líquido saturado abandonando el C2 a la presión de alta y el calor recibido por el fluido caloportador del circuito externo.

$$\psi_9(u_i, z_k) = mr_b \cdot (h_s(T_4, p_m) - h_l(p_m)) - m_{23} \cdot cp_w(T_{26} - T_{24}) = 0 \quad (5.16)$$

EVAPORADOR (E0)

Al evaporador E0 ingresa un caudal de refrigerante comprendido por los flujos de vapor producidos en ambos generadores. Se supone que la entalpía a la entrada es igual a la entalpía del líquido saturado a la presión intermedia y que la entalpía a la salida es igual a la entalpía del vapor saturado a baja presión, es decir se asume que las pérdidas de calor en las tuberías son despreciables y que las estrangulaciones son isoentálpicas. El circuito exterior de agua enfriada aporta un flujo de calor que constituye el efecto útil de la máquina(5.17). Adicionalmente se supone una entrada de calor procedente del medio de 5kW a través de las paredes de la coraza, la que no se encontraba aislada térmicamente.

$$\psi_{10}(u_i, z_k) = (mr_a + mr_b) \cdot (h_l(p_m) - h_v(p_b)) + m_{27} \cdot cp_w(T_{27} - T_{28}) + 5kW = 0 \quad (5.17)$$

INTERCAMBIADOR SOLUCIÓN-SOLUCIÓN (HEX1)

El balance de energía, ecuación (5.18), debe expresar el calor recibido por la solución débil y el cedido por la solución fuerte de concentración elevada.

$$\psi_{11}(u_i, z_k) = m_{s_d} \cdot (h_{LiBr}(T_2, X_d) - h_{LiBr}(T_1, X_d)) - m_{s_f} \cdot (h_{LiBr}(T_4, X_f) - h_{LiBr}(T_5, X_f)) = 0 \quad (5.18)$$

ABSORBEDOR (A0)

En el absorbedor se consideran cuatro flujos de energía: el aportado por la corriente de solución fuerte con concentración elevada, el que se lleva la corriente de solución débil, y el proporcionado por el vapor de agua producido en el evaporador y el que retira el agua de enfriamiento, ecuación (5.19).

$$\begin{aligned} \psi_{12}(u_i, z_k) = & m_{s_f} \cdot h_{LiBr}(T_5, X_f) - m_{s_d} \cdot h_{LiBr}(T_1, X_d) + (m_{r_a} + m_{r_b}) \cdot h_s(p_m) + \\ & + m_{23} \cdot c_{p_w}(T_{23} - T_{24}) = 0 \end{aligned} \quad (5.19)$$

Las 12 ecuaciones anteriores (5.6) a (5.8) y (5.11 a 5.19) son función de 32 variables, de las cuales 26 son medidas y 6 son desconocidas. Dichas ecuaciones se tienen que satisfacer con las variables reconciliadas y las restantes se pueden calcular. Adicionalmente la aplicación del método de Lagrange genera 12 multiplicadores de Lagrange λ_j .

FUNCIÓN OBJETIVO A MINIMIZAR

La optimización se efectúa para minimizar la suma de los errores cuadráticos ponderados, expresada anteriormente en la ecuación (5.1). Las variables reconciliadas, medidas y los errores de los instrumentos se resumen en la Tabla 5.3 donde las temperaturas medidas se designan con T_{m_i} y las reconciliadas como T_i , análogamente, en los caudales y las presiones se agrega la letra m al símbolo de la variable para indicar que es el valor medido. El valor de σ_i se estimó de forma independiente para cada instrumento usando las especificaciones del fabricante en conjunto con el conocimiento del investigador acerca de las condiciones de instalación y comportamiento de dicho instrumento (Heenan y Serth, 1986).

i	u_i	y_i	σ_i	σ	
1	T_1	Tm_1	σ_{T1}	0.1	°C
2	T_2	Tm_2	σ_{T2}	0.1	°C
3	T_4	Tm_4	σ_{T4}	0.1	°C
4	T_5	Tm_5	σ_{T5}	0.1	°C
5	T_{13}	Tm_{13}	σ_{T13}	0.1	°C
6	T_{14}	Tm_{14}	σ_{T14}	0.1	°C
7	T_{15}	Tm_{15}	σ_{T15}	0.1	°C
8	T_{21}	Tm_{21}	σ_{T21}	0.1	°C
9	T_{22}	Tm_{22}	σ_{T22}	0.1	°C
10	T_{23}	Tm_{23}	σ_{T23}	0.1	°C
11	T_{24}	Tm_{24}	σ_{T24}	0.1	°C
12	T_{26}	Tm_{26}	σ_{T26}	0.1	°C
13	T_{27}	Tm_{27}	σ_{T27}	0.1	°C
14	T_{28}	Tm_{28}	σ_{T28}	0.1	°C
15	T_{29}	Tm_{29}	σ_{T29}	0.1	°C
16	T_{30}	Tm_{30}	σ_{T30}	0.1	°C
17	T_{31}	Tm_{31}	σ_{T31}	0.1	°C
18	m_{21}	mm_{21}	σ_{m21}	0.3	Kg/s
19	m_{23}	mm_{23}	σ_{m23}	0.3	Kg/s
20	m_{27}	mm_{27}	σ_{m27}	0.3	Kg/s
21	m_{30}	mm_{30}	σ_{m30}	0.3	Kg/s
22	p_a	pm_a	σ_{pa}	0.1	Bar
23	p_b	pm_b	σ_{pb}	0.01	Bar
24	p_m	pm_m	σ_{pm}	0.001	Bar
25	ρ_{sd}	ρm_{sd}	σ_{psd}	0.01	Kg/m ³
26	V_{sd}	Vm_{sd}	σ_{Vsd}	0.1	l/s

Tabla 5.3 Variables utilizadas en el proceso de reconciliación.

Las variables que aparecen en los balances y que no fueron medidas son: los dos caudales de solución de concentración fuerte y media, las dos concentraciones de las soluciones antes mencionadas y los dos flujos de refrigerante producidos en sendos generadores; en total suman 6 y se enumeran en la Tabla 5.4.

k	1	2	3	4	5	6
z_k	ms_m	X_m	mr_a	ms_f	X_f	mr_b

Tabla 5.4 Variables calculadas.

Se genera la función de Lagrange,(5.20) sumando la función objetivo con la sumatoria de todos los productos de las ecuaciones a satisfacer por su correspondiente multiplicador.

$$fl = \phi(u_i) + \sum_j \lambda_j \psi_j(u_i, z_k) \quad (5.20)$$

Derivando la función de Lagrange con respecto a cada variable medida,(5.21), se generan 26 ecuaciones.

$$\frac{\partial fl}{\partial u_i} = 0 \quad (5.21)$$

Derivando la función de Lagrange con respecto a cada variable calculada,(5.22), se generan 6 ecuaciones adicionales.

$$\frac{\partial fl}{\partial z_k} = 0 \quad (5.22)$$

Las 32 derivadas combinadas con las 12 restricciones suman 44 ecuaciones con 44 incógnitas, constituidas por las 26 variables reconciliada u_i , las 6 variables calculadas z_k y los 12 multiplicadores λ_j . Dicho sistema de 44 ecuaciones con 44 incógnitas se resuelve mediante el EES para cada estado estacionario. En la Tabla 5.5 se muestran los resultados del proceso de reconciliación de datos.

En la segunda parte del Anexo A se transcribe el proceso de cálculo que se codificó en el EES para resolver la reconciliación de errores anteriormente descripta.

Cuando en el conjunto de variables medidas hay alguna con un error sistemático el proceso de reconciliación de datos distribuye este error entre las demás variables que se han medido fiablemente. Para evitar este problema es necesario detectar la presencia de errores sistemáticos dentro del conjunto de variables medidas.

5.3.3 Detección de errores sistemáticos

Para la detección de los errores sistemáticos se evaluó el cociente entre el residuo de la reconciliación de datos y la desviación estándar de cada variable, ecuación (5.23), utilizando el método MIMT (*Modified Iterative Measurement Test*) según Serth y Heenan (1986) se plantea la siguiente ecuación para cada variable:

$$w_i = \frac{|u_i - y_i|}{\sigma_i} \quad (5.23)$$

Para un nivel de confianza del 95% el valor de w_i debe ser inferior a 1.96. Las variables con los errores más elevados se van removiendo una a una y se aplica nuevamente el proceso de reconciliación verificando que no se produzcan resultados irreales.

5.3.4 Cálculo de los errores de los datos reconciliados

Cuando se mide una única magnitud, con un único valor, con diferentes instrumentos independientes, cada uno con un error relativo conocido; el valor de la magnitud se puede obtener como el promedio de los diferentes valores obtenidos con los distintos instrumentos. El valor del error asociado a la

magnitud medida será menor al de cada uno de los instrumentos utilizados. En el caso de que se mida con dos instrumentos diferentes cada uno con errores Er_1 y Er_2 el error asociado al valor de la magnitud será Er según la ecuación (5.24). Una explicación del método fue efectuada por Alefeld, et al (1995).

$$Er = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{Er_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{Er_2}\right)^2}} \quad (5.24)$$

Cada error Er_1 y Er_2 se acopla directamente con el error global Er . Los factores de acoplamiento en este caso son iguales a la unidad.

Con el procedimiento de reconciliación de datos se logra ajustar las mediciones dentro del rango aceptado para su variación debido al error inherente al instrumento de medición de forma que se verifiquen ciertas leyes o funciones que se sabe de antemano que se tienen que cumplir. Todavía resta la pregunta de cuál es el error que tienen asociados los datos reconciliados. Cuando se mide una magnitud con varios instrumentos independientes se logra obtener un valor de la magnitud con un error menor al del instrumento con menor error de todos. Algo similar sucede cuando se miden diferentes magnitudes que están relacionadas entre sí por leyes conocidas. El significado de los factores de acoplamiento se verá claramente en el ejemplo que se expone a continuación. Sea el caso de una cámara de mezcla a la que ingresan dos corrientes y de la que sale una corriente, si se miden los tres caudales se debe cumplir el balance de materia que indica que la suma de las corrientes entrantes es igual al valor del caudal en la que sale. Probablemente los datos medidos no cumplan con esta condición, si se reconcilian los datos con el procedimiento antes descrito se obtendrán nuevos valores, estos nuevos valores reconciliados tendrán asociado un error que en general será inferior al de los instrumentos individuales con los que se obtuvieron. En los apartados que siguen se da una descripción paso a paso del método y un ejemplo para uno de los estados estacionarios (Alefeld, et al 1995).

5.3.4.1 Primer paso

Si se ejecuta de nuevo el proceso de reconciliación de datos, descrito en el apartado correspondiente, tomando como datos de partida a los valores ya ajustados, la suma de los errores cuadráticos medios normalizados será igual a cero. Para obtener los factores de acoplamiento, ejecutamos nuevamente el proceso de RD pero incrementando uno de los caudales en un Δu y manteniendo el resto iguales a los valores reconciliados ya obtenidos. Es decir, tomamos como datos de partida $u_1 + \Delta u_1, u_2, u_3, \dots, u_n$ y minimizamos nuevamente la función cumpliendo los balances de materia. Como resultados se obtienen nuevos valores $u_1 + \delta u_1, u_2 + \delta u_2, u_3 + \delta u_3, \dots, u_n + \delta u_n$. Los factores de acoplamiento formarán una matriz y estarán definidos como

$$\frac{\delta u_i}{u_i} = K_{i,k} \cdot \frac{\Delta u_k}{u_k} \quad (5.25)$$

Donde los subíndices toman los siguientes valores $i=1,2,\dots,n$; $k=1,2,\dots,n$. Un incremento del caudal k ocasiona una variación $k_{i,j}$ veces del caudal i . El valor de $K_{i,k}$ representa que porcentaje varía el valor reconciliado del caudal i cuando el caudal k se modifica en un uno por ciento.

5.3.4.2 Segundo Paso

Mediante la ecuación (5.26) se obtiene el nuevo error para cada variable. El factor de acoplamiento de un caudal cualquiera sobre sí mismo es diferente de la unidad ya que el proceso de RD al minimizar los errores propaga la variación a los demás caudales y disminuye su incidencia sobre sí mismo.

$$Er_i^n = \frac{k_{i,i}}{\sqrt{\sum_{k=1}^n \left(\frac{K_{i,k}}{Er_k}\right)^2}} \quad (5.26)$$

5.3.5 Aplicación del cálculo de propagación de errores al COP

Cuando la enfriadora opera en modo doble efecto puro el COP de la máquina se puede definir como el cociente entre el calor aportado en el evaporador y el calor aportado en el generador de alta presión.

$$COP = \frac{Q_{EO}}{Q_{G2}} \quad (5.27)$$

Teniendo en cuenta que ambos circuitos operan con agua, los calores intercambiados se pueden determinar en función de los caudales y las temperaturas de ambos circuitos externos.

$$COP = \frac{m_{27} \times C_p \times (T_{28} - T_{27})}{m_{21} \times C_p \times (T_{21} - T_{22})} \quad (5.28)$$

Las seis variables medidas en los circuitos externos tienen asociados errores que se propagan cuando se calcula el COP de la enfriadora. El error asociado al COP de la enfriadora se puede obtener como la sumatoria de los productos de las derivadas parciales del COP con respecto a cada una de las variables medidas por los errores de cada instrumento de medición.

$$\begin{aligned} \Delta COP = & \left| \frac{\partial COP}{\partial m_{27}} \right| \times \Delta m_{27} + \left| \frac{\partial COP}{\partial m_{21}} \right| \times \Delta m_{21} + \left| \frac{\partial COP}{\partial T_{27}} \right| \times \Delta T_{27} + \left| \frac{\partial COP}{\partial T_{28}} \right| \times \Delta T_{28} + \\ & + \left| \frac{\partial COP}{\partial T_{22}} \right| \times \Delta T_{22} + \left| \frac{\partial COP}{\partial T_{21}} \right| \times \Delta T_{21} \end{aligned} \quad (5.29)$$

Las derivadas parciales del COP con respecto a cada variable medida están expresadas en las siguientes seis ecuaciones (5.30 – 5.35):

$$\frac{\partial COP}{\partial m_{27}} = \frac{T_{27} - T_{28}}{m_{21} \times (T_{21} - T_{22})} \quad (5.30)$$

$$\frac{\partial COP}{\partial m_{21}} = -\frac{m_{27} \times (T_{27} - T_{28})}{m_{21}^2 \times (T_{21} - T_{22})} \quad (5.31)$$

$$\frac{\partial COP}{\partial T_{27}} = \frac{m_{27}}{m_{21} \times (T_{21} - T_{22})} \quad (5.32)$$

$$\frac{\partial COP}{\partial T_{28}} = -\frac{m_{27}}{m_{21} \times (T_{21} - T_{22})} \quad (5.33)$$

$$\frac{\partial COP}{\partial T_{21}} = -\frac{m_{27} \times (T_{27} - T_{28})}{m_{21} \times (T_{21} - T_{22})^2} \quad (5.34)$$

$$\frac{\partial COP}{\partial T_{22}} = \frac{m_{27} \times (T_{27} - T_{28})}{m_{21} \times (T_{21} - T_{22})^2} \quad (5.35)$$

Los errores corregidos de los caudales y las temperaturas reconciliadas se obtienen mediante el proceso de cálculo descrito en los apartados anteriores. El error relativo que se comete al calcular el COP queda expresado como la relación entre el error absoluto y el valor del COP.

$$Er_{COP} = \frac{\Delta COP}{COP} \quad (5.36)$$

Si se reemplazan las derivadas y los correspondientes errores de los instrumentos en la expresión del error relativo resulta:

$$Er_{COP} = Er_{m27}^n + Er_{m21}^n + \frac{Er_{T27}^n \times T_{27}}{(T_{27} - T_{28})} + \frac{Er_{T28}^n \times T_{28}}{(T_{27} - T_{28})} + \frac{Er_{T21}^n \times T_{21}}{(T_{21} - T_{22})} + \frac{Er_{T22}^n \times T_{22}}{(T_{21} - T_{22})} \quad (5.37)$$

Con esta última expresión y los valores de los errores relativos corregidos Er_i^n se obtiene un error relativo en el valor del COP de 0.18. Teniendo en cuenta que los valores del COP se aproximan a la unidad también los errores absolutos en el COP serán de aproximadamente ese mismo valor. Como los valores de los parámetros no presentan grandes variaciones y los errores relativos de los instrumentos permanecen constantes el error en el COP no se modificará de un estado a otro.

La determinación experimental de las prestaciones de las máquinas térmicas en general y de las máquinas de absorción en particular exige la medición de caudales y cambios de temperatura generalmente pequeños. Frecuentemente las magnitudes medidas y calculadas tienen asociados errores groseros que no son evaluados durante el procesamiento de datos y que desvirtúan conclusiones acerca de ahorros energéticos y eficiencias. El avance de la electrónica permite registrar muchas variables con intervalos reducidos generándose gran cantidad de datos que el método de reconciliación de datos permite ajustar.

La determinación de los coeficientes de acoplamiento entre las diferentes medidas permite apreciar el error de las magnitudes medidas que mediante la propagación de errores, se extrapolan hacia los parámetros calculados. Aplicando este novedoso método los errores relativos en la medición de la temperatura por ejemplo se reducen desde el 2% al 1% en el rango de los 10°C. La propagación de estos errores en el cálculo del COP da un error del 18% valor que dificulta la evaluación del impacto de ciertas condiciones de operación sobre el COP de la máquina.

5.4 Resultados

5.4.1 Reconciliación de datos y detección de errores sistemáticos

En la Tabla 5.5 se muestran los resultados del proceso de reconciliación de datos. En esta tabla se observa que existen numerosas variables que exceden el límite considerado para catalogar la medida como una medida que contiene un error sistemático (ec. 5.23).

Variable	Medido	σ^2	Reconciliado	e	er%	w_i
T ₁	37.2	0.01	37.13	0.07	0.2%	0.70
T ₂	68.3	0.01	68.23	0.07	0.1%	0.70
T ₄	83	0.01	82.94	0.06	0.1%	0.60
T ₅	46.5	0.01	46.56	0.06	0.1%	0.60
T ₁₃	116.8	0.01	116.93	0.13	0.1%	1.30
T ₁₄	134.7	0.01	134.72	0.02	0.0%	0.20
T ₁₅	82.2	0.01	82.32	0.12	0.1%	1.20
T ₂₁	159.7	0.01	159.36	0.34	0.2%	3.40
T ₂₂	155.4	0.01	155.74	0.34	0.2%	3.40
T ₂₃	30.2	0.01	29.65	0.55	1.8%	5.50
T ₂₄	32	0.01	32.37	0.37	1.2%	3.70
T ₂₆	33.5	0.01	33.68	0.18	0.5%	1.80
T ₂₇	12.4	0.01	12.71	0.31	2.5%	3.10
T ₂₈	10.4	0.01	10.09	0.31	3.0%	3.10
T ₂₉	88.8	0.01	88.38	0.42	0.5%	4.20
T ₃₀	85.3	0.01	85.49	0.19	0.2%	1.90
T ₃₁	87.5	0.01	87.73	0.23	0.3%	2.30
m ₂₁	10	0.10	8.571	1.429	14.3%	4.52
m ₂₃	17.1	0.10	18.07	0.97	5.7%	3.07
m ₂₇	14.2	0.10	14.74	0.54	3.8%	1.71
m ₃₀	9.5	0.10	8.701	0.799	8.4%	2.53
ρ_{sm}	1.628	0.01	1.628	0.0003	0.0%	0.00
ρ_a	0.668	0.01	0.668	0	0.0%	0.00
ρ_b	0.006	0.000001	0.006	0	0.0%	0.00
ρ_m	0.061	0.0001	0.061	0	0.0%	0.00
V _{sd}	1.10	0.01	0.54	0.56	50.9%	5.60

Tabla 5.5 Resultados del proceso de reconciliación de datos.

En la Tabla 5.6 se exponen los resultados obtenidos después de eliminar las variables medidas que adolecían de los mayores valores de w_i y que resultaron ser m_{21} y v_{sd} . Se observa que aún quedan varias variables con errores sistemáticos y que el mayor error es él asociado a T_{30} (tabla 5.6).

Variable	Medido	σ^2	Reconciliado	e	er%	w_i
T ₁	37.2	0.01	37.29	0.09	0.2%	0.90
T ₂	68.3	0.01	68.09	0.21	0.3%	2.10
T ₄	83	0.01	83.09	0.09	0.1%	0.90
T ₅	46.5	0.01	46.42	0.08	0.2%	0.80
T ₁₃	116.8	0.01	116.92	0.12	0.1%	1.20
T ₁₄	134.7	0.01	134.7	0	0.0%	0.00
T ₁₅	82.2	0.01	82.3	0.1	0.1%	1.00
T ₂₁	159.7	0.01	159.69	0.01	0.0%	0.10
T ₂₂	155.4	0.01	155.41	0.01	0.0%	0.10
T ₂₃	30.2	0.01	29.86	0.34	1.1%	3.40
T ₂₄	32	0.01	32.28	0.28	0.9%	2.80
T ₂₆	33.5	0.01	33.56	0.06	0.2%	0.60
T ₂₇	12.4	0.01	12.53	0.13	1.0%	1.30
T ₂₈	10.4	0.01	10.27	0.13	1.3%	1.30
T ₂₉	88.8	0.01	88.4	0.4	0.5%	4.00
T ₃₀	85.3	0.01	85.83	0.53	0.6%	5.30
T ₃₁	87.5	0.01	87.37	0.13	0.1%	1.30
m ₂₃	17.1	0.01	17.15	0.05	0.3%	0.50
m ₂₇	14.2	0.10	14.4	0.2	1.4%	0.63
m ₃₀	9.5	0.01	9.368	0.132	1.4%	1.32
ρ_{sm}	1.628	0.01	1.628	0	0.0%	0.00
ρ_a	0.668	0.01	0.668	0	0.0%	0.00
ρ_b	0.006	0.000001	0.006	0	0.0%	0.00
ρ_m	0.061	0.0001	0.061	0	0.0%	0.00

Tabla 5.6 Resultados del proceso de detección de errores sistemáticos, paso 1.

Si se elimina T_{30} y se ejecuta nuevamente el proceso de reconciliación se obtienen los resultados expuestos en la Tabla 5.7 donde se observa que solo restan dos variables, T_2 y T_{24} con valores iguales a 2.3 lo que implica un 98% de nivel de confianza. Se resolvió detener aquí el proceso de eliminación de variables con errores sistemáticos debido a que los residuos relativos a la variable medida son todos inferiores al 1%.

Variable	Medido	SD ²	Reconciliado	e	er%	w _i
T ₁	37.2	0.01	37.29	0.09	0.2%	0.90
T ₂	68.3	0.01	68.07	0.23	0.3%	2.30
T ₄	83	0.01	83.09	0.09	0.1%	0.90
T ₅	46.5	0.01	46.42	0.08	0.2%	0.80
T ₁₃	116.8	0.01	116.94	0.14	0.1%	1.40
T ₁₄	134.7	0.01	134.7	0	0.0%	0.00
T ₁₅	82.2	0.01	82.33	0.13	0.2%	1.30
T ₂₁	159.7	0.01	159.69	0.01	0.0%	0.10
T ₂₂	155.4	0.01	155.41	0.01	0.0%	0.10
T ₂₃	30.2	0.01	30.07	0.13	0.4%	1.30
T ₂₄	32	0.01	32.23	0.23	0.7%	2.30
T ₂₆	33.5	0.01	33.4	0.1	0.3%	1.00
T ₂₇	12.4	0.01	12.41	0.01	0.1%	0.10
T ₂₈	10.4	0.01	10.39	0.01	0.1%	0.10
T ₂₉	88.8	0.01	88.63	0.17	0.2%	1.70
T ₃₁	87.5	0.01	87.66	0.16	0.2%	1.60
m ₂₃	17.1	0.01	17.11	0.01	0.1%	0.10
m ₂₇	14.2	0.10	14.22	0.02	0.1%	0.06
m ₃₀	9.5	0.01	9.481	0.019	0.2%	0.19
ρ _{sm}	1.628	0.01	1.628	0	0.0%	0.00
ρ _a	0.668	0.01	0.669	0.001	0.1%	0.01
ρ _b	0.006	0.000001	0.006	0	0.0%	0.00
ρ _m	0.061	0.0001	0.061	0	0.0%	0.00

Tabla 5.7 Resultados del proceso de detección de errores sistemáticos, paso 2.

5.4.2 Cálculo de los errores reducidos

Se presenta a continuación a modo de ejemplo el proceso de cálculo de los errores reducidos para el ensayo que se realizó el 6 de octubre a las 16:00 hs. El análisis se efectuó para los caudales y temperaturas de los circuitos de accionamiento, agua enfriada y dissipación. Los valores medidos y reconciliados se exponen en las columnas 3 y 4 de laTabla 5.8 juntos con los valores incrementados y los errores absolutos asociados a los instrumentos de medición (E).

Para obtener los factores de acoplamiento entre las diferentes magnitudes se debe ejecutar repetidamente el proceso de RD partiendo de un set de variables reconciliadas con la excepción de una de ellas (que ingresa incrementada) a efectos de observar su influencia en las restantes variables y en si misma. Entonces siendo nueveel número de variables, se repite nueve veces el proceso de RD y en cada corrida se incrementa una sola de las variables obteniéndose nueve vectores que contienen las variables reconciliadas después de haberse modificado una sola variable de entrada. En laTabla 5.9 se exponen los resultados del proceso de RD para cada vector de entrada. Por ejemplo en la columna 1 se incrementó en 1°C la temperatura de entrada al evaporador, pasando de 14.4°C a 15.4°C, las demás variables permanecieron sin cambios e iguales a los valores reconciliados originales. La influencia de la variación de T₂₇ en el resto de las variables se observa en la columna 1 donde se aprecia que dicha temperatura tomó el valor de 15.3°C pero que también las restantes variables sufrieron modificaciones entre ellas, por ejemplo, el caudal en el absorbedor paso de valer 17.2kg/s a 17.5 kg/s.

Variable	Unid	y_i	u_i	$u_i+\Delta u_i$	E	Er_i
T ₂₇	°C	14.4	14.4	15.4	0.236	0.017
T ₂₈	°C	11.5	11.5	12.5	0.229	0.020
m ₂₇	kg/s	11.7	11.7	14.0	0.234	0.020
T ₂₁	°C	160.1	160.0	161.0	0.600	0.004
T ₂₂	°C	155.4	155.5	156.5	0.589	0.004
m ₂₁	kg/s	8.5	7.8	9.3	0.155	0.021
T ₂₄	°C	27.7	27.7	28.7	0.269	0.010
T ₂₆	°C	31.4	31.4	32.4	0.279	0.009
m ₂₄	kg/s	17.1	17.2	20.7	0.344	0.020

Tabla 5.8 Parámetros medidos, reconciliados, incrementados y errores.

Variable	Unidad	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T ₂₇	°C	15.3	14.4	14.4	14.4	14.4	14.4	14.3	14.4	14.4
T ₂₈	°C	11.6	12.5	11.6	11.6	11.5	11.6	11.6	11.5	11.5
m ₂₇	kg/s	11.7	11.7	14.0	11.7	11.7	11.7	11.7	11.7	11.7
T ₂₁	°C	159.8	160.2	159.9	160.9	160.2	159.9	159.7	160.3	160.2
T ₂₂	°C	155.7	155.3	155.6	155.6	156.3	155.6	155.8	155.2	155.3
m ₂₁	kg/s	6.5	9.0	7.1	7.0	8.5	8.7	5.8	9.4	9.0
T ₂₄	°C	27.6	27.7	27.6	27.6	27.7	27.6	28.6	27.7	27.7
T ₂₆	°C	31.5	31.4	31.4	31.4	31.4	31.4	31.5	32.3	31.4
m ₂₄	kg/s	17.5	17.0	17.4	17.3	17.1	17.3	17.5	16.9	20.5

Tabla 5.9 Conjuntos de parámetros reconciliados luego del incremento de una variable.

A partir de los errores relativos y los factores de acoplamiento se pueden obtener, mediante la ecuación (5.26), los nuevos errores relativos corregidos, Er_i^n , luego de la reconciliación de datos. Se observa en la Tabla 5.10 que los errores relativos se reducen a menos de la mitad, por ejemplo en la temperatura de entrada al evaporador se tenía 1.7% y se redujo al 0.7%.

Variable	Unid	y_i	Er_i	Er_i^n
T ₂₇	°C	14.4	0.017	0.007
T ₂₈	°C	11.5	0.020	0.010
m ₂₇	kg/s	11.7	0.020	0.018
T ₂₁	°C	160.1	0.004	0.001
T ₂₂	°C	155.4	0.004	0.001
m ₂₁	kg/s	8.5	0.021	0.021
T ₂₄	°C	27.7	0.010	0.003
T ₂₆	°C	31.4	0.009	0.003
m ₂₄	kg/s	17.1	0.020	0.024

Tabla 5.10 Parámetros medidos, errores y errores después de la RD.

5.4.3 Caracterización de la enfriadora en modo doble efecto

En la primera parte del Anexo B se adjunta una tabla con los parámetros medidos, reconciliados y calculados para todos los estados estacionarios obtenidos durante la experimentación en modo doble efecto.

El COP de la enfriadora operando en modo doble efecto se define como el cociente entre el calor que recibe en el evaporador y el calor que recibe en el generador de alta presión, según la ecuación (5.27).

Durante los ensayos se alcanzó, en el mejor de los casos, un COP de 1.14, en otros 37 casos se obtuvieron valores superiores a la unidad y en el resto entre este último valor y 0.81. Las principales variables de los circuitos exteriores una vez reconciliados para el caso del mayor COP están consignadas en la siguiente tabla.

Fecha - hora	T_{27}	m_{27}	$Qe0$	T_{21}	m_{21}	$QG2$	T_{23}	m_{23}	QAO
23/02/06 - 18:36	12.3	12	124.5	160.2	7.2	109.4	27.2	17.1	-156

Tabla 5.11 Parámetros de operación para el ensayo 23/02/06-18:36.

A modo de ejemplo se puede describir el ensayo del 06 de octubre del 2005; en él que la enfriadora entró en régimen a aproximadamente las 13:00 h y se mantuvo en funcionamiento hasta las 21:30 hs, (Figura 5.3). El valor de COP máximo, para esta prueba, se obtuvo en el periodo comprendido entre las 21:10 y 21:30hs. Al inicio se efectuó una determinación para $T_{27}=14^{\circ}\text{C}$ y $T_{23}=28^{\circ}\text{C}$ y a las 17:30 hs se modificaron los parámetros para hacer la determinación a $T_{27}=12^{\circ}\text{C}$, $T_{23}=26^{\circ}\text{C}$. Luego del cambio de los parámetros se observa un extenso periodo de inestabilidad con oscilaciones que se prolongan hasta las 21:00hs cuando se alcanza un periodo estacionario nuevamente.

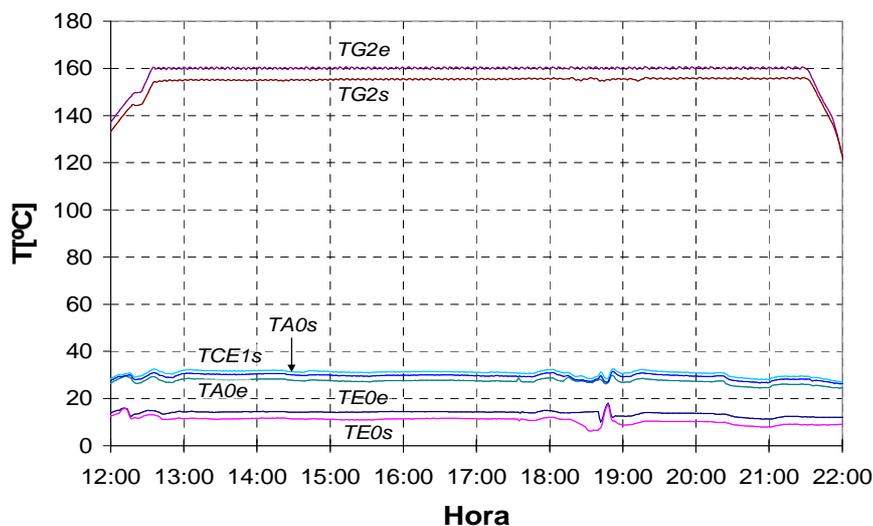


Figura 5.3 Temperaturas para el ensayo del 06/10/2005

Los valores promedios de las presiones, los caudales, las temperaturas y concentraciones se consignan en el esquema de la instalación de la Figura 5.4. La cámara de mezcla donde se efectúa el accionamiento a baja temperatura se mantenía cerrada. Se observa que la solución a media concentración abandona el generador G2 a una temperatura de aproximadamente 137°C cuando el accionamiento se está efectuando a 160°C , lo que representa una diferencia de temperaturas muy elevada.

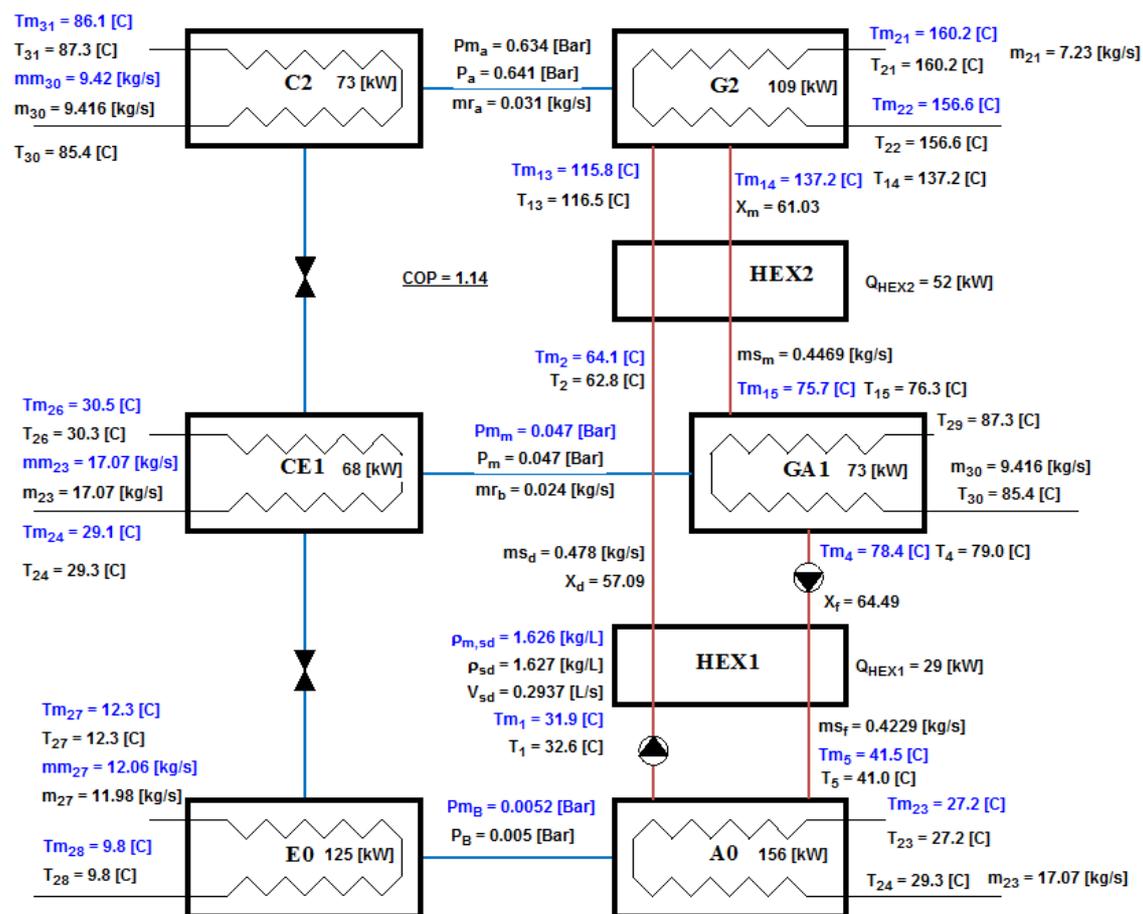


Figura 5.4 Parámetros para el ensayo del 23/02/06 a las 18:36 h.

Utilizando las temperaturas de las diferentes corrientes que ingresan o egresan de cada equipo se pueden determinar las diferencias media logarítmica de temperaturas para cada componente del equipo, mediante la ecuación (5.38).

$$\Delta TL = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)} \quad (5.38)$$

Las temperaturas de las corrientes caliente y fría que corresponden a cada equipo son las indicadas en la Tabla 5.12.

Equipo	T_{ce}	T_{cs}	T_{fe}	T_{fs}
A0	T_5	T_1	T_{23}	T_{24}
C2	T_8	T_8	T_{30}	T_{31}
CE1	T_{18}	T_{18}	T_{24}	T_{26}
E0	T_{27}	T_{28}	T_{10}	T_{10}
G2	T_{21}	T_{22}	T_{13}	T_{14}
GA1	T_{29}	T_{30}	T_{15}	T_4
HEX1	T_1	T_2	T_4	T_5
HEX2	T_2	T_{13}	T_{14}	T_{15}

Tabla 5.12 Temperaturas usadas para calcular el coeficiente global de transferencia de calor.

Para el caso de los condensadores y del evaporador se utilizó la temperatura de saturación a la presión correspondiente según las ecuaciones (5.39), (5.40) y (5.41).

$$T_8 = Tsat(p_m) \tag{5.39}$$

$$T_{18} = Tsat(p_a) \tag{5.40}$$

$$T_{10} = Tsat(p_b) \tag{5.41}$$

En la Tabla 5.13 se exponen, para cada componente del equipo, el área de intercambio de calor, coeficiente global de intercambio de calor (experimental y de diseño) y la diferencia media logarítmica de temperatura y flujo de calor transferido. Los valores expuestos en la tabla se repiten para gran parte de las experiencias. Se observa que exceptuando el condensador de alta presión, los demás tienen relaciones entre el coeficiente global calculado a partir de datos experimentales y el mismo coeficiente de diseño, $U(d)$ inferiores al 50%.

Equipo	Área	U(d)	U	ΔTL	Q	U/U(d)
	m ²	kW/m ² C	kW/m ² C	C	kW	%
A0	75.5	0.5	0.25	8.1	156	51%
C2	15.3	3.86	4.78	1.0	73	124%
CE1	15.3	3.86	2.34	1.9	68	61%
E0	40.8	1.5	0.24	12.9	125	16%
G2	35	0.78	0.10	30.8	109	13%
GA1	20.1	0.78	0.42	8.7	73	54%
HEX1	27.6	0.5	0.09	11.9	29	18%
HEX2	27.6	0.5	0.11	16.8	52	22%

Tabla 5.13 Coeficientes globales, diferencias de temperatura y flujo de calor, para el ensayo del 23/02/06 a las 18:36 horas.

En la Figura 5.5 se representó la variación del COP en función de la temperatura de accionamiento en el generador de alta presión para los valores de los parámetros restantes indicados en la figura. Se observa que el COP aumenta aproximadamente una centésima por cada grado de aumento de la temperatura y que para temperaturas de accionamiento comprendidas entre 150 y 170 el COP estaría entre 1 y 1.2.

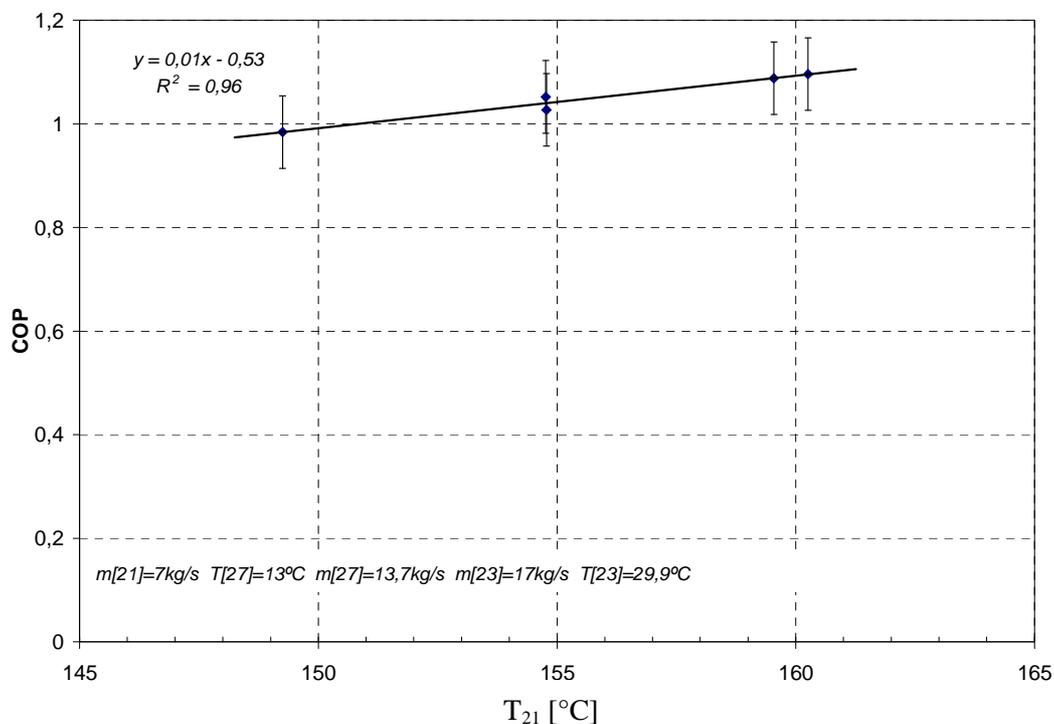


Figura 5.5 Valores de COP obtenidos en función de la temperatura de accionamiento.

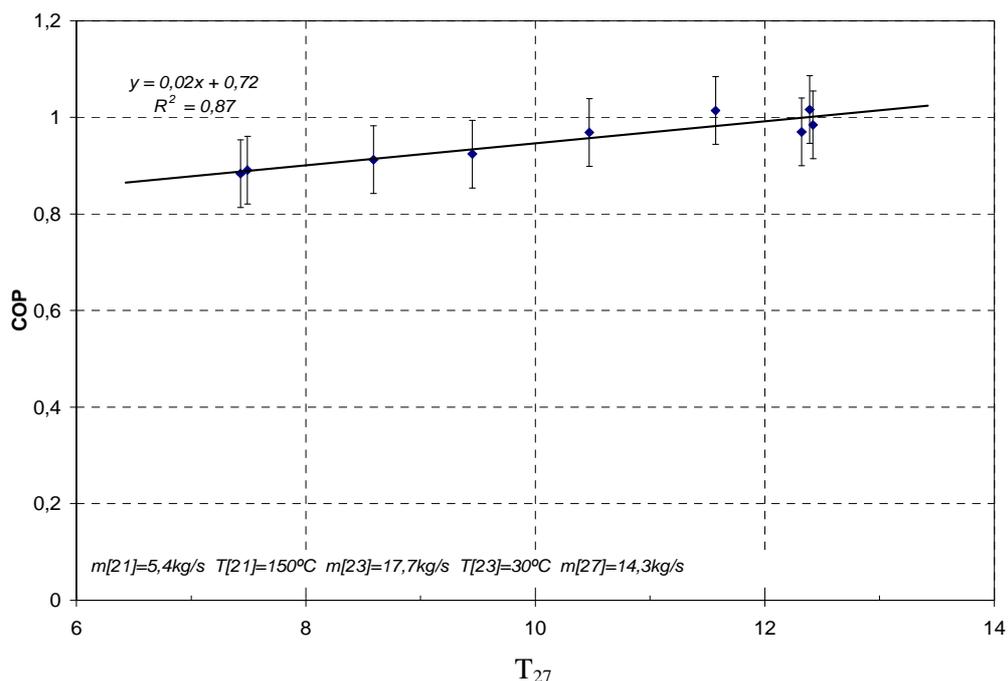


Figura 5.6 Valores de COP obtenidos en función de la temperatura del evaporador.

La temperatura de retorno del agua enfriada corresponde a la temperatura de entrada al evaporador, T_{27} , y debe mantenerse bastante por debajo de la temperatura de rocío del local a climatizar, para poder extraer el exceso de humedad del ambiente mediante la condensación del vapor de agua del aire húmedo. Normalmente esta temperatura es de aproximadamente 12°C ; en la Figura 5.6 se observa que, manteniendo los demás parámetros constantes, al disminuir la temperatura de entrada al evaporador también disminuye el COP a razón de aproximadamente 2 centésimas por cada grado de descenso de temperatura en la entrada del evaporador.

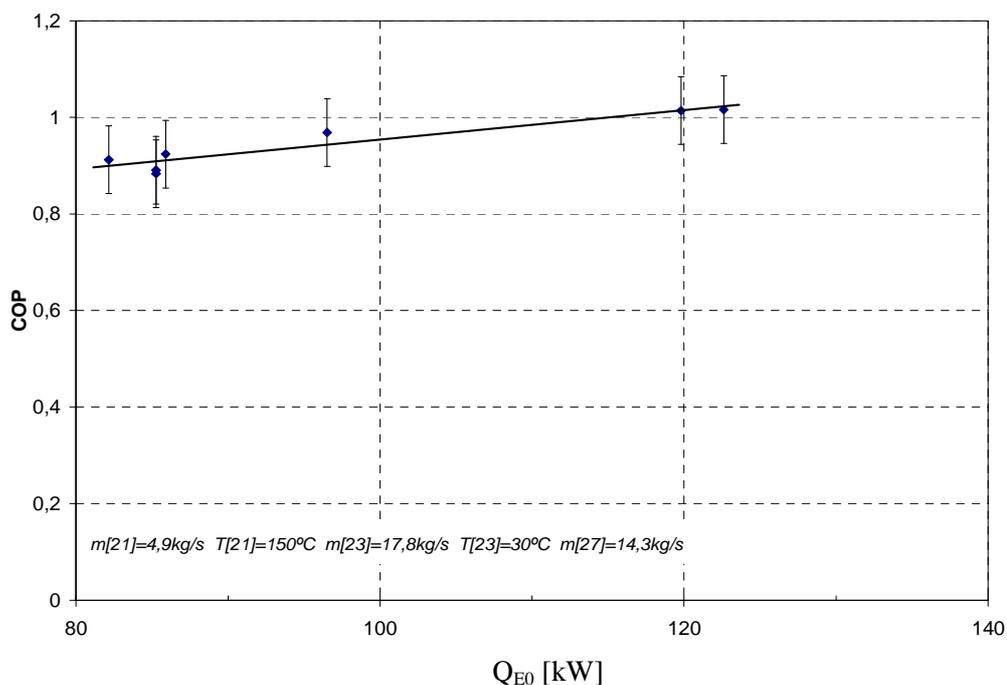


Figura 5.7 Valores de COP obtenidos en función de la potencia de enfriamiento.

La máquina desarrolló potencias de enfriamiento comprendidas entre 120kW y 160kW como máximo para un caudal de accionamiento a alta temperatura de 4.9 kg/s a 150°C y disipando calor a 30°C mediante un caudal de 17.8 kg/s. Durante la experimentación se observó que si se mantiene la temperatura de generación y disipación constante, cuando la máquina trabaja a carga parcial disminuye su COP. En la Figura 5.7 se observa que el COP baja desde 1 a aproximadamente 0.9 cuando la potencia de enfriamiento disminuye desde 120 a 80 kW.

5.4.4 Caracterización de la enfriadora en modo combinado

El COP de la enfriadora operando en efecto combinado se define como la relación entre el calor que recibe en el evaporador y la suma del calor que recibe en el generador de alta presión y de media presión(5.42).

$$COP = \frac{Q_{E0}}{Q_{G2} + Q_{GA1}} \quad (5.42)$$

A efectos de establecer la distribución de energía entre los dos accionamientos a distintas temperaturas, es conveniente definir el factor de accionamiento a baja temperatura según la ecuación (5.43).

$$f = \frac{Q_{GA1}}{Q_{G2} + Q_{GA1}} \quad (5.43)$$

Para la operación en modo doble efecto puro corresponde un valor de $f=0$, y en simple efecto puro, $f=1$. Se realizaron ensayos con factores de accionamiento comprendidos entre 0 y 47%. De acuerdo a lo predicho por los modelos desarrollados previamente, los mayores valores de COP, cercanos a 1.1, fueron para el modo doble efecto; mientras que para un $f=0.47$ se obtuvo un COP de 0.87.

En la segunda parte del Anexo B se presenta una tabla con los parámetros medidos, reconciliados y calculados para todos los estados estacionarios obtenidos durante la experimentación en modo combinado.

La potencia de accionamiento a baja temperatura, aproximadamente 90°C, se modificó entre 0 (solo accionamiento a alta temperatura) y un máximo de 74 kW. Por otro lado, la potencia de accionamiento a alta temperatura, a 160°C, se mantuvo entre un mínimo de 80 kW y un máximo de 120 kW, aproximadamente.

En el circuito de producción de agua fría se absorbieron potencias comprendidas entre 90 y 150 kW, con un caudal de agua de 14 kg/s ingresando a 12.5°C.

La disipación de energía se efectuó mediante la torre de enfriamiento, utilizando un caudal de agua de 17 kg/s a una temperatura de 30°C.

Para efectuar la experimentación, una vez finalizada la puesta en marcha, se configuraban los parámetros deseados en el sistema de control y se esperaba a su estabilización, es decir, hasta que la máquina entraba en régimen permanente. Posteriormente se modificaba un parámetro y se aguardaba nuevamente que la máquina se estabilizase. El 15/03/2006, por ejemplo, se inició el arranque de la máquina a aproximadamente las 10:00 h, entró en régimen a aproximadamente las 16:00 h y estuvo en funcionamiento durante 3 días sin parar. En la Figura 5.8 se presentan las temperaturas en los circuitos externos durante el primer día. Inicialmente se efectuaron determinaciones para temperaturas de entrada al evaporador de 10°C y temperaturas de accionamiento a alta presión de 160°C. A las 21:00 se elevó la temperatura de entrada al evaporador a 12°C y posteriormente, cerca de las 03:00 h se bajó la temperatura de accionamiento a 157°C. Los demás parámetros se mantuvieron constantes. El mayor COP, operando en efecto combinado, se obtuvo en el periodo comprendido entre las 19:11 y las 21:00 h del 15/03/06.

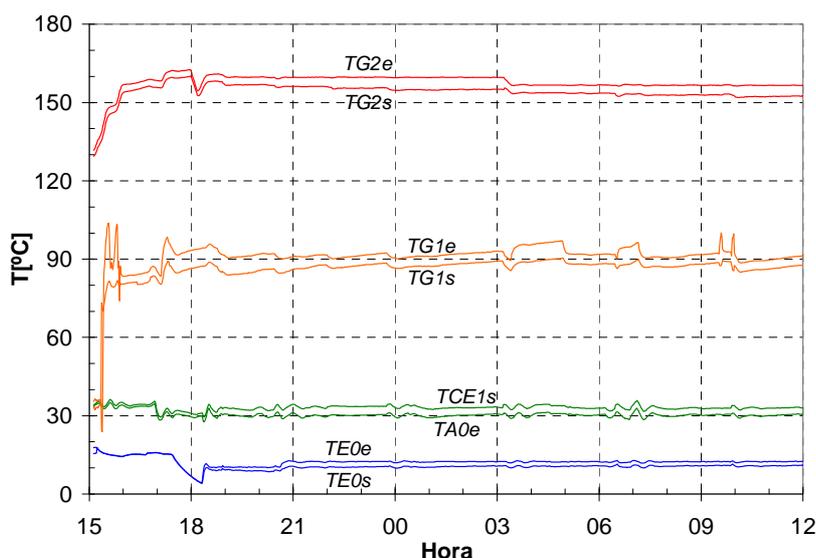


Figura 5.8 Temperaturas para el ensayo del 15/03/06.

Los valores de las variables del ciclo para el estado donde se obtuvo el mejor COP se observan en la Figura 5.9. La máquina colecta una potencia en el evaporador de aproximadamente 128 kW a 12°C, mientras se acciona con 117 kW a 160 °C y 2 kW a 90°C. Es decir, desarrolla un COP de 1.01 con un factor de accionamiento del 2%. Dicho factor corresponde al menor de todos los factores de accionamiento distintos a cero.

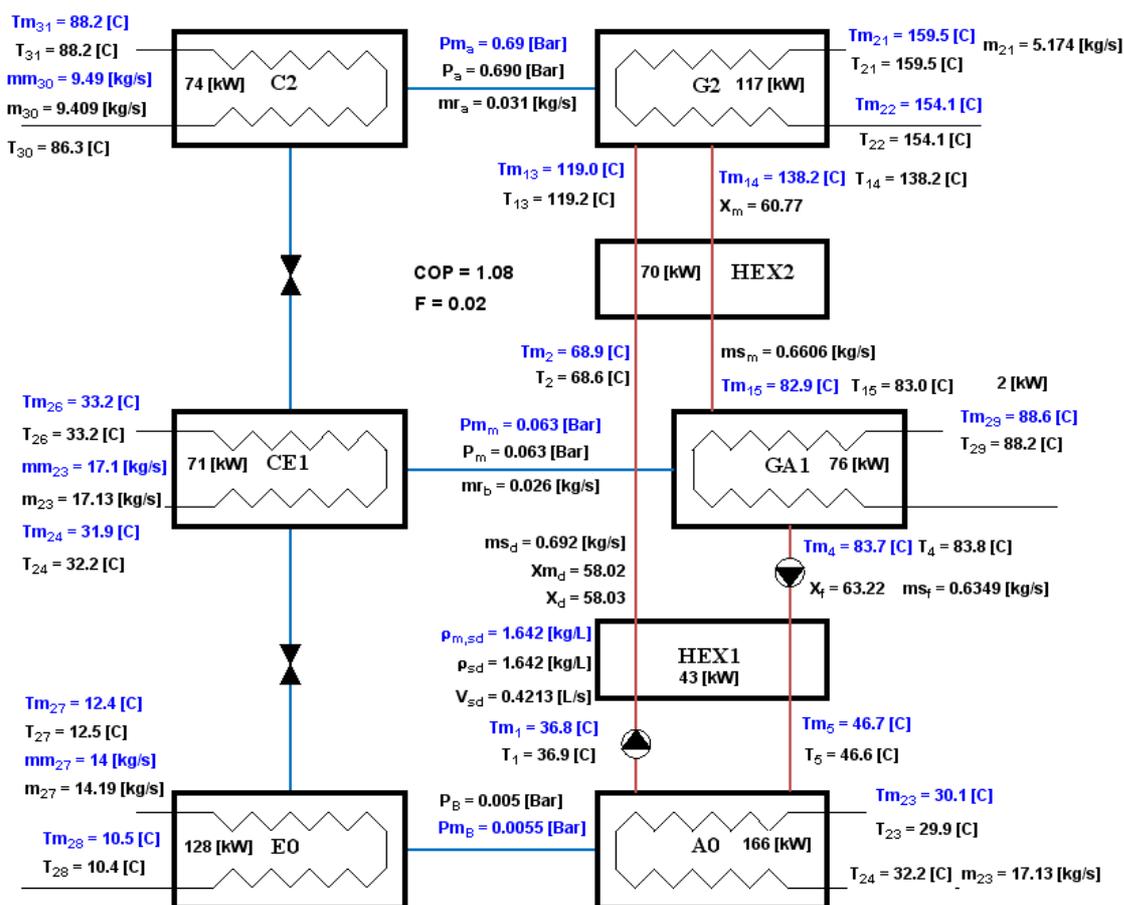


Figura 5.9 Parámetros para el estado con mayor COP del 15/03/06 iniciado a las 19:11h.

Utilizando un factor de accionamiento del 19% se alcanzó a desarrollar la máxima potencia de enfriamiento, aproximadamente 152 kW mediante un caudal de agua fría de 14 kg/s a una temperatura de 10°C. Las variables para este estado se muestran en detalle en la Figura 5.10. El accionamiento se efectuó con 119 kW a 160°C y 29 kW a 91°C. Durante este ensayo se alcanzó un COP de 1.03, disipando 193 kW a 30°C en el absorbedor y 96 kW a 33°C en el condensador CE1.

Durante la experimentación la potencia de accionamiento a baja temperatura estuvo limitada por la potencia máxima de la caldera con la que se simulaba la producción de una planta solar o el suministro de calor residual de proceso. La máxima potencia de accionamiento a baja temperatura ascendió a 72 kW a una temperatura de 91°C, que se complementó con 80 kW a 157°C resultando un factor de accionamiento del 47%. Las variables para dicho ensayo se encuentran indicados en la Figura 5.11, donde se observa que la enfriadora produjo 15 kg/s de agua fría, a 10°C, lo que representa una potencia de enfriamiento de 134 kW. El COP para este ensayo fue de 0.87, valor que puede parecer muy bajo, pero si se considera un rendimiento de la caldera del 95% y que la potencia de accionamiento a baja temperatura proviene de una planta solar se obtiene un consumo de energía primaria de 0.62 kW de gas por cada kW de potencia de enfriamiento o lo que es lo mismo 1.6 kW de frío por cada kW de combustible.

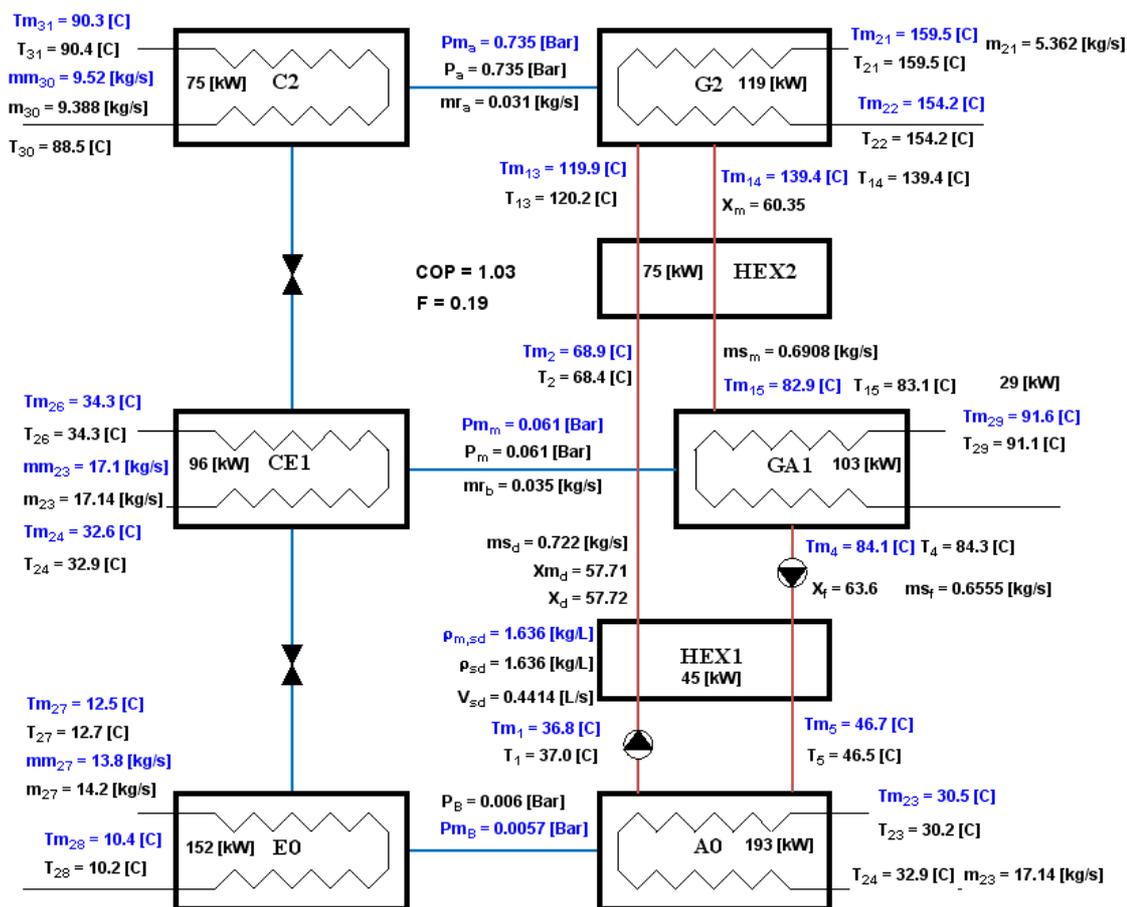


Figura 5.10 Resultado para el estado del 15/03/06 iniciado a las 16:19 h.

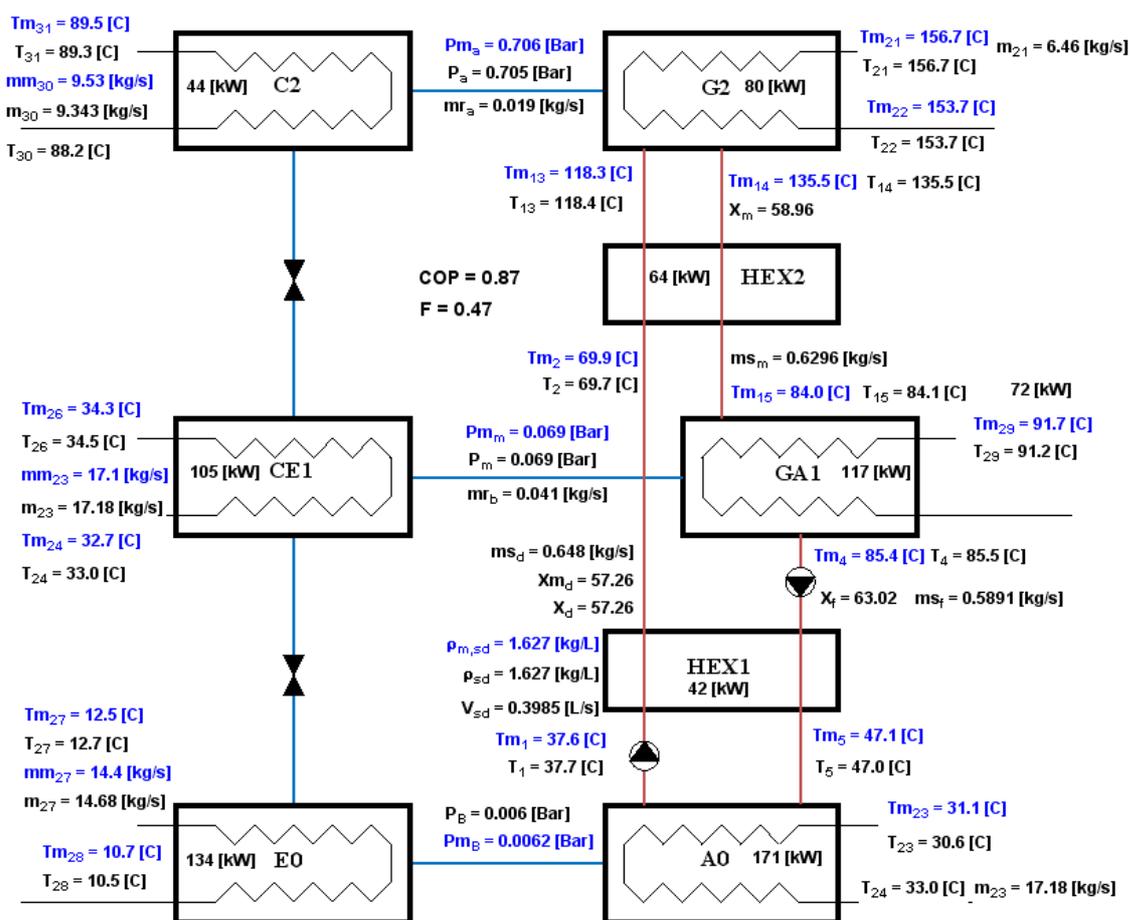


Figura 5.11 Resultados para el estado del 07/03/06 iniciado a las 4:06 h

5.4.4.1 COP en función de la fracción solar

El COP, tal cual fue definido, disminuye al aumentar la fracción de accionamiento a baja temperatura. Durante la experimentación se efectuaron ensayos para diferentes potencias de accionamiento, resultando, en consecuencia, diferentes factores de accionamiento. En la Figura 5.12 se representaron gráficamente los COP en función de la fracción de accionamiento y los datos se ajustaron mediante una regresión lineal. Analizando la tendencia se estima un COP en modo doble efecto puro de 1.1 y en modo simple efecto de 0.61. Es oportuno recordar que esta máquina no podría operar eficientemente en modo simple efecto puro debido a las pérdidas que se producirían en el generador de alta presión ya que el circuito de solución es en serie entre los generadores.

La mayor cantidad de ensayos se hicieron para potencias de accionamiento a baja temperatura comprendidas entre 26 kW y 46 kW pero también se hicieron un par de ensayos a potencias menores y otro a 74 kW. La potencia de accionamiento a baja temperatura influye en relación inversa sobre el COP como se observa en la Figura 5.12 para una potencia de accionamiento a baja temperatura de 74 kW la máquina desarrolló un COP de 0.87 produciendo una potencia de enfriamiento de 134 kW.

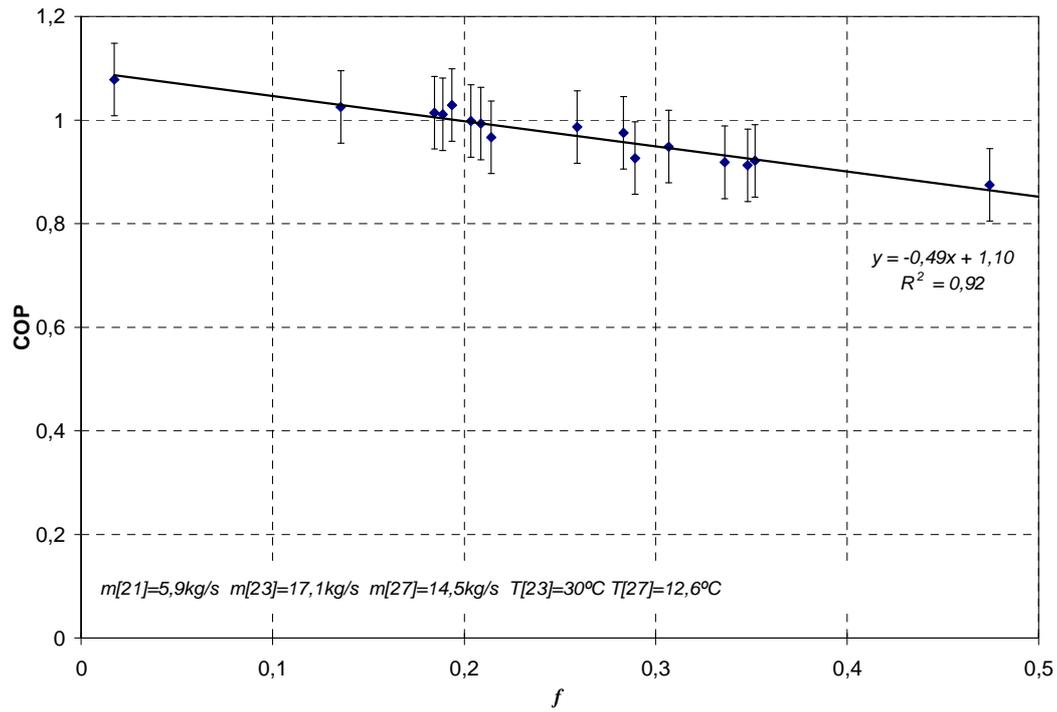


Figura 5.12 COP en función de la fracción solar

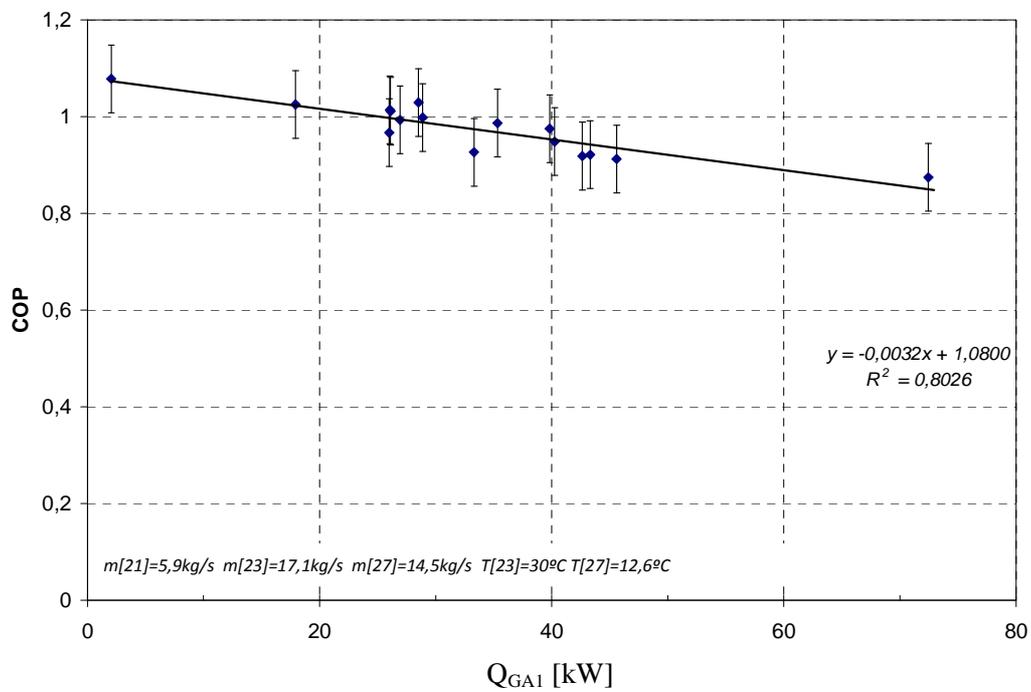


Figura 5.13 COP en función de la potencia en el accionamiento a baja temperatura

5.4.4.2 Accionamiento a alta temperatura

El accionamiento a alta temperatura está caracterizado por la temperatura del agua caliente proveniente de la caldera y el caudal de agua caliente. Se efectuaron ensayos para temperaturas de accionamiento a alta temperatura entre 154°C y 162°C y caudales entre 5 l/s y 8 l/s.

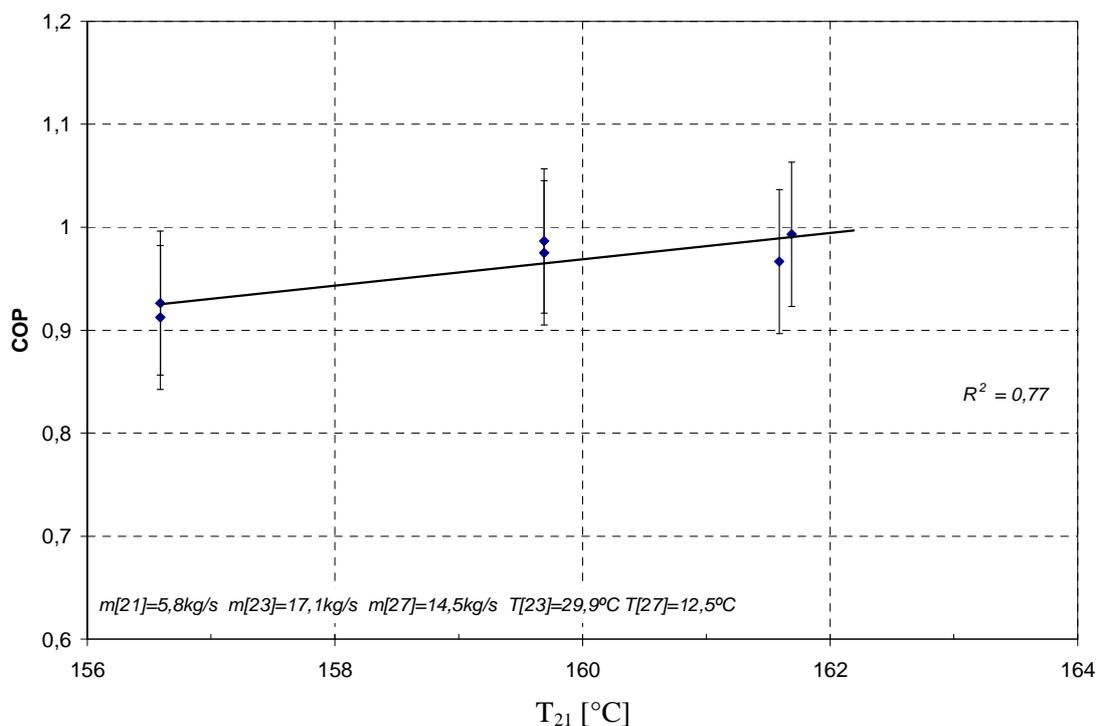


Figura 5.14 COP en función de la temperatura del generador de alta

En la Figura 5.14 se representó el COP para diferentes temperaturas de accionamiento para un caudal de accionamiento a alta temperatura de 5.8 kg/s. Se observa que si se mantienen los demás parámetros constantes, el COP aumenta con la temperatura de accionamiento a alta temperatura. Dicha temperatura se encuentra limitada debido a que simultáneamente se produce un agravamiento de la corrosión cuando aumenta la temperatura.

Capítulo 6

Conclusiones

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H2O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

A lo largo del presente capítulo se resumirán las conclusiones que se han obtenido en relación con los diferentes modelos desarrollados y con los resultados experimentales en los distintos modos de operación; además se expondrá una perspectiva de las áreas que aparecen como más prometedoras para realizar futuros trabajos.

6.1 Modelización

6.1.1 Modelo endorreversible

El análisis de un ciclo de refrigeración ideal, activado a dos temperaturas, utilizando un modelo reversible permitió establecer el límite superior de eficiencia para este tipo de máquinas. Se calculó que el COP_R máximo de este tipo de ciclos, operando a las temperaturas de una máquina de refrigeración por absorción de doble efecto, asciende a aproximadamente 2.7; mientras que, operando a las temperaturas frecuentes en una máquina de simple efecto, se reduce a 1.2 con una variación lineal entre ambos valores en función de la fracción solar (sección 2.2.1).

Se desarrolló un modelo endorreversible de la enfriadora de agua por absorción con accionamiento a dos niveles de temperatura, que incluye las irreversibilidades externas debidas a los flujos de calor entre el exterior y el interior de la enfriadora. Este análisis permite describir aproximadamente la evolución del COP en función de la carga. El COP tiende al COP del ciclo reversible cuando la carga tiende a cero. Utilizando este sencillo modelo se logró:

- establecer una primer aproximación a la distribución óptima de superficies de intercambio de calor entre los diferentes componentes, obteniéndose para una fracción solar $f = 0.5$ y una potencia frigorífica de 200 kW e idéntica superficie total que el prototipo, un COP de 1.7 asignando, en comparación con la distribución de áreas del prototipo, 15 m² menos a los generadores, 13 m² menos en la disipación de energía y 27 m² más en el evaporador.
- obtener curvas de la variación del COP de la enfriadora en función de la carga frigorífica para diferentes fracciones solares de accionamiento para determinar la máxima eficiencia energética para valores de cargas determinados.
- calcular aproximadamente el efecto del aumento de temperatura de accionamiento a baja temperatura sobre el COP de la enfriadora. Un aumento de 5°C en la temperatura de accionamiento pasando de 80 a 85°C produce una mejora de 0.1 (sobre un valor de COP calculado de 1.4) en el COP para una fracción solar de 0.5.
- determinar la influencia de la temperatura de retorno del agua desde la torre sobre el COP de la enfriadora. Este es un factor muy importante al analizar el comportamiento de la enfriadora en localizaciones con condiciones climáticas muy adversas. Se calculó que el COP disminuye en 0.4 (sobre un valor aproximado de 1.4) cuando la temperatura de disipación aumenta desde 30 a 35°C para una fracción solar de 0.5.

6.1.2 Modelo termodinámico

Para lograr un mayor acercamiento al comportamiento real de este tipo de máquinas térmicas se elaboró un modelo termodinámico que considera las irreversibilidades externas e internas. Mediante este modelo se logró reproducir fielmente la tendencia en la variación del COP de este tipo de máquinas en función de la carga. Las curvas obtenidas presentan tanto un COP máximo como una carga máxima. El COP máximo es obviamente inferior a la del ciclo reversible y puede ajustarse al COP de una máquina real mediante el grado de irreversibilidad.

- Para operación en modo doble efecto puro se obtiene un COP máximo de 1.20 y para la carga nominal en el evaporador de 200 kW un COP de 1.19. A medida que aumenta la fracción solar las prestaciones de la máquina se deterioran especialmente al pasar de $F=0.83$ a $F=1$ (simple efecto puro) se observa un descenso muy pronunciado del COP. Esto se debe a que, según el modelo, la pérdida de calor en el generador de alta presión es constante y en consecuencia cuando el aporte de calor a alta temperatura es escaso, ese aporte solo se usa para cubrir parte

de las pérdidas; mientras que el resto de las pérdidas son cubiertas con parte de la energía entregada en el generador de baja presión (a 90°C) que se utiliza para revalorizar la energía hasta alta temperatura y disiparla como calor a 160°C hacia el ambiente. Lo que ocurre realmente es que cuando el aporte de calor a alta temperatura es escaso, solo se usa para calentar la solución y cubrir las pérdidas de calor a alta temperatura mientras que no se genera prácticamente vapor en el generador de alta. Una conclusión importante de este análisis es que no es conveniente que la máquina opere con una fracción solar cercana a 1, sino que es preferible pasar directamente a operación en modo simple efecto puro anulando el generador y condensador de alta presión.

- A diferencia del modelo endorreversible que predice un COP máximo igual al de un ciclo reversible para cuando la carga de refrigeración tiende a cero; este modelo predice un COP máximo para valores finitos de cargas de refrigeración, próximos a la carga nominal.
- La distribución del área total de intercambio de calor entre los diferentes componentes, para igual potencia nominal y área total que el prototipo y operando en modo doble efecto indica que las áreas óptimas de los generadores son 25 m² menores que las del prototipo, lo que implica que el área óptima recomendada por el modelo para los generadores es el 41% del área de los generadores del prototipo. Por otro lado, el evaporador óptimo debería ser 16 m² más grande o lo que es lo mismo debería tener un área un 39% mayor que el evaporador del prototipo, obteniéndose en estas condiciones un COP óptimo de 1.23.

6.1.3 Modelo térmico detallado

Si bien los modelos comentados anteriormente predicen aproximadamente las prestaciones de la máquina, no incluyen información alguna acerca de las propiedades de la mezcla en los diferentes componentes de la enfriadora. Los resultados son independientes del tipo de fluido de trabajo empleado. En consecuencia, en la sección 3.1, se desarrolló un modelo térmico detallado que permite calcular las variables en cada una de las corrientes de los distintos componentes de la enfriadora, además de las prestaciones generales de la máquina.

- Se obtuvo el COP en función de la fracción solar para condiciones nominales de operación. En modo doble efecto puro la enfriadora desarrollaría según este modelo un COP de 1.19 y en modo simple efecto un COP de 0.65 con una relación aproximadamente lineal entre la variación del COP y variación de factor solar.
- También se calcularon los flujos de solución y condensado en función de la fracción solar, graficándose la producción de condensado en función de la fracción solar.

Generalmente las plantas de climatización solar consumen una cantidad relativamente alta de energía cuando operan accionadas con energía convencional; por consiguiente un factor clave para lograr una reducción del consumo de energía primaria es el factor de cobertura solar que se obtiene durante una operación prolongada en el tiempo. El prototipo evaluado tiene una ventaja potencial enorme al operar con COP variable adaptada a la fuente de accionamiento. No obstante, se efectuó un estudio hora a hora para toda la temporada veraniega y la invernal de una instalación ubicada en la ciudad de Tarragona destinada a climatizar un edificio educativo. Se simuló la curva de carga térmica horaria del edificio para un día típico de cada mes junto con la operación de una planta de captadores solares de tubos al vacío. En función de la carga térmica y la potencia de la planta solar se determinó el consumo de energía de respaldo (gas natural) y se comparó esta última con el consumo de una enfriadora de doble efecto accionada solo a gas natural.

- Un 48% de la energía de accionamiento del sistema con accionamiento combinado solar/gas se cubre con el aporte de la planta solar, obteniéndose un COP global medio de la máquina de absorción a lo largo de la temporada de 0.8, desarrollando la máquina una potencia de refrigeración media de 120 kW. Si la máquina opera solo a doble efecto, sin aporte solar se obtiene un COP global de 0.98.
- En comparación con una instalación basada en una enfriadora de doble efecto, la instalación basada en la enfriadora de simple/doble efecto que también opera en modo doble lift durante el invierno, reduce el consumo de gas anual desde 230 MWh a 130 MWh es decir a un 56%.

- La disminución de emisiones de CO₂ resulta ser de 16 t para la operación de la instalación a lo largo de los meses considerados, lo que representa un 34% de ahorro de emisiones con relación al de la enfriadora operando en doble efecto.

6.2 Experimentación

6.2.1 Instalación

El prototipo con el que se experimentó se terminó de fabricar en el año 1992 y se ensayó en Alemania, como bomba de calor, hasta el año 2002. Se observaron signos de corrosión importante en varios componentes de la enfriadora, especialmente en las zonas deformadas de las tuberías, por ejemplo en las curvas que se hicieron en las tuberías por cuestiones constructivas. También se detectaron poros en las soldaduras de las tuberías a la carcasa del generador de alta presión, los que se eliminaron mediante superposición de cordones de soldadura. Se evidencia que hubiera sido necesario dedicar más cuidado al mantenimiento si se esperaba lograr que la instalación alcanzase los 20 años de vida útil como es de esperar en este tipo de instalaciones.

Al iniciar la experimentación se produjo una inundación en la carcasa del absorbedor-evaporador. Esta se produjo debido a la rotura de uno de los tubos del evaporador, con la consiguiente entrada de agua desde el circuito externo de agua enfriada hacia el interior de la enfriadora. Al cortar la carcasa y verificar el haz de tubos se detectó que el único tubo de 50 mm de diámetro (todos los demás eran de 13,6 mm) se había corroído y se había perforado. También se detectó que la cuba que contenía el condensado y dentro de la cual se hallaba el evaporador se había roto en al menos 3 lugares a consecuencia de la corrosión. Para solucionar estos problemas se anuló el tubo dañado, sellando sus extremos y se extrajo totalmente el haz de tubos, para remplazar la cuba original del evaporador con una nueva que se construyó a tal efecto.

6.2.2 Operación

Durante la experimentación generalmente se arrancaba la máquina durante el transcurso de la mañana, se ensayaba toda la tarde y caída la noche se detenía. Esta instalación experimental no disponía de los sistemas de control que permitirían una operación totalmente segura, evitando el riesgo de cristalización. Por eso normalmente un operario debía vigilarla permanentemente. No obstante en varias ocasiones se efectuaron pruebas durante varios días consecutivos sin detener la operación del prototipo.

El tiempo que se demora la instalación en llegar a un estado estacionario de operación fue de aproximadamente 15 min en un arranque en caliente. Durante el arranque rápido se detectó la presencia de LiBr en el evaporador. Esto dificultaba el proceso de evaporación. Por tal motivo durante la primera etapa de la experimentación se hacía un control exhaustivo de la densidad del condensado presente en el evaporador tomando muestras cada 15 min y midiendo su densidad. En muchas ocasiones la densidad del condensado aumento hasta valores de 1.2 kg/dm³. Esto se debía al arrastre de gotas de solución en los generadores.

6.2.3 Ensayos de operación en modo doble efecto

Con el objetivo de medir las prestaciones de la enfriadora accionada mediante gas natural, es decir, únicamente con aporte de energía a alta temperatura se efectuaron un conjunto de ensayos durante los cuales se modificaron la temperatura de disipación de energía, la temperatura de accionamiento y la temperatura de producción de agua enfriada.

- La enfriadora operando en estado estacionario desarrolló una potencia máxima de 152 kW produciendo agua fría a 8.7°C y disipando calor mediante agua de torre a 24.9°C, alcanzando un COP de aproximadamente 1.0.
- Entre todos los ensayos realizados se obtuvo un COP máximo de 1.11 para la enfriadora desarrollando una potencia de 137 kW entregando agua fría a 9°C y disipando calor al agua de la torre a 26°C y siendo accionada mediante agua caliente a 160°C

6.2.4 Ensayos en efecto combinado

Al efectuar los ensayos con accionamiento a doble temperatura se buscó caracterizar a la enfriadora para esta configuración y determinar las prestaciones para diferentes combinaciones de accionamiento a alta y baja temperatura. Estas diferentes combinaciones de accionamientos se corresponden con diferentes fracciones solares f .

- Durante los ensayos en modo combinado con una fracción solar $f=0.26$ accionando con 104 kW a 159.5°C y 37 KW a 91°C se logró una potencia de frío de 118 kW a 10.4°C desarrollando un COP=0.83.
- Se efectuaron ensayos para diferentes combinaciones de potencias en los accionamientos y se determinó la variación del COP en función de la fracción solar. Se obtuvo la variación del COP con el factor F con un descenso de 0.1 en el COP por cada aumento de un décimo en la fracción solar.

6.3 Trabajos futuros

Una tarea importante durante el diseño de una máquina de absorción es la distribución de las áreas de intercambio de calor entre los diferentes componentes optimizando las prestaciones de la misma. Durante esta tesis, para desarrollar dicha tarea, se utilizó el modelo termodinámico, eligiendo como función objetivo a la eficiencia térmica o COP y dejando constante la fracción de accionamiento o fracción solar. Resta efectuar la distribución utilizando el modelo térmico detallado y también analizar la posibilidad de usar como función objetivo al rendimiento exergético o el consumo de energía primaria.

Se propone extender la modelización de la operación del prototipo e incluir los sistemas de almacenamientos necesarios para que la máquina opere durante periodos de al menos 2 horas en estado estacionario. Complementariamente se debería analizar también la influencia de los periodos de arranque y parada en la eficiencia energética global del sistema a lo largo de un periodo de tiempo prolongado.

Es necesario, además, realizar análisis energéticos más detallados, relativos al consumo específico de energía primaria, que incluyan los consumos de energía eléctrica de las bombas de circulación de la solución, de las bombas de los fluidos caloportadores y de los ventiladores de la torre de enfriamiento.

Se deberían implementar en las máquinas la variación del caudal de solución mediante velocidad variable de accionamiento de las bombas; para ello habrá que analizar la estrategia de control a utilizar en función de la carga térmica y de la fracción de accionamiento. También sería conveniente analizar la distribución de la solución en paralelo entre los dos generadores con caudal óptimo para distintas combinaciones de accionamiento.

Durante los ensayos se producía una acumulación de gases no condensables en el absorbedor, y el sistema de extracción en base a un eyector activado por el caudal de solución a la salida del absorbedor, no alcanzaba a extraerlos convenientemente; por ello sería conveniente desarrollar sistemas más eficientes para mantener el vacío, con larga vida útil y bajo consumo de energía.

Recurrentemente se detectaba, especialmente durante el arranque, una elevada concentración de LiBr en el condensado del evaporador, lo que indica que habría que hacer esfuerzos para mejorar la separación de gotas en los generadores para evitar que la sal sea arrastrada al evaporador donde se acumula causando problemas de operación y de donde resulta difícil de extraer automática y eficientemente.

Referencias

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H₂O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

- Abrahamsson, K., and Jernqvist, A. (1993). Carnot comparison of multi-temperature level absorption heat cycles. *International Journal of Refrigeration*, 16(4), 240-246.
- Adnot J., Lopes C., Orphelin M., Waide P. (2000)- Limiting the impact of increasing cooling demand in the European Union - results from a study on room air conditioner energy efficiency - In *Proceedings of the 2000 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings*, Washington D.C.: American Council for an Energy Efficient Economy, Août 2000.
- Adnot J, Giraud D, Colomines F, Rivie`re P, Becirspahic S, Benke G, et al. Central (commercial) airconditioning systems in Europe. *Proceedings of second international conference on improving electricity efficiency in commercial buildings (IEECB)*, Nice. 27–29 May 2002. p. 143–9.
- Albers, J., Kühn, A., Petersen, S., Ziegler, F., (2011). Development and Progress in Solar Cooling Technologies with Sorption Systems. *Chemie Ingenieur Technik*, 83, II, pp. 1853-1863.
- Alefeld, G., Greiter, I., Hoffman, L., Schweigler, C., Wagner, A., Weiss, V., Ziegler, F., (1995). Absorptionwärmepumpe mit variabler Wärmeauskopplung auf zwei Temperaturniveaus, *Informations Zentrum Wärmepumpen + Kältetechnik, IZW-Bericht*. Eggenstein-Leopoldshafen.
- Aranda, A., Ferreira, G., Mainar-Toledo, M.D., Scarpellini, S., Llera, E., Multiple regression models to predict the annual energy consumption in the Spanish banking sector, *Energy Buildings* (2012), doi:10.1016/j.enbuild.2012.02.040
- ARI, Air-Conditioning & Refrigeration Institute. *Standart 560 for Absorption Water Chilling and Water Heating Packages*. Virginia, EEUU. 1992.
- Arun M.B., Maiya M.P. Srinivasa Murthy S. Performance comparison of double effect parallel-flow and series flow water-lithium bromide absorption systems. *Applied Thermal Engineering* 21 pp. 1273-1279 2001.
- Balaras C. A., Grossman G., Henning H.M., Infante Ferreira C.A., Podesser E., Wang L., Wiemken E. (2007) Solar air conditioning in Europe-an overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11 pag. 299–314.
- Bejan, A., Vargas, J. V. C., and Sokolov, M. (1995). "Optimal allocation of a heat-exchanger inventory in heat driven refrigerators." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 38(16), 2997-3004.
- Bruno, J.C., Gil, A., López-González, J.M., Bourouis, M., Coronas, A., (2002). Planta Solar de Colectores de Tubos de Vacío para Climatización Integrada en un Sistema de Microgeneración con turbina de gas. I Taller Iberoamericano de Refrigeración y Aire Acondicionado Solar, RIRAAS, México.
- S. Brunold, R. Frey, U. Frei. A comparison of three different collectors for process heat applications. *Solartechnik Prüfung Forschung*. Consultado en junio de 2012 en: <http://www.solarenergy.ch/fileadmin/daten/publ/procheat.pdf>
- BSRIA. Global air conditioning sales reach US\$70 billion in 2008. www.bsria.co.uk/news/global-air-conditioning-sales-reach-us70-billion-in-2008/ Consultado el 24/05/2012.
- BSRIA, Press Release No: 02-12, The World Air Conditioning Market Comes Out of the Chill, 2012.
- Cerezo Roman, Jesus. Estudio del proceso de absorción con NH₃-H₂O en intercambiadores de placas. (2006)
- Chen, L., Li, Y., Sun, F., and Wu, C. (2002). "Optimal performance of an irreversible absorption refrigerator." *Exergy, An International Journal*, 2(3), 167-172.
- Duff W. S., Winston R., Callagher J., Bergquam J-, Henkel T. Novel ICPC Solar Collector/Double Absorption Chiller demonstration Project. *Proceedings of ISEC 20003*. Hawaii, USA, 15-18 March 2003.
- Duffie, J. Y Beckman, W. (1991). *Solar Engineering of Thermal Processes*, Editorial Wiley-Interscience, New York..

- EEA European Environment Agency . EN18 Electricity Consumption, (EEA), KongensNytorv 6, 1050 Copenhagen K, Denmark. 2006.
- Eurostat Pocketbooks, Energy, transport and environment indicators, ISSN 1725-4566, 2011.
- Fellah, A., Ben Brahim, A., Bourouis, M., Coronas, A., 2006. Cooling loads analysis of an endorreversible solar absorption refrigerador cycle., International Journal of Exergy 3(4) 452-465.
- Figueredo G. Ortega J. Bruno J.C. Coronas A. (2003) Bomba de calor/enfriadora de agua por absorción de agua-LiBr de doble etapa accionada con energía solar. III Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica. Valencia, España.
- Filipe Mendes, L., Collares-Pereira, M., and Ziegler, F. (1998). "Supply of cooling and heating with solar assisted absorption heat pumps: an energetic approach." International Journal of Refrigeration, 21(2), 116-125.
- Xu G.P., Dai Y.Q., Tou K.W., Tso C.P., (1996) Theoretical analysis and optimization of a double effect series-flow-type absorption chiller, Applied thermal engineering 16 (12) (1996) 975-987
- Greiter I.,Schweigler C., Alefeld G., Sharfe J. A 500 kW absorption heat pump for heating at two temperature levels: experence of the first heating season. International Heat Pump Conference. AES-Vol. 31 pp 85-92. 1993
- Greiter, I., Kern, W., Alefeld, G., (1991). A 500 kW Heatpump for Heating at two Temperature Levels and for Air-Conditioning, Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference, pag 285-290, Tokio, Japon.
- Greiter, I., Schweigler, C., Scharfe, J., Alefeld, G., (1993). A 500 kW Absorption Heatpump for Heating at two Temperature Levels: Experience of the First Heating Season, Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference, pag 85-92, New Orleans, USA.
- Heenan, W., Serth, W. (1986). Detecting Errors in Process Data. Chemical Engineering. November 1986. pp 99-103
- Herold K.E., Radermacher R., Klein S.A. (1996). Absorption Chillers and Heat Pumps, CRC Press, Inc., New York, EEUU.
- Herold, K. E. "Perfomance Predictions of Absorption Cycles Using an Endorreversible Model." International Sorption Heat Pump Conference, Munich, Germany, 465-470.
- Herold, K. E., and Radermacher, R. "Optimum Allocation of Heat Transfer Surface in an Absorption Heat Pump." 25th IECEC Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Reno, Nevada, 217-221.
- Hoja de especificaciones de la bomba de calor. Entropie GmbH.
- IDAE el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía 2004. "Guía Práctica de la Energía. Consumo Eficiente y Responsable" 2007 IDAE, Madrid pag. 72.
- IEA, International Energy Agency. Cool Appliances: Policy Strategies for Energy-Efficient Homes - OECD/IEA, 2003.
- IEA Publications, Technology Roadmaps - Energy-efficient buildings: heating and cooling equipment, 2011.
- Izquierdo M. Vega de M. Lecuona A. Rodriguez P.(2000) Entropy generated an exergy destroyed in lithium bromide thermal compressors driven by the exhaust gases of an engine. International Journal of Energy Research 24, 1123-1140.
- Jakob U. Green Chiller Association. 3rd International Conference Solar Air Conditioning. 2009.
- Jerome. Adnot J, Giraud D, Colomines F, Rivie` re P, Becirspahic S, Benke G. (2002) Central (Commercial)" air-conditioning Systems in Europe. Proceedings of second international conference on improving electricity efficiency in commercial buildings (IEECB), Nice. 27-29 May 2002. p. 143-9 (pp. 5).

- Kawasaki Thermal Engineering. 2012. Triple Effect Absorption Chiller-heater. Consultado en <http://www.jase-w.eccj.or.jp/technologies/pdf/office/O-32.pdf> el 14/02/2012.
- Kern, W., A Two-Stage Absorption Heat Pump for Heating and Cooling, (1989). Newsletter of the IEA Heat Pump Center, vol 7, no. 3, 22-23.
- Kiyoyuki Mori, Masahiro Oka, Toshikuni Ohhashi. 2003. Development of Triple-Effect Absorption Chiller-Heater. 22nd World Gas Conference. Tokyo. June 1 -5 del 2003
- Koldehoff, Werner B. 2004. The Solar Thermal Market. GSETA-Seminar April 17-22, 2004 Berlin, Germany.
- Mendes L.F., Pereira M.C., Ziegler F. (1998) Supply of cooling and heating with solar assisted absorption heat pumps: an energetic approach, International Journal of Refrigeration 21 (2) (1998) 116-125
- Riepl M., Helm M., Schweigler C., Kainer S., Hoerner M.. Development of a Two-Stage Absorption Chiller for Solar-Assisted Cooling and Heating. 3rd International Conference Solar Air-Conditioning. September 30th, 2009, October 2nd, 2009. Palermo, Sicily, Italy.
- Medrano, M. Performance of an Absorption/Compression Heat Pump for Air Conditioning using the System Water+LiBr+LiI+LiNO₃+LiCl as Working Pair. Proceedings of the ASME-ZSITS International Thermal Science Seminar. Vol. 1, 515-517, Bled, Eslovenia (2000).
- Mendes L.F., Collares-Pereira M., Ziegler Felix. Supply of cooling and heating with solar assisted absorption heat pumps: an energetic approach. International Journal of Refrigeration. Vol 21 No 2 pp. 116-125, 1998.
- Ng, K. C., Chua, H. T., Han, Q., Kashiwagi, T., Akisawa, A., and Tsurusawa, T. (1999). "Thermodynamic Modelling of absorption Chiller and Comparison with Experiments." Heat Transfer Engineering, 20(2), 42-50.
- Nogués M. (2001). Desarrollo de una bomba de calor de absorción a gas con fluidos orgánicos e intercambiadores de placas. Tesis Doctoral, Universidad Rovira y Virgili. Tarragona España.
- OECD/IEA, (2003)-COOL APPLIANCES Policy Strategies for Energy-Efficient Homes. pag. 44.
- P.Lamp, F. Ziegler, (1998) European research on solar-assisted air conditioning,, International Journal of Refrigeration 21 (2) (1998) 89-99.
- Pinazo J.M., Villena J.A., Martinez P.J. Aplicaciones de la energía solar a la climatización. Artículo tecnico en la revista El Instalador, pp 91-100. Noviembre del 2000.
- Pinazo, J.M. (1995). Manual de Climatización Tomo I: Transformaciones psicométricas, Servicio de Publicaciones Universidad Politécnica de Valencia; SPUPV-95.819, Valencia.
- Schweigler, C., Demmel, S., Ziegler, F., (1999). Single-effect/Double-Lift Chiller: Operational Experience and Prospect. Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference, pag 533-539, Munich, Alemania.
- Srihirin P., Aphornratana S., Chungpaibulpatana S. A review of absorption refrigeration Technologies. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 5 (2001) 343-372
- Ravikumar T.S., Suganthi L., Samuel A.A., (1998) Exergy analysis of solar assisted double effect absorption refrigeration system, Renewable Energy 14 (1-4) (1998) 55-59
- Táboas Touceda, Francisco. Estudio del proceso de ebullición forzada de la mezcla amoniaco/agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción. (2006)
- US DOE/EERE (2011) 2010 Buildings Energy Data Book. Consultado en http://buildingsdatabook.eren.doe.gov/docs/DataBooks/2010_BEDB.pdf el 15/02/2012.
- Werner B. Koldehoff, Hans-Martin Henning. The Solar Thermal Market Today -Tomorrow -To Do's. GERMAN-SINGAPORE Environmental Technology Agency Joint Seminar on Renewable Energy and Energy Efficiency. April 17-22, 2004. Berlin, Germany.

- Viessman. 2011. Vitosol, Technical guide. Consultado en http://www.viessmann.co.uk/_en/products/Solar-Systeme/Vitosol_200.html el 15/02/2012.
- Ziegler, F. "Discussion of Optimized Design of Endo-Reversible Heat Transformation Cycles." International Sorption Heat Pump Conference, Munich, Germany, 459-464.
- Ziegler, F. (2011). The Phenomenon of solar cooling. 23rd IIR International Congress of Refrigeration. Praga, Republica Checa.

Anexo A: Modelos del prototipo en EES

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H₂O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

Para efectuar los cálculos y la modelización del prototipo se utilizó el software Engineering Equation Solver, EES. Este programa contiene librerías con las correlaciones que permiten calcular las propiedades de los fluidos, entre ellas las propiedades de la mezcla H₂O/LiBr basadas en ASHRAE Handbook of Fundamentals (1989). Provee también un potente algoritmo para resolver sistemas de ecuaciones algebraicas además de las herramientas necesarias para efectuar representaciones gráficas en 2D y 3D y tablas paramétricas, entre otras utilidades.

En este anexo se presentan las últimas versiones simplificadas de los principales programas que se escribieron para el EES. En primer lugar se transcribe el modelo térmico detallado del prototipo, el que contempla las ecuaciones de transmisión del calor, los balances de materia y energía, las condiciones de equilibrio para los principales componentes y las hipótesis simplificativas, según se describió en el Capítulo 3. En la designación de las corrientes se utilizó la numeración especificada en la figura 3.2.

Posteriormente se incluye el programa que se utilizó para efectuar la reconciliación de datos por el método de minimización de errores utilizando el método de Lagrange, según se describió en el Capítulo 5. La reconciliación se efectúa entre los datos obtenidos experimentalmente y los balances de materia y energía para los distintos componentes y propiedades de la mezcla para las diferentes corrientes del ciclo.

Modelo térmico detallado

Presiones de saturación

$$P_{BAJA} = P [\text{'Water'} , T = T_{10} , x = 1]$$

$$P_{MEDIA} = P [\text{'Water'} , T = T_8 , x = 0]$$

$$P_{ALTA} = P [\text{'Water'} , T = T_{18} , x = 0]$$

Composiciones de equilibrio

$$x_1 = X_{LIBR} [\text{'SI'} , T_{s1} , P_{BAJA}]$$

$$x_4 = X_{LIBR} [\text{'SI'} , T_4 , P_{MEDIA}]$$

$$x_{14} = X_{LIBR} [\text{'SI'} , T_{14} , P_{ALTA}]$$

Composiciones

$$x_1 = x_2$$

$$x_1 = x_3$$

$$x_1 = x_{13}$$

$$x_4 = x_5$$

$$x_4 = x_6$$

$$x_{14} = x_{15}$$

$$x_{14} = x_{16}$$

Caudales

$$m_1 = m_2$$

$$m_1 = m_3$$

$$m_1 = m_{13}$$

$$m_4 = m_5$$

$$m_4 = m_6$$

$$m_8 = m_9$$

$$m_8 = m_{10}$$

$$m_{17} = m_{18}$$

Temperaturas

$$T_1 = T_2$$

$$T_6 = T_5$$

$$T_7 = T_4$$

$$T_9 = T \text{ ['Water' , h = h_9 , P = P_{BAJA}]}$$

$$T_{17} = T_{LIBR} \text{ ['SI' , P_{ALTA} , x_{13}]}$$

$$T_{24} = T_{25}$$

$$T_{19} = T \text{ ['Water' , h = h_{19} , P = P_{MEDIA}]}$$

Calculo de las entalpías en equilibrio

$$h_1 = H_{LIBR} \text{ ['SI' , T_1 , x_1]}$$

$$h_3 = H_{LIBR} \text{ ['SI' , T_3 , x_3]}$$

$$h_4 = H_{LIBR} \text{ ['SI' , T_4 , x_4]}$$

$$h_5 = H_{LIBR} \text{ ['SI' , T_5 , x_5]}$$

$$h_7 = h \text{ ['Water' , T = T_7 , P = P_{MEDIA}]}$$

$$h_8 = h \text{ ['Water' , T = T_8 , x = 0]}$$

$$h_{10} = h \text{ ['Water' , T = T_{10} , x = 1]}$$

$$h_{17} = h \text{ ['Water' , T = T_{17} , P = P_{ALTA}]}$$

$$h_{18} = h \text{ ['Water' , T = T_{18} , x = 0]}$$

$$h_{13} = H_{LIBR} \text{ ['SI' , T_{13} , x_{13}]}$$

$$h_{14} = H_{LIBR} \text{ ['SI' , T_{14} , x_{14}]}$$

$$h_{15} = H_{LIBR} \text{ ['SI' , T_{15} , x_{15}]}$$

E0 Evaporador

$$Q_{E0} = A_{E0} \cdot U_{E0} \cdot \Delta L_{E0}$$

$$\Delta 1_{E0} = T_{28} - T_9$$

$$\Delta 2_{E0} = T_{27} - T_{10}$$

$$\text{Num}_{E0} = | \Delta 1_{E0} - \Delta 2_{E0} |$$

$$\Delta L_{E0} = \frac{\text{Num}_{E0}}{\left| \ln \left[\frac{\Delta 1_{E0}}{\Delta 2_{E0}} \right] \right|}$$

$$Q_{E0} = m_{27} \cdot c_p \cdot [T_{27} - T_{28}]$$

$$Q_{E0} = m_{10} \cdot [h_{10} - h_9]$$

A0 Absorbedor

$$m_{10} + m_6 = m_1$$

$$m_6 \cdot x_6 = m_1 \cdot x_1$$

$$Q_{A0} = m_{10} \cdot h_{10} + m_6 \cdot h_6 - m_1 \cdot h_1$$

$$Q_{A0} = m_{23} \cdot cp \cdot [T_{24} - T_{23}]$$

$$Q_{A0} = A_{A0} \cdot U_{A0} \cdot \Delta L_{A0}$$

$$\Delta 1_{A0} = T_1 - T_{23}$$

$$\Delta 2_{A0} = T_6 - T_{24}$$

$$\text{Num}_{A0} = |\Delta 1_{A0} - \Delta 2_{A0}|$$

$$\text{Den}_{A0} = \frac{\Delta 1_{A0}}{\Delta 2_{A0}}$$

$$\Delta L_{A0} = \frac{\text{Num}_{A0}}{|\ln [\text{Den}_{A0}]|}$$

CE1 Condensador Evaporador

$$m_{19} + m_7 = m_8$$

$$Q_{CE} = m_{19} \cdot h_{19} + m_7 \cdot h_7 - m_8 \cdot h_8$$

$$Q_{CE} = m_{23} \cdot cp \cdot [T_{26} - T_{25}]$$

$$Q_{CE} = A_{CE} \cdot U_{CE} \cdot \Delta L_{CE}$$

$$\Delta 1_{CE} = T_8 - T_{25}$$

$$\Delta 2_{CE} = T_8 - T_{26}$$

$$\text{Num}_{CE} = |\Delta 1_{CE} - \Delta 2_{CE}|$$

$$\text{Den}_{CE} = \frac{\Delta 1_{CE}}{\Delta 2_{CE}}$$

$$\Delta L_{CE} = \frac{\text{Num}_{CE}}{|\ln [\text{Den}_{CE}]|}$$

GA1 Generador Absorbedor

$$m_7 + m_4 = m_{16}$$

$$m_4 \cdot x_4 = m_{16} \cdot x_{16}$$

$$Q_{GA} = m_7 \cdot h_7 + m_4 \cdot h_4 - m_{16} \cdot h_{16}$$

$$Q_{GA} = m_{29} \cdot cp \cdot [T_{29} - T_{30}]$$

$$Q_W = m_{29} \cdot cp \cdot [T_{29} - T_{31}]$$

$$Q_{GA} = A_{GA} \cdot U_{GA} \cdot \Delta L_{GA}$$

$$\Delta 1_{GA} = T_{29} - T_4$$

$$\Delta 2_{GA} = T_{30} - T_{16}$$

$$\text{Num}_{GA} = |\Delta 1_{GA} - \Delta 2_{GA}|$$

$$\text{Den}_{GA} = \frac{\Delta 1_{GA}}{\Delta 2_{GA}}$$

$$\Delta L_{GA} = \frac{\text{Num}_{GA}}{|\ln [\text{Den}_{GA}]|}$$

C2 Condensador de alta presión

$$Q_{C2} = m_{17} \cdot [h_{17} - h_{18}]$$

$$Q_{C2} = m_{29} \cdot cp \cdot [T_{31} - T_{30}]$$

$$Q_{C2} = A_{C2} \cdot U_{C2} \cdot \Delta L_{C2}$$

$$\Delta 1_{C2} = T_{18} - T_{30}$$

$$\Delta 2_{C2} = T_{18} - T_{31}$$

$$\text{Num}_{C2} = |\Delta 1_{C2} - \Delta 2_{C2}|$$

$$\text{Den}_{C2} = \frac{\Delta 1_{C2}}{\Delta 2_{C2}}$$

$$\Delta L_{C2} = \frac{\text{Num}_{C2}}{|\ln [\text{Den}_{C2}]|}$$

G2 Generador de alta

$$m_{17} + m_{14} = m_{13}$$

$$m_{14} \cdot x_{14} = m_{13} \cdot x_{13}$$

$$Q_{G2} = m_{17} \cdot h_{17} + m_{14} \cdot h_{14} - m_{13} \cdot h_{13}$$

$$Q_{G2} = A_{G2} \cdot U_{G2} \cdot \Delta L_{G2}$$

$$Q_{G2} = m_{21} \cdot c_p \cdot [T_{21} - T_{22}]$$

$$\Delta 1_{G2} = T_{21} - T_{14}$$

$$\Delta 2_{G2} = T_{22} - T_{13}$$

$$\text{Num}_{G2} = |\Delta 1_{G2} - \Delta 2_{G2}|$$

$$\text{Den}_{G2} = \frac{\Delta 1_{G2}}{\Delta 2_{G2}}$$

$$\Delta L_{G2} = \frac{\text{Num}_{G2}}{|\ln [\text{Den}_{G2}]|}$$

HEX1 Intercambiador de baja

$$Q_{HX1} = m_5 \cdot [h_4 - h_5]$$

$$Q_{HX1} = m_2 \cdot [h_3 - h_2]$$

$$Q_{HX1} = A_{HX1} \cdot U_{HX1} \cdot \Delta L_{HX1}$$

$$\Delta 1_{HX1} = T_5 - T_2$$

$$\Delta 2_{HX1} = T_4 - T_3$$

$$\text{Num}_{HX1} = |\Delta 1_{HX1} - \Delta 2_{HX1}|$$

$$\text{Den}_{HX1} = \frac{\Delta 1_{HX1}}{\Delta 2_{HX1}}$$

$$\Delta L_{HX1} = \frac{\text{Num}_{HX1}}{|\ln [\text{Den}_{HX1}]|}$$

HEX2 Intercambiador de alta

$$Q_{HX2} = m_{13} \cdot [h_{13} - h_3]$$

$$Q_{HX2} = m_{14} \cdot [h_{14} - h_{15}]$$

$$Q_{HX2} = A_{HX2} \cdot U_{HX2} \cdot \Delta L_{HX2}$$

$$\Delta 1_{HX2} = T_{15} - T_3$$

$$\Delta 2_{HX2} = T_{14} - T_{13}$$

$$\text{Num}_{HX2} = \left| \Delta 1_{HX2} - \Delta 2_{HX2} \right|$$

$$\text{Den}_{HX2} = \frac{\Delta 1_{HX2}}{\Delta 2_{HX2}}$$

$$\Delta L_{HX2} = \frac{\text{Num}_{HX2}}{\left| \ln \left[\text{Den}_{HX2} \right] \right|}$$

Bomba de solución

$$\text{Bomba1} = m_1 \cdot v1 \cdot [P_{\text{MEDIA}} - P_{\text{BAJA}}] \text{ kW}$$

$$v1 = \mathbf{V}_{\text{LIBR}} \left[\text{'SI'}, T_1, x_1 \right]$$

$$h_2 = h_1 + \frac{\text{Bomba1}}{m_1}$$

Laminación 15-16

$$h_{16} = h_{15}$$

$$\text{Call } \mathbf{Q}_{\text{LIBR}} \left[\text{'SI'}, h_{15}, P_{\text{MEDIA}}, x_{15} : q_{16}, T_{16}, x_{16}, h_{16}, hv_{16} \right]$$

Laminación 5-6

$$h_5 = h_6$$

$$\text{Call } \mathbf{Q}_{\text{LIBR}} \left[\text{'SI'}, h_5, P_{\text{BAJA}}, x_5 : q_6, T_6, x_6, h_6, hv_6 \right]$$

Laminación 18-19

$$h_{18} = h_{19}$$

$$q_{19} = \mathbf{x} \left[\text{'Water'}, h = h_{19}, P = P_{\text{MEDIA}} \right]$$

Laminación 8-9

$$h_8 = h_9$$

$$q_g = x [\text{"Water"} , h = h_g , P = P_{\text{BAJA}}]$$

Eficiencia

$$\text{COP} = \frac{Q_{E0}}{Q_{G2} + Q_W}$$

$$F_s = \frac{Q_W}{Q_{G2} + Q_W}$$

Balance energía global

$$Q_{E0} + Q_{G2} + \text{Bomba1} + Q_W + \Delta_{\text{global}} = Q_{A0} + Q_{CE}$$

Relación de circulación de la solución

$$R_{fs} = \frac{m_1}{m_{10}}$$

Subenfriamiento en el absorbedor

$$S_{T1} = T_{s1} - T_1$$

Proceso de reconciliación de datos

Function **deri_{hs,x}**(t, x)

$$\text{deri}_{hs,x} := H_{\text{LIBR}} ['SI', t, x + 1] - H_{\text{LIBR}} ['SI', t, x]$$

End **deri_{hs,x}**

Function **deri_{hs,t}**(t, x)

020

$$\text{deri}_{hs,t} := H_{\text{LIBR}} ['SI', t + 1, x] - H_{\text{LIBR}} ['SI', t, x]$$

End **deri_{hs,t}**

030 $Cp_w = 4.186$ [kJ/(kg°C)] Hipotesis 1, Cpw constante

Balace de energías en G2, epsilon₁, se introdujo la PERDIDA

$$040 \quad ms_d \cdot H_{\text{LIBR}} ['SI', T_{13}, X_d] - ms_m \cdot H_{\text{LIBR}} ['SI', T_{14}, X_m] - mr_a \cdot h ['\text{Steam}', T=T_{14}, P=P_a] - 10 \\ + m_{21} \cdot Cp_w \cdot [T_{21} - T_{22}] = 0$$

$$050 \quad \text{Balace de BrLi, epsilon}_2: \quad \frac{X_d}{100} \cdot ms_d - \frac{X_m}{100} \cdot ms_m = 0$$

$$060 \quad \text{Balace global de materia: epsilon}_3 \quad ms_d - ms_m - mr_a = 0$$

Balace de energía para el condensador C2 epsilon₄

$$070 \quad mr_a \cdot [h ('Steam', T=T_{14}, P=P_a) - h ('Steam', x=0, P=P_a)] + m_{30} \cdot [Cp_w \cdot T_{30} - Cp_w \cdot T_{31}] = 0$$

Balace de energía para el HEX2 epsilon₅

$$080 \quad ms_d \cdot [H_{\text{LIBR}} ('SI', T_{13}, X_d) - H_{\text{LIBR}} ('SI', T_2, X_d)] - ms_m \cdot [H_{\text{LIBR}} ('SI', T_{14}, X_m) \\ - H_{\text{LIBR}} ('SI', T_{15}, X_m)] = 0$$

Balace de energía para el GA1 epsilon₆, se introdujo la PERDIDA

$$090 \quad ms_m \cdot H_{\text{LIBR}} ['SI', T_{15}, X_m] - ms_f \cdot H_{\text{LIBR}} ['SI', T_4, X_f] - mr_b \cdot h ['\text{Steam}', T=T_4, P=P_m] - 5 \\ + m_{30} \cdot Cp_w \cdot [T_{29} - T_{30}] = 0$$

$$100 \quad \text{Balace de BrLi, epsilon}_7: \quad \frac{X_m}{100} \cdot ms_m - \frac{X_f}{100} \cdot ms_f = 0$$

$$110 \quad \text{Balace global de materia: epsilon}_8 \quad ms_m - ms_f - mr_b = 0$$

Balace de energía para el condensador Ce1 epsilon₉

$$120 \quad mr_b \cdot h ['\text{Steam}', T=T_4, P=P_m] + mr_a \cdot h ['\text{Steam}', x=0, P=P_a] - [mr_a + mr_b]$$

Balance de energía para el evaporador E0 epsilon₁₀, se introdujo la PERDIDA

$$122 \quad [mr_b + mr_a] \cdot [h('Steam', x=0, P=P_m) - h('Steam', x=1, P=P_B)] + 5 + m_{27} \cdot Cp_w \cdot [T_{27} - T_{28}] = 0$$

Balance de energía para el HEX1 epsilon₁₁

$$124 \quad ms_d \cdot [H_{LIBR}('SI', T_2, X_d) - H_{LIBR}('SI', T_1, X_d)] - ms_f \cdot [H_{LIBR}('SI', T_4, X_f) - H_{LIBR}('SI', T_5, X_f)] = 0$$

Balance de energía para el A0 epsilon₁₂

$$126 \quad ms_f \cdot H_{LIBR}['SI', T_5, X_f] - ms_d \cdot H_{LIBR}['SI', T_1, X_d] + [mr_a + mr_b] \cdot h['Steam', x=1, P=P_B] + m_{23} \cdot Cp_w \cdot [T_{23} - T_{24}] = 0$$

Derivada de la suma de errores cuadraticos estandarizados, y 4 ecuaciones afectadas por 4 lambdas

$$130 \quad 2 \cdot \left[\frac{T_{21} - T_{m21}}{\Delta T_{21}} \right] + \lambda_1 \cdot m_{21} \cdot Cp_w = 0$$

$$140 \quad 2 \cdot \left[\frac{T_{22} - T_{m22}}{\Delta T_{22}} \right] - \lambda_1 \cdot m_{21} \cdot Cp_w = 0$$

$$150 \quad 2 \cdot \left[\frac{T_{13} - T_{m13}}{\Delta T_{13}} \right] + \lambda_1 \cdot ms_d \cdot \mathbf{deri}_{hs,t}[T_{13}, X_d] + \lambda_5 \cdot ms_d \cdot \mathbf{deri}_{hs,t}[T_{13}, X_d] = 0$$

$$160 \quad 2 \cdot \left[\frac{T_{14} - T_{m14}}{\Delta T_{14}} \right] - \lambda_1 \cdot ms_m \cdot \mathbf{deri}_{hs,t}[T_{14}, X_m] - \lambda_1 \cdot mr_a \cdot \mathbf{deri}_{hv,t} + \lambda_4 \cdot mr_a \cdot \mathbf{deri}_{hv,t} = 0$$

$$170 \quad 2 \cdot \left[\frac{X_d - X_{m_d}}{\Delta X_d} \right] + \lambda_1 \cdot ms_d \cdot \mathbf{deri}_{hs,x}[T_{13}, X_d] + \lambda_2 \cdot ms_d + \lambda_5 \cdot ms_d \cdot [\mathbf{deri}_{hs,x}(T_{13}, X_d) - \mathbf{deri}_{hs,x}(T_2, X_d)]$$

$$+ \lambda_{11} \cdot ms_d \cdot [\mathbf{deri}_{hs,x}(T_2, X_d) - \mathbf{deri}_{hs,x}(T_1, X_d)] - \lambda_{12} \cdot ms_d \cdot \mathbf{deri}_{hs,x}[T_1, X_d] = 0$$

$$180 \quad 2 \cdot \left[\frac{ms_d - ms_{m_d}}{\Delta ms_d} \right] + \lambda_1 \cdot H_{LIBR}['SI', T_{13}, X_d] + \lambda_2 \cdot X_d + \lambda_3 + \lambda_5 \cdot [H_{LIBR}('SI', T_{13}, X_d) - H_{LIBR}('SI', T_2, X_d)]$$

$$+ \lambda_{11} \cdot [H_{LIBR}('SI', T_2, X_d) - H_{LIBR}('SI', T_1, X_d)] - \lambda_{12} \cdot H_{LIBR}['SI', T_1, X_d] = 0$$

$$190 \quad 2 \cdot \left[\frac{P_a - P_{m_a}}{\Delta P_a} \right] - \lambda_1 \cdot mr_a \cdot \mathbf{deri}_{hv,p} + \lambda_4 \cdot mr_a \cdot \mathbf{deri}_{hv,p} = 0$$

$$200 \quad -\lambda_1 \cdot h['Steam', T=T_{14}, P=P_a] - \lambda_3 + \lambda_4 \cdot [h('Steam', T=T_{14}, P=P_a) - h('Steam', x=0, P=P_a)] + \lambda_9 \cdot [h('Steam', x=0, P=P_a) - h('Steam', x=0, P=P_m)] + \lambda_{10} \cdot h['Steam', x=0, P=P_m] + m_{23} \cdot Cp_w \cdot [T_{24} - T_{26}] = 0$$

$$210 \quad 2 \cdot \left[\frac{m_{21} - mm_{21}}{\Delta m_{21}} \right] + \lambda_1 \cdot Cp_w \cdot [T_{21} - T_{22}] = 0$$

$$220 \quad -\lambda_1 \cdot H_{LIBR} ['SI', T_{14}, X_m] - \lambda_2 \cdot X_m - \lambda_3 - \lambda_5 \cdot [H_{LIBR} ('SI', T_{14}, X_m) - H_{LIBR} ('SI', T_{15}, X_m)] \\ + \lambda_6 \cdot H_{LIBR} ['SI', T_{15}, X_m] + \lambda_7 \cdot X_m + \lambda_8 = 0$$

$$230 \quad -\lambda_1 \cdot ms_m \cdot \mathbf{deri}_{hs,x} [T_{14}, X_m] - \lambda_2 \cdot ms_m - \lambda_5 \cdot ms_m \cdot [\mathbf{deri}_{hs,x} (T_{14}, X_m) - \mathbf{deri}_{hs,x} (T_{15}, X_m)] \\ + \lambda_6 \cdot ms_m \cdot \mathbf{deri}_{hs,x} [T_{15}, X_m] + \lambda_7 \cdot ms_m = 0$$

$$240 \quad 2 \cdot \left[\frac{T_{30} - Tm_{30}}{\Delta T_{30}} \right] + \lambda_4 \cdot m_{30} \cdot Cp_w - \lambda_6 \cdot m_{30} \cdot Cp_w = 0$$

$$250 \quad 2 \cdot \left[\frac{T_{31} - Tm_{31}}{\Delta T_{31}} \right] - \lambda_4 \cdot m_{30} \cdot Cp_w = 0$$

$$260 \quad 2 \cdot \left[\frac{m_{30} - mm_{30}}{\Delta m_{30}} \right] + \lambda_4 \cdot Cp_w \cdot [T_{30} - T_{31}] + \lambda_6 \cdot Cp_w \cdot [T_{29} - T_{30}] = 0$$

$$270 \quad 2 \cdot \left[\frac{T_2 - Tm_2}{\Delta T_2} \right] - \lambda_5 \cdot ms_d \cdot \mathbf{deri}_{hs,t} [T_2, X_d] + \lambda_{11} \cdot ms_d \cdot \mathbf{deri}_{hs,t} [T_2, X_d] = 0$$

$$280 \quad 2 \cdot \left[\frac{T_{15} - Tm_{15}}{\Delta T_{15}} \right] + \lambda_5 \cdot ms_m \cdot \mathbf{deri}_{hs,t} [T_{15}, X_m] + \lambda_6 \cdot ms_m \cdot \mathbf{deri}_{hs,t} [T_{15}, X_m] = 0$$

$$291 \quad T_{29} = T_{31}$$

$$300 \quad 2 \cdot \left[\frac{T_4 - Tm_4}{\Delta T_4} \right] - \lambda_6 \cdot ms_f \cdot \mathbf{deri}_{hs,t} [T_4, X_f] - \lambda_6 \cdot mr_b \cdot \mathbf{deri}_{hv,t,Pm} + \lambda_9 \cdot mr_b \cdot \mathbf{deri}_{hv,t,Pm} - \lambda_{11} \\ \cdot ms_d \cdot \mathbf{deri}_{hs,t} [T_4, X_f] = 0$$

$$310 \quad -\lambda_6 \cdot ms_f \cdot \mathbf{deri}_{hs,x} [T_4, X_f] - \lambda_7 \cdot ms_f - \lambda_{11} \cdot ms_f \cdot [\mathbf{deri}_{hs,x} (T_4, X_f) - \mathbf{deri}_{hs,x} (T_5, X_f)] + \lambda_{12} \\ \cdot ms_f \cdot \mathbf{deri}_{hs,x} [T_5, X_f] = 0$$

$$320 \quad -\lambda_6 \cdot H_{LIBR} ['SI', T_4, X_f] - \lambda_7 \cdot X_f - \lambda_8 - \lambda_{11} \cdot [H_{LIBR} ('SI', T_4, X_f) - H_{LIBR} ('SI', T_5, X_f)] + \lambda_{12} \\ \cdot H_{LIBR} ['SI', T_5, X_f] = 0$$

$$330 \quad 2 \cdot \left[\frac{P_m - Pm_m}{\Delta P_m} \right] - \lambda_6 \cdot mr_b \cdot \mathbf{deri}_{hv,pm,T4} + \lambda_9 \cdot mr_b \cdot \mathbf{deri}_{hv,pm,T4} = 0$$

$$340 \quad -\lambda_6 \cdot h ['Steam', T=T_4, P=P_m] - \lambda_8 + \lambda_9 \cdot [h ('Steam', T=T_4, P=P_m) - h ('Steam', P=P_m, x=0)] \\ + \lambda_{10} \\ \cdot [h ('Steam', x=0, P=P_m) \\ - h ('Steam', P=P_B, x=1)] + \lambda_{12} \cdot h ['Steam', P=P_B, x=1] = 0$$

$$350 \quad 2 \cdot \left[\frac{m_{23} - mm_{23}}{\Delta m_{23}} \right] + \lambda_9 \cdot Cp_w \cdot [T_{24} - T_{26}] + \lambda_{12} \cdot Cp_w \cdot [T_{23} - T_{24}] = 0$$

$$360 \quad 2 \cdot \left[\frac{T_{24} - Tm_{24}}{\Delta T_{24}} \right] + \lambda_9 \cdot m_{23} \cdot Cp_w - \lambda_{12} \cdot m_{23} \cdot Cp_w = 0$$

$$370 \quad [h ('Steam', x=0, P=P_m) \\ - h ('Steam', x=1, P=P_B)] + \lambda_{12} \cdot h ['Steam', x=1, P=P_B] = 0$$

$$2 \cdot \left[\frac{T_{26} - T_{m26}}{\Delta T_{26}} \right] - \lambda_{9} \cdot m_{23} \cdot C_{p_w} = 0$$

$$380 \quad 2 \cdot \left[\frac{P_B - P_{mB}}{\Delta P_B} \right] - \lambda_{10} \cdot [m_{r_b} + m_{r_a}] \cdot \text{deri}_{hv,pB,1} + \lambda_{12} \cdot [m_{r_b} + m_{r_a}] \cdot \text{deri}_{hv,pB,1} = 0$$

$$390 \quad 2 \cdot \left[\frac{m_{27} - m_{m27}}{\Delta m_{27}} \right] + \lambda_{10} \cdot C_{p_w} \cdot [T_{27} - T_{28}] = 0$$

$$400 \quad 2 \cdot \left[\frac{T_{27} - T_{m27}}{\Delta T_{27}} \right] + \lambda_{10} \cdot m_{27} \cdot C_{p_w} = 0$$

$$410 \quad 2 \cdot \left[\frac{T_{28} - T_{m28}}{\Delta T_{28}} \right] - \lambda_{10} \cdot m_{27} \cdot C_{p_w} = 0$$

$$420 \quad 2 \cdot \left[\frac{T_1 - T_{m1}}{\Delta T_1} \right] - \lambda_{11} \cdot m_{s_d} \cdot \text{deri}_{hs,t} [T_1, X_d] - \lambda_{12} \cdot m_{s_d} \cdot \text{deri}_{hs,t} [T_1, X_d] = 0$$

$$430 \quad 2 \cdot \left[\frac{T_5 - T_{m5}}{\Delta T_5} \right] + \lambda_{11} \cdot m_{s_f} \cdot \text{deri}_{hs,t} [T_5, X_f] + \lambda_{12} \cdot m_{s_f} \cdot \text{deri}_{hs,t} [T_5, X_f] = 0$$

$$440 \quad 2 \cdot \left[\frac{T_{23} - T_{m23}}{\Delta T_{23}} \right] + \lambda_{12} \cdot m_{23} \cdot C_{p_w} = 0$$

Cálculo de las derivadas

$$500 \quad \text{deri}_{hv,t} = \frac{h ['\text{Steam}', T=T_{14} + 1, P=P_a] - h ['\text{Steam}', T=T_{14}, P=P_a]}{1 \text{ [C]}}$$

$$510 \quad \text{deri}_{hv,p} = \frac{h ['\text{Steam}', T=T_{14}, P=P_a + 0.001] - h ['\text{Steam}', T=T_{14}, P=P_a]}{0.001 \text{ [Bar]}}$$

$$520 \quad \text{deri}_{hv,t4,Pm} = \frac{h ['\text{Steam}', T=T_4 + 1, P=P_m] - h ['\text{Steam}', T=T_4, P=P_m]}{1 \text{ [C]}}$$

$$530 \quad \text{deri}_{hv,pm,T4} = \frac{h ['\text{Steam}', T=T_4, P=P_m + 0.001] - h ['\text{Steam}', T=T_4, P=P_m]}{0.001 \text{ [Bar]}}$$

$$540 \quad \text{deri}_{hv,pB,1} = \frac{h ['\text{Steam}', x=1, P=P_B + 0.001] - h ['\text{Steam}', x=1, P=P_B]}{0.001 \text{ [Bar]}}$$

Ecuaciones para calcular calor y coeficientes, no constituyen sistema

Diferencia de temperatura media logaritmica en generador

$$1010 \quad \Delta T_{e,G2} = T_{21} - T_{14}$$

$$1020 \quad \Delta T_{s,G2} = T_{22} - T_{13}$$

$$1030 \quad \arg_{G2} = \exp \left[\frac{\Delta T_{e,G2} - \Delta T_{s,G2}}{\Delta T_{L,G2}} \right]$$

$$1040 \quad \arg_{G2} = \frac{\Delta T_{e,G2}}{\Delta T_{s,G2}}$$

Calor cedido por el fluido caloportador en G2

$$1050 \quad Q_{G2} = m_{21} \cdot [Cp_w \cdot T_{21} - Cp_w \cdot T_{22}]$$

Calor transferido entre los lados del generador

$$1060 \quad Q_{G2} = U_{G2} \cdot A_{G2} \cdot \Delta_{TL,G2}$$

Diferencia de temperatura media logarítmica en el condensador

$$1070 \quad T_{18} = T_{sat} ['Water', P = P_a]$$

$$1080 \quad \Delta_{Te,c2} = T_{18} - T_{30}$$

$$1090 \quad \Delta_{Ts,c2} = T_{18} - T_{31}$$

$$1100 \quad \Delta_{TAr,c2} = \frac{\Delta_{Te,c2} + \Delta_{Ts,c2}}{2}$$

$$1110 \quad \arg_{c2} = \exp \left[\frac{\Delta_{Te,c2} - \Delta_{Ts,c2}}{\Delta_{TL,c2}} \right]$$

$$1120 \quad \arg_{c2} = \frac{\Delta_{Te,c2}}{\Delta_{Ts,c2}}$$

Calor de condensación

$$1130 \quad Q_{c2} = m_{30} \cdot Cp_w \cdot [T_{31} - T_{30}]$$

Calor transferido entre los lados del condensador

$$1140 \quad Q_{c2} = U_{c2} \cdot A_{c2} \cdot \Delta_{TL,c2}$$

Diferencia de temperatura media logarítmica en HEX2

$$1150 \quad \Delta_{Te,HEX2} = T_{14} - T_{13}$$

$$1160 \quad \Delta_{Ts,HEX2} = T_{15} - T_2$$

$$1170 \quad \arg_{HEX2} = \exp \left[\frac{\Delta_{Te,HEX2} - \Delta_{Ts,HEX2}}{\Delta_{TL,HEX2}} \right]$$

$$1180 \quad \arg_{HEX2} = \frac{\Delta_{Te,HEX2}}{\Delta_{Ts,HEX2}}$$

Calor cedido por la solución en HEX2

$$1190 \quad Q_{HEX2} = m_{sd} \cdot [H_{LIBR} ('SI', T_{13}, X_d) - H_{LIBR} ('SI', T_2, X_d)]$$

Calor transferido entre los lados del generador

$$1200 \quad Q_{HEX2} = U_{HEX2} \cdot A_{HEX2} \cdot \Delta_{TL,HEX2}$$

Diferencia de temperatura media logaritmica en GA1

$$1210 \quad \Delta T_{e,GA1} = T_{29} - T_4$$

$$1220 \quad \Delta T_{s,GA1} = T_{30} - T_{15}$$

$$1230 \quad \arg_{GA1} = \exp \left[\frac{\Delta T_{e,GA1} - \Delta T_{s,GA1}}{\Delta T_{L,GA1}} \right]$$

$$1240 \quad \arg_{GA1} = \frac{\Delta T_{e,GA1}}{\Delta T_{s,GA1}}$$

Calor cedido por el fluido caloportador en GA1

$$1250 \quad Q_{GA1} = m_{30} \cdot C_{p_w} \cdot [T_{29} - T_{30}]$$

Calor transferido entre los lados del generador

$$1260 \quad Q_{GA1} = U_{GA1} \cdot A_{GA1} \cdot \Delta T_{L,GA1}$$

Diferencia de temperatura media logaritmica en el condensador CE1

$$1270 \quad T_8 = T_{sat} ['Water', P = P_m]$$

$$1280 \quad \Delta T_{e,CE1} = T_8 - T_{24}$$

$$1290 \quad \Delta T_{s,CE1} = T_8 - T_{26}$$

$$1300 \quad \Delta T_{Ar,CE1} = \frac{\Delta T_{e,CE1} + \Delta T_{s,CE1}}{2}$$

$$1310 \quad \arg_{CE1} = \exp \left[\frac{\Delta T_{e,CE1} - \Delta T_{s,CE1}}{\Delta T_{L,CE1}} \right]$$

$$1320 \quad \arg_{CE1} = \frac{\Delta T_{e,CE1}}{\Delta T_{s,CE1}}$$

Calor de condensación

$$1330 \quad Q_{CE1} = m_{23} \cdot C_{p_w} \cdot [T_{26} - T_{24}]$$

Calor transferido entre los lados del condensador

$$1340 \quad Q_{CE1} = U_{CE1} \cdot A_{CE1} \cdot \Delta T_{L,CE1}$$

Diferencia de temperatura media logaritmica en el evaporador E0

$$1400 \quad T_{10} = T_{sat} ['Water', P = P_B]$$

$$1410 \quad \Delta T_{e,E0} = T_{27} - T_{10}$$

$$1420 \quad \Delta T_{s,E0} = T_{28} - T_{10}$$

$$1430 \quad \Delta T_{Ar,E0} = \frac{\Delta T_{e,E0} + \Delta T_{s,E0}}{2}$$

$$1440 \quad \arg_{E0} = \exp \left[\frac{\Delta T_{e,E0} - \Delta T_{s,E0}}{\Delta T_{L,E0}} \right]$$

$$1450 \quad \arg_{E0} = \frac{\Delta T_{e,E0}}{\Delta T_{s,E0}}$$

Calor de evaporación

$$1460 \quad Q_{E0} = m_{27} \cdot C_{p,w} \cdot [T_{27} - T_{28}]$$

Calor transferido entre los lados del condensador

$$1470 \quad Q_{E0} = U_{E0} \cdot A_{E0} \cdot \Delta T_{L,E0}$$

Diferencia de temperatura media logarítmica en HEX1

$$1150 \quad \Delta T_{e,HEX1} = T_4 - T_2$$

$$1160 \quad \Delta T_{s,HEX1} = T_5 - T_1$$

$$1170 \quad \arg_{HEX1} = \exp \left[\frac{\Delta T_{e,HEX1} - \Delta T_{s,HEX1}}{\Delta T_{L,HEX1}} \right]$$

$$1180 \quad \arg_{HEX1} = \frac{\Delta T_{e,HEX1}}{\Delta T_{s,HEX1}}$$

Calor cedido por la solución en HEX1

$$1190 \quad Q_{HEX1} = m_{s,d} \cdot [H_{LIBR} ('SI', T_2, X_d) - H_{LIBR} ('SI', T_1, X_d)]$$

Calor transferido entre los lados del generador

$$1200 \quad Q_{HEX1} = U_{HEX1} \cdot A_{HEX1} \cdot \Delta T_{L,HEX1}$$

Diferencia de temperatura media logarítmica en A0

$$1210 \quad \Delta T_{e,A0} = T_5 - T_{24}$$

$$1220 \quad \Delta T_{s,A0} = T_1 - T_{23}$$

$$1230 \quad \arg_{A0} = \exp \left[\frac{\Delta T_{e,A0} - \Delta T_{s,A0}}{\Delta T_{L,A0}} \right]$$

$$1240 \quad \arg_{A0} = \frac{\Delta T_{e,A0}}{\Delta T_{s,A0}}$$

Calor cedido por el fluido caloportador en A0

1250

$$Q_{A0} = m_{23} \cdot Cp_w \cdot [T_{24} - T_{23}]$$

Calor transferido entre los lados del generador

$$1260 \quad Q_{A0} = U_{A0} \cdot A_{A0} \cdot \Delta T_{L,A0}$$

Calculo del q solar

$$1270 \quad Q_{sol} = m_{30} \cdot Cp_w \cdot [T_{29} - T_{31}]$$

Calculo de la eficiencia

$$COP = \frac{Q_{E0}}{Q_{G2} + Q_{sol}}$$

Calculo de los balances globales

$$Q_{E0} + Q_{G2} - Q_{A0} - Q_{CE1} + Q_{sol} = \Delta BG$$

Concentración y caudal de la solución en estado 1 en función de la densidad y temperatura

$$\rho_{sd} = \frac{1}{V_{LIBR} ['SI', T_1, X_d]}$$

$$V_{sd} = \frac{ms_d}{\rho_{sd}}$$

$$\rho_{m,sd} = \frac{1}{V_{LIBR} ['SI', T_1, Xm_d]}$$

$$msm_d = Vm_{sd} \cdot \rho_{m,sd}$$

Anexo B: Resultados de los ensayos

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE/DOBLE EFECTO
DE H₂O-LIBR CON ACCIONAMIENTO A DOS TEMPERATURAS PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIOS
Gustavo Raul Figueredo
DL: T. 993-2013

Operación en modo doble efecto

	Tm[1]	Tm[2]	Tm[4]	Tm[5]	Tm[13]	Tm[14]	Tm[15]	Tm[21]	Tm[22]
Fecha, Hora	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
13/09/05 18:37	37.0	69.8	82.2	46.2	115.5	132.8	81.4	160.3	155.8
13/09/05 19:57	36.7	70.0	83.5	46.7	118.8	136.3	83.3	160.3	155.8
14/09/05 15:35	34.5	65.6	78.2	43.7	114.1	131.6	78.5	160.2	155.7
20/09/05 15:06	32.6	67.5	81.5	43.9	119.5	136.2	80.7	160.4	156.6
20/09/05 17:00	30.6	66.4	79.9	42.8	120.4	137.7	79.9	160.4	157.0
20/09/05 21:50	35.5	71.2	84.8	46.1	118.7	134.4	82.7	160.4	156.0
21/09/05 15:19	34.6	70.1	84.1	45.4	118.7	135.4	83.0	160.3	155.4
21/09/05 16:50	33.9	71.0	85.4	45.4	119.9	136.3	83.6	160.3	155.6
21/09/05 19:39	36.3	72.3	86.1	46.9	121.1	136.9	84.6	160.4	155.9
21/09/05 21:30	35.7	70.9	84.5	46.0	119.6	135.8	82.9	160.4	155.7
22/09/05 15:45	32.9	67.6	81.5	43.5	115.6	132.5	80.3	160.4	155.5
22/09/05 18:00	32.1	66.7	80.6	42.7	115.1	132.3	79.4	160.3	155.5
22/09/05 19:30	34.0	67.9	81.4	44.1	115.8	132.0	80.3	160.3	155.3
22/09/05 21:25	36.2	71.4	84.8	46.5	118.8	134.7	82.8	160.4	155.7
22/09/05 23:18	35.2	67.0	79.9	44.5	115.2	131.7	79.1	160.3	156.0
23/09/05 00:38	32.6	64.6	77.9	42.1	113.6	130.5	76.7	160.3	155.9
23/09/05 02:36	30.6	63.0	76.8	40.2	112.6	129.8	75.6	160.2	155.8
26/09/05 17:43	32.5	69.6	83.8	43.7	117.1	133.9	81.7	160.4	156.4
26/09/05 17:29	33.0	69.2	83.4	43.7	116.9	133.6	82.0	160.3	155.4
26/09/05 18:59	32.2	69.9	84.6	43.3	117.1	133.7	81.9	160.4	156.2
26/09/05 20:14	33.9	65.8	78.7	43.3	114.5	132.3	78.2	160.4	156.3
26/09/05 21:10	33.4	66.6	79.8	43.2	115.3	133.0	79.1	160.4	156.4
27/09/05 15:00	36.4	67.8	80.3	46.1	115.2	132.6	80.3	160.3	156.4
27/09/05 16:00	35.0	66.8	79.7	44.9	114.6	131.9	80.1	160.4	156.4
27/09/05 19:34	34.7	67.1	80.5	45.3	115.1	131.7	80.6	160.4	156.2
27/09/05 20:45	35.2	66.3	79.5	45.2	114.4	130.9	80.3	160.2	155.9
28/09/05 14:30	35.8	67.1	80.8	46.6	115.1	132.6	81.3	160.3	155.7
28/09/05 17:15	35.2	68.1	82.4	46.6	116.1	132.8	82.8	159.2	154.7
28/09/05 18:28	34.5	66.1	80.2	45.9	115.0	132.6	81.3	160.5	156.1
28/09/05 19:07	34.6	66.6	80.7	46.1	115.1	132.5	81.7	160.2	155.8
28/09/05 20:34	33.9	66.5	79.6	43.8	114.4	131.9	79.8	160.5	156.7
29/09/05 17:30	34.8	64.3	77.4	45.8	110.0	126.1	78.4	149.6	144.8
29/09/05 18:42	34.7	65.1	78.5	46.1	111.1	127.3	79.2	150.3	146.4
30/09/05 14:27	35.3	65.1	78.0	45.9	111.3	127.7	79.2	150.5	145.6
30/09/05 15:45	35.5	66.0	79.1	46.3	111.6	127.7	79.6	150.1	145.2

	Tm[23]	Tm[24]	Tm[26]	Tm[27]	Tm[28]	Tm[30]	Tm[31]	mm[21]
Fecha, Hora	[°C]	[kg/s]						
13/09/05 18:37	30.2	33.9	36.5	16.3	12.1	83.1	85.3	9.19
13/09/05 19:57	30.1	34.0	36.4	15.7	11.3	85.8	88.5	9.19
14/09/05 15:35	24.8	28.0	30.8	13.5	10.0	80.8	83.5	9.13
20/09/05 15:06	24.0	26.9	29.0	15.2	12.3	82.6	84.8	8.61
20/09/05 17:00	23.7	25.8	27.6	11.5	9.5	81.3	83.3	8.62
20/09/05 21:50	28.0	32.3	34.9	13.0	9.4	85.0	87.0	8.64
21/09/05 15:19	27.8	32.7	35.9	12.5	8.5	85.2	87.5	8.63
21/09/05 16:50	27.5	31.9	34.6	10.5	6.9	85.9	88.0	8.63
21/09/05 19:39	29.9	33.3	36.0	10.5	7.8	86.2	88.1	8.62
21/09/05 21:30	29.6	33.9	37.1	12.4	8.8	85.5	87.5	8.62
22/09/05 15:45	25.9	31.0	34.6	12.4	8.4	83.1	85.5	8.61
22/09/05 18:00	25.1	30.1	33.6	10.5	6.5	82.5	84.6	8.63
22/09/05 19:30	27.3	32.6	36.1	14.4	9.9	83.3	85.6	8.61
22/09/05 21:25	30.5	34.8	37.9	14.3	10.7	85.8	87.8	8.61
22/09/05 23:18	30.4	32.4	34.0	14.3	12.0	82.7	85.2	10.84
23/09/05 00:38	27.4	29.6	31.2	13.7	10.6	81.4	83.9	10.86
23/09/05 02:36	25.1	27.4	29.0	12.3	9.1	80.6	83.2	10.9
26/09/05 17:43	25.0	26.6	27.5	10.3	8.6	84.7	87.0	10.94
26/09/05 17:29	25.1	26.6	27.5	10.4	8.7	84.1	86.3	8.57
26/09/05 18:59	26.0	27.7	28.7	12.4	10.4	85.9	88.2	10.94
26/09/05 20:14	27.9	29.8	31.2	12.3	10.1	81.7	84.1	10.97
26/09/05 21:10	28.0	29.7	30.9	10.3	8.4	82.0	84.4	10.95
27/09/05 15:00	30.2	31.8	33.1	12.4	10.7	82.0	84.2	10.76
27/09/05 16:00	29.6	31.2	32.5	10.4	8.7	81.7	83.9	10.76
27/09/05 19:34	30.2	31.9	33.1	10.3	8.5	82.9	85.1	10.68
27/09/05 20:45	30.8	32.6	34.1	12.4	10.4	82.4	84.8	10.7
28/09/05 14:30	30.0	31.9	33.4	12.4	10.3	83.3	85.9	10.7
28/09/05 17:15	30.4	32.1	33.3	9.9	8.3	84.1	86.5	10.75
28/09/05 18:28	29.5	31.1	32.5	7.9	6.3	82.5	84.9	10.76
28/09/05 19:07	29.6	31.3	32.7	8.5	6.8	83.0	85.3	10.76
28/09/05 20:34	29.5	31.0	32.2	8.4	6.8	81.4	83.5	10.79
29/09/05 17:30	29.7	31.0	32.2	7.4	6.2	79.1	81.1	8.58
29/09/05 18:42	29.7	31.0	32.2	7.4	6.1	80.1	82.0	10.71
30/09/05 14:27	30.3	31.5	32.7	8.5	7.3	79.9	82.1	8.54
30/09/05 15:45	30.7	32.0	33.2	9.4	8.1	80.8	83.0	8.55

	mm[23]	mm[27]	mm[30]	Vm_sd	rho_m_sd	Pm_a	Pm_m
Fecha, Hora	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[l/s]	[kg/l]	[bar]	[bar]
13/09/05 18:37	8.19	6.2	9.22	0.87	1.637	0.598	0.064
13/09/05 19:57	8.21	6.2	9.18	1.01	1.637	0.686	0.065
14/09/05 15:35	7.25	3.14	9.19	0.94	1.637	0.556	0.045
20/09/05 15:06	7.1	6.29	9.21	0.93	1.637	0.581	0.047
20/09/05 17:00	7.16	6.36	9.22	0.84	1.637	0.553	0.04
20/09/05 21:50	6.21	6.39	9.25	0.89	1.637	0.636	0.076
21/09/05 15:19	6.27	6.17	9.22	1.02	1.649	0.652	0.071
21/09/05 16:50	6.27	6.17	9.21	1.04	1.649	0.66	0.075
21/09/05 19:39	6.29	6.21	9.21	0.93	1.647	0.662	0.076
21/09/05 21:30	6.3	6.2	9.28	0.92	1.636	0.65	0.071
22/09/05 15:45	5.84	6.08	9.25	1	1.639	0.604	0.064
22/09/05 18:00	5.85	6.1	9.3	0.98	1.645	0.582	0.059
22/09/05 19:30	6.1	6.03	9.27	0.99	1.625	0.606	0.066
22/09/05 21:25	6.32	6.15	9.29	0.94	1.626	0.656	0.079
22/09/05 23:18	16.85	13.13	9.26	0.96	1.616	0.6	0.059
23/09/05 00:38	16.79	10.75	9.25	0.97	1.62	0.574	0.052
23/09/05 02:36	16.7	10.7	9.2	1.0	1.6	0.6	0.0
26/09/05 17:43	17.66	13.72	9.15	0.96	1.61	0.64	0.07
26/09/05 17:29	17.66	13.72	9.14	0.95	1.63	0.621	0.07
26/09/05 18:59	17.66	13.4	9.17	0.96	1.63	0.672	0.085
26/09/05 20:14	17.66	13.51	9.21	0.88	1.631	0.573	0.052
26/09/05 21:10	17.64	13.73	9.19	0.86	1.632	0.577	0.055
27/09/05 15:00	17.66	14.01	9.14	1.02	1.64	0.571	0.056
27/09/05 16:00	17.66	14.05	9.12	1	1.64	0.566	0.053
27/09/05 19:34	17.66	14.06	9.14	1.12	1.634	0.594	0.061
27/09/05 20:45	17.67	13.94	9.18	1.14	1.626	0.59	0.059
28/09/05 14:30	17.66	13.98	9.13	1.28	1.623	0.616	0.057
28/09/05 17:15	17.66	14.1	9.12	1.38	1.623	0.631	0.066
28/09/05 18:28	17.66	14.01	9.12	1.39	1.65	0.591	0.053
28/09/05 19:07	17.66	14	9.18	1.37	1.65	0.601	0.056
28/09/05 20:34	17.66	13.93	9.19	0.92	1.64	0.554	0.054
29/09/05 17:30	17.85	14.21	9.2	1.33	1.655	0.504	0.051
29/09/05 18:42	17.85	14.25	9.21	1.32	1.656	0.52	0.054
30/09/05 14:27	17.85	14.29	9.19	1.26	1.636	0.525	0.053
30/09/05 15:45	17.85	14.28	9.18	1.28	1.636	0.545	0.059

	Pm_B	m _{sm_d}	COP	Xm_d	lambda_1	lambda_10	lambda_11
Fecha, Hora	[bar]	[kg/s]			[1/kW]	[1/kW]	[1/kW]
13/09/05 18:37	0.0082	1.424	1.08	57.8	0.04272	-0.1496	54.58
13/09/05 19:57	0.0072	1.653	1.04	57.8	0.04065	0.08057	20.82
14/09/05 15:35	0.0067	1.539	1.02	57.7	0.05458	-2.39	36.13
20/09/05 15:06	0.0099	1.522	0.92	57.7	0.04942	0.1923	19.92
20/09/05 17:00	0.0081	1.375	0.81	57.6	0.06135	-0.1356	51.14
20/09/05 21:50	0.0072	1.457	0.99	57.7	0.04329	0.1726	34.18
21/09/05 15:19	0.0061	1.682	1.00	58.3	0.03631	-0.2174	19.86
21/09/05 16:50	0.0052	1.715	0.96	58.3	0.04145	-0.1127	25.1
21/09/05 19:39	0.0063	1.532	0.93	58.3	0.0496	-0.6	18.42
21/09/05 21:30	0.0068	1.505	1.01	57.7	0.04026	-0.3629	27.28
22/09/05 15:45	0.0059	1.639	1.03	57.8	0.03704	-0.2879	24.99
22/09/05 18:00	0.005	1.612	1.02	58.1	0.03852	-0.2911	32.17
22/09/05 19:30	0.0067	1.609	1.04	57.1	0.03466	-0.09636	17.32
22/09/05 21:25	0.0075	1.528	1.02	57.2	0.04092	-0.2913	35.67
22/09/05 23:18	0.0076	1.551	1.10	56.6	0.05179	-0.1071	19.06
23/09/05 00:38	0.0063	1.571	1.12	56.8	0.04838	-0.0461	21.67
23/09/05 02:36	0.0	1.6	1.11	56.7	0.0	0.0	15.5
26/09/05 17:43	0.01	1.55	1.01	56.37	0.07	0.12	40.59
26/09/05 17:29	0.0067	1.549	0.99	57.3	0.04281	0.1114	23.93
26/09/05 18:59	0.0066	1.565	1.02	57.3	0.06182	0.2194	28.44
26/09/05 20:14	0.0064	1.435	1.10	57.4	0.05641	-0.05023	40.57
26/09/05 21:10	0.0057	1.404	1.06	57.4	0.06263	0.003239	42.75
27/09/05 15:00	0.0069	1.673	1.05	57.9	0.06137	-0.0999	38.98
27/09/05 16:00	0.0062	1.64	1.02	57.9	0.06158	-0.1938	23.4
27/09/05 19:34	0.0061	1.83	0.99	57.6	0.05557	-0.1079	10.19
27/09/05 20:45	0.0069	1.854	1.01	57.1	0.04838	-0.1084	-0.8908
28/09/05 14:30	0.0067	2.077	1.03	57	0.04925	-0.1704	9.573
28/09/05 17:15	0.0061	2.24	0.93	57	0.05842	-0.1787	-1.46
28/09/05 18:28	0.005	2.294	0.94	58.4	0.05547	-0.2844	1.353
28/09/05 19:07	0.0052	2.261	0.93	58.4	0.05334	-0.2363	2.392
28/09/05 20:34	0.0052	1.509	1.02	57.8	0.0645	-0.1481	27.01
29/09/05 17:30	0.0054	2.201	0.89	58.6	0.04222	-0.355	4.451
29/09/05 18:42	0.0053	2.186	0.88	58.7	0.06546	-0.2689	5.653
30/09/05 14:27	0.0059	2.061	0.91	57.7	0.04495	-0.3704	4.533
30/09/05 15:45	0.0063	2.094	0.92	57.7	0.04354	-0.3116	5.977

	lambda_12	lambda_2	lambda_3	lambda_4	lambda_5	lambda_6
Fecha, Hora	[1/kW]	[1/(kg/s)]	[1/(kg/s)]	[1/kW]	[1/kW]	[1/kW]
13/09/05 18:37	0.7198	-41.87	5426	1.591	-68.06	1.631
13/09/05 19:57	0.616	-13.34	1916	0.3954	-24.85	0.4492
14/09/05 15:35	-0.1891	-31.94	3830	-0.1438	-42.8	-0.07476
20/09/05 15:06	0.9992	-6.984	1317	-0.06346	-21.04	-0.01063
20/09/05 17:00	0.7044	-35.51	4666	1.347	-55.68	1.421
20/09/05 21:50	0.9836	-21.58	3108	0.6637	-43.13	0.6949
21/09/05 15:19	1.205	-5.498	1273	-0.619	-22.77	-0.5935
21/09/05 16:50	0.8609	-14.17	2154	0.1373	-31.14	0.1677
21/09/05 19:39	1.031	-5.367	1165	-0.8186	-21.1	-0.7928
21/09/05 21:30	1.244	-12.55	2150	-0.4004	-32.36	-0.3795
22/09/05 15:45	1.506	-7.692	1694	-0.7564	-29	-0.7298
22/09/05 18:00	1.444	-14.68	2519	-0.3499	-37.92	-0.3267
22/09/05 19:30	1.38	-2.337	959.9	-0.8119	-19.2	-0.7949
22/09/05 21:25	1.111	-21.93	3219	0.2141	-44.56	0.2405
22/09/05 23:18	0.2156	-15.4	1961	0.6058	-23.09	0.6362
23/09/05 00:38	0.2463	-17.59	2241	0.7448	-25.9	0.7763
23/09/05 02:36	0.3	-12.2	1594.0	0.5	-18.6	0.5
26/09/05 17:43	0.18	-39.00	4809.00	2.04	-56.59	2.10
26/09/05 17:29	0.1841	-21.74	2723	1.126	-32.8	1.175
26/09/05 18:59	0.2433	-26.99	3378	1.464	-40.71	1.513
26/09/05 20:14	0.1979	-34.14	4209	1.618	-47.73	1.66
26/09/05 21:10	0.182	-37.14	4571	1.834	-52.09	1.885
27/09/05 15:00	0.1741	-31.53	3900	1.471	-45.97	1.514
27/09/05 16:00	0.146	-19.18	2392	0.7831	-28.3	0.8241
27/09/05 19:34	0.1775	-7.896	1032	0.2488	-12.68	0.2814
27/09/05 20:45	0.2134	1.894	-147.7	-0.2877	1.077	-0.2595
28/09/05 14:30	0.1952	-7.187	956.2	0.1438	-11.65	0.1816
28/09/05 17:15	0.1627	1.654	-148.6	-0.295	1.589	-0.2528
28/09/05 18:28	0.1599	-0.8635	166	-0.2476	-2.027	-0.2096
28/09/05 19:07	0.1772	-1.38	237.7	-0.194	-3.143	-0.1585
28/09/05 20:34	0.1301	-22.88	2832	1.022	-33.35	1.06
29/09/05 17:30	0.09093	-3.77	498.2	-0.1263	-5.9	-0.08985
29/09/05 18:42	0.1212	-4.586	601.3	-0.01184	-7.371	0.0191
30/09/05 14:27	0.09555	-3.88	511.1	-0.1352	-5.994	-0.08809
30/09/05 15:45	0.1029	-4.834	631.4	-0.04275	-7.774	0.002327

	lambda_7	lambda_8	lambda_9	mr_a	mr_b	ms_d	ms_f
Fecha, Hora	[1/(kg/s)]	[1/(kg/s)]	[1/kW]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]
13/09/05 18:37	51.9	-7202	-2.014	0.028	0.022	0.666	0.6159
13/09/05 19:57	23.3	-2899	-1.224	0.028	0.022	0.772	0.7222
14/09/05 15:35	34.63	-4511	-3.936	0.021	0.017	0.556	0.5179
20/09/05 15:06	27.35	-2973	-2.006	0.019	0.014	0.66	0.6267
20/09/05 17:00	53.12	-7090	-2.141	0.014	0.011	0.609	0.5846
20/09/05 21:50	40.6	-5035	-2.108	0.024	0.018	0.712	0.6706
21/09/05 15:19	31.81	-3132	-3.302	0.027	0.021	0.86	0.8117
21/09/05 16:50	32.98	-3858	-2.338	0.024	0.018	0.793	0.7512
21/09/05 19:39	30.23	-2919	-3.615	0.02	0.015	0.68	0.6444
21/09/05 21:30	39.08	-4155	-3.659	0.025	0.02	0.742	0.6969
22/09/05 15:45	39.59	-3902	-4.117	0.027	0.021	0.78	0.7312
22/09/05 18:00	45.03	-4846	-3.997	0.027	0.021	0.746	0.6984
22/09/05 19:30	30.05	-2732	-3.417	0.029	0.023	0.843	0.7912
22/09/05 21:25	44.78	-5262	-3.252	0.025	0.02	0.717	0.6724
22/09/05 23:18	17.78	-2474	-0.6325	0.032	0.026	0.836	0.7788
23/09/05 00:38	20.03	-2829	-0.5986	0.034	0.027	0.832	0.7709
23/09/05 02:36	15.2	-2077.0	-0.5	0.0	0.0280	0.8600	0.8
26/09/05 17:43	39.62	-5964.00	-0.23	0.03	0.0190	0.6980	0.65
26/09/05 17:29	23.15	-3450	-0.2123	0.024	0.018	0.7	0.6575
26/09/05 18:59	28.42	-4273	-0.1405	0.028	0.021	0.764	0.7155
26/09/05 20:14	33.78	-5130	-0.5381	0.03	0.025	0.711	0.6557
26/09/05 21:10	36.55	-5591	-0.4169	0.027	0.022	0.674	0.625
27/09/05 15:00	31.58	-4774	-0.5722	0.026	0.021	0.708	0.6604
27/09/05 16:00	20.13	-2930	-0.6258	0.026	0.021	0.77	0.723
27/09/05 19:34	10.07	-1333	-0.5139	0.027	0.022	0.939	0.8899
27/09/05 20:45	1.43	49.69	-0.5712	0.03	0.025	1.076	1.021
28/09/05 14:30	9.756	-1232	-0.6553	0.031	0.026	1.009	0.9533
28/09/05 17:15	0.382	148.5	-0.5401	0.025	0.02	1.051	1.006
28/09/05 18:28	3.219	-222.2	-0.7361	0.026	0.022	1.058	1.011
28/09/05 19:07	4.107	-353.1	-0.7072	0.026	0.022	1.128	1.08
28/09/05 20:34	23.22	-3460	-0.5292	0.025	0.02	0.713	0.6687
29/09/05 17:30	4.965	-541	-0.7356	0.021	0.017	0.975	0.9365
29/09/05 18:42	5.857	-694.6	-0.631	0.021	0.017	0.987	0.949
30/09/05 14:27	5.122	-560.4	-0.7611	0.02	0.017	0.849	0.8124
30/09/05 15:45	6.219	-740.4	-0.6904	0.021	0.017	0.868	0.8294

	ms_m	m[21]	m[23]	m[27]	m[30]	P_a	P_B	P_m
Fecha, Hora	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[bar]	[bar]	[bar]
13/09/05 18:37	0.6382	5.561	8.179	6.334	9.219	0.6	0.008	0.064
13/09/05 19:57	0.7445	5.752	8.22	6.126	9.178	0.686	0.007	0.065
14/09/05 15:35	0.535	4.483	7.102	5.148	9.188	0.556	0.007	0.045
20/09/05 15:06	0.6411	5.129	7.116	6.174	9.209	0.581	0.01	0.047
20/09/05 17:00	0.5953	4.682	7.154	6.417	9.219	0.554	0.008	0.04
20/09/05 21:50	0.6886	5.01	6.226	6.262	9.249	0.637	0.007	0.076
21/09/05 15:19	0.8329	5.291	6.258	6.354	9.219	0.651	0.006	0.071
21/09/05 16:50	0.7694	4.983	6.266	6.254	9.209	0.66	0.005	0.075
21/09/05 19:39	0.6596	4.49	6.259	6.564	9.209	0.661	0.006	0.076
21/09/05 21:30	0.7166	5.092	6.276	6.481	9.279	0.65	0.007	0.071
22/09/05 15:45	0.7526	5.196	5.821	6.328	9.249	0.603	0.006	0.064
22/09/05 18:00	0.7192	5.095	5.829	6.344	9.299	0.582	0.005	0.059
22/09/05 19:30	0.8142	5.371	6.099	6.122	9.269	0.605	0.007	0.066
22/09/05 21:25	0.692	5.017	6.3	6.379	9.289	0.656	0.007	0.079
22/09/05 23:18	0.8046	6.679	16.85	13.18	9.259	0.601	0.008	0.059
23/09/05 00:38	0.7984	6.872	16.79	10.78	9.249	0.575	0.006	0.052
23/09/05 02:36	0.8	6.9	16.7	10.7	9.2	0.6	0.0	0.0
26/09/05 17:43	0.67	5.79	17.66	13.68	9.15	0.64	0.01	0.07
26/09/05 17:29	0.6759	4.69	17.66	13.68	9.138	0.622	0.007	0.07
26/09/05 18:59	0.7365	6.126	17.67	13.31	9.168	0.674	0.007	0.085
26/09/05 20:14	0.6802	6.619	17.66	13.53	9.208	0.575	0.006	0.052
26/09/05 21:10	0.6467	6.321	17.64	13.73	9.188	0.579	0.006	0.055
27/09/05 15:00	0.6816	6.247	17.66	14.05	9.139	0.573	0.007	0.056
27/09/05 16:00	0.744	6.092	17.66	14.12	9.119	0.567	0.006	0.053
27/09/05 19:34	0.9117	6.32	17.66	14.1	9.139	0.594	0.006	0.061
27/09/05 20:45	1.046	6.785	17.67	13.99	9.179	0.59	0.007	0.059
28/09/05 14:30	0.9788	6.435	17.66	14.06	9.128	0.616	0.007	0.057
28/09/05 17:15	1.027	5.803	17.66	14.16	9.119	0.631	0.006	0.066
28/09/05 18:28	1.033	6.178	17.65	14.12	9.119	0.591	0.005	0.053
28/09/05 19:07	1.102	6.323	17.66	14.09	9.179	0.601	0.005	0.056
28/09/05 20:34	0.6885	6.23	17.66	13.98	9.189	0.555	0.005	0.054
29/09/05 17:30	0.9538	4.753	17.84	14.32	9.199	0.504	0.005	0.051
29/09/05 18:42	0.9662	5.847	17.85	14.33	9.209	0.52	0.005	0.054
30/09/05 14:27	0.8291	4.415	17.84	14.4	9.189	0.525	0.006	0.053
30/09/05 15:45	0.8467	4.522	17.84	14.37	9.179	0.545	0.006	0.059

	Q_A0	Q_c2	Q_CE1	Q_E0	Q_G2	Q_GA1	Q_HEX1
Fecha, Hora	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
13/09/05 18:37	146.9	66.86	61.53	113.5	105	66.86	41.96
13/09/05 19:57	148.7	65.84	61.68	112.3	108.1	65.84	50.35
14/09/05 15:35	113.5	51.36	47.81	86.52	84.82	51.36	33.73
20/09/05 15:06	103.8	45.09	40.62	74.19	80.28	45.09	45.36
20/09/05 17:00	80.61	33.83	30.35	54.17	66.79	33.83	42.42
20/09/05 21:50	126.4	56.66	49.58	92.66	93.35	56.66	49.68
21/09/05 15:19	147.4	64.42	58.34	107.7	108.1	64.42	59.45
21/09/05 16:50	130.4	57.07	50.2	93.18	97.44	57.07	57.1
21/09/05 19:39	108.6	47.98	41.86	77.34	83.08	47.98	47.93
21/09/05 21:30	135.2	60.43	54.26	100.3	99.15	60.43	51.12
22/09/05 15:45	146.4	64.97	59.05	109	106.4	64.97	52.92
22/09/05 18:00	142.5	63.46	57.55	106.1	103.9	63.46	50.18
22/09/05 19:30	154.9	68.78	63.09	116.5	111.6	68.78	56.65
22/09/05 21:25	134.3	60.58	53.69	100.1	97.89	60.58	49.57
22/09/05 23:18	168.9	75.9	71.08	130.7	119.3	75.9	52.96
23/09/05 00:38	180.2	81.44	76.1	140.4	125.9	81.44	52.72
23/09/05 02:36	183.1	82.3	77.3	142.1	128.2	82.3	55.6
26/09/05 17:43	131.70	59.05	52.58	97.57	96.71	59.05	51.24
26/09/05 17:29	127.5	56.68	50.65	93.71	94.45	56.68	50.09
26/09/05 18:59	146.6	65.58	57.4	108	106	65.58	56.66
26/09/05 20:14	160	72.56	67.94	124.5	113.4	72.56	44.01
26/09/05 21:10	143.9	65.06	60.18	110.2	103.8	65.06	43.46
27/09/05 15:00	140.4	62.83	58.59	107	102.1	62.83	42.86
27/09/05 16:00	139.6	61.34	57.91	104.9	102.6	61.34	47.74
27/09/05 19:34	149.4	64.02	60.21	109.4	110.2	64.02	60.18
27/09/05 20:45	167.1	70.77	68.68	123.8	122	70.77	67.32
28/09/05 14:30	170.5	72.83	70.47	127.1	123.8	72.83	63.06
28/09/05 17:15	144.1	59.15	56.22	101.1	109.2	59.15	69.82
28/09/05 18:28	150	61.35	59.63	106.3	113.4	61.35	65.99
28/09/05 19:07	154.6	62.67	60.74	108.5	116.9	62.67	71.16
28/09/05 20:34	132.4	58.63	54.75	99.31	97.87	58.63	45.39
29/09/05 17:30	123.4	50.19	47.55	85.26	95.73	50.19	56.24
29/09/05 18:42	124.5	50.55	47.31	85.26	96.53	50.55	58.65
30/09/05 14:27	116.2	48.38	46	82.15	90.04	48.38	50.29
30/09/05 15:45	121.4	50.94	47.5	85.89	92.97	50.94	52.45

	Q_HEX2	rho_sd	T[1]	T[2]	T[4]	T[5]	T[8]	T[10]	T[13]
Fecha, Hora	[kW]	[kg/L]	[°C]						
13/09/05 18:37	62.49	1.637	37.33	68.94	82.51	45.83	37.33	4	115.92
13/09/05 19:57	76.21	1.637	36.89	69.61	83.62	46.52	37.63	2.19	119.03
14/09/05 15:35	54.7	1.637	34.74	65.13	78.35	43.56	31	0.95	114.33
20/09/05 15:06	69.18	1.637	32.77	67.2	81.66	43.74	31.78	6.77	119.61
20/09/05 17:00	67.15	1.637	30.88	65.73	80.18	42.55	28.96	3.88	120.78
20/09/05 21:50	68.74	1.637	35.7	70.67	85.04	45.87	40.54	2.16	118.97
21/09/05 15:19	83.73	1.649	34.75	69.72	84.27	45.27	39.26	-0.29	118.88
21/09/05 16:50	77.98	1.649	34.14	70.54	85.56	45.22	40.29	-2.14	120.15
21/09/05 19:39	66.35	1.647	36.4	72.03	86.2	46.8	40.54	0.17	121.28
21/09/05 21:30	73.26	1.636	35.89	70.42	84.64	45.81	39.26	1.21	119.81
22/09/05 15:45	75.74	1.639	33.14	67.18	81.69	43.27	37.33	-0.78	115.82
22/09/05 18:00	72.95	1.645	32.31	66.21	80.82	42.45	35.84	-2.83	115.41
22/09/05 19:30	82.29	1.625	34.16	67.54	81.48	43.94	37.9	0.98	115.92
22/09/05 21:25	69.77	1.626	36.46	70.84	85.06	46.28	41.24	2.65	119.12
22/09/05 23:18	82.9	1.616	35.33	66.59	80.02	44.36	35.85	2.98	115.42
23/09/05 00:38	83.72	1.62	32.82	64.16	78.07	41.93	33.57	0.34	113.81
23/09/05 02:36	87.3	1.6	30.7	62.7	76.9	40.1	32.2	-1.8	112.8
26/09/05 17:43	68.97	1.61	32.82	68.95	84.11	43.41	39.78	0.62	117.45
26/09/05 17:29	67.91	1.63	33.13	68.81	83.61	43.55	39	1.26	117.09
26/09/05 18:59	73.85	1.63	32.42	69.37	84.86	43.1	42.64	1.06	117.43
26/09/05 20:14	70.82	1.631	34.23	65.14	78.98	43.03	33.57	0.58	114.79
26/09/05 21:10	67.18	1.632	33.72	65.92	80.06	42.97	34.58	-0.88	115.6
27/09/05 15:00	68.23	1.64	36.72	67.16	80.61	45.9	34.9	1.63	115.55
27/09/05 16:00	74.36	1.64	35.2	66.37	79.84	44.78	33.92	0.13	114.85
27/09/05 19:34	90.8	1.634	34.84	66.92	80.59	45.17	36.47	-0.08	115.22
27/09/05 20:45	104.2	1.626	35.23	66.35	79.44	45.18	35.86	1.62	114.42
28/09/05 14:30	98.53	1.623	35.88	66.89	80.92	46.46	35.23	1.19	115.25
28/09/05 17:15	101.7	1.623	35.19	68.14	82.37	46.65	37.92	-0.08	116.03
28/09/05 18:28	102.5	1.65	34.54	66.09	80.24	45.86	33.92	-2.52	115.02
28/09/05 19:07	108.5	1.65	34.61	66.54	80.75	46.09	34.91	-2.04	115.14
28/09/05 20:34	69.08	1.64	34.11	66.09	79.74	43.66	34.25	-2	114.68
29/09/05 17:30	88.04	1.655	34.85	64.17	77.39	45.78	33.23	-1.57	110.01
29/09/05 18:42	89.74	1.656	34.77	64.97	78.54	46	34.26	-1.79	111.13
30/09/05 14:27	78.7	1.636	35.35	65.02	78.08	45.85	33.92	-0.5	111.37
30/09/05 15:45	79.53	1.636	35.56	65.84	79.15	46.2	35.86	0.35	111.68

	T[14]	T[15]	T[18]	T[21]	T[22]	T[23]	T[24]	T[26]	T[27]
Fecha, Hora	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
13/09/05 18:37	132.75	81.83	85.92	160.33	155.81	30.03	34.32	36.12	16.31
13/09/05 19:57	136.33	83.43	89.41	160.3	155.8	30.03	34.36	36.15	15.64
14/09/05 15:35	131.62	78.68	83.97	160.23	155.72	24.78	28.6	30.2	13.78
20/09/05 15:06	136.16	80.87	85.09	160.34	156.61	23.89	27.38	28.74	15.18
20/09/05 17:00	137.72	80.26	83.88	160.38	156.98	23.56	26.26	27.27	11.52
20/09/05 21:50	134.4	82.95	87.45	160.41	155.95	27.87	32.72	34.63	12.97
21/09/05 15:19	135.35	83.15	88.04	160.3	155.41	27.61	33.24	35.47	12.49
21/09/05 16:50	136.34	83.79	88.39	160.3	155.62	27.36	32.33	34.24	10.46
21/09/05 19:39	136.88	84.78	88.44	160.36	155.93	29.78	33.93	35.53	10.54
21/09/05 21:30	135.84	83.15	87.97	160.36	155.7	29.44	34.58	36.65	12.42
22/09/05 15:45	132.48	80.52	86.05	160.37	155.47	25.68	31.69	34.11	12.47
22/09/05 18:00	132.27	79.61	85.12	160.34	155.46	24.89	30.73	33.09	10.49
22/09/05 19:30	132.01	80.43	86.13	160.31	155.34	27.1	33.17	35.64	14.44
22/09/05 21:25	134.68	83.07	88.24	160.41	155.74	30.31	35.41	37.44	14.37
22/09/05 23:18	131.66	79.25	85.95	160.26	156	30.33	32.73	33.74	14.33
23/09/05 00:38	130.47	76.86	84.83	160.28	155.91	27.33	29.9	30.98	13.71
23/09/05 02:36	129.8	75.8	84.1	160.2	155.8	25.1	27.7	28.8	12.3
26/09/05 17:43	133.88	82.08	87.63	160.37	156.38	24.94	26.72	27.43	10.30
26/09/05 17:29	133.62	82.16	86.85	160.25	155.43	24.99	26.72	27.4	10.4
26/09/05 18:59	133.65	82.2	88.92	160.36	156.23	25.86	27.84	28.62	12.36
26/09/05 20:14	132.32	78.47	84.83	160.35	156.26	27.87	30.03	30.95	12.29
26/09/05 21:10	133.02	79.38	85.01	160.37	156.45	27.94	29.89	30.71	10.33
27/09/05 15:00	132.57	80.63	84.73	160.31	156.41	30.18	32.08	32.87	12.44
27/09/05 16:00	131.92	80.29	84.47	160.41	156.39	29.57	31.46	32.24	10.42
27/09/05 19:34	131.68	80.72	85.67	160.34	156.18	30.09	32.12	32.93	10.36
27/09/05 20:45	130.88	80.29	85.47	160.18	155.89	30.67	32.93	33.86	12.45
28/09/05 14:30	132.6	81.45	86.6	160.31	155.72	29.9	32.2	33.16	12.42
28/09/05 17:15	132.77	82.76	87.21	159.16	154.67	30.37	32.32	33.08	9.94
28/09/05 18:28	132.58	81.36	85.52	160.47	156.09	29.42	31.45	32.26	7.96
28/09/05 19:07	132.51	81.73	85.95	160.19	155.78	29.5	31.6	32.42	8.55
28/09/05 20:34	131.86	80	83.93	160.45	156.7	29.49	31.28	32.02	8.47
29/09/05 17:30	126.14	78.41	81.5	149.63	144.81	29.62	31.27	31.91	7.49
29/09/05 18:42	127.28	79.22	82.29	150.3	146.36	29.61	31.28	31.91	7.43
30/09/05 14:27	127.68	79.23	82.52	150.5	145.62	30.21	31.77	32.39	8.59
30/09/05 15:45	127.67	79.68	83.47	150.12	145.2	30.69	32.32	32.95	9.45

	T[28]	T[29]	T[30]	T[31]	U_A0	U_c2
Fecha, Hora	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kW/(°C m ²)]	[kW/(°C m ²)]
13/09/05 18:37	12.03	85.63	83.89	85.63	0.2104	4.91
13/09/05 19:57	11.26	88.55	86.83	88.55	0.2127	2.738
14/09/05 15:35	9.76	83.44	82.11	83.44	0.1223	3.168
20/09/05 15:06	12.3	84.79	83.62	84.79	0.1124	3.96
20/09/05 17:00	9.5	83.58	82.7	83.58	0.09526	3.474
20/09/05 21:50	9.43	87.09	85.63	87.09	0.1633	4.097
21/09/05 15:19	8.44	87.33	85.66	87.33	0.2084	3.05
21/09/05 16:50	6.91	87.98	86.5	87.98	0.1816	3.828
21/09/05 19:39	7.73	87.96	86.72	87.96	0.153	3.238
21/09/05 21:30	8.72	87.41	85.86	87.41	0.2077	3.377
22/09/05 15:45	8.35	85.32	83.65	85.32	0.2069	3.02
22/09/05 18:00	6.49	84.57	82.94	84.57	0.2007	3.501
22/09/05 19:30	9.9	85.44	83.67	85.44	0.2337	3.224
22/09/05 21:25	10.62	87.82	86.26	87.82	0.2146	3.963
22/09/05 23:18	11.96	85.29	83.33	85.29	0.2849	3.47
23/09/05 00:38	10.6	84.08	81.98	84.08	0.2862	3.379
23/09/05 02:36	9.1	83.3	81.2	83.3	0.3	3.2
26/09/05 17:43	8.59	87.37	85.83	87.37	0.15	4.85
26/09/05 17:29	8.76	86.55	85.06	86.55	0.1412	4.404
26/09/05 18:59	10.42	88.52	86.81	88.52	0.1884	4.167
26/09/05 20:14	10.1	84.38	82.5	84.38	0.2282	4.134
26/09/05 21:10	8.41	84.7	83.01	84.7	0.2133	4.693
27/09/05 15:00	10.62	84.44	82.8	84.44	0.1912	4.784
27/09/05 16:00	8.64	84.04	82.43	84.04	0.207	3.89
27/09/05 19:34	8.51	85.16	83.48	85.16	0.241	3.612
27/09/05 20:45	10.34	84.75	82.91	84.75	0.2844	3.193
28/09/05 14:30	10.26	85.88	83.97	85.88	0.237	3.215
28/09/05 17:15	8.24	86.47	84.92	86.47	0.2188	2.838
28/09/05 18:28	6.17	84.85	83.25	84.85	0.2215	3.058
28/09/05 19:07	6.71	85.27	83.64	85.27	0.2276	3.071
28/09/05 20:34	6.78	83.67	82.14	83.67	0.2228	4.783
29/09/05 17:30	6.06	81.1	79.79	81.1	0.1797	3.616
29/09/05 18:42	6.01	81.99	80.68	81.99	0.1809	4.232
30/09/05 14:27	7.23	82.07	80.82	82.07	0.1735	3.353
30/09/05 15:45	8.03	82.98	81.66	82.98	0.1868	3.297

	U_CE1	U_E0	U_G2	U_GA1
Fecha, Hora	[kW/(°C m ²)]			
13/09/05 18:37	2.029	0.2775	0.08992	1.301
13/09/05 19:57	1.786	0.2475	0.1033	0.7956
14/09/05 15:35	2.15	0.1982	0.07002	0.6077
20/09/05 15:06	0.7222	0.2648	0.07611	0.7643
20/09/05 17:00	0.9213	0.2019	0.06602	0.581
20/09/05 21:50	0.475	0.2546	0.08555	1.2
21/09/05 15:19	0.7907	0.2483	0.1017	1.153
21/09/05 16:50	0.4713	0.213	0.0949	1.11
21/09/05 19:39	0.4736	0.2133	0.0827	1.293
21/09/05 21:30	1	0.2662	0.09492	1.097
22/09/05 15:45	0.8923	0.2416	0.09095	0.9577
22/09/05 18:00	0.9873	0.2323	0.08808	0.8935
22/09/05 19:30	1.232	0.2586	0.095	0.9537
22/09/05 21:25	0.7395	0.2523	0.09065	1.013
22/09/05 23:18	1.795	0.3167	0.0995	0.812
23/09/05 00:38	1.603	0.293	0.101	0.7289
23/09/05 02:36	1.3	0.3	0.1	0.7
26/09/05 17:43	0.27	0.27	0.09	0.84
26/09/05 17:29	0.2772	0.2769	0.08399	0.9652
26/09/05 18:59	0.2604	0.2569	0.09354	0.792
26/09/05 20:14	1.454	0.2886	0.09446	0.7712
26/09/05 21:10	0.922	0.2644	0.08815	0.7869
27/09/05 15:00	1.589	0.2656	0.0861	1.07
27/09/05 16:00	1.852	0.2743	0.08473	0.9974
27/09/05 19:34	1.002	0.2829	0.0914	0.8875
27/09/05 20:45	1.843	0.3114	0.09951	0.9238
28/09/05 14:30	1.828	0.3082	0.105	1.006
28/09/05 17:15	0.7057	0.271	0.09713	0.9704
28/09/05 18:28	1.911	0.2726	0.09515	1.002
28/09/05 19:07	1.376	0.2759	0.09896	1.028
28/09/05 20:34	1.387	0.2535	0.08018	0.9912
29/09/05 17:30	1.913	0.251	0.09505	1.058
29/09/05 18:42	1.169	0.2462	0.09612	1.088
30/09/05 14:27	1.647	0.2401	0.0914	0.9225
30/09/05 15:45	0.9659	0.2515	0.09619	0.9053

	U_HEX1	U_HEX2	V_sd	X_d	X_f	X_m
Fecha, Hora	[kW/(°C m ²)]	[kW/(°C m ²)]	[l/s]			
13/09/05 18:37	0.1402	0.15	0.407	57.78	62.5	60.31
13/09/05 19:57	0.1561	0.18	0.4717	57.76	61.76	59.91
14/09/05 15:35	0.1125	0.13	0.3399	57.7	62	60.02
20/09/05 15:06	0.1301	0.17	0.4032	57.64	60.7	59.33
20/09/05 17:00	0.1181	0.15	0.3723	57.59	60.03	58.95
20/09/05 21:50	0.1482	0.18	0.4352	57.73	61.33	59.72
21/09/05 15:19	0.1733	0.2	0.5215	58.32	61.79	60.22
21/09/05 16:50	0.1598	0.19	0.4812	58.31	61.58	60.12
21/09/05 19:39	0.1425	0.17	0.4127	58.27	61.46	60.04
21/09/05 21:30	0.1551	0.19	0.4535	57.68	61.4	59.72
22/09/05 15:45	0.1573	0.18	0.4759	57.75	61.6	59.84
22/09/05 18:00	0.1485	0.18	0.4534	58.04	61.98	60.19
22/09/05 19:30	0.1748	0.21	0.5189	57.04	60.78	59.06
22/09/05 21:25	0.1512	0.18	0.4413	57.16	60.99	59.27
22/09/05 23:18	0.1732	0.21	0.5176	56.6	60.79	58.84
23/09/05 00:38	0.1685	0.21	0.5139	56.75	61.28	59.17
23/09/05 02:36	0.2	0.2	0.5	56.7	61.1	59.1
26/09/05 17:43	0.15	0.17	0.43	56.37	60.16	58.45
26/09/05 17:29	0.1454	0.17	0.4293	57.29	60.96	59.3
26/09/05 18:59	0.1587	0.19	0.4688	57.27	61.16	59.42
26/09/05 20:14	0.1432	0.17	0.4356	57.38	62.18	59.94
26/09/05 21:10	0.1366	0.16	0.4129	57.41	61.91	59.83
27/09/05 15:00	0.1389	0.16	0.4316	57.92	62.08	60.15
27/09/05 16:00	0.1516	0.17	0.4693	57.87	61.6	59.87
27/09/05 19:34	0.1828	0.22	0.5744	57.55	60.7	59.24
27/09/05 20:45	0.2131	0.25	0.6617	57.13	60.19	58.75
28/09/05 14:30	0.1869	0.22	0.6219	56.99	60.35	58.77
28/09/05 17:15	0.1977	0.24	0.6478	56.97	59.54	58.35
28/09/05 18:28	0.1885	0.23	0.6415	58.37	61.1	59.82
28/09/05 19:07	0.2014	0.24	0.6838	58.37	60.98	59.77
28/09/05 20:34	0.1433	0.16	0.4348	57.84	61.68	59.9
29/09/05 17:30	0.1693	0.21	0.589	58.64	61.03	59.93
29/09/05 18:42	0.1719	0.21	0.5962	58.69	61.06	59.97
30/09/05 14:27	0.1553	0.19	0.5192	57.67	60.29	59.07
30/09/05 15:45	0.1594	0.19	0.5306	57.67	60.36	59.13

	Tm[1]	Tm[2]	Tm[4]	Tm[5]	Tm[13]	Tm[14]	Tm[15]	Tm[21]	Tm[22]
Fecha, Hora	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
30/09/05 17:24	34.8	65.7	79.3	45.9	111.1	127.1	78.9	150.0	144.5
30/09/05 19:09	34.7	64.5	77.8	45.4	110.4	126.7	77.9	150.5	144.9
30/09/05 20:28	34.6	65.1	78.7	45.5	110.9	127.0	78.4	150.8	145.2
03/10/05 18:25	31.1	62.3	76.8	42.3	112.5	131.3	77.5	160.0	154.2
03/10/05 20:45	36.6	67.8	82.3	48.6	118.0	137.0	83.9	160.1	154.8
03/10/05 21:24	35.8	67.0	81.5	47.8	117.9	136.7	83.1	160.1	154.7
04/10/05 16:20	34.7	65.2	79.2	45.8	113.0	130.3	79.6	160.1	154.7
04/10/05 18:00	34.7	64.7	78.6	45.8	113.3	130.6	79.3	160.1	154.8
04/10/05 19:10	34.5	65.3	79.5	46.1	114.0	131.7	80.7	160.2	155.3
04/10/05 21:20	32.9	65.2	79.8	45.0	114.0	131.3	80.3	160.2	155.5
04/10/05 21:40	33.9	66.3	80.9	46.0	114.6	131.9	81.3	160.1	155.5
05/10/05 15:57	30.5	60.6	74.7	41.7	110.2	128.2	75.6	160.0	153.7
05/10/05 17:06	32.6	62.5	76.6	43.5	111.3	128.9	77.0	160.0	153.8
05/10/05 18:34	34.1	64.6	78.4	45.2	113.1	130.4	79.2	160.0	154.1
05/10/05 21:07	36.9	68.7	82.5	48.6	116.8	133.5	83.4	160.3	155.2
06/10/05 13:24	33.4	64.3	78.4	44.7	112.6	129.7	78.7	160.1	155.1
06/10/05 15:19	32.0	61.9	75.8	43.1	112.1	129.8	77.0	160.2	155.4
06/10/05 16:00	32.3	62.7	76.8	43.4	112.7	130.4	77.6	160.2	155.5
06/10/05 21:10	30.8	62.0	76.4	42.1	111.9	129.6	77.4	160.2	155.9
07/10/05 13:51	29.8	63.3	78.6	42.1	114.3	132.1	78.5	160.1	154.5
07/10/05 15:25	29.3	61.2	76.5	41.5	116.2	135.3	77.9	160.1	154.2
07/10/05 16:15	31.2	63.4	78.6	43.4	117.2	136.3	79.7	160.1	154.5
16/02/06 16:55	32.9	68.5	82.3	42.8	117.4	136.5	81.6	160.0	155.9
17/02/06 17:40	33.3	67.2	80.1	43.6	114.3	131.2	80.8	149.9	146.3
17/02/06 19:00	34.5	67.3	80.4	44.4	116.1	134.4	81.5	154.8	151.0
17/02/06 20:30	34.0	68.6	82.2	44.1	119.4	138.4	83.0	159.8	155.6
20/02/06 22:19	34.6	67.2	80.8	44.2	117.2	136.9	81.1	159.6	155.3
21/02/06 20:20	29.4	64.8	78.1	39.3	112.1	130.2	77.0	149.8	146.6
23/02/06 18:36	31.9	64.1	78.4	41.5	115.8	137.2	75.7	160.2	156.6
24/02/06 18:46	34.7	66.9	80.7	45.3	115.3	133.6	80.4	154.8	151.1
24/02/06 19:24	37.3	68.8	81.9	47.6	116.3	133.9	82.1	154.6	151.0
24/02/06 20:20	36.8	69.2	82.8	47.6	116.9	134.8	82.6	154.8	151.4
27/02/06 18:57	33.5	67.3	80.2	43.6	113.3	130.3	79.5	149.3	146.6

	Tm[23]	Tm[24]	Tm[26]	Tm[27]	Tm[28]	Tm[30]	Tm[31]	mm[21]
Fecha, Hora	[°C]	[kg/s]						
30/09/05 17:24	30.3	31.8	33.0	10.4	9.0	81.7	84.1	8.54
30/09/05 19:09	30.1	31.9	33.3	11.5	9.6	81.0	83.4	8.55
30/09/05 20:28	30.0	31.9	33.3	12.3	10.4	81.7	84.2	8.56
03/10/05 18:25	24.8	27.2	28.9	12.7	9.3	82.6	85.5	10.71
03/10/05 20:45	28.3	30.3	32.0	14.4	12.1	85.6	88.2	10.74
03/10/05 21:24	27.6	29.7	31.4	14.3	11.5	85.6	88.2	10.71
04/10/05 16:20	30.1	32.4	34.1	14.3	11.8	83.2	86.1	10.66
04/10/05 18:00	30.3	32.5	34.1	12.3	10.1	82.9	85.6	10.7
04/10/05 19:10	30.1	32.1	33.6	10.4	8.4	83.0	85.4	10.66
04/10/05 21:20	28.6	30.4	31.7	8.4	6.7	82.8	85.1	10.68
04/10/05 21:40	30.1	31.8	32.9	8.4	7.0	83.4	85.6	10.7
05/10/05 15:57	24.9	27.4	29.0	12.2	8.7	80.1	83.0	8.55
05/10/05 17:06	27.8	30.0	31.5	12.5	9.9	80.8	83.7	8.56
05/10/05 18:34	29.7	31.7	33.2	12.4	10.3	81.7	84.5	8.55
05/10/05 21:07	32.7	34.4	35.5	12.4	10.8	83.8	86.1	8.57
06/10/05 13:24	28.0	30.3	31.8	14.3	11.3	82.8	85.6	10.66
06/10/05 15:19	27.3	29.6	31.1	14.3	11.0	82.3	85.5	10.67
06/10/05 16:00	27.7	29.9	31.4	14.4	11.6	82.9	86.0	10.62
06/10/05 21:10	26.1	28.2	29.5	12.4	9.0	81.8	84.7	10.61
07/10/05 13:51	23.8	26.0	27.3	12.1	9.0	83.9	86.9	8.59
07/10/05 15:25	23.2	25.9	27.5	10.5	6.9	83.5	86.7	8.59
07/10/05 16:15	25.9	28.4	29.8	11.5	8.1	84.6	87.7	8.6
16/02/06 16:55	28.3	30.3	31.4	12.5	10.5	85.5	87.8	11.76
17/02/06 17:40	27.7	29.3	30.2	12.4	10.6	82.6	84.7	11.82
17/02/06 19:00	29.7	31.5	32.8	12.3	10.4	83.4	85.6	11.84
17/02/06 20:30	29.6	31.4	32.7	12.4	10.4	86.4	88.7	11.74
20/02/06 22:19	29.7	31.6	33.2	12.2	10.1	84.1	86.7	12.45
21/02/06 20:20	25.5	27.0	27.9	8.5	6.8	80.4	82.6	12.99
23/02/06 18:36	27.2	29.1	30.5	12.3	9.8	83.6	86.1	13
24/02/06 18:46	30.6	32.5	33.8	13.5	11.4	83.0	85.5	13.03
24/02/06 19:24	33.5	35.4	36.8	16.8	14.6	84.0	86.4	13.03
24/02/06 20:20	33.2	34.8	35.9	12.4	10.8	84.0	86.1	13.06
27/02/06 18:57	29.3	30.6	31.4	12.5	11.0	81.7	83.7	12.43

	mm[23]	mm[27]	mm[30]	Vm_sd	rho_m_sd	Pm_a	Pm_m
Fecha, Hora	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[l/s]	[kg/l]	[bar]	[bar]
30/09/05 17:24	17.84	14.27	9.17	1.33	1.625	0.572	0.064
30/09/05 19:09	17.86	14.12	9.17	1.33	1.622	0.559	0.058
30/09/05 20:28	17.84	14.08	9.19	1.34	1.616	0.577	0.062
03/10/05 18:25	17.85	10.6	9.16	1.29	1.627	0.612	0.05
03/10/05 20:45	17.84	13.23	9.18	1.41	1.627	0.675	0.058
03/10/05 21:24	17.84	12.11	9.18	1.41	1.627	0.677	0.056
04/10/05 16:20	17.06	12.92	9.12	1.37	1.627	0.628	0.062
04/10/05 18:00	17.07	13.86	9.18	1.39	1.627	0.615	0.057
04/10/05 19:10	17.07	14.07	9.16	1.37	1.627	0.605	0.057
04/10/05 21:20	17.07	14.22	9.22	1.33	1.627	0.596	0.059
04/10/05 21:40	17.07	14.32	9.2	1.33	1.627	0.605	0.064
05/10/05 15:57	17.07	10.5	9.21	1.33	1.629	0.56	0.044
05/10/05 17:06	17.07	13.28	9.23	1.33	1.629	0.575	0.051
05/10/05 18:34	17.07	14.02	9.22	1.33	1.634	0.589	0.055
05/10/05 21:07	17.08	14.4	9.22	1.29	1.65	0.616	0.067
06/10/05 13:24	17.07	11.75	9.2	1.36	1.627	0.615	0.061
06/10/05 15:19	17.07	10.8	9.2	1.33	1.627	0.623	0.048
06/10/05 16:00	17.06	11.74	9.18	1.32	1.627	0.634	0.053
06/10/05 21:10	17.07	9.83	9.21	1.25	1.635	0.6	0.05
07/10/05 13:51	17.05	10.06	9.24	1.3	1.637	0.655	0.056
07/10/05 15:25	16.95	10.03	9.24	1.32	1.65	0.663	0.04
07/10/05 16:15	17.07	10.05	9.27	1.31	1.65	0.686	0.048
16/02/06 16:55	16.91	13.92	9.28	1.03	1.633	0.659	0.065
17/02/06 17:40	17.07	13.89	9.41	1.1	1.635	0.588	0.062
17/02/06 19:00	17.07	13.95	9.37	1.07	1.643	0.614	0.053
17/02/06 20:30	17.07	13.67	9.42	1.06	1.643	0.691	0.061
20/02/06 22:19	17.06	13.6	9.39	1.04	1.642	0.656	0.055
21/02/06 20:20	17.06	13.89	9.42	0.95	1.642	0.544	0.056
23/02/06 18:36	17.07	12.06	9.42	0.84	1.626	0.634	0.047
24/02/06 18:46	17.06	13.34	9.48	1.06	1.633	0.621	0.06
24/02/06 19:24	17.07	13.4	9.42	1.05	1.642	0.641	0.064
24/02/06 20:20	17.07	14.47	9.46	1.05	1.642	0.627	0.066
27/02/06 18:57	17.07	14.49	9.44	0.98	1.626	0.578	0.067

	Pm_B	msm_d	COP	Xm_d	lambda_1	lambda_10	lambda_11
Fecha, Hora	[bar]	[kg/s]			[1/kW]	[1/kW]	[1/kW]
30/09/05 17:24	0.0068	2.161	0.97	57.1	0.04063	-0.2751	11.43
30/09/05 19:09	0.0067	2.157	1.01	56.9	0.03311	-0.2382	8.648
30/09/05 20:28	0.007	2.165	1.02	56.6	0.03222	-0.1838	7.807
03/10/05 18:25	0.0055	2.099	1.05	57.1	0.04298	-0.1537	7.249
03/10/05 20:45	0.008	2.294	0.98	57.2	0.04654	-0.09146	6.87
03/10/05 21:24	0.0071	2.294	0.97	57.2	0.04224	-0.03563	4.479
04/10/05 16:20	0.0075	2.229	1.03	57.2	0.04441	-0.1772	3.02
04/10/05 18:00	0.0066	2.262	1.01	57.2	0.04671	-0.2231	2.491
04/10/05 19:10	0.0056	2.229	0.95	57.2	0.04776	-0.182	2.095
04/10/05 21:20	0.0047	2.164	0.92	57.1	0.05352	-0.1526	2.552
04/10/05 21:40	0.0051	2.164	0.90	57.2	0.061	-0.218	5.073
05/10/05 15:57	0.0049	2.167	1.04	57.2	0.025	0.069	3.424
05/10/05 17:06	0.0057	2.167	1.04	57.2	0.029	0.043	5.399
05/10/05 18:34	0.0058	2.173	0.99	57.5	0.031	-0.006	4.193
05/10/05 21:07	0.0061	2.129	0.87	58.4	0.036	0.037	1.844
06/10/05 13:24	0.0066	2.213	1.01	57.1	0.043	0.187	3.802
06/10/05 15:19	0.0055	2.164	1.01	57.1	0.040	0.183	1.234
06/10/05 16:00	0.0057	2.148	1.01	57.1	0.042	0.156	3.239
06/10/05 21:10	0.0045	2.044	0.98	57.5	0.041	0.365	-0.755
07/10/05 13:51	0.0045	2.128	0.96	57.6	0.028	0.117	1.581
07/10/05 15:25	0.0035	2.178	0.97	58.2	0.020	0.032	-1.851
07/10/05 16:15	0.0041	2.162	0.97	58.3	0.023	0.078	2.283
16/02/06 16:55	0.0052	1.682	1.07	57.5	0.070	0.024	53.270
17/02/06 17:40	0.0057	1.799	0.97	57.6	0.077	0.175	18.690
17/02/06 19:00	0.0053	1.758	1.03	58	0.069	-0.063	23.880
17/02/06 20:30	0.0049	1.742	1.03	58	0.068	-0.014	28.710
20/02/06 22:19	0.0059	1.708	1.09	58	0.073	-0.155	39.250
21/02/06 20:20	0.0034	1.56	1.02	57.8	0.104	0.143	68.370
23/02/06 18:36	0.0052	1.366	1.14	57.1	0.085	0.154	133.400
24/02/06 18:46	0.006	1.731	1.05	57.5	0.080	0.010	33.700
24/02/06 19:24	0.0078	1.724	1.05	58	0.075	-0.018	26.930
24/02/06 20:20	0.0059	1.724	1.00	58	0.098	-0.066	39.740
27/02/06 18:57	0.0058	1.593	0.98	57.1	0.100	0.231	52.780

	lambda_12	lambda_2	lambda_3	lambda_4	lambda_5	lambda_6
Fecha, Hora	[1/kW]	[1/(kg/s)]	[1/(kg/s)]	[1/kW]	[1/kW]	[1/kW]
30/09/05 17:24	0.08421	-9.378	1180	0.2333	-14.64	0.2802
30/09/05 19:09	0.1356	-6.376	839	0.06971	-10.54	0.1029
30/09/05 20:28	0.1384	-5.803	768.1	0.08175	-9.763	0.1159
03/10/05 18:25	0.1976	-5.133	709.6	0.04766	-8.433	0.08174
03/10/05 20:45	0.2822	-3.891	593.6	-0.01753	-7.67	0.01405
03/10/05 21:24	0.3012	-1.485	307.7	-0.1106	-4.696	-0.08138
04/10/05 16:20	0.2139	-1.276	245.1	-0.1838	-3.579	-0.1468
04/10/05 18:00	0.1928	-1.123	215.6	-0.213	-2.985	-0.1777
04/10/05 19:10	0.191	-0.8464	177.5	-0.1918	-2.557	-0.1621
04/10/05 21:20	0.1709	-1.434	235.7	-0.1203	-3.2	-0.08632
04/10/05 21:40	0.126	-4.293	563.800	0.008	-6.658	0.045
05/10/05 15:57	0.316	-0.210	167.000	-0.114	-3.382	-0.077
05/10/05 17:06	0.293	-2.160	394.500	-0.020	-5.820	0.027
05/10/05 18:34	0.266	-1.417	289.200	-0.080	-4.546	-0.027
05/10/05 21:07	0.253	0.664	23.770	-0.140	-1.677	-0.099
06/10/05 13:24	0.352	-0.253	176.900	-0.028	-3.837	0.008
06/10/05 15:19	0.355	1.915	-87.140	-0.146	-0.729	-0.090
06/10/05 16:00	0.336	-0.016	140.900	-0.055	-3.143	0.002
06/10/05 21:10	0.394	4.262	-359.800	-0.142	1.874	-0.093
07/10/05 13:51	0.263	1.000	-11.770	-0.105	-1.316	-0.045
07/10/05 15:25	0.265	4.088	-381.900	-0.333	2.577	-0.284
07/10/05 16:15	0.257	0.366	70.250	-0.099	-2.041	-0.048
16/02/06 16:55	0.147	-50.940	6191.000	2.579	-68.990	2.631
17/02/06 17:40	0.255	-15.130	1938.000	0.822	-24.220	0.866
17/02/06 19:00	0.214	-19.890	2504.000	0.892	-29.250	0.929
17/02/06 20:30	0.201	-25.590	3184.000	1.232	-35.390	1.274
20/02/06 22:19	0.204	-33.980	4170.000	1.532	-46.010	1.584
21/02/06 20:20	0.153	-62.970	7663.000	3.320	-89.250	3.392
23/02/06 18:36	0.234	-119.400	13984.000	5.909	-141.000	6.005
24/02/06 18:46	0.230	-28.050	3491.000	1.366	-40.420	1.413
24/02/06 19:24	0.235	-21.280	2681.000	0.992	-32.100	1.031
24/02/06 20:20	0.174	-33.120	4085.000	1.620	-48.180	1.668
27/02/06 18:57	0.224	-45.280	5581.000	2.457	-68.330	2.521

	lambda_7	lambda_8	lambda_9	mr_a	mr_b	ms_d	ms_f
Fecha, Hora	[1/(kg/s)]	[1/(kg/s)]	[1/kW]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]
30/09/05 17:24	10.31	-1404	-0.6093	0.024	0.019	0.857	0.8137
30/09/05 19:09	8.398	-1050	-0.672	0.029	0.024	1.016	0.9627
30/09/05 20:28	7.755	-973	-0.5795	0.03	0.024	1.039	0.985
03/10/05 18:25	7.942	-952.5	-0.6357	0.036	0.031	1.116	1.049
03/10/05 20:45	8.147	-903	-0.7141	0.031	0.027	1.195	1.137
03/10/05 21:24	6.325	-617.2	-0.6668	0.033	0.029	1.333	1.271
04/10/05 16:20	4.745	-425	-0.7081	0.034	0.029	1.182	1.12
04/10/05 18:00	4.196	-351.4	-0.7319	0.032	0.027	1.175	1.116
04/10/05 19:10	3.726	-303.1	-0.6547	0.029	0.025	1.228	1.174
04/10/05 21:20	3.825	-362.8	-0.5505	0.026	0.022	1.144	1.096
04/10/05 21:40	5.588	-670.400	-0.551	0.023	0.019	0.999	0.9562
05/10/05 15:57	5.385	-490.300	-0.525	0.036	0.03	1.228	1.162
05/10/05 17:06	6.654	-713.500	-0.509	0.034	0.028	1.099	1.038
05/10/05 18:34	5.606	-567.100	-0.526	0.03	0.025	1.112	1.057
05/10/05 21:07	3.630	-285.600	-0.440	0.023	0.019	1.171	1.129
06/10/05 13:24	5.572	-539.800	-0.385	0.034	0.028	1.234	1.172
06/10/05 15:19	3.506	-228.400	-0.368	0.033	0.029	1.244	1.182
06/10/05 16:00	4.952	-465.500	-0.372	0.033	0.027	1.161	1.101
06/10/05 21:10	1.872	2.029	-0.146	0.031	0.026	1.195	1.139
07/10/05 13:51	3.324	-270.600	-0.308	0.031	0.025	1.218	1.161
07/10/05 15:25	1.039	146.700	-0.471	0.036	0.031	1.435	1.369
07/10/05 16:15	4.009	-355.200	-0.374	0.034	0.029	1.305	1.243
16/02/06 16:55	47.590	-7484.000	-0.325	0.029	0.023	0.655	0.6029
17/02/06 17:40	17.260	-2501.000	-0.174	0.024	0.019	0.836	0.7926
17/02/06 19:00	21.270	-3104.000	-0.528	0.027	0.023	0.806	0.7558
17/02/06 20:30	26.060	-3920.000	-0.429	0.028	0.023	0.789	0.7376
20/02/06 22:19	33.030	-5068.000	-0.696	0.031	0.025	0.708	0.6514
21/02/06 20:20	58.830	-9349.000	-0.166	0.023	0.018	0.559	0.5181
23/02/06 18:36	99.410	-16810.000	-0.450	0.031	0.024	0.478	0.4229
24/02/06 18:46	28.740	-4300.000	-0.442	0.029	0.024	0.783	0.7301
24/02/06 19:24	22.750	-3339.000	-0.494	0.03	0.025	0.886	0.8315
24/02/06 20:20	32.960	-5018.000	-0.472	0.024	0.019	0.695	0.6519
27/02/06 18:57	45.640	-6983.000	-0.130	0.021	0.016	0.57	0.5333

	ms_m	m[21]	m[23]	m[27]	m[30]	P_a	P_B	P_m
Fecha, Hora	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[bar]	[bar]	[bar]
30/09/05 17:24	0.8328	4.367	17.83	14.36	9.169	0.572	0.007	0.064
30/09/05 19:09	0.9866	5.092	17.85	14.22	9.169	0.559	0.007	0.058
30/09/05 20:28	1.009	5.183	17.84	14.16	9.189	0.577	0.007	0.062
03/10/05 18:25	1.08	6.039	17.85	10.71	9.158	0.612	0.005	0.05
03/10/05 20:45	1.164	6.086	17.84	13.28	9.179	0.675	0.008	0.058
03/10/05 21:24	1.3	6.43	17.84	12.13	9.179	0.677	0.007	0.056
04/10/05 16:20	1.148	6.127	17.06	13.02	9.118	0.628	0.007	0.062
04/10/05 18:00	1.143	6.02	17.06	13.97	9.179	0.615	0.007	0.057
04/10/05 19:10	1.199	6.209	17.07	14.15	9.159	0.605	0.006	0.057
04/10/05 21:20	1.117	5.945	17.07	14.28	9.219	0.596	0.005	0.059
04/10/05 21:40	0.9752	5.488	17.07	14.39	9.199	0.605	0.005	0.064
05/10/05 15:57	1.192	5.487	17.08	10.45	9.208	0.56	0.005	0.044
05/10/05 17:06	1.066	5.206	17.07	13.26	9.228	0.575	0.006	0.051
05/10/05 18:34	1.082	5.034	17.07	14.02	9.218	0.589	0.006	0.055
05/10/05 21:07	1.148	5.1	17.08	14.39	9.219	0.616	0.006	0.067
06/10/05 13:24	1.201	6.639	17.08	11.64	9.198	0.615	0.007	0.061
06/10/05 15:19	1.211	7.038	17.08	10.68	9.198	0.623	0.005	0.048
06/10/05 16:00	1.129	6.895	17.07	11.65	9.178	0.634	0.006	0.053
06/10/05 21:10	1.165	7.306	17.09	9.585	9.208	0.6	0.004	0.05
07/10/05 13:51	1.186	5.635	17.06	9.985	9.238	0.655	0.004	0.056
07/10/05 15:25	1.4	6.338	16.95	10.01	9.238	0.662	0.003	0.04
07/10/05 16:15	1.272	6.19	17.08	9.995	9.268	0.686	0.004	0.048
16/02/06 16:55	0.626	6.381	16.91	13.91	9.278	0.662	0.005	0.065
17/02/06 17:40	0.812	6.556	17.08	13.83	9.409	0.589	0.006	0.062
17/02/06 19:00	0.7784	6.883	17.07	13.98	9.369	0.615	0.005	0.053
17/02/06 20:30	0.7609	6.446	17.07	13.68	9.418	0.692	0.005	0.061
20/02/06 22:19	0.6768	6.637	17.06	13.67	9.388	0.658	0.006	0.055
21/02/06 20:20	0.5361	6.799	17.06	13.84	9.418	0.547	0.003	0.056
23/02/06 18:36	0.4469	7.23	17.07	11.98	9.416	0.641	0.005	0.047
24/02/06 18:46	0.7539	7.555	17.06	13.34	9.478	0.623	0.006	0.06
24/02/06 19:24	0.8562	7.978	17.07	13.41	9.419	0.642	0.008	0.064
24/02/06 20:20	0.6711	6.934	17.07	14.49	9.459	0.629	0.006	0.066
27/02/06 18:57	0.5493	7.477	17.08	14.43	9.438	0.58	0.006	0.067

	Q_A0	Q_c2	Q_CE1	Q_E0	Q_G2	Q_GA1	Q_HEX1
Fecha, Hora	[kW]						
30/09/05 17:24	133.7	57.34	52.53	96.52	99.67	57.34	52.77
30/09/05 19:09	162.4	69.35	65.55	119.8	118.2	69.35	60.49
30/09/05 20:28	166.5	71.15	66.87	122.6	120.7	71.15	63.76
03/10/05 18:25	204.3	86.87	85.26	153.7	145.8	86.87	69.34
03/10/05 20:45	182.8	74.15	74.78	132.3	135.2	74.15	74.08
03/10/05 21:24	196	78.68	79.88	141.1	144.8	78.68	83.13
04/10/05 16:20	193.2	81.27	78.4	142.6	139	81.27	72.06
04/10/05 18:00	184.2	76.84	74.89	135.1	134	76.84	70.48
04/10/05 19:10	172.2	69.5	68.87	122.5	128.6	69.5	75.87
04/10/05 21:20	154.2	62.17	59.7	107.1	116.9	62.17	73.97
04/10/05 21:40	136.2	55.47	52.28	94.05	104.4	55.47	64.83
05/10/05 15:57	204	85.36	84.46	151.8	146.6	85.36	73.77
05/10/05 17:06	188.1	79.94	77.31	140.2	135.2	79.94	65.74
05/10/05 18:34	170	70.77	68.52	123.5	125	70.77	67.44
05/10/05 21:07	139.3	54.89	52.56	93.82	108.1	54.89	73.32
06/10/05 13:24	192.3	80.11	77.17	140.3	139.2	80.11	76.23
06/10/05 15:19	192.7	79.44	79.37	141.6	140.5	79.44	74.51
06/10/05 16:00	186	77.54	76.04	136.7	135.3	77.54	70.84
06/10/05 21:10	178.4	73.07	71.87	128.5	131.7	73.07	74.81
07/10/05 13:51	180.5	73.78	70.4	127.5	133.4	73.78	81.21
07/10/05 15:25	211.9	84.53	85.98	151.5	156.4	84.53	90.93
07/10/05 16:15	198.5	80.28	80.1	142.1	146.5	80.28	82.96
16/02/06 16:55	151.4	68.62	63.58	116.2	108.7	68.62	45.1
17/02/06 17:40	131.8	56.47	53.25	96.03	99.04	56.47	55.8
17/02/06 19:00	148.7	64.82	62.6	112.1	109.2	64.82	51.59
17/02/06 20:30	153.4	67.14	64.42	115.5	112.3	67.14	53.11
20/02/06 22:19	165.2	74.15	70.72	128.1	117.8	74.15	44.55
21/02/06 20:20	121.3	55.36	49.76	91.41	89.66	55.36	38
23/02/06 18:36	156.3	73.49	67.54	124.5	109.4	73.49	29.02
24/02/06 18:46	158.7	70.28	65.86	120.3	114.3	70.28	49.23
24/02/06 19:24	164.7	71.84	68.11	124.1	118.7	71.84	54.11
24/02/06 20:20	130.2	57.53	52.93	96.46	96.7	57.53	43.59
27/02/06 18:57	109.1	49.25	44.13	80.96	82.27	49.25	37.64

	Q_HEX2	rho_sd	T[1]	T[2]	T[4]	T[5]	T[8]	T[10]	T[13]
Fecha, Hora	[kW]	[kg/L]	[°C]						
30/09/05 17:24	78.89	1.625	34.91	65.52	79.44	45.77	37.35	1.42	111.18
30/09/05 19:09	94.9	1.622	34.77	64.3	77.92	45.33	35.55	1.2	110.54
30/09/05 20:28	97.08	1.616	34.67	64.95	78.8	45.4	36.76	1.82	110.96
03/10/05 18:25	113.7	1.627	31.21	62.09	76.86	42.22	32.88	-1.38	112.62
03/10/05 20:45	121.5	1.627	36.71	67.58	82.34	48.49	35.55	3.7	118.09
03/10/05 21:24	137	1.627	35.84	66.9	81.6	47.7	34.91	2.01	117.98
04/10/05 16:20	114.2	1.627	34.77	65.1	79.27	45.73	36.76	2.77	113.06
04/10/05 18:00	115.2	1.627	34.73	64.59	78.64	45.78	35.23	0.97	113.28
04/10/05 19:10	120.7	1.627	34.54	65.27	79.5	46.11	35.23	-1.14	114.06
04/10/05 21:20	112.7	1.627	32.92	65.09	79.78	44.99	35.86	-3.24	114
04/10/05 21:40	97.41	1.627	33.9	66.2	81.0	46.0	37.4	-2.3	114.7
05/10/05 15:57	123	1.629	30.6	60.5	74.8	41.6	30.6	-2.7	110.2
05/10/05 17:06	108.3	1.629	32.6	62.4	76.6	43.5	33.2	-0.9	111.4
05/10/05 18:34	108.4	1.634	34.1	64.5	78.5	45.2	34.6	-0.7	113.1
05/10/05 21:07	111.6	1.65	36.9	68.7	82.5	48.6	38.2	-0.1	116.9
06/10/05 13:24	120.5	1.627	33.5	64.2	78.4	44.6	36.5	1.0	112.7
06/10/05 15:19	126	1.627	32.1	61.8	75.8	43.1	32.2	-1.3	112.1
06/10/05 16:00	117.2	1.627	32.3	62.6	76.8	43.4	33.9	-0.9	112.7
06/10/05 21:10	119.4	1.635	30.8	62.0	76.4	42.1	32.9	-3.7	111.9
07/10/05 13:51	124.5	1.637	29.9	63.2	78.6	42.1	34.9	-3.7	114.3
07/10/05 15:25	156	1.65	29.3	61.3	76.5	41.5	29.0	-5.0	116.1
07/10/05 16:15	139.3	1.65	31.2	63.4	78.6	43.4	32.2	-4.8	117.2
16/02/06 16:55	65.83	1.633	33.3	67.7	82.7	42.5	37.6	-2.0	117.8
17/02/06 17:40	79.73	1.635	33.4	66.9	80.3	43.4	36.8	-0.9	114.5
17/02/06 19:00	79.19	1.643	34.7	66.9	80.6	44.2	33.9	-1.8	116.3
17/02/06 20:30	80.93	1.643	34.2	68.1	82.4	43.9	36.5	-2.7	119.6
20/02/06 22:19	71.82	1.642	34.9	66.6	81.0	43.9	34.6	-0.5	117.5
21/02/06 20:20	54.38	1.642	29.8	63.9	78.4	39.0	34.9	-5.0	112.6
23/02/06 18:36	51.72	1.627	32.6	62.8	79.0	41.0	31.7	-2.0	116.5
24/02/06 18:46	77.37	1.633	34.9	66.3	81.0	45.1	36.2	-0.3	115.6
24/02/06 19:24	85.15	1.642	37.5	68.3	82.1	47.4	37.3	3.4	116.6
24/02/06 20:20	67.24	1.642	37.1	68.6	83.1	47.4	37.9	-0.5	117.3
27/02/06 18:57	54.09	1.626	33.8	66.6	80.5	43.3	38.2	-0.6	113.7

	T[14]	T[15]	T[18]	T[21]	T[22]	T[23]	T[24]	T[26]	T[27]
Fecha, Hora	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
30/09/05 17:24	127.14	79.04	84.71	150	144.54	30.23	32.02	32.72	10.47
30/09/05 19:09	126.71	77.96	84.12	150.48	144.93	30	32.17	33.05	11.57
30/09/05 20:28	127.04	78.54	84.92	150.75	145.18	29.95	32.18	33.07	12.39
03/10/05 18:25	131.28	77.58	86.43	159.99	154.23	24.76	27.49	28.63	12.71
03/10/05 20:45	136.99	83.98	88.97	160.13	154.83	28.23	30.68	31.68	14.47
03/10/05 21:24	136.66	83.18	89.04	160.07	154.7	27.44	30.06	31.13	14.28
04/10/05 16:20	130.26	79.65	87.08	160.12	154.71	30.05	32.76	33.86	14.39
04/10/05 18:00	130.58	79.34	86.54	160.13	154.82	30.21	32.79	33.84	12.35
04/10/05 19:10	131.72	80.75	86.12	160.21	155.27	29.99	32.4	33.37	10.42
04/10/05 21:20	131.32	80.33	85.74	160.2	155.51	28.53	30.69	31.52	8.48
04/10/05 21:40	131.9	81.3	86.1	160.1	155.5	30.1	32.0	32.7	8.5
05/10/05 15:57	128.2	75.7	84.2	160.0	153.7	24.8	27.7	28.8	12.2
05/10/05 17:06	128.9	77.0	84.8	160.0	153.8	27.7	30.3	31.4	12.5
05/10/05 18:34	130.4	79.2	85.4	160.0	154.1	29.6	32.0	33.0	12.4
05/10/05 21:07	133.5	83.5	86.6	160.3	155.2	32.7	34.6	35.3	12.4
06/10/05 13:24	129.7	78.7	86.6	160.1	155.1	27.8	30.5	31.6	14.3
06/10/05 15:19	129.8	77.0	86.9	160.1	155.4	27.2	29.9	31.0	14.3
06/10/05 16:00	130.4	77.6	87.3	160.1	155.5	27.6	30.2	31.3	14.4
06/10/05 21:10	129.6	77.3	85.9	160.2	155.9	25.9	28.4	29.4	12.3
07/10/05 13:51	132.1	78.5	88.2	160.1	154.5	23.7	26.2	27.2	12.1
07/10/05 15:25	135.3	77.9	88.5	160.1	154.2	23.1	26.1	27.3	10.5
07/10/05 16:15	136.3	79.7	89.4	160.1	154.5	25.8	28.6	29.7	11.5
16/02/06 16:55	136.5	82.0	88.5	160.0	155.9	28.3	30.4	31.3	12.5
17/02/06 17:40	131.2	81.0	85.4	149.9	146.3	27.6	29.4	30.2	12.3
17/02/06 19:00	134.4	81.7	86.6	154.8	151.0	29.7	31.8	32.6	12.3
17/02/06 20:30	138.4	83.3	89.6	159.8	155.6	29.5	31.7	32.6	12.4
20/02/06 22:19	136.9	81.4	88.3	159.5	155.3	29.6	31.9	32.9	12.3
21/02/06 20:20	130.2	77.4	83.6	149.8	146.6	25.4	27.1	27.8	8.5
23/02/06 18:36	137.2	76.3	87.6	160.2	156.6	27.2	29.3	30.3	12.3
24/02/06 18:46	133.6	80.7	86.9	154.8	151.1	30.5	32.8	33.7	13.5
24/02/06 19:24	133.9	82.4	87.7	154.6	151.0	33.4	35.7	36.6	16.8
24/02/06 20:20	134.8	82.9	87.1	154.8	151.4	33.2	35.0	35.7	12.4
27/02/06 18:57	130.3	79.9	85.1	149.3	146.6	29.2	30.7	31.4	12.4

	T[28]	T[29]	T[30]	T[31]	U_A0	U_c2
Fecha, Hora	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kW/(°C m ²)]	[kW/(°C m ²)]
30/09/05 17:24	8.87	84.09	82.6	84.09	0.2103	3.092
30/09/05 19:09	9.56	83.42	81.62	83.42	0.2601	3.214
30/09/05 20:28	10.33	84.2	82.35	84.2	0.267	3.176
03/10/05 18:25	9.29	85.49	83.22	85.49	0.2698	3.07
03/10/05 20:45	12.08	88.15	86.22	88.15	0.1926	3.029
03/10/05 21:24	11.5	88.17	86.12	88.17	0.2083	3.028
04/10/05 16:20	11.77	86.04	83.92	86.04	0.3137	2.783
04/10/05 18:00	10.03	85.6	83.6	85.6	0.3041	2.858
04/10/05 19:10	8.36	85.38	83.57	85.38	0.2747	3.105
04/10/05 21:20	6.68	85.06	83.45	85.06	0.2434	3.05
04/10/05 21:40	6.9	85.6	84.1	85.6	0.2302	3.2
05/10/05 15:57	8.7	83.0	80.8	83.0	0.2908	2.729
05/10/05 17:06	9.9	83.7	81.7	83.7	0.2952	2.681
05/10/05 18:34	10.3	84.5	82.7	84.5	0.2788	2.734
05/10/05 21:07	10.8	86.0	84.6	86.0	0.2254	3.192
06/10/05 13:24	11.4	85.6	83.5	85.6	0.2765	2.852
06/10/05 15:19	11.1	85.5	83.4	85.5	0.304	2.282
06/10/05 16:00	11.6	86.0	84.0	86.0	0.2991	2.309
06/10/05 21:10	9.1	84.7	82.8	84.7	0.2777	2.351
07/10/05 13:51	9.0	86.9	85.0	86.9	0.2319	2.315
07/10/05 15:25	6.9	86.6	84.4	86.6	0.2785	1.936
07/10/05 16:15	8.1	87.6	85.6	87.6	0.2817	1.971
16/02/06 16:55	10.5	88.3	86.5	88.3	0.25	5.87
17/02/06 17:40	10.7	84.8	83.4	84.8	0.187	3.155
17/02/06 19:00	10.4	85.7	84.1	85.7	0.2416	2.83
17/02/06 20:30	10.4	88.9	87.2	88.9	0.2573	3.112
20/02/06 22:19	10.1	87.0	85.1	87.0	0.2667	2.325
21/02/06 20:20	6.9	83.3	81.9	83.3	0.2141	4.32
23/02/06 18:36	9.8	87.3	85.4	87.3	0.2545	4.781
24/02/06 18:46	11.4	85.7	84.0	85.7	0.2735	2.427
24/02/06 19:24	14.6	86.6	84.8	86.6	0.2995	2.579
24/02/06 20:20	10.8	86.4	85.0	86.4	0.235	2.887
27/02/06 18:57	11.1	84.2	83.0	84.2	0.1825	2.306

	U_CE1	U_E0	U_G2	U_GA1
Fecha, Hora	[kW/(°Cm ²)]	[kW/(°C m ²)]	[kW/(°C m ²)]	[kW/(°C m ²)]
30/09/05 17:24	0.6912	0.2877	0.1025	0.6982
30/09/05 19:09	1.47	0.3145	0.1174	0.7636
30/09/05 20:28	1.061	0.3163	0.1204	0.7769
03/10/05 18:25	1.163	0.3064	0.1199	0.6145
03/10/05 20:45	1.125	0.3405	0.1313	0.9853
03/10/05 21:24	1.216	0.3195	0.1399	0.867
04/10/05 16:20	1.496	0.3409	0.1121	0.7457
04/10/05 18:00	2.62	0.3252	0.1088	0.6947
04/10/05 19:10	1.945	0.2859	0.1066	0.8305
04/10/05 21:20	0.823	0.2432	0.09593	0.7535
04/10/05 21:40	0.6874	0.2326	0.08746	0.7595
05/10/05 15:57	2.369	0.2837	0.1122	0.6452
05/10/05 17:06	2.129	0.2847	0.1058	0.6872
05/10/05 18:34	2.167	0.2521	0.102	0.7615
05/10/05 21:07	1.069	0.1974	0.09587	1.292
06/10/05 13:24	0.9382	0.293	0.1102	0.6788
06/10/05 15:19	3.067	0.2493	0.1102	0.4983
06/10/05 16:00	1.57	0.2421	0.1077	0.5027
06/10/05 21:10	1.191	0.2203	0.102	0.5355
07/10/05 13:51	0.56	0.2198	0.1129	0.4977
07/10/05 15:25	2.574	0.2731	0.1443	0.5129
07/10/05 16:15	1.76	0.2395	0.1393	0.5445
16/02/06 16:55	0.6161	0.2115	0.1029	0.6754
17/02/06 17:40	0.5008	0.1909	0.1147	0.8281
17/02/06 19:00	2.415	0.2094	0.1159	0.8902
17/02/06 20:30	0.9681	0.2007	0.1144	0.6527
20/02/06 22:19	2.169	0.2699	0.1138	0.7758
21/02/06 20:20	0.4365	0.1772	0.09798	0.5933
23/02/06 18:36	2.343	0.2353	0.1016	0.4208
24/02/06 18:46	1.478	0.2327	0.1177	0.8768
24/02/06 19:24	3.981	0.2467	0.1258	1.064
24/02/06 20:20	1.368	0.1959	0.1046	1.071
27/02/06 18:57	0.4041	0.1604	0.09285	0.7268

	U_HEX1	U_HEX2	V_sd	X_d	X_f	X_m
Fecha, Hora	[kW/(°C m ²)]	[kW/(°C m ²)]	[l/s]			
30/09/05 17:24	0.1551	0.19	0.5273	57.07	60.11	58.72
30/09/05 19:09	0.1823	0.23	0.6262	56.91	60.04	58.59
30/09/05 20:28	0.189	0.24	0.6432	56.58	59.7	58.26
03/10/05 18:25	0.1964	0.24	0.686	57.07	60.73	59
03/10/05 20:45	0.2031	0.25	0.7346	57.23	60.16	58.76
03/10/05 21:24	0.2277	0.28	0.8192	57.2	59.99	58.66
04/10/05 16:20	0.209	0.26	0.7267	57.17	60.38	58.88
04/10/05 18:00	0.2045	0.26	0.7222	57.17	60.22	58.79
04/10/05 19:10	0.2138	0.26	0.755	57.17	59.81	58.56
04/10/05 21:20	0.201	0.25	0.7029	57.12	59.61	58.45
04/10/05 21:40	0.1759	0.22	0.6137	57.15	59.68	58.51
05/10/05 15:57	0.2124	0.27	0.7539	57.16	60.42	58.88
05/10/05 17:06	0.1915	0.24	0.6749	57.22	60.61	59.02
05/10/05 18:34	0.1956	0.25	0.6805	57.52	60.49	59.1
05/10/05 21:07	0.209	0.26	0.7096	58.44	60.63	59.61
06/10/05 13:24	0.2184	0.28	0.7587	57.13	60.15	58.74
06/10/05 15:19	0.217	0.28	0.7648	57.1	60.09	58.67
06/10/05 16:00	0.2041	0.26	0.7138	57.1	60.22	58.75
06/10/05 21:10	0.2119	0.26	0.7312	57.48	60.34	59
07/10/05 13:51	0.2143	0.27	0.7438	57.56	60.36	59.07
07/10/05 15:25	0.2412	0.32	0.8699	58.22	61.03	59.7
07/10/05 16:15	0.2206	0.29	0.7911	58.28	61.21	59.83
16/02/06 16:55	0.1378	0.15	0.4009	57.46	62.4	60.1
17/02/06 17:40	0.1738	0.19	0.5111	57.56	60.69	59.24
17/02/06 19:00	0.1631	0.18	0.4903	58.01	61.83	60.04
17/02/06 20:30	0.1618	0.17	0.4802	58	62.05	60.15
20/02/06 22:19	0.1397	0.15	0.4311	57.97	63	60.64
21/02/06 20:20	0.1178	0.13	0.3406	57.83	62.43	60.33
23/02/06 18:36	0.08848	0.11	0.2937	57.09	64.49	61.03
24/02/06 18:46	0.1453	0.17	0.4797	57.5	61.7	59.75
24/02/06 19:24	0.1671	0.2	0.5398	58.04	61.88	60.09
24/02/06 20:20	0.1287	0.15	0.4234	58.03	61.89	60.12
27/02/06 18:57	0.1178	0.13	0.3505	57.1	61.03	59.24

Operación en modo combinado

	Tm[1]	Tm[2]	Tm[4]	Tm[5]	Tm[13]	Tm[14]	Tm[15]	Tm[21]	Tm[22]	Tm[23]	Tm[24]	Tm[26]	Tm[27]
Fecha, hora	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
06/03/06 22:33	37.2	68.3	83.0	46.5	116.8	134.7	82.2	159.7	155.4	30.2	32.0	33.5	12.4
06/03/06 23:13	37.3	69.2	84.2	46.7	117.7	135.6	82.7	159.7	155.6	30.4	32.2	33.6	12.5
07/03/06 01:53	37.4	69.6	84.9	46.7	117.8	135.3	83.4	159.6	154.9	30.2	31.8	33.1	12.4
07/03/06 04:06	37.6	69.9	85.4	47.1	118.3	135.5	84.0	156.7	153.7	31.1	32.7	34.3	12.5
07/03/06 05:33	37.6	69.4	85.0	46.6	117.1	134.3	82.9	156.6	153.5	30.2	31.7	32.8	12.4
07/03/06 07:48	37.3	68.8	83.5	46.6	116.6	133.9	83.0	156.6	152.8	29.8	31.4	32.7	12.3
07/03/06 09:13	37.5	70.6	85.7	47.1	117.9	135.0	84.0	156.6	153.0	30.4	31.8	32.9	12.4
07/03/06 10:56	38.1	68.6	83.0	47.4	116.5	133.7	82.5	156.6	152.3	30.2	31.7	33.0	12.5
07/03/06 14:38	37.1	68.4	81.5	47.1	115.9	132.8	81.1	153.9	151.1	29.9	31.3	32.0	12.4
08/03/06 02:13	35.5	68.4	83.1	45.7	117.3	135.7	81.9	161.7	158.4	30.2	32.1	33.6	12.5
08/03/06 04:08	36.9	69.2	84.0	46.8	117.9	136.0	82.7	161.7	157.8	30.6	32.3	33.7	12.4
08/03/06 05:25	36.2	70.1	85.2	46.5	118.3	136.2	83.5	161.6	157.8	29.9	31.5	32.7	12.4
15/03/06 16:19	36.8	68.9	84.1	46.7	119.9	139.4	82.9	159.5	154.2	30.5	32.6	34.3	12.5
15/03/06 17:16	36.8	70.0	85.1	47.0	120.8	139.9	84.0	159.6	154.5	30.6	32.5	34.2	12.4
15/03/06 18:29	36.8	70.1	85.3	47.2	120.9	140.0	84.2	159.6	154.6	30.6	32.5	34.2	12.5
15/03/06 19:11	36.8	68.9	83.7	46.7	119.0	138.2	82.9	159.5	154.1	30.1	31.9	33.2	12.4
16/03/06 19:00	35.5	70.0	85.1	46.2	120.3	139.3	83.4	159.7	156.2	30.3	32.0	33.5	12.4

	Tm[28]	Tm[29]	Tm[30]	Tm[31]	mm[21]	mm[23]	mm[27]	mm[30]	Vm_sd	rho_m_sd	Pm_a	Pm_m	Pm_B
Fecha, hora	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[l/s]	[kg/l]	[bar]	[bar]	[bar]
06/03/06 22:33	10.4	88.8	85.3	87.5	10.0	17.1	14.2	9.5	1.08	1.630	0.668	0.061	0.006
06/03/06 23:13	10.5	89.7	86.3	88.4	10.0	17.1	14.3	9.5	1.07	1.628	0.687	0.067	0.006
07/03/06 01:53	10.6	89.8	86.4	88.6	8.5	17.1	14.4	9.6	1.07	1.628	0.691	0.072	0.006
07/03/06 04:06	10.7	91.7	87.5	89.5	13.0	17.1	14.4	9.5	1.06	1.627	0.706	0.069	0.006
07/03/06 05:33	10.8	89.4	86.1	88.1	13.0	17.1	14.4	9.5	1.07	1.630	0.677	0.075	0.006
07/03/06 07:48	10.6	88.3	85.0	87.0	10.1	17.1	14.4	9.5	1.07	1.637	0.648	0.065	0.006
07/03/06 09:13	10.9	89.8	86.8	88.6	10.1	17.1	14.4	9.4	1.05	1.627	0.682	0.077	0.006
07/03/06 10:56	10.8	87.8	84.6	86.5	8.5	17.1	14.4	9.4	1.09	1.637	0.635	0.062	0.006
07/03/06 14:38	11.6	86.8	83.9	85.6	13.0	17.1	14.6	9.5	1.04	1.652	0.609	0.060	0.006
08/03/06 02:13	10.5	89.9	86.5	88.6	13.0	17.1	14.3	9.5	1.06	1.627	0.692	0.063	0.006
08/03/06 04:08	10.6	90.0	86.8	88.8	10.1	17.1	14.5	9.5	1.07	1.629	0.694	0.066	0.006
08/03/06 05:25	10.7	90.7	87.6	89.4	10.1	17.0	14.4	9.4	1.05	1.630	0.709	0.073	0.006
15/03/06 16:19	10.4	91.6	88.0	90.3	8.5	17.1	13.8	9.5	1.07	1.636	0.735	0.061	0.006
15/03/06 17:16	10.4	92.2	88.8	91.0	8.5	17.1	14.0	9.6	1.06	1.635	0.748	0.063	0.006
15/03/06 18:29	10.4	92.1	88.8	90.8	8.5	17.1	14.0	9.5	1.06	1.638	0.745	0.064	0.006
15/03/06 19:11	10.5	88.6	85.9	88.2	8.5	17.1	14.0	9.5	1.07	1.642	0.690	0.063	0.006
16/03/06 19:00	10.5	91.8	88.3	90.5	13.0	17.1	14.4	9.5	1.01	1.633	0.740	0.065	0.006

	msm_d	COP	Xm_d	lambda_1	lambda_10	lambda_11	lambda_12	lambda_2	lambda_3	lambda_4	lambda_5
Fecha, hora	[kg/s]			[1/kW]	[1/kW]	[1/kW]	[1/kW]	[1/(kg/s)]	[1/(kg/s)]	[1/kW]	[1/kW]
06/03/06 22:33	1.760	0.98	57.4	0.05	-0.45	11.12	0.99	-13.14	1981.00	-0.61	-18.46
06/03/06 23:13	1.742	0.99	57.3	0.05	-0.37	15.32	0.96	-19.27	2707.00	-0.19	-25.12
07/03/06 01:53	1.742	0.95	57.3	0.04	-0.39	4.98	1.07	-4.83	1005.00	-1.07	-9.60
07/03/06 04:06	1.725	0.87	57.26	0.12	-0.61	8.32	1.32	-15.92	2398.00	-0.88	-19.42
07/03/06 05:33	1.744	0.92	57.41	0.12	-0.43	3.26	1.01	-4.66	918.20	-1.00	-7.97
07/03/06 07:48	1.752	0.91	57.77	0.07	-0.43	3.14	0.93	-3.02	727.50	-1.05	-6.81
07/03/06 09:13	1.708	0.93	57.25	0.07	-0.41	11.06	0.92	-15.89	2280.00	-0.37	-20.93
07/03/06 10:56	1.784	0.92	57.8	0.05	-0.35	6.72	0.97	-8.05	1373.00	-0.76	-12.55
07/03/06 14:38	1.718	0.93	58.55	0.11	-1.05	36.44	0.63	-40.05	5101.00	0.53	-51.27
08/03/06 02:13	1.725	1.01	57.2	0.08	-0.49	28.06	0.88	-33.05	4342.00	0.51	-41.77
08/03/06 04:08	1.743	0.99	57.34	0.05	-0.46	22.45	0.88	-26.78	3595.00	0.19	-34.28
08/03/06 05:25	1.712	0.97	57.38	0.06	-0.37	25.22	0.90	-32.21	4263.00	0.53	-40.80
15/03/06 16:19	1.751	1.03	57.71	0.03	-0.76	27.87	0.76	-33.00	4275.00	0.30	-38.95
15/03/06 17:16	1.733	1.01	57.66	0.03	-0.65	26.20	0.83	-30.50	4032.00	0.24	-37.64
15/03/06 18:29	1.736	1.00	57.82	0.03	-0.47	26.63	0.81	-32.38	4262.00	0.54	-39.14
15/03/06 19:11	1.757	1.08	58.02	0.03	-0.43	19.74	0.67	-16.56	2285.00	-0.12	-24.70
16/03/06 19:00	1.649	1.03	57.52	0.08	-0.51	38.87	1.06	-42.08	5508.00	0.79	-54.34

	lambda_6	lambda_7	lambda_8	lambda_9	mr_a	mr_b	ms_d	ms_f	ms_m	m[21]	m[23]	m[27]
Fecha, hora	[1/kW]	[1/(kg/s)]	[1/(kg/s)]	[1/kW]	[kg/s]							
06/03/06 22:33	2.08	6.68	-1470.00	0.20	0.026	0.035	0.689	0.6288	0.6637	5.62	17.16	14.41
06/03/06 23:13	2.24	10.35	-2059.00	0.25	0.026	0.033	0.660	0.6004	0.6337	5.91	17.15	14.47
07/03/06 01:53	1.99	1.74	-734.30	0.38	0.023	0.032	0.620	0.5648	0.5972	4.63	17.16	14.57
07/03/06 04:06	2.66	3.38	-1187.00	0.47	0.019	0.041	0.648	0.5891	0.6296	6.46	17.18	14.68
07/03/06 05:33	2.00	-0.71	-472.00	0.54	0.020	0.031	0.526	0.4757	0.5064	6.21	17.16	14.57
07/03/06 07:48	1.73	0.11	-453.60	0.32	0.021	0.033	0.648	0.5944	0.627	5.39	17.15	14.57
07/03/06 09:13	2.13	6.97	-1558.00	0.34	0.020	0.028	0.572	0.5243	0.5519	5.46	17.14	14.55
07/03/06 10:56	1.83	3.18	-888.20	0.28	0.020	0.031	0.630	0.5782	0.6096	4.69	17.15	14.54
07/03/06 14:38	3.57	20.80	-4308.00	0.44	0.020	0.021	0.615	0.5738	0.5948	7.07	17.13	14.92
08/03/06 02:13	2.73	21.43	-3761.00	0.06	0.029	0.033	0.749	0.6874	0.7201	8.19	17.15	14.54
08/03/06 04:08	2.43	16.53	-2987.00	0.08	0.026	0.030	0.675	0.6182	0.6487	6.28	17.14	14.70
08/03/06 05:25	2.72	19.49	-3502.00	0.25	0.024	0.028	0.650	0.598	0.6261	6.03	17.05	14.55
15/03/06 16:19	2.63	19.38	-3614.00	-0.13	0.031	0.035	0.722	0.6555	0.6908	5.36	17.14	14.20
15/03/06 17:16	2.50	20.12	-3546.00	-0.20	0.030	0.033	0.746	0.6829	0.7162	5.41	17.14	14.32
15/03/06 18:29	2.33	21.16	-3611.00	-0.21	0.029	0.034	0.750	0.6872	0.7208	5.41	17.14	14.23
15/03/06 19:11	1.88	14.47	-2574.00	-0.10	0.031	0.026	0.692	0.6349	0.6606	5.17	17.13	14.19
16/03/06 19:00	3.52	31.43	-5416.00	0.03	0.030	0.030	0.730	0.6698	0.6999	7.87	17.16	14.64

	m[30]	P_a	P_B	P_m	Q_A0	Q_c2	Q_CE1	Q_E0	Q_G2	Q_GA1	Q_HEX	Q_HEX	Q_sol
Fecha, hora	[kg/s]	[bar]	[bar]	[bar]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
06/03/06 22:33	9.41	0.667	0.006	0.061	175	61	93	137	101	101	43	68	40
06/03/06 23:13	9.41	0.687	0.006	0.067	172	62	89	135	101	98	42	65	35
07/03/06 01:53	9.43	0.690	0.006	0.072	160	55	86	125	91	95	40	60	40
07/03/06 04:06	9.34	0.705	0.006	0.069	171	44	105	134	80	117	42	64	72
07/03/06 05:33	9.37	0.676	0.006	0.075	146	48	81	113	80	91	33	51	43
07/03/06 07:48	9.34	0.647	0.006	0.065	155	49	86	120	85	95	41	62	46
07/03/06 09:13	9.30	0.682	0.006	0.077	139	48	73	107	82	82	38	55	33
07/03/06 10:56	9.33	0.634	0.006	0.062	151	49	83	117	84	91	38	60	43
07/03/06 14:38	9.37	0.609	0.005	0.060	122	47	57	91	82	63	37	59	16
08/03/06 02:13	9.38	0.693	0.006	0.063	180	69	88	140	112	95	48	75	26
08/03/06 04:08	9.38	0.694	0.006	0.066	165	63	82	128	102	90	43	67	27
08/03/06 05:25	9.32	0.709	0.006	0.073	154	58	75	117	95	84	43	64	26
15/03/06 16:19	9.39	0.735	0.006	0.061	193	75	96	152	119	103	45	75	29
15/03/06 17:16	9.45	0.748	0.006	0.063	184	71	90	143	115	97	48	77	26
15/03/06 18:29	9.41	0.746	0.005	0.064	183	69	91	142	113	98	49	77	29
15/03/06 19:11	9.41	0.690	0.005	0.063	166	74	71	128	117	76	43	70	2
16/03/06 19:00	9.35	0.741	0.006	0.065	176	71	82	136	114	89	49	75	18

	rho_sd	T[1]	T[2]	T[4]	T[5]	T[8]	T[10]	T[13]	T[14]	T[15]	T[18]	T[21]	T[22]	T[23]	T[24]	T[26]	T[27]	T[28]
Fecha, hora	[kg/l]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
06/03/06 22:33	1.63	37.3	68.1	83.1	46.4	36.5	0.0	116.9	134.7	82.3	88.7	159.7	155.4	29.9	32.3	33.6	12.5	10.3
06/03/06 23:13	1.628	37.4	68.9	84.3	46.6	38.2	0.3	117.9	135.6	82.8	89.4	159.7	155.6	30.1	32.5	33.7	12.6	10.4
07/03/06 01:53	1.628	37.4	69.5	84.9	46.7	39.5	0.3	117.9	135.3	83.4	89.6	159.6	154.9	29.8	32.1	33.2	12.5	10.5
07/03/06 04:06	1.627	37.7	69.7	85.5	47.1	38.7	-0.3	118.4	135.5	84.1	90.1	156.7	153.7	30.6	33.0	34.5	12.7	10.5
07/03/06 05:33	1.63	37.6	69.3	85.0	46.6	40.3	-0.3	117.1	134.3	82.9	89.0	156.6	153.5	29.8	31.9	33.0	12.5	10.7
07/03/06 07:48	1.637	37.3	68.7	83.5	46.6	37.6	-1.2	116.6	133.9	83.0	87.9	156.6	152.8	29.5	31.6	32.8	12.4	10.5
07/03/06 09:13	1.627	37.6	70.4	85.8	47.0	40.8	0.2	118.0	135.0	84.1	89.2	156.6	153.0	30.1	32.0	33.0	12.5	10.8
07/03/06 10:56	1.637	38.2	68.5	83.1	47.4	36.8	-0.7	116.6	133.7	82.6	87.4	156.6	152.3	29.9	32.0	33.1	12.6	10.7
07/03/06 14:38	1.652	37.3	67.9	81.7	46.9	36.2	-1.4	116.2	132.8	81.4	86.3	153.9	151.1	29.7	31.4	32.2	12.7	11.3
08/03/06 02:13	1.627	35.7	67.9	83.3	45.5	37.0	-0.6	117.6	135.7	82.2	89.7	161.7	158.4	29.9	32.4	33.6	12.7	10.4
08/03/06 04:08	1.629	37.1	68.8	84.2	46.7	37.9	-0.3	118.1	136.0	82.9	89.7	161.7	157.8	30.3	32.6	33.7	12.5	10.5
08/03/06 05:25	1.63	36.4	69.7	85.4	46.4	39.8	-0.5	118.6	136.2	83.7	90.3	161.6	157.8	29.6	31.7	32.8	12.5	10.6
15/03/06 16:19	1.636	37.0	68.4	84.3	46.5	36.5	-1.3	120.2	139.4	83.1	91.2	159.5	154.2	30.2	32.9	34.3	12.7	10.2
15/03/06 17:16	1.635	37.0	69.5	85.3	46.8	37.0	-1.2	121.1	139.9	84.2	91.7	159.6	154.5	30.3	32.9	34.1	12.6	10.2
15/03/06 18:29	1.638	37.0	69.6	85.5	47.0	37.3	-1.4	121.2	140.0	84.5	91.6	159.6	154.6	30.3	32.9	34.1	12.6	10.3
15/03/06 19:11	1.642	36.9	68.6	83.8	46.6	37.1	-1.5	119.2	138.2	83.0	89.5	159.5	154.1	29.9	32.2	33.2	12.5	10.4
16/03/06 19:00	1.633	35.8	69.3	85.4	46.0	37.6	-1.2	120.7	139.3	83.7	91.4	159.7	156.2	29.9	32.4	33.5	12.6	10.3

	T[29]	T[30]	T[31]	U_A0	U_c2	U_CE1	U_E0	U_G2	U_GA1
Fecha, hora	[°C]	[°C]	[°C]	[kW/(°C m ²)]					
06/03/06 22:33	88.4	85.8	87.4	0.22	2.03	1.74	0.30	0.09	1.15
06/03/06 23:13	89.3	86.8	88.4	0.22	2.35	1.14	0.30	0.09	1.10
07/03/06 01:53	89.4	87.0	88.4	0.20	2.03	0.81	0.27	0.09	1.18
07/03/06 04:06	91.2	88.2	89.3	0.22	2.26	1.39	0.28	0.08	1.20
07/03/06 05:33	89.0	86.7	87.9	0.18	1.89	0.67	0.23	0.08	1.17
07/03/06 07:48	88.0	85.5	86.8	0.19	1.97	1.04	0.23	0.08	1.39
07/03/06 09:13	89.4	87.3	88.5	0.17	2.59	0.58	0.23	0.08	1.20
07/03/06 10:56	87.4	85.1	86.4	0.17	2.06	1.29	0.23	0.08	1.34
07/03/06 14:38	86.1	84.5	85.7	0.14	2.79	0.85	0.17	0.09	0.84
08/03/06 02:13	89.4	86.9	88.7	0.27	2.70	1.44	0.29	0.10	0.88
08/03/06 04:08	89.5	87.2	88.8	0.22	2.67	1.13	0.27	0.09	0.92
08/03/06 05:25	90.2	88.0	89.5	0.20	2.71	0.66	0.24	0.09	0.92
15/03/06 16:19	91.1	88.5	90.4	0.26	2.97	2.23	0.29	0.13	0.85
15/03/06 17:16	91.7	89.3	91.1	0.25	3.44	1.68	0.28	0.13	0.85
15/03/06 18:29	91.6	89.2	90.9	0.24	3.25	1.56	0.27	0.12	0.91
15/03/06 19:11	88.2	86.3	88.2	0.21	2.23	1.06	0.24	0.12	1.00
16/03/06 19:00	91.1	88.8	90.7	0.25	3.09	1.15	0.26	0.12	0.82

	U_HEX1	U_HEX2	V_sd	X_d	X_f	X_m
Fecha, hora	[kW/(°C m ²)]	[kW/(°C m ²)]	[l/s]			
06/03/06 22:33	0.13	0.15	0.4229	57.41	62.93	59.63
06/03/06 23:13	0.13	0.15	0.4054	57.31	63	59.68
07/03/06 01:53	0.12	0.14	0.381	57.3	62.93	59.51
07/03/06 04:06	0.12	0.15	0.3985	57.26	63.02	58.96
07/03/06 05:33	0.10	0.12	0.323	57.42	63.55	59.69
07/03/06 07:48	0.12	0.14	0.3956	57.78	62.95	59.67
07/03/06 09:13	0.11	0.13	0.3517	57.26	62.49	59.37
07/03/06 10:56	0.12	0.14	0.3849	57.8	62.98	59.73
07/03/06 14:38	0.12	0.14	0.372	58.56	62.74	60.52
08/03/06 02:13	0.14	0.17	0.4604	57.21	62.35	59.52
08/03/06 04:08	0.13	0.15	0.4144	57.35	62.63	59.68
08/03/06 05:25	0.12	0.15	0.399	57.38	62.42	59.61
15/03/06 16:19	0.13	0.16	0.4414	57.72	63.6	60.35
15/03/06 17:16	0.14	0.17	0.4563	57.67	63.01	60.08
15/03/06 18:29	0.14	0.17	0.4578	57.82	63.1	60.16
15/03/06 19:11	0.13	0.15	0.4213	58.03	63.22	60.77
16/03/06 19:00	0.14	0.17	0.4469	57.53	62.69	60

