



Refrigeración solar por adsorción con sistema de captación CPC: experimentos y modelo

Manuel Iván González Martín

Memoria presentada para optar al grado
de Doctor en Ciencias Físicas

Director: Luis Román Rodríguez Cano

DEPARTAMENTO DE FÍSICA
UNIVERSIDAD DE BURGOS
2006

A mis padres

Índice general

Agradecimientos	I
Prólogo	III
Nomenclatura	VII
1. Principios de refrigeración solar por adsorción	1
1.1. Introducción	1
1.2. El fenómeno de la adsorción	2
1.2.1. Características generales	3
1.2.2. Modelos de equilibrio de adsorción	3
1.3. Aplicación de la adsorción a la refrigeración	6
1.3.1. Consideraciones generales	6
1.3.2. El ciclo termodinámico	9
1.4. La máquina	16
1.4.1. Parejas adsorbente – adsorbato usuales en refrigeración	17
1.4.2. Partes de la máquina	20
1.4.3. Modalidades de máquina	25
1.4.4. Refinamiento del ciclo	26
1.5. Sumario de resultados experimentales	27
2. Medidas de adsorción de metanol sobre carbón activo	31
2.1. Introducción	31
2.2. Variedades de carbón consideradas	31
2.3. Dispositivo experimental de medidas de adsorción	32
2.4. Resultados experimentales	36
2.4.1. Corrección de las concentraciones	36
2.4.2. Carbón CNR115	37
2.4.3. Carbón WSC470	39
2.5. Comparación de eficiencias de ciclo	42
2.5.1. Modelo de cómputo del <i>COP</i>	42
2.5.2. Resultados	43
2.6. Resumen y conclusiones	48

3. Generador basado en el concentrador CPC	51
3.1. Introducción	51
3.2. Concentradores que no forman imagen. El concentrador CPC	52
3.3. El porqué de nuestra elección de un CPC	55
3.4. El CPC con receptor de porción tubular	56
3.4.1. Concepto de receptor de porción tubular	56
3.4.2. Cálculo del perfil	57
3.4.3. Longitud y altura de la copa reflectora	63
3.5. Inclinación y orientación óptimas del concentrador	64
3.5.1. Modelos de cálculo	65
3.5.2. Resultados y discusión	71
3.5.3. Elección del factor de concentración	76
3.6. Resumen y conclusiones	78
4. Descripción de los prototipos	81
4.1. Introducción	81
4.2. La máquina de 2002	82
4.2.1. Descripción	82
4.2.2. Resultados y conclusiones	84
4.3. La máquina de 2004	85
4.3.1. Descripción	86
4.3.2. Resultados experimentales	90
4.3.3. Conclusiones	92
4.4. La máquina de 2005	93
4.4.1. Sistema de captación y generador	93
4.4.2. Condensador	98
4.4.3. Evaporador y recinto frío	100
4.4.4. Sistema de medida	101
5. Los ciclos experimentales	107
5.1. Introducción	107
5.2. Breve historia de la campaña de medidas	107
5.3. Resumen de ciclos	109
5.4. Análisis de un ciclo de referencia	114
5.4.1. Condiciones ambientales: el problema de las medidas de irradiancia	114
5.4.2. El generador	116
5.4.3. El condensador	125
5.4.4. El depósito	128
5.4.5. El evaporador	130
5.5. Sumario de parámetros térmicos	135
5.6. Resumen y conclusiones	136

6. Modelo numérico y análisis paramétrico	139
6.1. Introducción	139
6.2. Modelos de cálculo en la literatura	140
6.3. Hipótesis y ecuaciones del modelo	141
6.3.1. Hipótesis	142
6.3.2. Ecuaciones del modelo	143
6.3.3. Índices de mérito	145
6.4. Confrontación modelo – experimento	146
6.5. Análisis paramétrico	148
6.5.1. Influencia de las condiciones ambientales	150
6.5.2. Parámetros vinculados al generador	153
6.5.3. Parámetros vinculados al condensador	155
6.5.4. Parámetros vinculados al depósito	158
6.5.5. Parámetros vinculados al evaporador - recinto frío	161
6.6. Propuestas de mejora	168
6.7. Resumen y conclusiones	170
7. Conclusiones	173
A. La ecuación D – A y el diagrama $(-1/T, \ln P)$	175
B. Ecuación D – A y calor de desorción	177
C. Funciones de control de aceptación para el CPC	179
C.1. Función de control para la orientación NS	179
C.2. Función de control para la orientación EO	180

Agradecimientos

Durante el tiempo que he dedicado a la preparación de este trabajo he recibido el apoyo y la ayuda de una serie de personas, cuyos nombres no podría pasar por alto. Mi primer agradecimiento es para mi director de tesis, Luis Rodríguez, un defensor infatigable de las energías renovables, ahora que corren buenos tiempos, pero también durante los años en los que no estaban tan de moda. Siempre me ha brindado su ayuda en todos los órdenes, ha depositado en mí más confianza de la que merecía y ha puesto a mi disposición un volumen ingente de recursos económicos.

A Fernando Herrera y sobre todo a Aranzazu Manso, por su colaboración directa en las largas horas de trabajo manual y por la paciencia que han exhibido ante mis rarezas y manías.

A Pilar Quindós, que ya no trabaja en el campo de la refrigeración solar, pero que en su día desbrozó de maleza un campo en el que al principio todos nos encontrábamos perdidos.

A Tomás, a cuya empresa LEYNOX encomendamos la manufactura de varias partes de nuestros prototipos; su colaboración y amables consejos van más allá de la simple relación comercial. Y a Jaume Salom, de OMYA CLARIANA, representante para España de la firma NORIT, por su gentileza en suministrarnos muestras de carbón activo, así como documentación sobre las mismas.

A Andrés Serna, que me brindó su ayuda directa en numerosas ocasiones, y en general a todos los compañeros de Departamento, por el interés y apoyo que muestran hacia mi labor, y porque con ellos es un placer compartir el trabajo cotidiano.

Finalmente a mi mujer, Ana, y a mis hijos Andrés y Carmen, porque su cariño y compañía diarios me recuerdan qué cosas son realmente importantes en la vida.

* * * * *

Las diversas fases del presente trabajo han sido llevadas a cabo gracias a los recursos económicos suministrados por los siguientes proyectos de investigación:

- Proyecto “Materiales solares. Producción de frío solar y refrigeración pasiva”, financiado por la Comisión Interministerial de Ciencia y Tecnología, Proyectos FEDER I+D, (IFD97-0863-C02-02), durante los años 1999 – 2001.

- Proyecto “Desarrollo de un prototipo de frigorífico solar autónomo por adsorción y captación selectiva”, financiado por la Junta de Castilla y León (BU21/03), durante los años 2003 – 2004.
- Proyecto “Optimización de procesos de refrigeración solar” – Subproyecto “Desarrollo de un sistema frigorífico solar por adsorción”, financiado por el Ministerio de Ciencia y Tecnología (REN2003-09684-C02-01 / SUBPROGRAMA:TECNO), durante los años 2003 – 2005.

Prólogo

Sin duda, el principal reto tecnológico con el que se enfrenta la humanidad en estos tiempos es el de asegurarse el suministro energético durante las próximas generaciones. Los combustibles fósiles, que se han venido explotando a ritmos crecientes desde el advenimiento de la Revolución Industrial, comienzan a mostrar síntomas inequívocos de que no van a ser capaces de satisfacer la demanda mundial durante mucho tiempo. Por si fuera poco, dentro de la comunidad científica ya casi nadie osa discutir que el empleo masivo de esos mismos combustibles genera efectos sobre el clima a escala planetaria, cuyo alcance es ahora mismo impredecible y cuya reversión tal vez no consigamos completar jamás.

Los recursos que se contemplan o se han contemplado en algún momento como alternativa a gran escala a los combustibles fósiles no están todavía en condiciones de jugar ese papel —caso de la fusión nuclear— o bien son fuente de riesgos ambientales no menos perversos que los que pueden contribuir a reducir, como ocurre con los reactores de fisión. En estas condiciones las sociedades industrializadas están abocadas por ahora a enayar estrategias mixtas, que incluyen mejoras en la eficiencia de sus procesos energéticos, investigación en nuevas fuentes y aprovechamiento, cómo no, de los recursos renovables de tecnología ya disponible.

Por otra parte, un efecto que siempre acompaña al desarrollo económico de las sociedades modernas es la dedicación de recursos energéticos a aprovechamientos que no se tienen por imprescindibles en ámbitos escasamente desarrollados. Hay diversos ejemplos que se pueden citar al respecto, como el ocio, que ocupa grandes porciones de nuestro tiempo, el transporte a gran escala,... junto con una familia de aplicaciones que está en la base de este trabajo: las relacionadas con la refrigeración y la climatización. A diferencia de lo que ocurría hace algunas décadas, el procesado, transporte y conservación de los alimentos que consumimos requieren de forma generalizada la producción y mantenimiento del frío; por otro lado, en épocas calurosas nos resulta difícil renunciar a ambientes frescos en nuestra casa, lugar de trabajo o incluso en nuestro automóvil. La mayoría de estas y otras aplicaciones que involucran producción de frío son cubiertas mediante sistemas basados en la compresión mecánica, alimentados por energía eléctrica que a su vez, como es sabido, es de origen principalmente no renovable.

En este contexto parece justificado preguntarse hasta qué punto pueden las

fuentes renovables en general, y la solar en particular, contribuir a disminuir la demanda de frío que es cubierta mediante fuentes convencionales. Existen varias soluciones tecnológicas posibles, entre las que destacamos los ciclos de compresión de vapor alimentados por electricidad fotovoltaica, los ciclos de absorción alimentados térmicamente y los ciclos de adsorción, también alimentados por energía solar térmica. Sobre todas ellas pesa el inconveniente —tan general por otra parte en el ámbito de las energías renovables— de ser poco competitivas económicamente frente a los ciclos convencionales, aunque el progresivo encarecimiento de los combustibles fósiles y las políticas institucionales de apoyo a las energías renovables pueden ir reduciendo la brecha económica entre ambas modalidades de aprovechamiento.

El trabajo que aquí se presenta pretende, con toda modestia, ser una contribución en el ámbito de las máquinas de adsorción alimentadas por energía solar térmica. Este tipo de tecnología se encuentra abundantemente documentada desde hace más de dos décadas. Tradicionalmente los esfuerzos en este campo se han venido dedicando a máquinas autónomas de refrigeración o producción de hielo en regiones remotas de países poco desarrollados. Sus aplicaciones iban desde la simple conservación de alimentos hasta la de otro modo problemática refrigeración de vacunas u otros medicamentos. En el momento presente, además, asistimos a renovados esfuerzos por parte de científicos e ingenieros en el campo del acondicionamiento de aire, incluso en países desarrollados, campo que a nuestro juicio y sin ir más lejos es sumamente prometedor en el caso de España.

El hecho comentado de que la tecnología de adsorción no sea nueva exige que citemos las que consideramos principales novedades de éste con respecto a otros trabajos precedentes. Así lo haremos, al tiempo que detallamos brevemente la estructura de los capítulos que siguen. En el primer capítulo describiremos los fundamentos de la adsorción como fenómeno en general y las oportunidades que ofrece para implementar ciclos de producción de frío, prestando atención especial a aquellos que utilizan aporte solar térmico.

Puesto que nos ocuparemos de ciclos de adsorción de metanol en carbón activo, hemos dedicado el capítulo 2 a reflejar nuestro trabajo, primero experimental y más tarde de cómputo, en la selección de variedades óptimas de carbón activo, que culminó con la elección de una variedad que consideramos sensiblemente más adecuada que las más frecuentemente reseñadas en la literatura.

Tal vez la principal novedad de nuestra propuesta estriba en la elección de un concentrador tipo CPC como sistema de captación solar, frente al casi universal captador plano. En el capítulo 3 proponemos un diseño novedoso de concentrador CPC, estudiamos en detalle sus características geométricas y optimizamos algunos de sus parámetros en términos de captación de radiación solar.

El cuarto capítulo lo dedicamos a describir nuestros prototipos experimentales de refrigerador, dos prototipos previos, que no funcionaron correctamente, pero que nos permitieron ir acumulando experiencia en el diseño del que sí operó de modo satisfactorio; a éste obviamente le dedicaremos la principal atención. Además

del sistema de captación, sus principales rasgos distintivos son, por un lado, el condensador refrigerado por agua, con un sistema de recirculación alimentado fotovoltaicamente, y por otro el sistema de registro continuo y automático de la cantidad de refrigerante adsorbido. El primero contribuye a mejorar la eficiencia del prototipo con respecto a diseños basados en el condensador por aire; el segundo nos permitió rastrear con todo detalle los intercambios térmicos que la máquina experimenta a lo largo del ciclo.

Precisamente el capítulo 5 se dedica a exponer los resultados de la campaña experimental de funcionamiento del prototipo, que se desarrolló a mediados de 2005 en la ciudad de Burgos (España). Analizamos los intercambios citados, lo que nos permitió obtener valores fiables de los parámetros que rigen los intercambios térmicos en todas las partes del prototipo. Con su concurso hemos elaborado en el capítulo 6 un modelo numérico de funcionamiento de nuestro refrigerador. Lo hemos utilizado para analizar el efecto que distintas condiciones ambientales y numerosos parámetros constructivos tienen sobre la eficiencia del ciclo de refrigeración. Consideramos que este análisis es más completo que la gran mayoría de estudios afines publicados en la literatura. Como resultado ofrecemos diversas indicaciones de diseño que creemos útiles en la futura construcción de máquinas más eficientes, así como estimaciones de la mejora en esa eficiencia que podrían esperarse de ellas.

Nomenclatura

Una de las principales dificultades formales con las que nos hemos encontrado durante la elaboración de este trabajo ha sido la confección de una nomenclatura coherente para referirnos a las numerosas magnitudes relacionadas con el ciclo de refrigeración, y sobre todo a las abundantes variantes que determinadas magnitudes pueden adoptar. Por poner un ejemplo, la “temperatura” aparece en infinidad de formas distintas: temperatura de saturación del refrigerante, del lecho adsorbente, del agua que refrigera el condensador, temperatura ambiente, valores en momentos específicos del ciclo, valores promedio para etapas determinadas del ciclo, etc. Otro tanto ocurre con magnitudes como la masa, la superficie, el flujo de calor y otras muchas.

Después de abundantes dudas hemos optado por un sistema que, siendo algo complejo, al menos lo consideramos razonablemente coherente y sistemático. Consiste en asignar a cada símbolo básico una serie de subíndices y superíndices, conforme a los criterios siguientes:

- El símbolo básico identifica a la magnitud, según se muestra en la tabla 1. Se incluyen las unidades que hemos utilizado habitualmente para cada magnitud con el fin de despejar posibles dudas acerca del significado de cada una de ellas. No se han utilizado unidades SI en todos los casos, aunque ello desde luego no afecta a la forma de las ecuaciones en que intervienen. Hemos optado por mantener al margen las magnitudes que aparecen en los modelos del capítulo 3, que son ajenos al ciclo de refrigeración como tal.
- Para indicar a qué parte de la máquina se refiere cada magnitud utilizaremos subíndices de acuerdo con la tabla 2.
- La especie a que nos referimos la indicaremos mediante subíndices, conforme a la tabla 3.
- Por último indicaremos entre paréntesis, cuando sea preciso, el instante de tiempo a que se refiere la magnitud, o bien la dependencia funcional con otra variable (tabla 4). Las letras mayúsculas (A, B, C, D, A') indican instantes particulares del ciclo, de acuerdo con la figura 1.3; las combinaciones de dos letras indicarán promedios temporales si la magnitud es intensiva y valores acumulados si es extensiva.

Símbolo	Magnitud	Unidad
c	Calor específico	J/(kg · °C)
D	Parámetro en la ecuación D – A	—
η	Rendimiento de captación	—
m	Masa	kg
h	Coefficiente de transmisión de calor	W/(m ² ·°C)
I	Irradiancia	W/m ²
G	Irradiación	J/m ²
ΔH	Calor de desorción	J/kg
K	Conductancia	W/°C
L	Calor latente de vaporización	J/kg
Λ	Calor latente de fusión	J/kg
n	Parámetro en la ecuación D – A	—
ν	Coefficiente de dilatación cúbica	°C ⁻¹
P	Presión	mbar
Π	Presión de saturación	mbar
Q	Energía en forma de calor	J
\dot{Q}	Potencia en forma de calor	W
ρ	Densidad	kg/m ³
S	Superficie (de captación o intercambio)	m ²
Σ	Coefficiente de ganancia por insolación	m ²
t	Tiempo	s
T	Temperatura	°C – K
τ	Temperatura de saturación	°C – K
W_0	Parámetro en la ecuación D – A	L/kg
x	Concentración de metanol en carbón activo	kg/kg

Tabla 1: Relación de símbolos para las distintas magnitudes.

Superíndice	Ubicación
(g)	Generador / lecho adsorbente
(c)	Condensador
(d)	Depósito de agua
(r)	Recinto frío / evaporador
(a)	Ambiente exterior

Tabla 2: Relación de superíndices para indicar las distintas partes de la máquina.

Subíndice	Especie
me	Metanol
ca	Carbón activo
ag	Agua
hi	Hielo
cu	[por cobre] Elementos metálicos

Tabla 3: Relación de subíndices para indicar las distintas especies.

Paréntesis	Momento del ciclo
(t)	En el instante t
(p)	A la presión p
(A)	A primera hora de la mañana
...	...
(A')	Al final del ciclo
(BC)	Valor promedio o acumulado – (fase de condensación)
(DA')	Valor promedio o acumulado – (fase de evaporación)
...	...

Tabla 4: Relación de referencias para indicar el momento del ciclo.

De acuerdo con este conjunto de criterios, y a título de ejemplo, $m_{me}^{(r)}(B)$ representa la masa de metanol que existe en el recinto frío – evaporador al inicio de la fase de condensación – desorción. No obstante, cuando no haya posibilidad de confusión se omitirán los índices, con el fin de no sobrecargar la notación. Así, la concentración de metanol en el generador no la escribiremos $x_{me}^{(g)}$, sino simplemente x .

Capítulo 1

Principios de refrigeración solar por adsorción

1.1. Introducción

Las máquinas refrigeradoras que aprovechan el fenómeno de la adsorción, como la que constituye la base de este trabajo, tienen una larga historia, que se remonta incluso a épocas anteriores a la generalización de las que se basan en la compresión mecánica [1] y cayeron en desuso con el auge de aquéllas. En los últimos años la preocupación creciente por los problemas medioambientales derivados del consumo masivo de combustibles fósiles ha hecho volver la mirada de científicos y técnicos de todo el mundo hacia una tecnología que, como otras, permite dar solución a viejos problemas energéticos mediante recursos renovables. En efecto, los ciclos de producción de frío basados en la absorción y en la adsorción, especialmente esta última, pueden funcionar exclusivamente con energía térmica de baja temperatura, como la que se puede extraer de captadores solares más o menos convencionales.

En este capítulo preliminar se describen los fundamentos de la tecnología de refrigeración por adsorción. Comenzaremos estableciendo qué se entiende por adsorción y cómo las peculiares características de este fenómeno permiten concebir un ciclo destinado a extraer calor de un foco térmico frío. Posteriormente estableceremos algunas nociones termodinámicas básicas que nos permitirán cuantificar las características del ciclo y pasaremos a describir de modo sucinto los principales prototipos de refrigerador solar por adsorción descritos en la literatura. Finalmente haremos un resumen de los principales resultados experimentales que se han publicado recientemente acerca del funcionamiento de dichos prototipos.

1.2. El fenómeno de la adsorción

La adsorción es el proceso en virtud del cual moléculas en fase gaseosa o en una disolución se condensan sobre la superficie de un sólido [2]. La especie que se une a la superficie recibe el nombre de adsorbato, mientras que la sustancia que captura el adsorbato sobre su superficie recibe el nombre de adsorbente. Para referirnos al proceso inverso, es decir, el abandono del adsorbente por parte del adsorbato utilizaremos indistintamente los términos desorción y regeneración.

La captura de gases por parte de la superficie *plana* de un sólido es un fenómeno común en la naturaleza, pero la cantidad de adsorbato capturado en este caso rara vez es importante. Habitualmente los mejores adsorbentes son sólidos altamente porosos, con tamaños típicos de poro adecuados a la molécula que se les ha de fijar, de manera que en ellos el área de superficie libre por unidad de volumen es en varios órdenes de magnitud superior a la de un sólido no poroso. Por ejemplo, el carbón activado, paradigma de sólido poroso y de interés directo en este trabajo, ofrece áreas de hasta 1000 m² por gramo de material.

El campo de aplicaciones prácticas de la adsorción es muy vasto. Así, es posible limpiar el agua de impurezas disueltas mediante adsorción por carbón activo; es posible extraer por adsorción en alúmina activada, carbón activo o gel de sílice hidrocarburos relativamente pesados presentes en el gas natural, hidrocarburos que se pueden emplear en la fabricación de gasolinas; la cromatografía como método de análisis químico se basa en la adsorción selectiva de las sustancias que se pretende aislar; el bombeo por adsorción es un procedimiento para hacer vacío que se basa en extraer gases de un recinto adsorbiéndolos mediante unas zeolitas artificiales llamadas "tamiz molecular"; multitud de procesos, en fin, de catálisis en el ámbito industrial o en el laboratorio, implican procesos de adsorción de los reactivos sobre la superficie del catalizador.

Atendiendo a la naturaleza de la unión entre el adsorbente y la molécula de adsorbato que se fija a él distinguimos dos modalidades de adsorción:

- Fisisorción, o adsorción física, caracterizada por el hecho de que la molécula de adsorbato no experimenta cambios importantes en su estructura electrónica. Es semejante en muchos aspectos a la condensación de gas a líquido y está gobernada por fuerzas de van der Waals de atracción entre las moléculas de adsorbente y adsorbato.
- En la quimisorción o adsorción química, el gas queda fijado a la superficie sólida mediante fuerzas químicas que son específicas de cada par adsorbente - adsorbato. La adsorción química tiene lugar habitualmente a temperaturas más altas que la fisisorción, con frecuencia es un proceso más lento que ésta y, como ocurre en la mayoría de reacciones químicas, habitualmente implica la existencia de una energía de activación [3].

Los límites entre ambas modalidades son difusos, de modo que algunos ejemplos de proceso de adsorción son difíciles de adscribir a una u otra categoría. No

obstante, con independencia de estas consideraciones, y dadas las características del presente trabajo, en lo que sigue se hablará únicamente de adsorción física, a menos que se indique explícitamente lo contrario.

1.2.1. Características generales

A continuación se da una lista de características cualitativas básicas de los procesos de adsorción física. Como se verá, varios de los epígrafes de la lista se pueden entender, al menos de modo parcial, sobre la base de la semejanza, comentada anteriormente, entre la fisisorción y una condensación ordinaria de gas a líquido.

- La adsorción es un proceso que libera energía, mientras que la desorción es endotérmica. Las energías típicas implicadas en el proceso rondan los 2 - 10 kcal/mol (compárese con los 15 - 1000 kcal/mol típicos en la quimisorción [2]), energías que a su vez son del mismo orden de magnitud que los calores latentes de vaporización de los adsorbatos puros.
- Es un fenómeno reversible.
- No trae consigo cambios de volumen en el sólido adsorbente.
- El equilibrio de adsorción entre la fase adsorbida y la fase gaseosa de un adsorbato (asumiendo que no hay otras especies presentes) en presencia de adsorbente es divariante, esto es, se requieren dos variables para definir el estado del sistema. Usualmente son la presión y la temperatura las variables elegidas [4, 5].
- Por regla general, a igual presión, la cantidad de gas adsorbido sobre un lecho de sólido adsorbente decrece al aumentar la temperatura, mientras que a igual temperatura, incrementos de presión conducen a incrementos en la masa adsorbida.

1.2.2. Modelos de equilibrio de adsorción

El parámetro que con más frecuencia se emplea para definir el estado de equilibrio entre las fases gaseosa y adsorbida de un adsorbato es la concentración x , definida simplemente como el cociente entre la masa adsorbida y la masa de adsorbente. La concentración, pues, se acostumbra a medir en kg de adsorbato por kg de adsorbente. El estado de un sistema de este tipo queda suficientemente descrito si se conoce la concentración de adsorbato en función de las que en la sección precedente se citaron como variables relevantes, la presión y la temperatura, es decir la función

$$x = x(P, T), \quad (1.1)$$

a la que en lo sucesivo, y por abreviar, llamaremos ecuación de estado del sistema.

Estudios experimentales para determinar la ecuación de estado de diversos sistemas adsorbente - adsorbato se llevan practicando desde finales del siglo XVIII. Muy pronto comenzó a ser costumbre representar la concentración en función de la presión a temperaturas fijadas de antemano, en diagramas que actualmente se conocen como isotermas de adsorción.

Más recientes son los modelos, semiempíricos o teóricos, que pretenden obtener versiones analíticas de la ecuación de estado que se ajustan a los datos experimentales, estén estos presentados en forma de isotermas de adsorción o de otro modo. A continuación se da una breve explicación de algunos de los modelos.

Modelo de Langmuir

El modelo propuesto por Langmuir [6] se basa en el análisis del equilibrio cinético entre las tasas de adsorción y desorción sobre una superficie de adsorbente idealizada como un conjunto de sitios regularmente dispuestos que pueden aceptar una única molécula de adsorbato o bien quedar vacíos. La ecuación que resulta de este modelo se suele presentar en la siguiente forma:

$$V(T, P) = V_0 \frac{\kappa(T) \cdot P}{1 + \kappa(T) \cdot P} . \quad (1.2)$$

Aquí V es el volumen de adsorbato adsorbido, V_0 es el volumen que se requeriría para cubrir todo el adsorbente con una monocapa de adsorbato y $\kappa(T)$ es una constante de equilibrio cuya variación con la temperatura viene dada por [7]

$$\kappa(T) = \frac{k}{\sqrt{T}} \exp\left(\frac{\Delta H}{RT}\right), \quad (1.3)$$

donde k es una constante, R es la constante de los gases y ΔH es el calor isostérico (es decir, a concentración x constante) de desorción. Como se observa, la ecuación 1.2 no ofrece directamente la concentración x , pero al ser el volumen adsorbido proporcional a ella, la conversión es sencilla, aunque no nos será necesaria. Otro tanto ocurre con el modelo que se citará a continuación. La ecuación 1.2 se adecua bien a diversos sistemas de adsorción, quimisorción principalmente, aunque en ellos no se verifiquen estrictamente las condiciones bajo las que fue deducida.

Modelo BET

Brunauer, Emmet y Teller [8] modificaron el modelo de Langmuir, que asume que la cobertura del adsorbente es exclusivamente monocapa, considerando en cambio que sobre la superficie externa y sobre los poros del adsorbente pueden depositarse varias capas de moléculas de adsorbato. La ecuación que describe su modelo, llamada ecuación BET, se puede escribir de diversas formas, entre ellas

la siguiente:

$$\frac{P/\Pi}{V(1 - P/\Pi)} = \frac{1}{V_0 C} + \frac{C - 1}{V_0 C} \frac{P}{\Pi}, \quad (1.4)$$

donde C es una función que depende de la temperatura y Π es la presión de saturación del adsorbato a la misma temperatura.

El inconveniente de este modelo es que, siendo bien aplicable a sólidos no porosos y macroporosos, resulta menos adecuado a sólidos microporosos, que son los mejor adaptados a aplicaciones de refrigeración.

Modelos de Dubinin – Radustkhevich y Dubinin – Astakhov

Sobre la base de la teoría desarrollada por Polanyi [9], Dubinin desarrolló una teoría de llenado de microporos, con el fin de describir la adsorción sobre sólidos microporosos. La ecuación que resume el modelo original, la llamada ecuación de Dubinin – Radustkhevich [10], o simplemente ecuación D – R, se acostumbra a escribir así:

$$x(P, T) = W_0 \cdot \rho(T) \cdot \exp \left[-D \left(T \cdot \ln \frac{\Pi}{P} \right) \right], \quad (1.5)$$

donde $\rho(T)$ es la densidad del adsorbato en estado líquido, W_0 representa la máxima capacidad de adsorción (en unidades de volumen de adsorbato por unidad de masa de adsorbente) y D , el llamado coeficiente de afinidad, depende tanto de las características del adsorbente como de las del adsorbato. W_0 y D se suelen considerar como parámetros y sus valores se pueden obtener fácilmente mediante ajuste a partir de medidas experimentales de adsorción, como se verá en el capítulo siguiente.

Un refinamiento de la ecuación D – R lo constituye la ecuación de Dubinin - Astakhov [11], o ecuación D – A:

$$x(P, T) = W_0 \cdot \rho(T) \cdot \exp \left[-D \left(T \cdot \ln \frac{\Pi}{P} \right)^n \right], \quad (1.6)$$

que merced a su tercer parámetro, el exponente n , se adapta mejor a los resultados experimentales para adsorción sobre sólidos microporosos. Por este motivo, la ecuación D – A es la más empleada para modelizar sistemas adsorbente - adsorbato en aplicaciones de refrigeración (véanse, por ejemplo [12, 13, 14, 15, 16]), y será igualmente empleada en este trabajo. De acuerdo con la conocida ecuación de Clapeyron que relaciona el calor latente de vaporización de un líquido con la pendiente de su curva de saturación, dicha curva se puede aproximar mediante la ecuación siguiente [17]:

$$\Pi(T) = \exp \left(A - \frac{B}{T} \right), \quad (1.7)$$

donde A y B son constantes positivas. Esto quiere decir que la curva de saturación $\Pi(T)$ es aproximadamente una recta de pendiente positiva cuando se representa

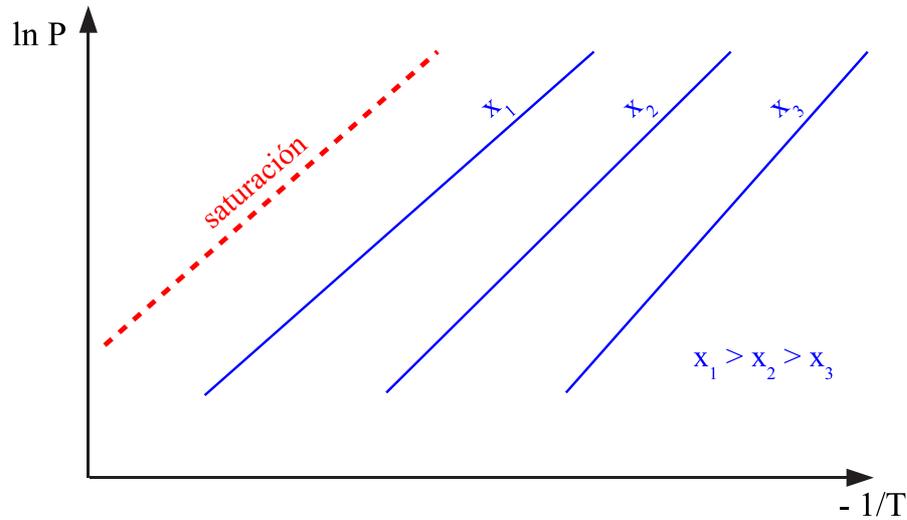


Figura 1.1: Esquema de diagrama de isósteras para un sistema que verifica la ecuación D - A. Se incluye en color distinto la curva de saturación del adsorbato puro.

en un diagrama en el que la coordenada horizontal sea $-1/T$ y las ordenadas sean $\ln P$. Lo mismo ocurre, como es fácil comprobar, con las líneas de concentración constante —las llamadas isósteras— que se deducen de las ecuaciones D - R y D - A. Por ello es frecuente representar el estado del sistema adsorbente - adsorbato en un diagrama $(-1/T, \ln P)$, y así se hará en varios lugares de este trabajo. El aspecto aproximado que presentan las isósteras, así como la curva de saturación del adsorbato puro se muestra en la figura 1.1.

1.3. Aplicación de la adsorción a la refrigeración

1.3.1. Consideraciones generales

Un sistema adsorbente - adsorbato puede permitir diseñar ciclos térmicos destinados a la refrigeración en virtud de una propiedad que ya ha sido citada en el apartado anterior, que podemos redescubrir como una sucesión de dos etapas:

- Al aumentar la temperatura del lecho adsorbente, la cantidad de adsorbente que puede retener en sus poros decrece, es decir, se produce una desorción o regeneración del adsorbato.
- En contrapartida, al disminuir la temperatura el adsorbente vuelve a reclamar hacia sí los vapores del adsorbente.

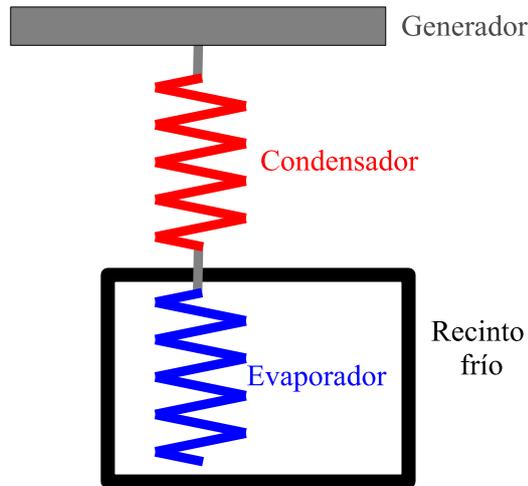


Figura 1.2: Esquema elemental de un refrigerador por adsorción

El proceso de regeneración debe ir acompañado de condensación de los vapores desorbidos, con el fin de que la fase de adsorción implique evaporación del adsorbato, con la consiguiente retirada de calor latente de vaporización del recinto que se desea refrigerar. En este sentido, y sin renunciar a descripciones más detalladas que dejaremos para más adelante, conviene adelantar que una máquina de adsorción consta básicamente (véase la figura 1.2) de los siguientes elementos

- El generador, en el que se dispone un lecho adsorbente al que se permite el equilibrio con su adsorbato y sobre el que se aporta energía, sea ésta en forma de radiación solar o de otra índole.
- Un intercambiador de calor en un ambiente relativamente fresco que juegue el papel de condensador.
- Un intercambiador de calor que haga las veces de evaporador, encerrado en el recinto que se desea refrigerar.

De lo dicho anteriormente se deduce como intrínseco a este tipo de procesos que el adsorbato juega el papel de fluido refrigerante. También conviene señalar que el aporte energético que requiere este tipo de ciclos es en forma de calor, a diferencia de las máquinas convencionales de refrigeración por compresión, que utilizan energía mecánica. Como afirma Guilleminot [18], el adsorbente se comporta como una “superesponja” que tiene la propiedad de bombear gran cantidad de vapor de adsorbato hacia sus cavidades a baja temperatura y expulsarlo cuando ésta crece, actuando como una especie de “compresor térmico” cuyo émbolo se desplaza al compás de la temperatura a la que se encuentra el adsorbente.

El ciclo esbozado será analizado más adelante en detalle, pero por el momento señalaremos algunas características generales de las máquinas que se basan en él. Al hacerlo podremos contrastar sus prestaciones con las de otros ciclos convencionales, algunas claramente ventajosas, otras en términos desfavorables.

- Pueden funcionar exclusivamente con energía térmica, a diferencia, como se ha comentado, de las máquinas de compresión mecánica. En este sentido se asemejan a las máquinas de absorción, con la diferencia de que éstas requieren habitualmente temperaturas de foco caliente relativamente altas (un valor típico podrían ser los 150 – 170°C), mientras que las de adsorción funcionan bien con temperaturas de regeneración en torno a los 100°C. Esta característica permite alimentar las de adsorción con fuentes de calor residual procedentes de otras aplicaciones convencionales, procesos de biomasa, alimentación con energía solar térmica de baja temperatura, etc. Precisamente la alimentación mediante energía solar térmica está en la base de este trabajo, y por ello, a menos que se indique lo contrario, en lo sucesivo se hablará de este tipo de alimentación. No obstante, la mayor parte de las características generales que se citan en esta enumeración son válidas cualquiera que sea el tipo de energía térmica que se use.
- Utilizan adsorbatos / refrigerantes escasamente tóxicos y compatibles con las restricciones impuestas por los protocolo de Montreal y de Kyoto. Los sistemas de compresión mecánica, en cambio, utilizan habitualmente refrigerantes dañinos en términos medioambientales: los CFC's y HCFC's tradicionales ya han sido proscritos por el protocolo de Montreal y reemplazados por los HFC que, aunque compatibles con él, presentan índices GWP¹ elevados, en el intervalo de 1000 a 3000 [19].
- Su ámbito de aplicación presente se adapta especialmente al uso en regiones escasamente desarrolladas sin acceso a la red eléctrica. Apenas requieren partes móviles, y tanto las materias primas como las tecnologías necesarias para su construcción (con la posible excepción de la tecnología de vacío) se hallan fácilmente disponibles incluso en países en vías de desarrollo. En este sentido las aplicaciones destinadas al mantenimiento de la cadena del frío en la distribución de medicamentos y vacunas [20] se adaptan particularmente bien al uso de máquinas solares de adsorción. También existen estudios parciales destinados a adaptar máquinas de adsorción accionadas por energía térmica no solar a climatización de vehículos pesados [21], transporte marítimo [22], etc.
- El funcionamiento de las máquinas solares de adsorción es intrínsecamente

¹GWP: iniciales de *Global Warming Potential*, un índice que mide cómo una molécula en la atmósfera puede contribuir al efecto invernadero. Utiliza como valor de referencia unidad la molécula de CO₂

intermitente y la duración “natural” de su ciclo es de un día. La fase de desorción – regeneración coincide con la fase diurna de insolación y la fase de adsorción – evaporación – producción de frío corresponde con las últimas horas de la tarde y la noche. No obstante lo anterior, es posible modificar el ciclo en términos que se explicarán más adelante de modo que la producción de frío sea continua o casi continua.

- La producción de frío se halla sensiblemente en fase con la oferta de sol, de manera que en las épocas de mayor insolación es cuando la producción de frío es mayor. De este modo, incluso en los países desarrollados los sistemas de acondicionamiento de aire basados en máquinas solares son potencialmente idóneos para reducir los picos estivales de consumo de energía eléctrica que conllevan los sistemas convencionales.
- Su gran inconveniente con respecto a otros sistemas de refrigeración es el bajo rendimiento global de producción de frío, que se traduce en su escaso atractivo en términos de coste económico. Aunque los parámetros que cuantifican el rendimiento se definirán más adelante en detalle, por el momento indicaremos que la eficiencia típica de una máquina solar de adsorción ronda el 10 - 15 %, frente a valores del orden del 200 % o superiores propios de los sistemas de compresión mecánica¹. Parte de semejante desproporción se explica por la muy distinta calidad termodinámica de la energía que uno y otro sistemas emplean. Otras causas puntuales que contribuyen al bajo rendimiento global serán comentadas en apartados sucesivos de este mismo capítulo.

1.3.2. El ciclo termodinámico

En este epígrafe analizaremos brevemente el que comúnmente se considera como ciclo ideal de producción de frío basado en adsorción. Primeramente describiremos las fases de que consta el ciclo, para lo cual asumiremos, sin que ello suponga realmente una pérdida de generalidad, que el ciclo está alimentado por energía solar térmica y que su duración es de una jornada completa, tal como se comentó previamente. Después presentaremos los índices que se emplean habitualmente, o que nosotros utilizaremos, para evaluar la eficiencia en los ciclos de adsorción. Estableceremos un modelo simplificado de ciclo reversible con el que se puede comparar el de adsorción y finalmente, a la luz del modelo, se argumentarán las causas de las modestas eficiencias observadas en máquinas de

¹Conviene señalar, no obstante, que la generación de energía eléctrica de que se nutren los sistemas de compresión mecánica está lastrada por los rendimientos de los ciclos de potencia empleados en los centros de generación, que en el mejor de los casos difícilmente alcanzan el 50 %, y más frecuentemente rondan el 40 %. Todo ello por no hablar, desde luego, de los inconvenientes medioambientales de las grandes centrales eléctricas de combustible fósil o nuclear, bien conocidos por todos.

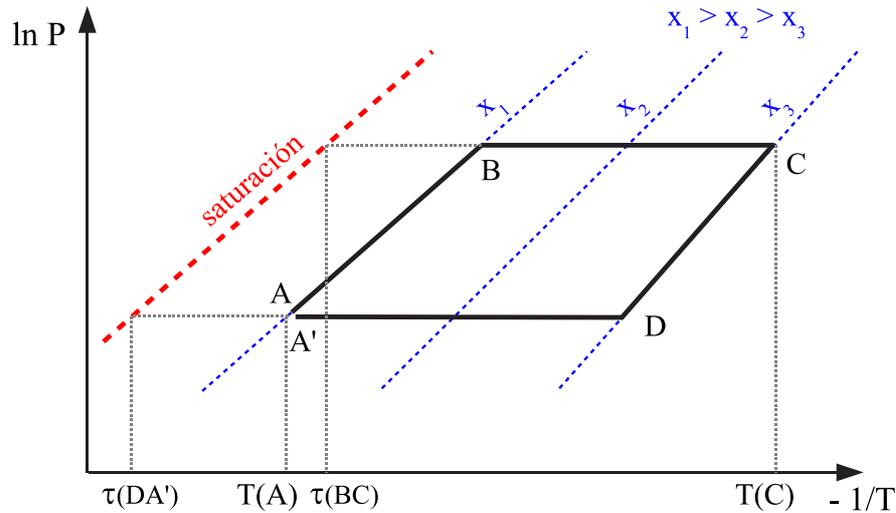


Figura 1.3: El ciclo ideal de producción de frío en un diagrama $(-1/T, \ln P)$. Por motivos de consistencia en la notación hemos reservado símbolos distintos para los instantes inicial (A) y final (A') de ciclo.

adsorción, en comparación con el ciclo reversible equivalente y con otros sistemas de producción de frío.

Fases del ciclo ideal

Como es usual en la literatura, describiremos las etapas del ciclo mediante un diagrama $(-1/T, \ln P)$, cuya conveniencia fue justificada en la sección anterior. Convencionalmente podemos situar el inicio del ciclo a primera hora de la mañana, cuando la temperatura ambiente y la temperatura del equilibrio adsorbente - adsorbato son mínimas (punto A de la figura 1.3). A partir de este momento distinguiremos las cuatro etapas siguientes:

- **Fase de calentamiento isostérico (AB).** Conforme la radiación solar aporta energía al lecho de material adsorbente, la temperatura y la presión en él se incrementan, aunque la concentración de adsorbato se mantiene constante en un valor elevado, debido a la cercanía de la noche anterior. La duración típica de esta fase es de unas dos o tres horas por la mañana.
- **Fase de desorción - condensación (BC).** Cuando la presión llega al valor de saturación del adsorbato puro a la temperatura a la que se encuentra el condensador, el adsorbato en fase gaseosa se ve forzado a condensarse. El líquido resultante va cayendo por gravedad hasta un depósito en el que se almacena o bien directamente hasta el evaporador; al mismo tiempo, el adsorbato va abandonando gradualmente los poros de su adsorbente y pasa a fase gaseosa. Este proceso se prolonga, siempre a una presión dictada por

la temperatura a la que se encuentra el condensador (que en este ciclo ideal se supone constante). En su transcurso, la energía térmica aportada por el sol se invierte en incrementar la temperatura del generador y también en forma de calor de desorción. Al final de esta fase, aproximadamente a media tarde, la temperatura en el generador es máxima y la concentración de adsorbato en él es sustancialmente inferior a la de la mañana.

- **Fase de enfriamiento isostérico (CD).** Al caer la tarde decrecen sustancialmente los niveles de irradiación, y con ellos la temperatura y la presión. El adsorbente comienza a reclamar hacia sí adsorbato, pero la concentración se mantiene baja y constante porque la presión todavía es relativamente elevada.
- **Fase de adsorción - evaporación - producción de frío (DA').** A última hora de la tarde o principio de la noche la presión ha bajado hasta el valor de saturación correspondiente a la temperatura a que se encuentra el evaporador. En ese momento puede comenzar la evaporación, favorecida porque el adsorbente, ya relativamente frío, está ávido por capturar los vapores que se producen. Esta es la única etapa en la que se genera frío; se prolonga, de nuevo a una presión constante dictada por la temperatura en el evaporador, hasta primeras horas de la mañana siguiente. Durante esta etapa se libera en el generador calor de adsorción, que ha de ser disipado al exterior de manera apropiada.

La figura 1.4 muestra esquemáticamente los flujos de adsorbato y de calor en cada una de las etapas del ciclo.

Concepto de COP

Como es sabido, el parámetro más ampliamente extendido para medir las prestaciones de un ciclo de refrigeración recibe el nombre de *COP*, acrónimo inglés de *coefficient of performance*, cuya versión en castellano se denomina a veces “eficiencia”, otras “efecto frigorífico”, “coeficiente de ampliación frigorífica”, etc [23]. En este trabajo nos referiremos indistintamente a él con los términos de eficiencia y *COP*. En cualquier caso, genéricamente se define como

$$COP = \frac{\text{Calor extraído del foco frío}}{\text{Energía aportada}}, \quad (1.8)$$

sea dicho aporte en forma de calor o de trabajo.

En el caso de las máquinas de adsorción ya se ha dicho que el aporte es en forma de calor. Si la máquina es alimentada por energía solar, es frecuente distinguir dos variedades de *COP*. En primer lugar, llamaremos *COP* del ciclo —a veces *COP* térmico— al calculado o medido sobre la base de la energía

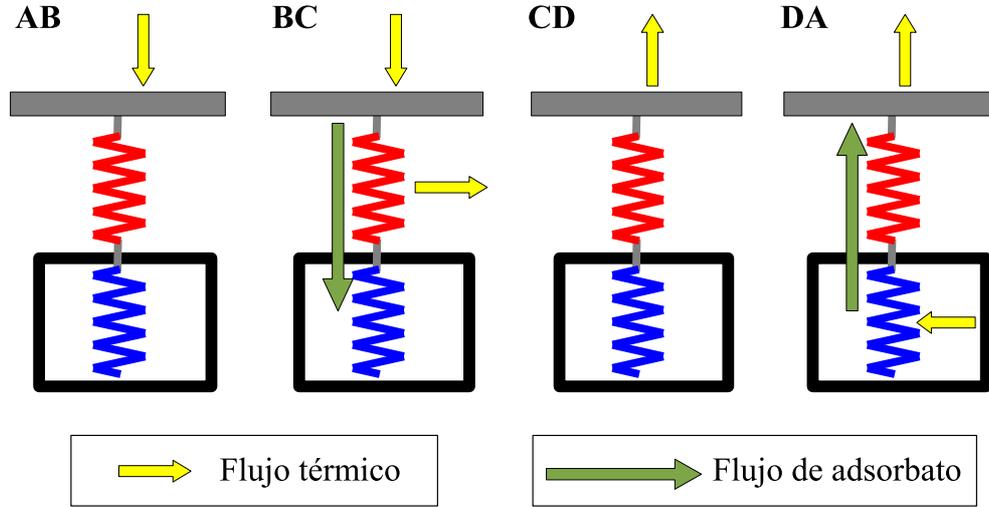


Figura 1.4: Esquema de los principales intercambios térmicos y de masa durante el ciclo

térmica que efectivamente llega al generador de la máquina:

$$COP_{ciclo} = \frac{Q^{(r)}(DA')}{Q^{(g)}(AC)} . \quad (1.9)$$

El numerador y denominador de esta expresión se han escrito con la notación que emplearemos habitualmente a lo largo de este trabajo (véase el glosario, en la página VII). El primero representa el calor extraído del recinto durante la etapa de evaporación DA', y el segundo es el calor aportado al generador durante las etapas diurnas AB y BC conjuntamente.

En segundo lugar, llamaremos COP solar al que se calcula sobre la base de la energía solar incidente sobre la cara expuesta del generador:

$$COP_{solar} = \frac{Q^{(r)}(DA')}{S^{(g)} \cdot \int_A^C I(t) dt} , \quad (1.10)$$

donde $I(t)$ es la irradiancia sobre el plano de captación del generador y $S^{(g)}$ es su área. Ciertamente la energía captada es inferior a la incidente debido a las pérdidas por absorción de la superficie de captación y por transmitancia de las cubiertas transparentes de que eventualmente estará dotado el captador. El cociente entre ambos COP es la eficiencia promedio de captación solar del generador:

$$COP_{solar} = \overline{\eta^{(g)}} \cdot COP_{ciclo} . \quad (1.11)$$

Debido al carácter intermitente del ciclo, las eficiencias instantáneas poseen escaso significado físico, y mientras no se indique lo contrario se supondrán definidos

sobre intervalos temporales de una jornada, al igual que la eficiencia de captación solar. Igualmente conviene aclarar que a lo largo de este trabajo el COP por omisión será el COP solar.

Comparación con un ciclo reversible

Creemos oportuno en este punto, con el fin de adquirir perspectiva sobre nuestro ciclo de refrigeración, analizar termodinámicamente un ciclo reversible que le sea comparable, en el sentido de que ambos operen entre las mismas temperaturas. Entre otras cosas la comparación nos ayudará a poner de manifiesto el alto grado de irreversibilidad interna del ciclo de adsorción. Un análisis más detallado, que excede los propósitos de este trabajo, se halla bien establecido en [24].

El ciclo ideal de adsorción se puede considerar como un ciclo cuadritérmico: en él advertimos cuatro temperaturas de referencia, todas ellas señaladas en la figura 1.3:

- Para la fase diurna, la temperatura de condensación $\tau(BC)$ a la que la máquina cede calor al exterior y la máxima temperatura del ciclo $T(C)$, que llamaremos temperatura de regeneración.
- Para la fase nocturna, la temperatura de evaporación $\tau(DA')$, a la que la máquina extrae calor del foco frío y la mínima temperatura del ciclo $T(A)$, que llamaremos temperatura de adsorción.

Un ciclo reversible que opere entre estas cuatro temperaturas habrá de estar compuesto de dos máquinas de Carnot: la primera, a la que llamaremos máquina diurna, funcionará como máquina térmica tomando un calor Q_{reg} de un foco a temperatura $T(C)$, y cediendo un calor $Q(BC)$ a temperatura $\tau(BC)$ para producir una cierta cantidad de trabajo W . La segunda, la máquina nocturna, funcionará como máquina frigorífica tomando un calor $Q(DA')$ del foco frío a temperatura $\tau(DA')$ y cediendo un calor $Q(A')$ a un foco a temperatura $T(A)$ merced al aporte de la misma cantidad de trabajo W . El esquema global se muestra en la figura 1.5.

En estas condiciones aplicaremos los dos primeros principios de la termodinámica:

- Para la máquina diurna:

$$Q(C) = W + Q(BC) , \quad (1.12)$$

$$\frac{Q(C)}{T(C)} = \frac{Q(BC)}{\tau(BC)} . \quad (1.13)$$

- Para la máquina nocturna:

$$Q(A) = W + Q(DA') , \quad (1.14)$$

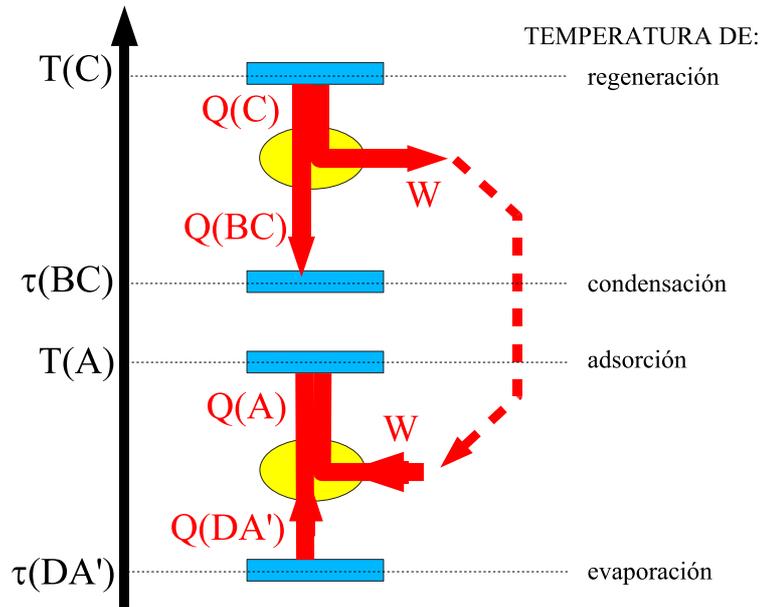


Figura 1.5: Esquema de máquina cuadritérmica reversible

$$\frac{Q(A)}{T(A)} = \frac{Q(DA')}{\tau(DA')} . \quad (1.15)$$

- Balance: globalmente, las dos máquinas toman $Q(C)$ y $Q(DA')$, y ceden $Q(BC)$ y $Q(A)$:

$$Q(C) + Q(DA') = Q(BC) + Q(A) , \quad (1.16)$$

$$\frac{Q(C)}{T(C)} + \frac{Q(DA')}{\tau(DA')} = \frac{Q(BC)}{\tau(BC)} + \frac{Q(A)}{T(A)} . \quad (1.17)$$

En todas las ecuaciones precedentes los signos se han elegido de modo que las cantidades de calor consignadas en ellas sean positivas.

De acuerdo con la definición (1.8), el COP global de la pareja de máquinas es

$$COP_{Carnot} = \frac{Q(DA')}{Q(C)} . \quad (1.18)$$

Resolviendo el sistema formado por las ecuaciones (1.12) – (1.15) llegamos a

$$COP_{Carnot} = \frac{1 - \frac{\tau(BC)}{T(C)}}{\frac{T(A)}{\tau(DA')} - 1} . \quad (1.19)$$

En el capítulo siguiente tendremos ocasión de comparar esta eficiencia máxima con la que exhiben ciclos más próximos a los reales, y advertiremos la desproporción entre una y otras.

Otros parámetros de eficiencia

En la literatura se proponen otros índices de mérito para cuantificar las prestaciones de una máquina. En primer lugar, a veces se cita en la literatura un parámetro, el poder específico de enfriamiento (*specific cooling power*, SCP), con el que se mide la producción de frío en relación con la cantidad de adsorbente en el generador, en vez de referirlo a la energía disponible;

$$SCP = \frac{Q_{extr}}{m_{ads}}. \quad (1.20)$$

En segundo lugar, la eficiencia termodinámica relaciona el COP actual de una máquina o ciclo con el COP de Carnot calculado por (1.19) en condiciones equivalentes de temperatura:

$$\eta_{ter} = \frac{COP}{COP_{Carnot}}. \quad (1.21)$$

A lo largo de este trabajo ambos índices se utilizarán poco, y se dará al COP el papel de índice básico. Junto a éste hemos considerado oportuno utilizar, especialmente en el contexto del capítulo 6, lo que llamaremos *producción neta de frío*, PNF , definida como la cantidad de calor que la máquina consigue extraer del género depositado en el recinto para su enfriamiento. No creemos pertinente dar en este punto una expresión analítica para la PNF , pero sí conviene aclarar que en todos los casos es inferior al numerador de las expresiones (1.8) – (1.10), porque en éste están incluidas las cantidades de calor extraídas del evaporador como tal, del refrigerante que se está evaporando en su interior, de las pérdidas térmicas a través de las paredes del recinto, etc., que no se pueden considerar como contribuciones de frío útiles.

Factores que limitan la eficiencia del ciclo

Ya fue citado en una sección anterior el hecho de que la eficiencia bruta de los ciclos de adsorción —ahora ya estamos en condiciones de llamarla COP — es modesta. Expondremos ahora una relación de motivos que lo explican. Algunos de ellos se pueden catalogar como de índole termodinámica y otras son limitaciones impuestas por el diseño de la máquina [25]. He aquí los que nos parecen más relevantes, porque así son reconocidos por todos los autores y en algún caso porque reciban atención específica en este trabajo:

- En el ámbito de lo puramente termodinámico, observemos que el análisis de ciclo reversible que conduce a la ecuación (1.19) asume implícitamente, porque está en la esencia de los ciclos de Carnot, que el intercambio con los focos térmicos se efectúa a temperatura constante. En una máquina de adsorción difícilmente se verifica tal premisa. En efecto, en la fase diurna de regeneración, la temperatura del foco caliente se incrementa conforme avanza el día, entre $T(A)$ y $T(C)$, en vez de mantenerse constante en su

valor máximo. Igualmente, la temperatura real de adsorción a la que el generador se enfría cae gradualmente durante la tarde y la noche. En cambio sí podrían considerarse constantes, al menos en algunos casos, las temperaturas de condensación y evaporación si es que los ambientes en contacto con el evaporador y el condensador se mantienen a temperatura estable.

- En relación con lo anterior conviene citar varias fuentes de pérdidas térmicas que ninguna máquina real podrá eludir por completo. En primer lugar citaremos las pérdidas por calor sensible en las partes estructurales del generador y evaporador. En el generador, al proporcionar calor de desorción hay que incrementar la temperatura del propio lecho adsorbente y de los elementos generalmente metálicos que lo contienen. Otro tanto ocurre con la extracción de calor del evaporador. En segundo lugar, el condensado formado durante la fase diurna debe caer desde la temperatura de condensación a la que se formó hasta la de evaporación. En este sentido podría decirse que el primer frío que se produce se invierte en llevar a cabo esta caída de temperatura. Y en tercer lugar, y no menos importante, si el ciclo es alimentado por energía solar, las pérdidas en el sistema de captación al efectuar la conversión de energía radiante en energía térmica pueden ser importantes, por regla general superiores al 50 %.
- La formación de refrigerante condensado durante la fase diurna se produce comúnmente en condiciones poco favorables: la demanda de frío solar es alta en épocas cálidas, precisamente cuando es más elevada la temperatura del ambiente con el que el condensador intercambia calor latente. De la figura 1.3 se deduce que una temperatura alta de condensación incrementa la duración de la etapa de calentamiento isostérico y reduce la de la fase de regeneración, disminuyéndose la cantidad de refrigerante condensado – evaporado al cabo el ciclo.
- El mismo carácter microporoso que le da al adsorbente sus cualidades como tal es también responsable de su baja conductividad térmica, de manera que bajo la aplicación de una fuente de calor, la temperatura en un lecho adsorbente distará de ser homogénea, tal vez hasta el punto de que algunas partes del lecho se hallan adsorbiendo mientras otras se regeneran. Y si se pretende mejorar la conductividad global, por ejemplo mediante la adición de aletas —una opción típica—, la masa inerte del generador se incrementa y con ella las pérdidas de calor sensible citadas más arriba.

1.4. La máquina

La sección anterior la hemos dedicado a describir cómo una sucesión de etapas de adsorción y regeneración permite llegar a la producción de frío, y lo hemos

hecho desde un punto de vista primordialmente termodinámico. Ciertamente algunas ideas allí expuestas, como no podía ser de otro modo, invadían el campo de la realización material, pero creemos que es ahora el momento de examinar en detalle la implementación práctica del ciclo descrito. Detallaremos los pares adsorbente – adsorbato más comúnmente empleados, la tipología básica de las máquinas solares descritas en la literatura, así como las pequeñas variantes en el diseño que dan lugar a diversas modalidades de máquina refrigeradora.

1.4.1. Parejas adsorbente – adsorbato usuales en refrigeración

Esta sección se dedica a examinar algunos de los principales pares adsorbente – adsorbato (a los que también nos referiremos como pares de trabajo) que se han ensayado para aplicaciones de refrigeración, con atención especial, al igual que en todo el resto del trabajo, a las máquinas que utilizan energía solar. En primer lugar señalaremos las características básicas que deben verificar los adsorbentes y adsorbatos idóneos, y más adelante se comentarán las características específicas de cada posible elección.

Criterios de selección del par de trabajo

A continuación se da una serie de características deseables en el adsorbente y el adsorbato. La relación está basada estrechamente en el trabajo de Anyanwu [7].

1. Características deseables en el adsorbato

- Punto de fusión por debajo de 0°C , al menos si, como muchas aplicaciones requieren, se desea la producción o conservación de hielo en el recinto frío.
- La molécula debe ser de pequeño tamaño con el fin de facilitar la adsorción sobre los microporos del adsorbente.
- Elevado calor latente de vaporización. Como señala Oertel [25] el *COP* del ciclo es tanto más próximo al valor ideal cuanto más baja es la relación de calor sensible a calor latente puestos en juego en su transcurso.
- Estabilidad térmica de por sí y frente al adsorbente en el rango de temperaturas de trabajo del ciclo.
- No tóxico, no corrosivo ni inflamable.

2. Características deseables en el adsorbente

- Buena afinidad por su adsorbato, entendiéndose por tal la capacidad de adsorción de grandes cantidades de éste a bajas temperaturas.

- Capacidad de desorber la mayor parte del adsorbato a las temperaturas típicas alcanzadas en la fase de regeneración. En general esta característica y la precedente tienden a ser mutuamente excluyentes.
- El calor sensible acumulado durante la fase de calentamiento debe ser pequeño, en términos relativos, en comparación con el calor de desorción – adsorción.
- Que no sufra deterioro con el uso.
- No tóxico y no corrosivo.
- Bajo coste y de fácil disponibilidad

Adsorbentes y adsorbatos más extendidos

Es difícil, si no imposible, encontrar la molécula perfecta que verifique de modo satisfactorio todos los requisitos señalados arriba para un buen adsorbato – refrigerante. En la práctica, la gran mayoría de trabajos citados en la literatura utilizan uno de estos refrigerantes: el agua, el metanol y el menor medida, el amoníaco y el etanol. Critoph [26] analiza estos y otros posibles candidatos, y es de señalar que de entre todas las consideradas son estas cuatro las sustancias de mayor calor latente de vaporización, conformándose éste como parámetro térmico clave en la elección final.

El agua combina ventajas evidentes, su estabilidad, su disponibilidad y su alto calor latente (2258 kJ/kg) con un problema esencial: se solidifica por debajo de 0°C, lo que en principio restringe su uso a aplicaciones por encima de esa temperatura. A lo sumo, en diversos trabajos [18, 27, 28] se usan evaporadores en los que la producción de frío puede congelar el agua que contienen en su interior, actuando el hielo que se forma como reservorio de frío para el recinto.

El metanol posee otras características que le otorgan un notorio atractivo: posee un calor de vaporización elevado; se mantiene líquido a muy bajas temperaturas; al ser la molécula de más pequeño tamaño que se encuentra en estado líquido en condiciones ambiente ordinarias [29] se deja adsorber bien por sólidos microporosos adecuados; finalmente, y como se verá un poco más adelante, sus adsorbentes “naturales” presentan ventajas sobre los del agua. Por estos y otros motivos se ha convertido en el refrigerante más común en aplicaciones de adsorción. Como inconveniente, compartido con el agua, señalemos que requiere presiones de trabajo por debajo de la atmosférica, de modo que cualquier falta de estanqueidad provoca la entrada de aire en la máquina y una caída abrupta de eficiencia en ésta.

Por ser el metanol el refrigerante elegido en este trabajo se da en la tabla 1.1 una lista de sus propiedades térmicas más relevantes [30, 12].

El uso del amoníaco como refrigerante ha recibido comparativamente poca atención. Destacan en este ámbito los trabajos de Critoph [32, 33]. Dos características son de destacar en el caso del amoníaco: de un lado su toxicidad y de

Propiedad	Valor
Peso molecular	32,0
Punto de fusión	-97,5 °C
Punto de ebullición a 1 atm	64,6 °C
Densidad a 20°C	791,4 kg/m ³
Calor específico (líquido) a 25°C	81,08 J/(K mol)
Coefficiente de dilatación cúbica	0,00149 °C ⁻¹
Calor latente de vaporización a 25°C [31]	37,4 kJ/mol
Calor latente de vaporización a 65°C	35,2 kJ/mol
Calor latente de vaporización a 120°C	30,8 kJ/mol
Presión de vapor saturante	$P_s = \exp(18,67 - \frac{3473}{T} - \frac{167800}{T^2})$ mbar

Tabla 1.1: Resumen de las principales propiedades físicas del metanol

otro el hecho de que su presión de saturación a las temperaturas implicadas en el ciclo sea superior a la atmosférica. En el orden práctico esto significa que las eventuales pérdidas de estanqueidad en una máquina no sólo son más fáciles de detectar y subsanar que en las máquinas que funcionan en vacío, sino que además si son leves no dan lugar a caídas bruscas en el rendimiento de la máquina, al menos durante un tiempo.

Finalmente, el etanol ha sido objeto de estudio experimental ocasional, aunque se halla en clara desventaja con respecto a los demás, y en particular el metanol, por sus peores propiedades térmicas, y así lo ha puesto de manifiesto un estudio reciente [34].

Entre los adsorbatos más extendidos citaremos el carbón activo, las zeolitas y el gel de sílice.

El carbón activo se obtiene sometiendo un material precursor rico en carbono (carbón mineral, huesillo de coco, madera, cáscaras de frutas, turba, breas, coque, etc.) a tratamientos térmicos o químicos específicos —activación— que eliminan la fracción volátil del precursor, dejando un esqueleto carbonoso altamente poroso que le confiere sus propiedades como adsorbente. Al ser un compuesto covalente, muestra preferencia por moléculas que tienden a ser no iónicas y poco polares. Tal es el caso de la mayoría de los compuestos orgánicos. Por lo tanto, el carbón activado se considera un adsorbente casi universal de moléculas orgánicas. Sus aplicaciones genéricas son múltiples: tratamiento y depuración de aguas, purificación de aire y gases, eliminación de olores en ambientes cerrados, fabricación de máscaras antigás, adsorbente de etileno para evitar la maduración prematura de productos vegetales, decoloración de licores, jugos y vinagres, y otras muchas.

En el campo de la refrigeración presenta una serie de ventajas frente a otros adsorbentes: es más barato; muchas de sus propiedades pueden ser diseñadas “a la carta” variando la temperatura, el tiempo u otras características de la activación; puede ser manufacturado con materias primas y tecnologías simples, disponibles incluso en países poco desarrollados. Es el adsorbente natural para el metanol y

para el amoníaco. En particular el par carbón activo – metanol representa tal vez el mejor compromiso entre las propiedades deseables en adsorbente y adsorbato y por ello es el que más atención ha recibido en la literatura. Las referencias [35, 14, 16, 36, 37] son sólo una pequeña parte de los trabajos que utilizan carbón y metanol como par de trabajo.

El carbón también se ha utilizado en combinación con el amoníaco, destacando de nuevo en este ámbito los trabajos de Critoph [32, 33].

Las zeolitas forman una familia de minerales compuestos por silicatos aluminicos hidratados de metales alcalinos y alcalinotérreos. Estructuralmente poseen un armazón que encierra cavidades interconectadas ocupadas por cationes metálicos y moléculas de agua. En estas cavidades es donde tiene lugar la deshidratación reversible que las convierte en adsorbente ideal para el agua. Entre sus ámbitos de aplicación comercial destacan la separación de hidrocarburos en el refinado de crudo, secado de gases y líquidos y filtrado de contaminantes. En refrigeración se utilizan en combinación con el agua y se han documentado por ejemplo en el trabajo pionero de Guillemint [18], y en otros muchos posteriormente [38, 27, 39].

El gel de sílice es una sustancia incolora, porosa y amorfa; se prepara eliminando parte del agua de un precipitado gelatinoso de ácido silícico, el cual se obtiene añadiendo ácido clorhídrico a una disolución de silicato de sodio. El gel de sílice absorbe agua y otras sustancias y se usa principalmente como agente desecante y decolorante. En el campo que nos ocupa se usa en combinación con agua o con metanol, siendo de destacar en este sentido el trabajo de Oertel [25].

1.4.2. Partes de la máquina

En esta sección se describen los elementos básicos de que consta una máquina de adsorción. Nos centraremos principalmente en las que están alimentadas directamente por energía solar térmica, aunque haremos referencia ocasional a prototipos de laboratorio alimentados mediante simuladores solares, equipos comerciales de otra índole (por ejemplo máquinas de absorción) modificados para su uso con energía solar térmica por mediación de un depósito de almacenamiento de agua caliente, máquinas alimentadas con otras fuentes de calor, etc.

Según se explicó en el contexto de la figura 1.2, los elementos básicos son el sistema captador – generador, el condensador y el recinto frío – evaporador; a cada uno de ellos dedicaremos un subapartado específico. Otros elementos auxiliares cuya presencia es opcional, así como ciertas modificaciones con respecto al diseño básico serán analizadas en la sección siguiente.

Sistema captador - generador

Como se ha indicado su función es doble: alberga el lecho de material adsorbente y lo mantiene en contacto térmico estrecho con el sistema de captación solar.

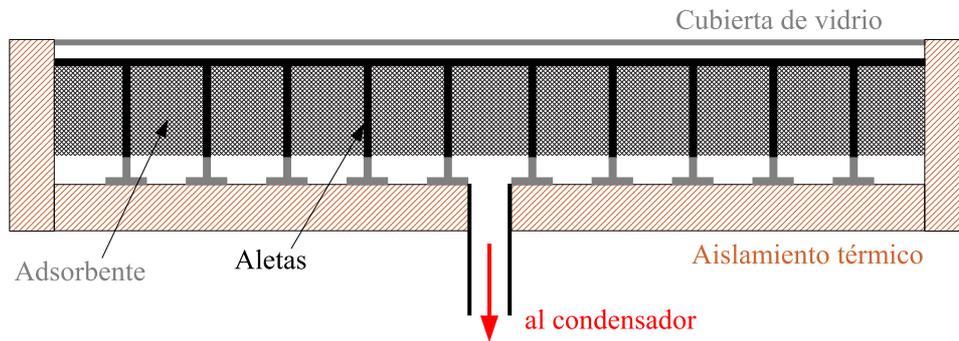


Figura 1.6: Sección transversal de un generador basado en el captador plano.

Con mucho, el diseño más común se basa en un captador solar plano modificado (ver figura 1.6), de modo que bajo la superficie de captación —selectiva o no— se dispone un lecho adsorbente de mayor o menor espesor. Con el fin de conseguir un buen contacto térmico entre la superficie de captación y el lecho se sumerge en éste a intervalos regulares una serie de aletas metálicas que además poseen una función estructural: debido a que las máquinas funcionan habitualmente en vacío parcial o bajo presión, las aletas previenen el colapso o el abombamiento, respectivamente, de la superficie captadora. La inclusión de estas aletas, aunque necesaria, contribuye a dificultar y encarecer la manufactura del generador, y aumenta su peso y su inercia térmica.

La cara inferior del lecho adsorbente se contiene mediante una malla metálica perforada, cuyos orificios facilitan el tránsito del vapor de refrigerante en ambos sentidos. La malla comunica con una cámara que facilita la circulación y distribución de vapores desde y hacia el conducto que lleva al condensador de la máquina.

Las cantidades de adsorbente por unidad de área de captación son parámetros de diseño y como tales son variables. En el caso del par carbón activo - metanol los valores típicos se hallan en torno a $15 - 20 \text{ kg/m}^2$, mientras que por ejemplo en el caso de las zeolitas, cuya capacidad de adsorción de agua es menor, se utilizan cantidades algo mayores.

Entre los trabajos que utilizan este tipo de diseño base más o menos modificado citemos los trabajos de Guillemint [18], Hajji [38], Bentayeb [13], Li [40], Marmottant [27] y Mhiri [41].

Otro tipo de generador popular, y de más fácil manufactura que el precedente, está constituido por una serie de tubos paralelos, también revestidos de negro o dotados de superficie selectiva. En los extremos de cada tubo se disponen conducciones adicionales de comunicación con el condensador. Cada tubo posee a lo largo de su eje una conducción para la distribución del refrigerante, comunicada con el lecho adsorbente coaxial a ella mediante una tela metálica perforada.

Esta configuración, representada esquemáticamente en la figura 1.7, es usada en [42] y [33], por ejemplo. Dai [43] también lo utiliza y además reviste cada

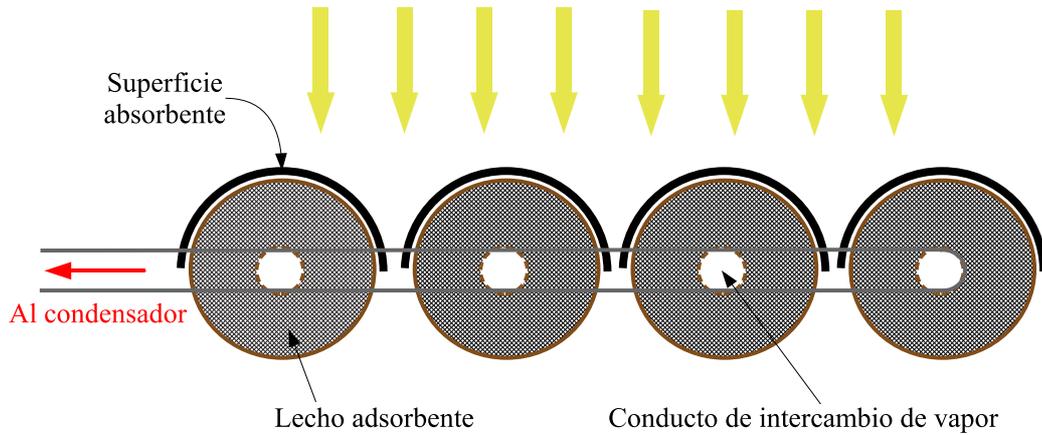


Figura 1.7: Sección transversal de un generador de tubos

tubo con otro tubo de vidrio coaxial con él y evacuado para limitar pérdidas por conducción y convección. Leite [15, 44] introduce la novedad de un colector de tubos bifacialmente irradiados por medio de dos reflectores parabólicos que conducen la radiación solar hacia la cara inferior del haz de tubos.

El captador parabólico compuesto (CPC) asociado a tubos se halla relativamente poco documentado en la literatura. Así Tamainot-Telto [45], en un artículo que a nuestro juicio parece inconcluso, elabora un modelo de captador – generador con esta geometría. Exell [46] ha diseñado una máquina basada en la geometría CPC, de bajo rendimiento pero capaz de producir hielo incluso en días cubiertos. Khattab [47] utiliza concentradores sencillos a base de reflectores planos, con factores de concentración cercanos a 2.

En los sistemas de alimentación no solar el generador adopta diversas configuraciones. Así Douss y Meunier [14] utilizan un generador cilíndrico con aletas horizontales y paralelas sobre las que descansan directamente los gránulos de carbón activo. Las aletas son atravesadas por tubos que transportan agua caliente procedente de un baño termostático. Wang y col. [48] buscan un contacto térmico óptimo entre el adsorbente y el fluido caloportador mediante un generador con forma espiral.

Otro elemento clave del diseño del generador lo constituyen los sistemas de refrescamiento nocturno, destinados a entregar al ambiente el calor de adsorción que se libera en el generador, sin cuyo concurso sería imposible evaporar cantidades importantes de refrigerante. Aunque la tipología es muy variable en general se recurre a obturadores móviles que permanecen cerrados durante la fase de regeneración y se abren manualmente durante la fase nocturna, posibilitando la circulación de aire fresco en torno al captador. Algunos autores, como Boubakri [5] hacen circular aire sobre la cara expuesta de la superficie de captación, y se ven obligados a interponer filtros anti-polvo a la entrada y la salida de la corrien-

te de aire; otros, como Buchter [42] tienen articulada la lámina de aislante que cierra el captador por la parte inferior, y la abaten durante la noche.

Finalmente la cara anterior del captador se cierra como es usual mediante una lámina de vidrio simple o doble. Algunos autores utilizan en cambio una lámina de policarbonato en forma de panal que, siendo transparente, posee buenas características como aislante térmico. Critoph [33] la utiliza sin demasiado éxito en su máquina de carbón activo – amoniaco, mientras que el modelo de Leite [15] predice para su captador sin superficie selectiva incrementos de eficiencia cercanos al 100 %.

También conviene citar en este punto las modificaciones en la estructura del lecho adsorbente, destinadas a mejorar sus propiedades térmicas, conductividad y resistencia térmica superficial, principalmente. Por ejemplo Cacciola [49] propone reemplazar los lechos usuales de pellets de carbón activo por aglomerados¹ hechos de polvo de carbón mezclado con teflón como aglomerante y posteriormente compactados. También se ha patentado [50] un procedimiento para añadir a un adsorbente de carbón activo un aditivo a base de polvo de grafito, que incrementa la conductividad térmica del lecho adsorbente en un factor entre 5 y 10 con respecto al carbón activo solo. Khattab [47] utiliza carbón vegetal en vez de carbón activo y lo mezcla con pequeñas piezas de acero ennegrecido, para incrementar la absorción y la conductividad térmica del lecho simultáneamente.

Condensador

Según se ha explicado previamente, durante la fase diurna las condiciones ambientales típicas imperantes no son particularmente favorables a la formación de refrigerante líquido en el condensador, por lo que esta parte de la máquina debe ser objeto de un diseño especialmente cuidadoso.

Hay dos modalidades básicas de condensador atendiendo al modo de refrigeramiento: los refrigerados por aire y los refrigerados por agua. Los primeros son habitualmente más simples en su construcción y proporcionan temperaturas de condensación relativamente elevadas, porque el aire ambiente rara vez se halla por debajo de los 25 – 30°C en condiciones realistas de funcionamiento y porque el intercambio térmico entre el condensador y su ambiente no es especialmente favorable. A título de ejemplo, las máquinas descritas en las referencias [13, 42, 51, 16] utilizan condensadores con tubos de acero o cobre y aletas de diferentes tamaños y disposiciones. Boubakri [5] ensaya una modificación interesante consistente en lo que él llama tecnología colector – condensador, consistente en que el condensador, que es de aletas, se halla incorporado a la base (no expuesta a la radiación) del generador.

Los condensadores refrigerados por agua procedente de la red o de un depósito con agua estancada permiten obtener temperaturas de condensación inferiores

¹*composites* en la literatura

—lo que generalmente contribuye a la consecución de mejores eficiencias—, debido a la inercia térmica del agua y a más altos valores típicos del coeficiente de transmisión del calor. Como muestra, Leite [15] utiliza un solo tubo de cobre provisto de aletas cuadradas y sumergido en un depósito de dimensiones modestas. Anyanwu [52] utiliza un tubo espiral de cobre sumergido igualmente en un depósito, pero cuyas paredes cerámicas permiten un interesante efecto de refrigeración evaporativa del agua de condensación. Los trabajos de Guilleminot [18], Douss [14] y Marmottant [27] muestran condensadores de tubo y carcasa cuya refrigeración por agua a temperatura controlada supone condiciones de trabajo relativamente poco realistas.

Finalmente es preciso indicar que en casi todas las máquinas descritas en la literatura la caída del refrigerante condensado hacia el evaporador o hacia un eventual depósito de colección que comunica con aquél se efectúa por gravedad, sin necesidad de incorporar elemento alguno de circulación o bombeo.

Evaporador

El conjunto evaporador - recinto frío adopta en la literatura una variedad de tipologías más amplia que la que se manifiesta en otros elementos de la máquina. Un rasgo que se mantiene en todos los prototipos es el hecho de que el recinto frío posee gruesas paredes de material aislante para mantener su temperatura durante las fases del ciclo en las que no existe producción de frío.

Con frecuencia, la lectura de los trabajos publicados da la impresión de que los criterios para elegir una u otra configuración de evaporador son débiles o faltan en absoluto, y parece como si existiera un desconocimiento general sobre las características de diseño que debe poseer esta parte de la máquina. El trabajo de Marchal [53], comparando experimentalmente varias modalidades de evaporador, podría ser una excepción a este aserto, pero de todos modos sus resultados no son concluyentes.

Entre las modalidades de evaporador descritas, Anyanwu [12] y Critoph [33] utilizan un serpentín simple sumergido en agua. Buchter [42] y Wang [54] utilizan una parrilla de tubos en disposición horizontal, también sumergidos en agua. Guilleminot [18] y Marmottant [27] utilizan tubos de cobre y latón, respectivamente, en disposición toroidal, en ambiente de aire y llenos por dentro de refrigerante hasta la mitad. El equipo de laboratorio de Douss [14] monta un intercambiador de tubo y carcasa colocado en posición vertical, a modo de evaporador de película ascendente. El prototipo, también de laboratorio, de Dai [43] utiliza un simple tubo de vidrio en posición vertical con la triple finalidad de depósito de acumulación de refrigerante, condensador durante la fase diurna y evaporador durante la noche. Semejante objetivo, aunque de mayor interés a nuestro juicio, persigue la propuesta de Boubakri [5], consistente en que un único intercambiador, al aire durante el día y encerrado en una caja aislante durante la noche, hace las veces de condensador y evaporador. Otro tipo popular es el utilizado por ejemplo por

Passos [16], Leite [15] y Li [51], con forma ortoédrica y rebajes trapezoidales en la superficie, sobre los que se dispone el agua que se ha de congelar, que permiten retirar fácilmente el hielo producido.

1.4.3. Modalidades de máquina

El esquema tipo de máquina mostrado en la figura 1.2 precisa de diversas modificaciones constructivas menores según sea el propósito a que se destina la máquina. En esta sección describiremos algunas de ellas.

Si la máquina se concibe como refrigerador, es decir, el recinto frío debe mantener su temperatura baja durante toda la jornada, es preciso disponer una válvula entre el condensador y el evaporador (ver parte izquierda de la figura 1.8), que se mantendrá cerrada durante toda la fase diurna: si se encontrara abierta la condensación del refrigerante se desencadenaría en el recinto frío, precisamente por ser el lugar más frío al alcance del vapor. El calor latente de condensación liberado haría subir la temperatura del recinto hasta que éste y el ambiente que refresca al condensador se encontraran sensiblemente a la misma temperatura, momento a partir del cual la condensación tendría lugar indistintamente en ambos intercambiadores. En la práctica es preciso disponer además un depósito intermedio entre el condensador y la válvula, donde se va acumulando el condensado producido durante la fase insolada. Muchos autores utilizan este depósito, aunque la modalidad de máquina sea otra, para controlar la producción de condensado, mediante algún sistema idóneo de medida de nivel o bien haciéndolo de vidrio y midiéndolo visualmente. Al caer la tarde, la válvula se abre y todo el condensado cae al evaporador, prosiguiendo el ciclo normalmente con la válvula abierta hasta la mañana siguiente. Ciertamente la caída repentina de todo el condensado entrega al recinto frío el calor sensible correspondiente a la diferencia entre las temperaturas de condensación y de evaporación, y esa pérdida de frío debe considerarse en el diseño de la máquina y a la hora de evaluar su eficiencia. No obstante, conviene precisar que ese salto térmico existe con independencia de que el paso de adsorbato al evaporador sea repentino o gradual a lo largo de la jornada, y así lo contabilizaremos en el capítulo siguiente.

En las máquinas que se destinan a la fabricación de hielo la práctica usual es retirar a primera hora de la mañana la cantidad de hielo producida y llevarlo ulteriormente hacia la aplicación a que se destine. Por esta razón no es especialmente importante que el recinto se mantenga frío durante la fase diurna ni dónde tiene lugar la condensación, de modo que el depósito y la válvula son opcionales (parte derecha de la figura 1.8), cayendo el refrigerante directamente del condensador al evaporador. Por la tarde, se deposita en el recinto frío el agua que se desea congelar y se aísla el recinto en caso de que no lo estuviera. Con todo, muchas máquinas de este tipo usan válvula y depósito, y la válvula se abre cuando la presión en el generador cae por debajo de la presión de saturación del refrigerante a temperaturas negativas (entre -5° y -10°C , típicamente).

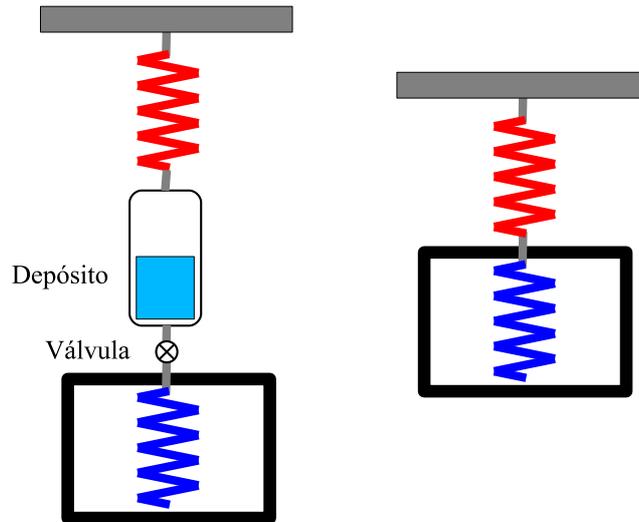


Figura 1.8: (Izquierda): Refrigerador provisto de depósito para el adsorbato. (Derecha) Máquina destinada a enfriar agua

Si la máquina se destina a enfriadora de agua (*chiller* en inglés), por ejemplo para un eventual circuito de acondicionamiento de aire en el que no se requieren temperaturas negativas, la disposición usual de máquina es sensiblemente igual al caso de máquina para fabricar hielo.

Una parte de los prototipos descritos comunican el generador con el evaporador mediante dos conductos distintos: uno que incluye el condensador y eventualmente el depósito, destinado a la caída diurna de adsorbato líquido; otro para la subida nocturna de vapores. Otras máquinas, en cambio, cubren ambos propósitos con la misma conducción. La literatura no es explícita a la hora de reflejar cuál de las dos configuraciones ofrece mayores ventajas.

1.4.4. Refinamiento del ciclo

Uno de los inconvenientes principales que se han señalado para el ciclo de refrigeración por adsorción es su intermitencia. Diversos trabajos se han llevado a cabo con el propósito de diseñar máquinas que funcionen de forma continua o casi continua. Casi todos se basan en el uso de doble o múltiple lecho adsorbente [55, 56, 57]. El tipo más simple, el de doble lecho, consiste en que mientras uno de ellos se encuentra sometido al aporte externo de calor, conectado al condensador y desorbiendo refrigerante, el otro se halla conectado al evaporador capturando el refrigerante que en él se vaporiza. Cuando este proceso ha avanzado lo suficiente los papeles de ambos lechos se invierten, pasando el primero a adsorber y el segundo a regenerarse. Un esquema simplificado de este tipo de máquina se muestra en la figura 1.9, adaptada de [55].

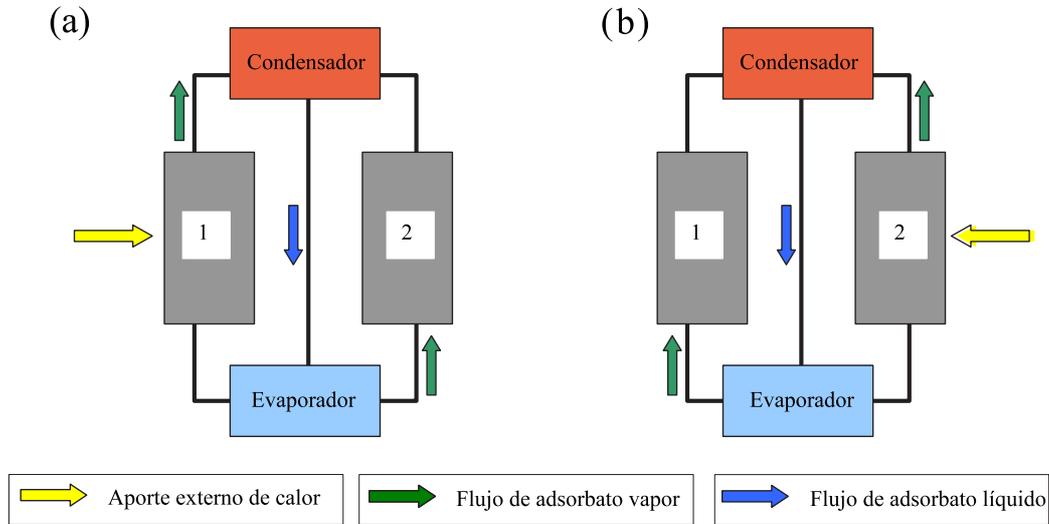


Figura 1.9: Esquema de una máquina provista de doble lecho adsorbente. (a): Funcionamiento con aporte de calor al lecho 1. (b): Funcionamiento con aporte al lecho 2.

La eficiencia de este ciclo se puede mejorar dotándolo de un sistema de recuperación interna del calor [58], de modo que el calor liberado por el lecho que está adsorbiendo en cada momento se aproveche en la regeneración del otro.

Los ciclos de doble o múltiple efecto rara vez han sido adaptados a sistemas de aporte térmico solar, probablemente debido a la dificultad de exponer y resguardar alternativamente del sol los dos lechos. En principio sí es posible hacerlo mediante un sistema anejo de almacenamiento térmico (con agua, por ejemplo) alimentado mediante captadores planos comerciales. Ocurre no obstante que la interposición de un sistema de almacenamiento a las temperaturas relativamente altas que el ciclo requiere reduce significativamente el aprovechamiento global de la radiación solar. Por este motivo las máquinas de doble efecto descritas en la literatura están en su práctica totalidad alimentadas mediante energía térmica no solar.

1.5. Sumario de resultados experimentales

Cerraremos este capítulo ofreciendo un sumario de resultados experimentales de máquinas de adsorción descritas en la literatura. No pretende ser —ni podría— una lista exhaustiva, sino una relación más o menos amplia de resultados publicados, preferentemente en años recientes. La mayoría de resultados se refieren a máquinas alimentadas mediante energía solar que utilizan el carbón activo y el metanol como pareja de trabajo. Ello es así porque es el objeto de este trabajo y porque de todos modos son abundantes en la literatura. No obstante, se in-

cluyen resultados de prototipos que utilizan otros pares adsorbente – adsorbato y a título de comparación algunas de las muchas que se alimentan con energía térmica no solar. Se mezclan en la tabla resultados experimentales y obtenidos por simulación, aunque se otorga mayor atención a los primeros.

Como índice de mérito de cada prototipo se refleja el COP , que es el que con mayor frecuencia se ofrece en la literatura: a menos que se indique lo contrario se tratará del COP solar si la máquina está alimentada mediante energía solar, y el COP del ciclo si el aporte es térmico no solar. En caso de que los autores ofrezcan otro valor distinto del COP así se hace constar. Las entradas en color representan diseños comparables directamente con el que protagoniza este trabajo, por tratarse de prototipos que han funcionado experimentalmente, utilizar la pareja carbón activo – metanol y ser alimentados mediante energía solar térmica. Más información de este tipo se puede encontrar en [7], y sobre todo en [59], aunque la información que se presenta en la tabla que sigue no ha sido extraída de ninguna de las dos referencias, sino compilada directamente por nosotros.

Se puede constatar que por regla general los COP calculados mediante simulación son más altos que los experimentales, y que los medidos en máquinas alimentadas por energía solar son menores que los que utilizan otro aporte térmico (generalmente de origen eléctrico en montajes de laboratorio), como era de esperar. Obviamente, de la máquina que se describirá en este trabajo, que es alimentada por energía solar y utiliza el par carbón activo – metanol, se espera que exhiba eficiencias comparables a las reflejadas en la tabla precedente en máquinas similares, es decir COP solares en torno a 0,10 unidades.

Autor	Año	Ref	Pareja	Tipo	COP	Observaciones
Critoph	1997	[33]	ca-am	E	0,06-0,07	
Pons	1986	[60]	ca-am	E	0,10-0,12	
Douss	1988	[14]	ca-me	E	0,58	Térmico
Passos	1989	[16]	ca-me	S	0,156	
Bentayeb	1994	[13]	ca-me	S		Hasta 10 kg hielo por m ² y día
Mhiri	1996	[41]	ca-me	?	0,19	
Wang	1998	[48]	ca-me	E		Térmico. No informan del aporte. 1 kg hielo por kg de carbón y día
Sumathy	1999	[36]	ca-me	E, S	0,10-0,12	
Boubakri	2000	[35]	ca-me	S	0,19	
Leite	2000	[15]	ca-me	S	0,24	
Wang	2000	[61]	ca-me	E, S	0,07	
Anyanwu	2001	[12]	ca-me	S	0,02-0,07	COP calculado en función de diversos parámetros
Wang	2001	[54]	ca-me	E, S	0,06	
Wang	2001	[37]	ca-me	E	0,13	Térmico
Li	2002	[40]	ca-me	E	0,147	Aporte mediante simulador solar de lámparas
Wu	2002	[62]	ca-me	E	0,17-0,40	Térmico, doble efecto
Buchter	2003	[42]	ca-me	E	0,09-0,13	
Leite	2004	[63]	ca-me	E	0,085	En el COP se cuenta sólo el hielo realmente obtenido
Li	2004	[51]	ca-me	E	0,12	
Li	2004	[64]	ca-me	E		2 kg metanol evaporado por m ² y día. Mal funcionamiento con etanol
Khattab	2004	[47]	ca-me	E	0,14-0,16	
Lemmini	2005	[65]	ca-me	E	0,08	
Anyanwu	2005	[39]	ca-me ca-am ze-ag	S	0,16 0,19 0,30	Los COP son límites máximos calculados para cada tipo de par de trabajo.
Oertel	1998	[25]	si-me	E	0,25	Híbrido térmico - solar. Modifican una máquina comercial de silicagel - agua
Hildbrand	2004	[28]	si-ag	E	0,25	
Guilleminot	1981	[18]	ze-ag	E	0,04-0,14	
Marmottant	1992	[27]	ze-ag	E, S	0,07-0,11	
Hajji	1991	[38]	ze-ag ca-me	S	0,09	

Tabla 1.2: Resumen de máquinas de adsorción en la literatura. Las líneas marcadas en color representan máquinas directamente comparables con la que se presenta en este trabajo. **(Clave de parejas)** ca: carbón activo; am: amoníaco; me: metanol; ze: zeolitas; ag: agua; si: silicagel. **(Clave de tipos)** E: experimental; S: simulación. **(Clave de observaciones)** ‘Térmico’ significa que el aporte energético es mediante una fuente de calor no solar.

Capítulo 2

Medidas de adsorción de metanol sobre carbón activo

2.1. Introducción

Desde el momento en que se gestó la idea que ha conducido a este trabajo nos propusimos que el prototipo de refrigerador que lo protagoniza utilizase el carbón activo y el metanol como par de trabajo. Igualmente fue de nuestro interés estudiar variedades de carbón activo que no se hallasen documentadas en la literatura afín a nuestro campo de trabajo. Este capítulo se dedica a reflejar los estudios llevados a cabo en este ámbito, destinados a seleccionar, de entre las variedades consideradas, aquélla que se adaptase mejor a nuestro prototipo.

Comenzaremos presentando las variedades de carbón investigadas; a continuación describiremos el dispositivo experimental mediante el cual llevamos a cabo medidas de adsorción de metanol. Seguidamente utilizaremos los resultados obtenidos para determinar los parámetros que gobiernan el proceso de adsorción de metanol para cada variedad, y los utilizaremos para calcular y comparar las eficiencias de los respectivos ciclos de producción de frío. Finalizaremos con la exposición de los criterios que nos llevaron a elegir la variedad que finalmente habría de usar nuestro prototipo.

2.2. Variedades de carbón consideradas

Ciertamente existe una amplia variedad de tipos de carbón utilizados en las máquinas descritas en la literatura. Diversos autores simplemente no dan referencias acerca del tipo de carbón activado que utilizan; otros [51, 36] sí las dan, pero especifican que son variedades locales y previsiblemente no son fáciles de adquirir en el mercado fuera de sus lugares de producción. En algunos casos incluso se informa acerca del uso de carbón vegetal doméstico, con buenos resultados [47].

Con todo, el carbón más frecuentemente documentado es el AC35, producido

por la empresa francesa CECA, para el que existe abundante información, desde diversos puntos de vista: estudio del comportamiento del producto como tal frente a su adsorbato [66], diseño [44], simulación [41], aplicación a prototipos construidos [65], etc.

Como se ha comentado en la introducción uno de nuestros objetivos era proceder al estudio de variedades de carbón que no se hallasen documentadas, pero que al mismo tiempo se encontrasen suficientemente difundidas en el mercado. A tal efecto emprendimos la tarea de recabar la ayuda de especialistas y distribuidores locales de marcas de difusión internacional. Se trataba de determinar qué variedades podrían a priori, por sus características específicas de distribución y tamaño de poros, ser idóneas para la adsorción de una molécula polar y de pequeño tamaño como es el caso del metanol.

Fruto de este trabajo optamos por tres tipos de carbón activo,

- CNR115, fabricado por la firma Norit. Se trata de un carbón altamente microporoso elaborado a partir de cáscara de coco, diseñado específicamente para capturar vapor de gasolina en vehículos. Se presenta en *pellets*¹ de 2 mm de diámetro.
- WSC470, manufacturado por la empresa Calgon, activando a alta temperatura una base también de coco. Está pensado para adsorber una gran variedad de disolventes orgánicos, y se presenta en *pellets* de 4 mm.
- WS460, también de Calgon, a base de antracita, diseñado para la recuperación de disolventes orgánicos. También se presenta en *pellets* de 4 mm. Como se comenta más adelante, no se ofrecerán en este trabajo resultados referidos a esta variedad.

De todos ellos recabamos muestras que gentilmente nos fueron enviadas, por los distribuidores para España, en el caso del carbón de Norit, y por la casa matriz belga en el caso de los productos de Calgon.

2.3. Dispositivo experimental de medidas de adsorción

El procedimiento de medida de las las características de adsorción de cada uno de los carbones considerados se diseñó de modo que permitiera muestrear directamente la ecuación de estado $x(P, T_{ca})$ (1.1), con vistas a su representación en un diagrama de Clapeyron (figura 1.1), y posteriormente a la obtención de los correspondientes parámetros W_0 , D y n en la ecuación D-A (1.6).

¹Cilindros de pequeño tamaño

El equipo experimental se muestra en la figura 2.1; está inspirado, aunque con modificaciones, en otro equipo semejante presentado en [67], y se describe a continuación.

El núcleo de la instalación es una campana de acero inoxidable de 20 cm de diámetro y 18 cm de altura, con grosor de pared suficiente para resistir el vacío en su interior, cerrada por su base mediante un disco también de acero. La hermeticidad del recinto formado por la campana y la base se asegura, cuando se practica el vacío, mediante una junta tórica que se aloja en una hendidura acanalada practicada en la base de la campana.

En el interior de la campana se sitúa un disipador de aletas de aluminio, de 10 x 11 cm de base, provisto de nueve aletas de 8 cm de altura, entre las cuales se sitúa la muestra de carbón activo que se desea estudiar. La cantidad de muestra que puede contener el disipador varía según la densidad y el tamaño de *pellet* de la muestra, pero ronda los 150 - 200 g en todos los casos.

Adosadas a la base y las paredes del disipador se disponen seis resistencias cerámicas, de 32 Ω y 15 W de disipación máxima, destinadas a calentar controladamente la muestra. La correcta unión térmica entre las resistencias y el disipador se asegura gracias a otros disipadores metálicos de que aquéllas van provistas. La fuente que alimenta a las resistencias es un autotransformador regulable, conectado a la red ordinaria de corriente alterna y provisto de un dial circular, que permite seleccionar el porcentaje de tensión, entre el 0 y el 100 %, a su salida. Globalmente, el sistema permite calentar la muestra a cualquier tasa comprendida entre 0 y 252 W aunque, como se verá, en la práctica se utilizaron valores mucho más próximos a cero que al extremo superior del intervalo. Tanto la campana como la base van recubiertos con una capa de aislante térmico, de unos 5 cm de grosor, que se puede retirar a voluntad.

Conectada al recinto se halla una botella de vidrio, de 60 cm de altura y 11,4 cm² de sección, que hace las veces de depósito para el metanol que ha de ser adsorbido. El depósito está provisto de una escala graduada en milímetros, con la cual es posible controlar y medir la cantidad de metanol adsorbida por la muestra con una resolución de unos 5 g/kg o mejor. El recinto se halla también conectado a una bomba rotatoria de vacío, capaz en principio de asegurar presiones inferiores a 1 mbar en aquél.

Los instrumentos de medida que lleva la instalación, descontando el sistema comentado para la medida visual del nivel en la botella, son los siguientes:

- Un transductor de presión absoluta de 0 a 1000 mbar de escala, 0,5 % de precisión y salida de 4 - 20 mA, conectado al recinto a través del conducto que lleva a la bomba de vacío.
- Tres termopares tipo K para medir la temperatura en otros tantos puntos de la muestra. En este punto conviene señalar que el contacto térmico entre la muestra y el disipador que la contiene es suficientemente bueno como

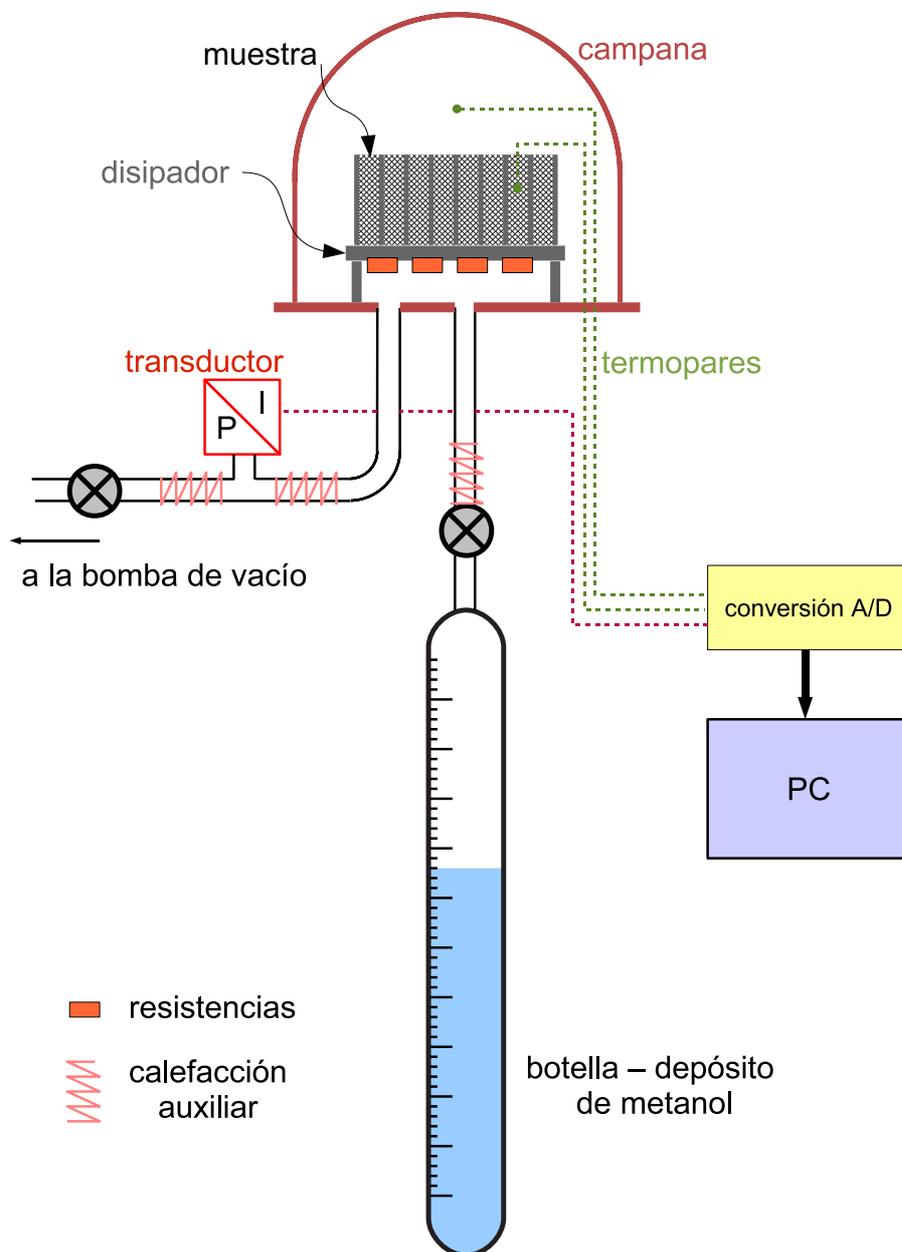


Figura 2.1: Esquema del dispositivo experimental para la medida de adsorción de metanol por muestras de carbón activo.

para que en el peor de los casos la dispersión de las tres temperaturas sea inferior a 2°C.

- Un cuarto termopar del mismo tipo, para medir la temperatura ambiente (en atmósfera de metanol durante las medidas) en el recinto.

Todos estos sensores se conectan a una tarjeta de adquisición y conversión A/D para PC, que realiza muestreos a intervalos regulares, quedando almacenados para su tratamiento posterior. Los sensores de temperatura penetran en el recinto sin comprometer la estanqueidad de éste mediante pasamuros específicos para termopar tipo K soldados en la base de la campana.

Antes de comenzar las medidas propiamente dichas se sometió cada muestra a calentamiento a temperatura superior a los 150°C durante varias horas, haciendo funcionar de manera continua la bomba de vacío, con el fin de eliminar en la medida de lo posible cualquier material volátil (agua, metanol y otros) que la muestra pudiera contener previamente.

El proceso de medida se describe a continuación. Tras dejar enfriar la muestra a temperatura ambiente (en torno a 20°C) se abría la válvula que conecta el recinto con la botella y se dejaban subir cantidades controladas de metanol hasta la muestra, donde eran inmediatamente adsorbidas. Se comenzaba entonces el proceso de calentamiento del recinto hasta que la muestra alcanzaba los 130°C o hasta que la presión superaba los 400 mbar. El proceso de calentamiento se llevaba a cabo muy lentamente, durando unas cinco horas por término medio, con el fin de garantizar en todo momento condiciones próximas al equilibrio. Los límites superiores impuestos a la temperatura y a la presión se justifican por razones de índole práctica:

- A temperaturas próximas a los 150°C, con el carbón activo actuando como catalizador, el metanol se hace inestable [7], y preferimos no acercarnos a tales temperaturas. Por otra parte, como se verá más adelante, el incrementar la temperatura de regeneración muy por encima de los 100°C no proporciona mejoras relevantes de eficiencia; antes bien, es frecuente que ocurra lo contrario.
- Los 400 mbar, que son la presión de saturación del metanol a unos 43°C, difícilmente se alcanzarán en una máquina que funcione correctamente incluso si opera en días especialmente calurosos y utiliza condensador de aire. Por otra parte, en todos los puntos de la instalación donde pudiera depositarse metanol líquido se dispuso un sistema de calefacción auxiliar a base de hilo resistivo, esquematizado en la figura 2.1, destinado a evitar la acumulación de condensado. A pesar de esta precaución resultaba difícil evitar la condensación de metanol en el recinto de medida a presiones tan elevadas.

En estas condiciones se registraban los valores temperatura y presión a intervalos de un minuto. Tras el enfriamiento, que duraba aproximadamente una jornada,

se hacía subir otra cantidad especificada de metanol y se repetía el proceso. De este modo se registraron datos para seis o siete isósteras por muestra.

2.4. Resultados experimentales

Esta sección describe el tratamiento experimental que se practicó a los datos experimentales obtenidos con el dispositivo descrito en la sección precedente. En primer lugar se explicará cómo los datos recopilados en bruto fueron convertidos en datos representables directamente como isósteras.

Posteriormente, para cada muestra analizada, se ofrecerán los diagramas de isósteras en el diagrama de Clapeyron y se ajustarán los datos a la ecuación de Dubinin-Astakhov (1.6), obteniendo como resultado los tres parámetros, W_0 , D y n , que resumen la ecuación de estado del par muestra - metanol.

Es preciso indicar que, de las tres muestras de carbón activo recabadas, finalmente sólo se pudieron completar las medidas para dos de ellas, las correspondientes al CNR115 y al WSC470, debido a problemas de tiempo que se nos presentaron durante la época en que se llevaron a cabo las medidas. Por tanto faltarán los resultados correspondientes al carbón WS460.

2.4.1. Corrección de las concentraciones

Los valores de presión y temperatura registrados para cada concentración de metanol y para cada muestra no pueden ser considerados como verdaderas isósteras (recordemos, curvas de concentración constante) porque en el recinto de medida coexisten la propia muestra y una atmósfera de vapor de metanol, cuyo contenido en gas no se puede despreciar y está regido básicamente por la ecuación de los gases², de manera que a distintas temperaturas del mismo ensayo el contenido de metanol gaseoso en el recinto varía a expensas del contenido de metanol realmente adsorbido. Por esta razón es preciso distinguir entre la concentración *nominal* que se deduce de la masa de metanol que se ha hecho llegar al recinto y la concentración *real* corregida.

Para llevar a cabo la corrección se aplicó la ley de los gases ideales a la fracción vacía del recinto, tomando como temperatura la medida como temperatura ambiente, y no la de la muestra. De este modo cada serie de puntos (x, P, T_{ca}) de una isóstera nominal queda convertido en otra serie con concentraciones, ahora sí reales, pero no constantes, aunque similares entre sí. Fue por tanto preciso reducir de nuevo cada serie a un valor único y plenamente real de la concentración (obviamente en todas las series la reducción se hizo al valor que originariamente tenía la concentración nominal). El proceso se llevó a cabo por interpolación sim-

²Puesto que la presión en todas las medidas es inferior a la atmosférica no se comete error apreciable considerando al vapor de metanol como un gas ideal.

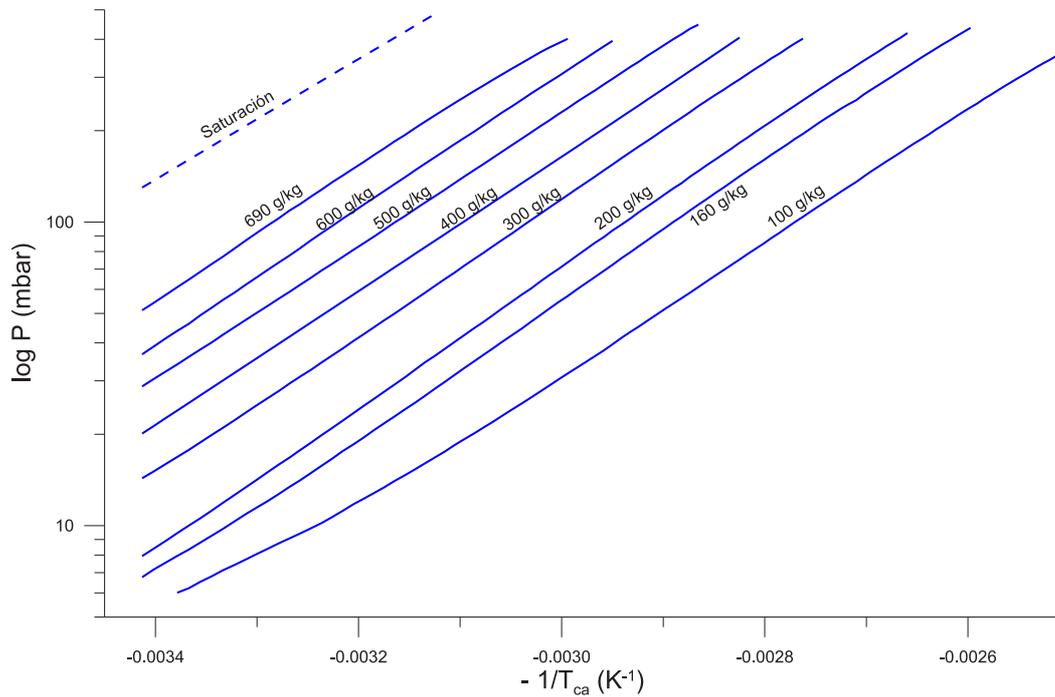


Figura 2.2: Diagrama isotérico de Clapeyron para la variedad CNR115. Los rótulos representan las concentraciones en gramos de metanol por kilogramo de carbón activo.

ple entre la serie actual y las de concentración inmediatamente inferior y superior a ella.

2.4.2. Carbón CNR115

Las figuras 2.2 y 2.3 muestran las isósteras para CNR115 sucesivamente en un diagrama $(-1/T_{ca}, \log P)$ y en otro $(T_{ca}, \log P)$. Obsérvese, en el caso de la figura 2.2, cómo las isósteras son líneas aproximadamente rectas, al igual que la curva de saturación del metanol puro, tal como se explica en el Capítulo 1. En el eje de ordenadas se han usado los logaritmos decimales, en vez de los naturales. Ello, desde luego, no altera el aspecto de las curvas representadas, salvo por un factor de escala.

Frecuentemente preferiremos el diagrama $(T_{ca}, \log P)$ en vez del de Clapeyron, a pesar de que las isósteras no son líneas rectas, porque el aspecto global del diagrama es semejante y porque la escala de temperaturas inversas obstaculiza en parte la extracción visual de información. De ahí que hayamos incluido la figura 2.3.

Para determinar los parámetros en la ecuación D–A comencemos escribiéndola

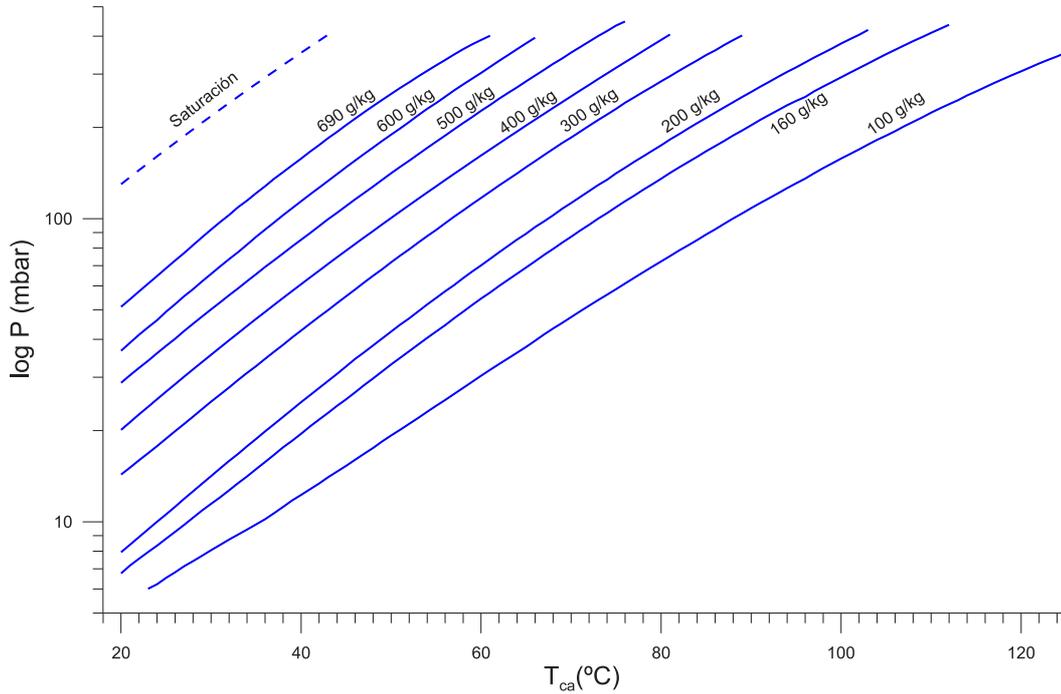


Figura 2.3: Diagrama $(T_{ca}, \log P)$ de isósteras para CNR115

en la forma siguiente:

$$\ln \left(\frac{x}{\rho_{me}} \right) = \ln W_0 - D \left(T_{ca} \cdot \ln \frac{\Pi}{P} \right)^n, \quad (2.1)$$

de manera que si n fuera conocido y la nube de puntos que forman el diagrama isostérico se representara en un diagrama con abscisas $[T_{ca} \cdot \ln(\Pi/P)]^n$ y ordenadas x/ρ_{me} todos los puntos se hallarían sobre una recta de pendiente $-D$ y ordenada en el origen igual a $\ln W_0$. Ciertamente n no es conocido, y lo que se ha hecho es variarlo hasta dar con aquel valor para el que la nube se ajuste mejor a una recta. Como criterio simple de ajuste óptimo se ha elegido el usual basado en el coeficiente de correlación r^2 . Para el cálculo de la densidad ρ_{me} se han tenido en cuenta la densidad del metanol a 20°C y su coeficiente de expansión cúbica, dados en la tabla 1.1.

La figura 2.4 muestra el ajuste para el exponente óptimo $n=1.40$ que hemos encontrado. Cada nube de puntos corresponde a una isótera diferente. Se observa que los puntos correspondientes a la isótera de más baja concentración de cuantas medimos presentan una dispersión muy elevada y por ello renunciamos a incluirla en el ajuste, a pesar de que los puntos correspondientes sí aparecen en la figura. Los parámetros que se muestran en el rótulo están medidos en unidades SI, de modo que $D = 0,00013$ y el volumen de microporos es $W_0 = 1,17 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$

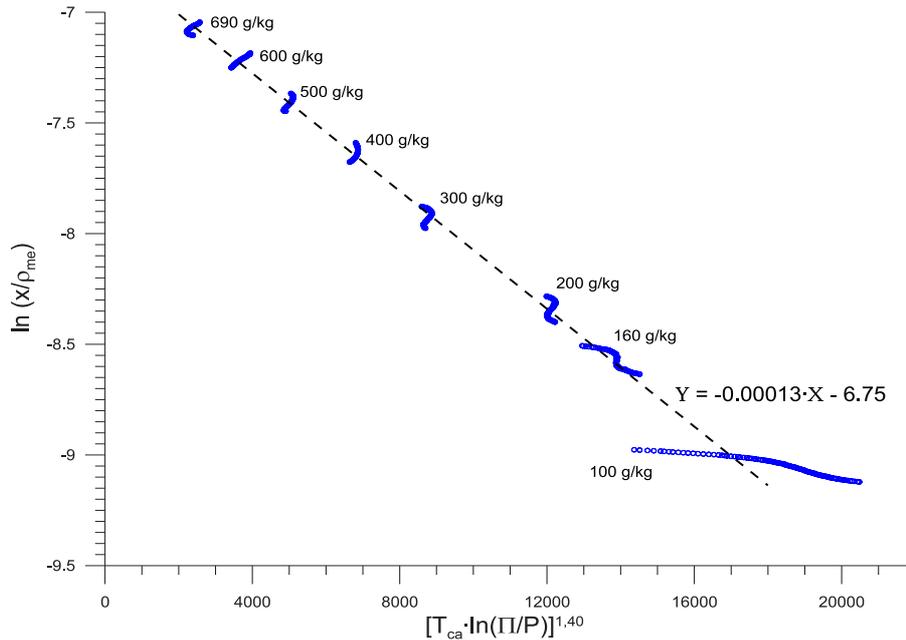


Figura 2.4: Diagrama de Dubinin–Astakhov para CNR115, mostrando el ajuste para el parámetro n óptimo, $n=1,40$.

ó 1,17 litros por kilogramo de muestra.

2.4.3. Carbón WSC470

Las figuras 2.5 y 2.6 muestran los diagrama isostéricos experimentales para la muestra de WSC470, representados de nuevo con $-1/T_{ca}$ y T_{ca} , respectivamente, en el eje de abscisas.

La figura 2.7 muestra el mejor ajuste para la ecuación D–A, conseguido mediante el mismo procedimiento que en el apartado previo, para $n=2.18$. Los otros parámetros son $D=0,00000049$ y $W_0 = 0,62 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{kg}$ o bien 0,62 litros por kilogramo de muestra.

Como resumen de las medidas realizadas la tabla 1.1 muestra los parámetros que rigen el comportamiento de los dos carbones estudiados. Se incluyen a título de comparación los parámetros para el carbón “de referencia ” AC35, extraídos de [66].

Se puede constatar que los parámetros de AC35 y WSC470 son similares, y así ocurrirá previsiblemente con el comportamiento global de ambas variedades en el ciclo de refrigeración. Queda por estudiar si esto es así y especialmente si la variedad CNR115, cuyos parametros son bien diferentes, permite esperar mejoras de eficiencia.

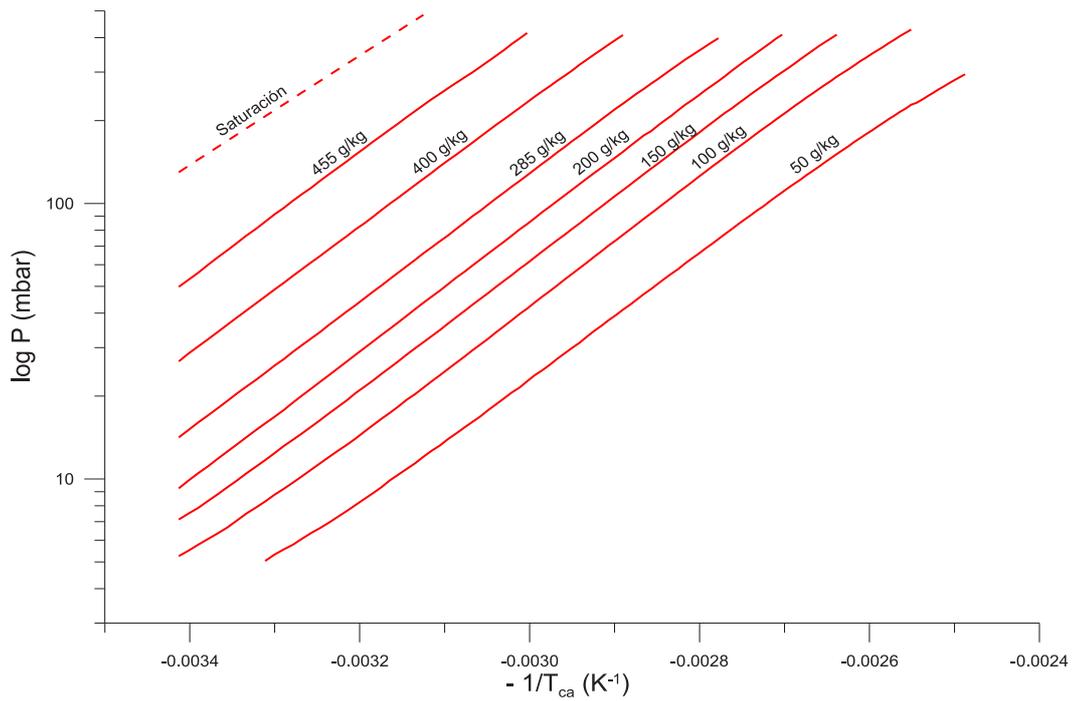


Figura 2.5: Diagrama isostérico de Clapeyron para la variedad WSC470. Los rótulos representan las concentraciones en gramos de metanol por kilogramo de carbón activo.

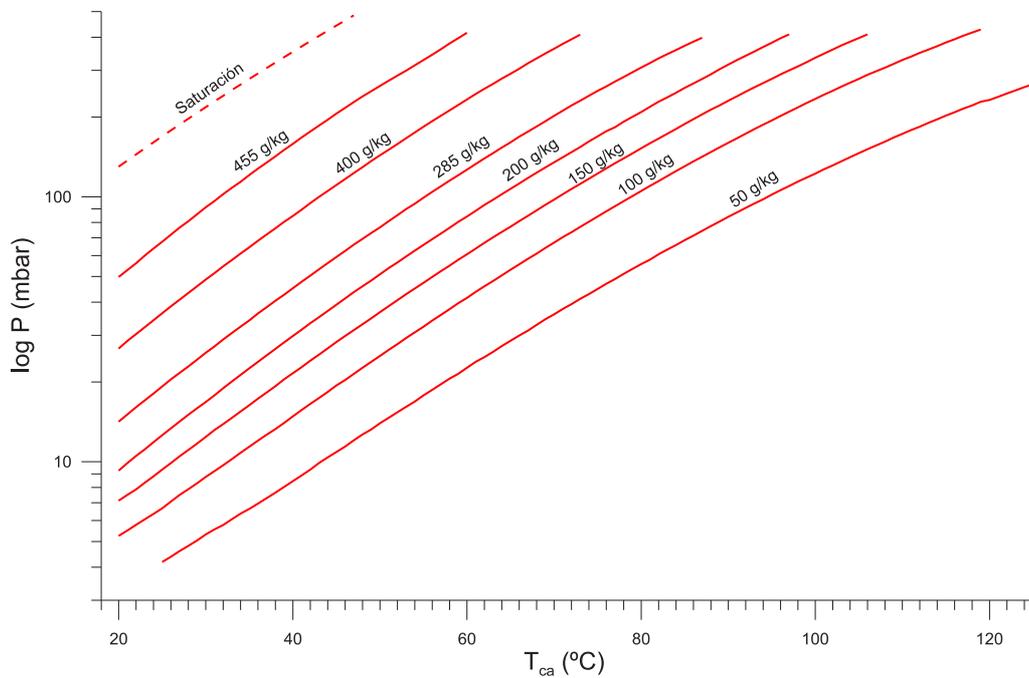


Figura 2.6: Diagrama (T_{ca} , $\log P$) de isósteras para WSC470

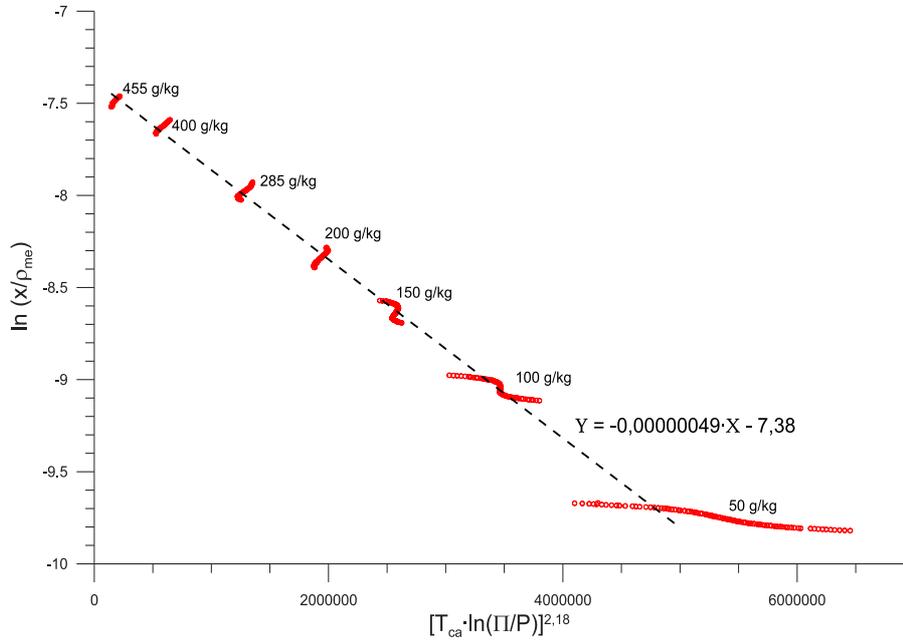


Figura 2.7: Diagrama de Dubinin–Astakhov para WSC470, mostrando el ajuste para el parámetro n óptimo, $n=2,18$.

Variedad	n	D	W_0 (L/kg)
CNR115	1,40	$1,3 \cdot 10^{-4}$	1,17
WSC470	2,18	$4,9 \cdot 10^{-7}$	0,62
AC35	2,15	$5,0 \cdot 10^{-7}$	0,43

Tabla 2.1: Comparación entre los parámetros D–A medidos en este trabajo y los de la variedad AC35

2.5. Comparación de eficiencias de ciclo

Con los parámetros recabados en el apartado precedente podemos proceder a comparar los COP relativos de ciclo para las variedades consideradas. Para ello consideremos los intercambios térmicos relevantes que tienen lugar sobre una muestra de masa m_{ca} que describe un ciclo ABCDA', como el descrito en la figura 1.3, y gobernado por sus cuatro temperaturas características: la de evaporación $\tau(DA')$, la de adsorción $T(A)$, la de condensación $\tau(BC)$ y la de regeneración $T(C)$.

2.5.1. Modelo de cómputo del COP

Hemos elaborado [68] un modelo sencillo de cálculo para el COP del ciclo. Se basa en considerar sólo los intercambios térmicos que implican al adsorbente y a su adsorbato, ignorando los que experimentan los elementos estructurales de una hipotética máquina en que pudiera implementarse el ciclo. Específicamente, el aporte de calor se efectúa en las etapas AB y BC, mientras que la producción de frío tiene lugar en la fase DA'. He aquí las distintas contribuciones:

- Durante la fase AB el aporte sobre el carbón activo y su adsorbato tiene lugar exclusivamente en forma de calor sensible:

$$Q(AB) = m_{ca} c_{ca} [T(B) - T(A)] + m_{ca} x(AB) c_{me} [T(B) - T(A)] . \quad (2.2)$$

El primer término representa el calor sensible requerido por el adsorbente y el segundo es el que corresponde al metanol. En esta expresión y en las que siguen hemos eliminado el subíndice 'ca' en las temperaturas del carbón activo, con el fin de aligerar la notación y porque no existe posibilidad de confusión con otras temperaturas, salvo la de saturación, para la que se ha reservado su símbolo usual τ .

- Durante la etapa de desorción - condensación hay un aporte de calor sensible sobre el carbón activo, así como sobre la porción de metanol que a cada momento queda sin desorber. También es preciso aportar el calor de desorción necesario para que la concentración de metanol se reduzca:

$$Q(BC) = m_{ca} c_{ca} [T(C) - T(B)] + m_{ca} c_{me} \int_{T(B)}^{T(C)} x(T) dT + m_{ca} \int_{x(B)}^{x(C)} \Delta H dx, \quad (2.3)$$

La entalpía de desorción ΔH es la cantidad de energía que hay que aportar para desorber la unidad de masa de metanol. Tal como se muestra en el apéndice B la entalpía de desorción se puede expresar en términos de la presión P y la temperatura T en la forma siguiente:

$$\Delta H = L + RT \ln \frac{\Pi}{P} + \frac{RT\nu}{nD} \left(T \ln \frac{\Pi}{P} \right)^{1-n} \quad (2.4)$$

donde L es el calor latente de vaporización del metanol a la misma temperatura, R es la constante de los gases, ν es el coeficiente de dilatación cúbica del metanol líquido y D y n son los parámetros del carbón activo en la ecuación D–A.

- Finalmente la producción de frío tiene lugar en la fase DA', y su cuantía neta es

$$Q(DA') = m_{ca} \left[\int_{x(D)}^{x(A')} L dx - c_{me} (x(A') - x(D)) [\tau(BC) - \tau(DA')] \right]. \quad (2.5)$$

El primer término del corchete representa el calor latente de vaporización que extrae el metanol del ambiente al evaporarse, mientras que el segundo es la parte de producción de frío que se invierte en enfriar el propio refrigerante desde la temperatura a la que se formó —la de condensación— hasta la temperatura a la que se evapora.

El COP del ciclo queda por tanto

$$COP = \frac{Q(DA')}{Q(AB) + Q(BC)}. \quad (2.6)$$

2.5.2. Resultados

Hemos elaborado un programa para ordenador que implementa las ecuaciones (2.2) – (2.6). En todas ellas se ha asumido implícitamente que los calores específicos del metanol y de las distintas variedades de carbón activo se mantienen constantes a lo largo de todo el intervalo de temperaturas. En la práctica esto no supone una merma en la calidad de los cálculos que se presentarán a continuación porque, como ellos mismos muestran, la contribución de los términos de calor sensible es pequeña, en torno a un orden de magnitud inferior, en comparación con los términos de calor latente que aparecen en las ecuaciones (2.3) y (2.5). Sin embargo, en nuestros cálculos sí se han considerado explícitamente la variación del calor latente del metanol, de su densidad y por supuesto del calor de desorción y de su presión de saturación. Allí donde figuran integrales se ha recurrido a su evaluación numérica mediante la fórmula de Simpson [69].

En las figuras que se presentan a continuación se muestra cómo afectan las diversas temperaturas relevantes del ciclo (principalmente las de evaporación, condensación y regeneración) a la eficiencia del ciclo. Pero antes de hacerlo conviene destacar que la información que en ellas se muestra no permite extraer otras conclusiones que las que afectan a la bondad relativa de unas variedades de carbón activo respecto de otras. En efecto, los COP obtenidos en una máquina real siempre serán sustancialmente inferiores principalmente debido a dos factores, que ya han sido comentados con anterioridad:

- La carga de calor sensible que requieren las partes estructurales de la máquina que se ven sometidas a oscilación térmica, principalmente su generador.
- En el caso de máquinas de alimentación solar, los valores limitados de la eficiencia global de captación que, como es sabido, se reducen conforme se incrementa la temperatura en el captador–generador.

Las figuras 2.8 – 2.10 muestran cómo varía el COP para tres “temperaturas tipo” de evaporación, -10°C , 0°C y $+10^{\circ}\text{C}$, respectivamente.

1. $\tau(DA') = -10^{\circ}\text{C}$, que puede considerarse como adecuada para una máquina destinada a la producción de hielo.
2. $\tau(DA') = 0^{\circ}\text{C}$, para la refrigeración ordinaria de alimentos y medicamentos.
3. $\tau(DA') = 10^{\circ}\text{C}$, que en el mejor de los casos podría representar un sistema enfriador de agua destinado a la climatización.

En cada caso se han representado los COP para las tres variedades de carbón activo a distintas temperaturas de condensación, que también podríamos considerar típicas:

1. $\tau(BC) = 20^{\circ}\text{C}$, propia de un ambiente fresco y condensador refrigerado por aire, o bien una jornada templada con condensador de agua.
2. $\tau(BC) = 30^{\circ}\text{C}$ para una jornada de temperatura ambiente media o una jornada calurosa con condensador de agua.
3. $\tau(BC) = 40^{\circ}\text{C}$ para una jornada calurosa con condensador de aire.

Las tres figuras han sido confeccionadas eligiendo como temperatura mínima de generador $T(A) = 20^{\circ}\text{C}$, un valor que también podríamos considerar como típico; la modificación de este valor no implica cambios relevantes en las conclusiones que se pueden extraer.

Hemos incluido en la figura 2.8, y sólo en ella, la eficiencia de Carnot dada por la ecuación (1.19), para que su comparación con los COP calculados ponga de manifiesto la elevada irreversibilidad interna del ciclo de refrigeración, incluso en las condiciones ideales de nuestro modelo.

Por otra parte, el análisis de las figuras 2.8 – 2.10 proporciona algunas informaciones interesantes. En primer lugar, el hecho obvio de que temperaturas altas de evaporación y temperaturas bajas de condensación favorecen la eficiencia del ciclo. La temperatura de evaporación está ligada en lo esencial a la aplicación a que se destine la máquina, pero existe un cierto margen de elección en lo que se refiere a la temperatura de condensación, que favorece la utilización de condensadores refrescados con agua, aunque su empleo dé lugar a diseños más costosos.

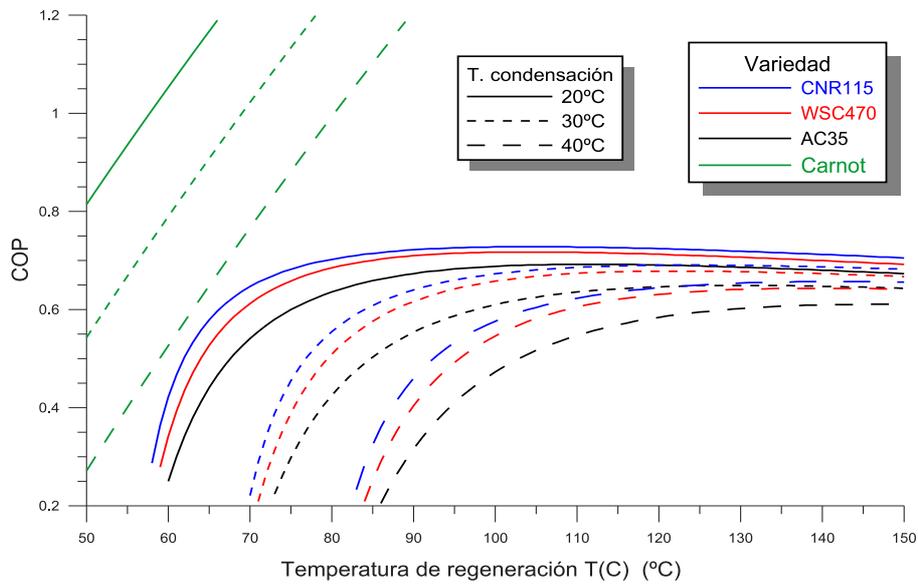


Figura 2.8: Comparación de eficiencias relativas para una temperatura de evaporación de -10°C . Tipos diferentes de trazo representan diferentes temperaturas de condensación. Los colores de línea señalan las distintas variedades de carbón. Se ha incluido, a título de comparación, las eficiencias de Carnot en condiciones similares de temperatura.

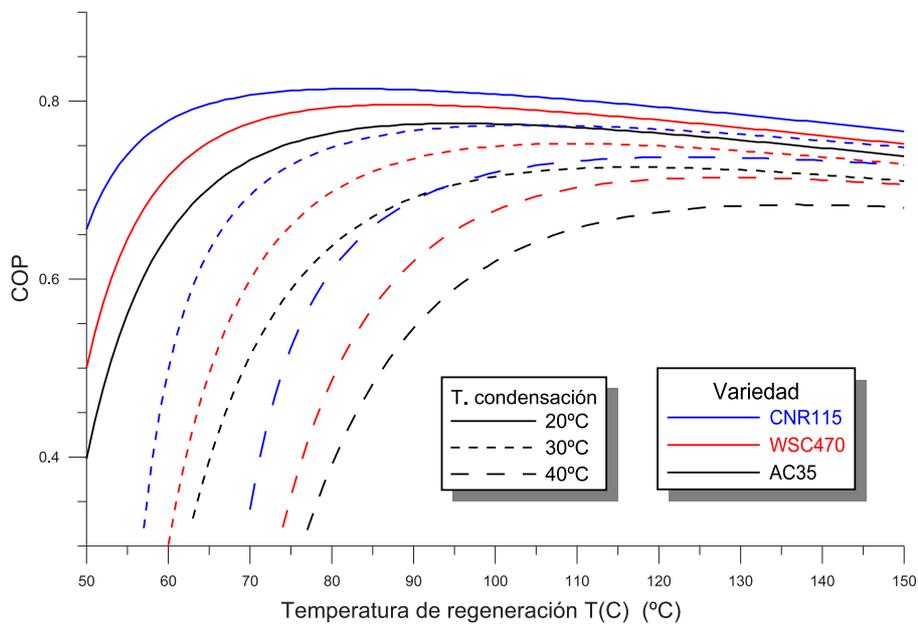


Figura 2.9: Comparación de eficiencias relativas para una temperatura de evaporación de 0°C .

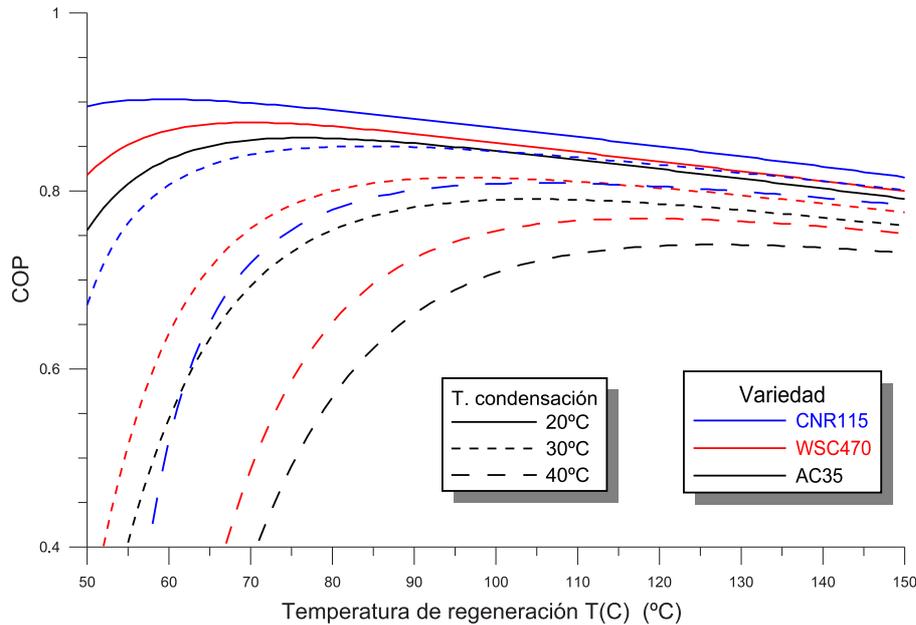


Figura 2.10: Comparación de eficiencias relativas para una temperatura de evaporación de $+10^{\circ}\text{C}$.

En otro orden de cosas, la variación del COP con la temperatura máxima de ciclo, $T(A)$, no es monótona en ningún caso: es creciente a temperaturas bajas, mientras que se estanca e incluso tiende a decrecer a temperaturas más altas, mostrando la existencia de una temperatura óptima de regeneración para cada ciclo, por encima de la cual la carga de calor sensible comienza a penalizar sus prestaciones. Sin embargo, no es posible en este punto pronosticar la temperatura óptima de regeneración en una máquina real, porque de nuevo los factores comentados anteriormente modifican de forma compleja las características del ciclo también en este aspecto: sin ir más lejos, pensemos que la eficiencia de captación de los colectores solares térmicos varía con la propia temperatura.

La figura 2.11 nos permite valorar, también de forma relativa, las eficiencias de ciclo en función de la temperatura de evaporación, para las tres variedades de carbón consideradas, y para las temperaturas de condensación de referencia antes elegidas, mientras que la figura 2.12 nos muestra la variación del COP con la temperatura de condensación para las tres temperaturas de evaporación elegidas igualmente. En ambos casos se ha tomado como temperatura máxima de ciclo un valor de 90°C . De nuevo ambas figuras muestran cómo las condiciones de baja temperatura de evaporación y alta temperatura de condensación son las más exigentes en términos de prestaciones del ciclo.

Las ideas precedentes se pueden considerar como de interés secundario por lo que tienen de obvio; más interesante ciertamente es la comparación de las distintas variedades de carbón activo entre sí. Los resultados resumidos en las

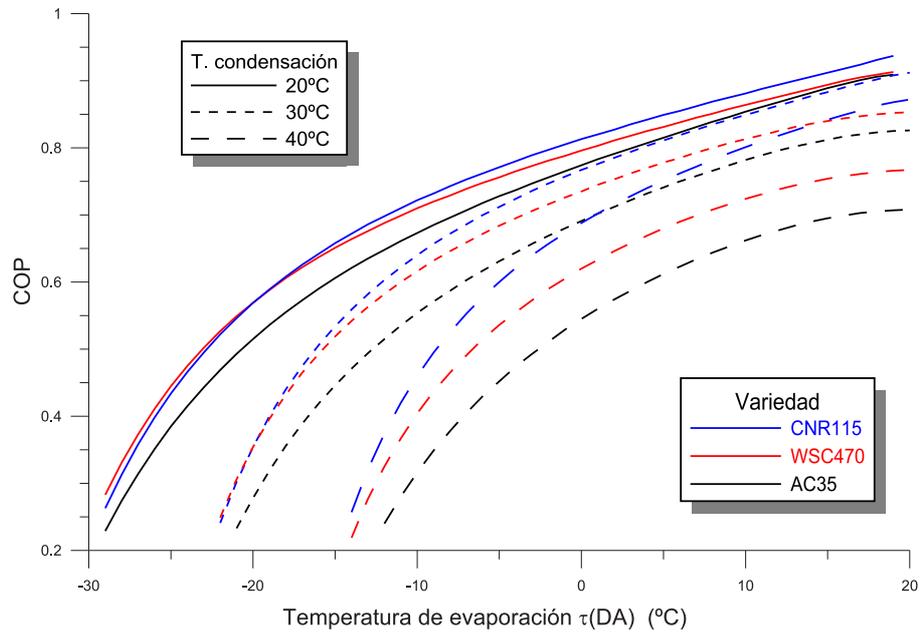


Figura 2.11: Comparación de COP en función de la temperatura de evaporación para distintos valores de la temperatura de condensación.

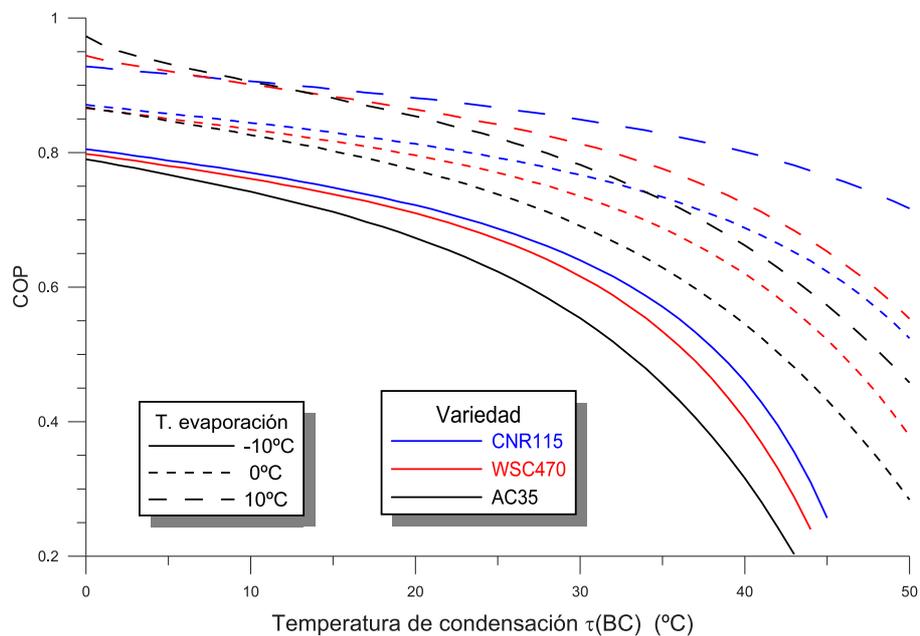


Figura 2.12: Comparación de COP en función de la temperatura de condensación para distintos valores de la temperatura de evaporación.

figuras 2.8 – 2.12 son concluyentes en este sentido: en casi todas las posibilidades examinadas las mejores cifras de mérito son las ofrecidas por la variedad CNR115, seguida por la WSC470, con la variedad AC35 en tercer lugar. Únicamente a muy bajas temperaturas de evaporación (ver figura 2.11) la variedad de Calgon ofrece mejores prestaciones que la de Norit, mientras que sólo a temperaturas de condensación muy bajas, que desde luego no son realistas en absoluto (véase la figura 2.12) la variedad AC35 se comporta mejor que las otras.

Teniendo en cuenta la semejanza entre los parámetros n y D de los carbones WSC470 y AC35, podemos sugerir que la diferencia de eficiencias ofrecidas por dos variedades se debe primordialmente al volumen de microporos W_0 medido, más que a los otros. El elevado valor de este parámetro ofrecido por CNR115 parece corroborar este aserto.

En consecuencia optamos por elegir la variedad CNR115 como adsorbente para nuestro prototipo de refrigerador. A esta elección no fueron ajenas otras consideraciones diferentes de las mostradas previamente. En primer lugar, el CNR115 se presenta en pellets de 2 mm, frente a los 4 mm del WSC470, proporcionando un empaquetamiento más denso del lecho adsorbente, factor que juzgamos deseable de por sí y porque contribuye a valores de conductividad térmica mejores que en las variedades de empaquetamiento menos denso. En segundo lugar, y a título de anécdota, el hecho de que el fabricante del CNR115 puso desde el principio a nuestra disposición una muestra gratuita de 20 kg con la que finalmente construimos nuestro prototipo.

2.6. Resumen y conclusiones

- Hemos diseñado, construido y puesto en funcionamiento un dispositivo para medir experimentalmente las cantidades adsorbidas por una muestra de adsorbente en función de la presión y la temperatura. Lo hemos utilizado para medir la adsorción de metanol en muestras de dos variedades de carbón activo: la CNR115, manufacturada por Norit, y la WSC470, de la firma Calgon.
- Hemos llevado a cabo el tratamiento de los datos obtenidos con el dispositivo citado, obteniendo como resultado los diagramas de isósteras para ambas variedades. En el caso del CNR115 hemos medido ocho isósteras de entre 100 y 690 g metanol por kg de carbón; en el caso del WSC470 fueron siete isósteras, comprendidas entre los 50 y los 455 g/kg. Ambas familias de medidas cubren el rango de presiones y temperaturas que previsiblemente se han de alcanzar en una máquina real alimentada por energía solar térmica de baja temperatura.
- Hemos constatado igualmente que, cuando se las representa sobre un diagrama $(-1/T_{ca}, \ln P)$, ambos grupos de isósteras son líneas aproximadamente

rectas, como predicen los modelos Dubinin - Radutskovich y Dubinin - Astakhov. Hemos ajustado ambos diagramas de isósteras a la ecuación D - A y en ambos casos la calidad del ajuste se puede considerar como buena, salvo a muy bajas concentraciones de metanol. Como resultado de los ajustes hemos obtenido valores para los parámetros n , D y W_0 para ambas variedades.

- Hemos elaborado un modelo simple para calcular el COP del ciclo de refrigeración en función de sus temperaturas relevantes. A pesar de no tener en cuenta, entre otros factores, las cargas de calor sensible ajenas al propio par carbón - metanol, sí ofrece la posibilidad de comparar en términos relativos las prestaciones de unas y otras variedades.
- El modelo pronostica la existencia de una temperatura óptima de regeneración para cada ciclo, así como la mejora del COP a medida que se incrementa la temperatura de evaporación y a medida que decrece la de condensación.
- La confrontación entre los resultados del modelo y los parámetros D - A de las variedades consideradas sugiere que un alto volumen total de microporos W_0 es lo que contribuye de modo más decisivo a la consecución de un alto COP .
- Para la gran mayoría de condiciones de operación del ciclo, la variedad CNR115 se revela como la más adecuada, seguida de la variedad WSC470. El carbón AC35, el más documentado en la literatura ofrece COP relativos inferiores. En consecuencia decidimos que nuestro prototipo utilizase carbón activo CNR115.

Capítulo 3

Generador basado en el concentrador CPC

3.1. Introducción

El diseño de prototipo de refrigerador que protagoniza este trabajo es evolución de otros dos diseños previos que se describirán en un capítulo posterior. El primero de ellos fue un prototipo de laboratorio que utilizaba como fuente de luz un simulador solar, asociado a un concentrador cilindro parabólico. Cuando advertimos la conveniencia de pasar a diseñar una máquina que funcionase en condiciones de intemperie e insolación real, decidimos perseverar en la utilización de un sistema de captación con concentración. Enseguida descartamos la geometría cilindro parabólica, debido a los problemas que plantea el seguimiento solar en este tipo de configuraciones, problemas que desde luego no ocasionaba nuestro simulador estático precedente.

Por consiguiente, decidimos la utilización de un sistema de captación basado en el *concentrador parabólico compuesto* (en lo sucesivo CPC). Frente a la abundancia de diseños basados en el captador plano, el uso del CPC en aplicaciones está muy poco documentado en la literatura científica: apenas nos consta la existencia de un prototipo [46], que emplea el par carbón vegetal - metanol, cuyas prestaciones son discretas. De hecho consideramos que el principal rasgo distintivo de nuestra máquina es precisamente la forma en que su generador utiliza un concentrador CPC. De ahí que hayamos decidido dedicar un capítulo específico de este trabajo a este tipo de sistema de captación. En la sección 3.2 describiremos las características generales de un CPC. A continuación justificaremos el motivo por el que un concentrador de estas características puede ser una opción interesante para un refrigerador solar; describiremos la modalidad de CPC que hemos ideado para nuestro prototipo, estableciendo sus principales características geométricas. En la sección 3.5 definiremos un modelo de captación de radiación para nuestro concentrador, modelo con el que finalmente relacionaremos la energía captada

por él con varios parámetros geométricos de diseño, para que nuestro prototipo los incorpore con sus valores óptimos.

3.2. Concentradores que no forman imagen. El concentrador CPC

En muchas aplicaciones de la energía solar es deseable suministrar energía térmica a temperaturas superiores a las que se pueden alcanzar con los colectores planos convencionales. Son las llamadas aplicaciones a medias o altas temperaturas. Convencionalmente consideraremos como temperaturas medias¹ a las que exceden los 100°C, aunque tales valores también se pueden conseguir en algunos tipos de captadores planos. El procedimiento más común para conseguir temperaturas medias consiste en reducir el área de la superficie receptora que absorbe la radiación solar, porque es en ella donde las pérdidas térmicas son más notorias. Para ello se interpone un sistema óptico entre la fuente de radiación y la propia superficie del receptor, sistema que comúnmente recibe el nombre de *concentrador*.

Desde el punto de vista óptico los concentradores pueden operar por reflexión o por refracción; también se pueden clasificar entre los que forman imagen y los que no la forman. Sea cual sea la modalidad, el parámetro con que habitualmente se cuantifica la concentración óptica es el *factor de concentración*, definido como

$$C = \frac{S_{concen}}{S_{rec}}, \quad (3.1)$$

donde S_{concen} denota el área de apertura del concentrador y S_{rec} es la del receptor, respectivamente.

El ejemplo más difundido de concentrador opera por reflexión, se basa en la geometría de la parábola y se presenta en dos variantes, a saber, el concentrador cilindro parabólico y el concentrador paraboloides de revolución. En ambas variantes se trata de un sistema que sí forma imágenes, debido a la bien conocida propiedad de que todos los rayos de un haz paralelo que inciden sobre una superficie parabólica especular se concentran sobre un punto del plano focal (en el caso del paraboloides de revolución) o bien sobre una línea –la llamada línea focal– en el caso del cilindro paraboloides. La concentración óptica perfecta que caracteriza a ambos dispositivos tiene su contrapartida: es preciso dotar al concentrador de un mecanismo de seguimiento solar suficientemente preciso, de modo que en todo momento la mayor cantidad posible de radiación directa que atraviesa el plano de apertura del concentrador caiga sobre el receptor.

¹Las altas temperaturas, superiores a algunos cientos de grados Celsius, no serán de interés en este capítulo

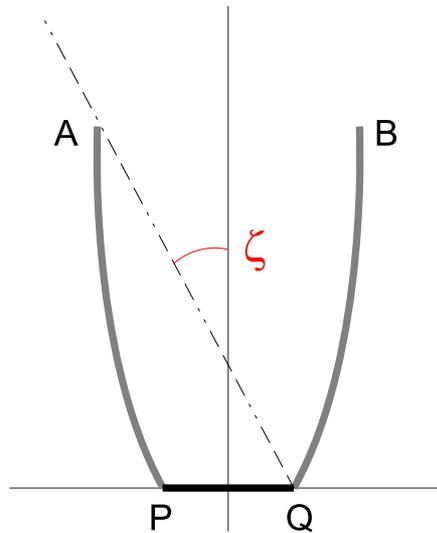


Figura 3.1: Esquema de un concentrador CPC con receptor plano.

Si la aplicación hace demasiado onerosa la inclusión de un sistema de seguimiento es posible recurrir a un concentrador que, sin formar imágenes, concentre sobre el área ocupada por el receptor todos los rayos solares que lleguen al concentrador dentro de un intervalo más o menos amplio de ángulos de incidencia. Esta propiedad permite reducir el número de ajustes, diurnos o estacionales, de orientación del sistema concentrador, y eventualmente suprimirlos del todo. En concentradores simétricos se llama *semiángulo de aceptación* ζ al ángulo máximo, medido respecto del eje óptico, para el que la recolección efectivamente ocurre.

Existe una gran variedad de sistemas concentradores que no forman imágenes, a base de combinaciones de reflectores planos, hemisféricos, cilíndricos u otras formas cóncavas. De todos ellos se ha estudiado con especial atención una familia designada genéricamente como concentrador parabólico compuesto (CPC). La idea del CPC es que todo rayo que atraviese su plano de apertura formando un ángulo menor que ζ con el eje del captador acabe cayendo, tras cero, una ó más reflexiones especulares, sobre el receptor, mientras que ningún rayo cuyo ángulo de incidencia sea mayor que ζ pueda caer sobre aquél.

La figura 3.1 muestra esquemáticamente el perfil del primer tipo de CPC que fue estudiado en detalle [70], uno cuyo receptor es plano (sección PQ). Las secciones de reflector AP y BQ son porciones de parábola (de ahí la 'P' de CPC), cada una de ellas con foco en el extremo opuesto del receptor, extendidas hasta quedar paralelas al eje óptico del dispositivo. El ángulo que forman las líneas AQ y BP con el eje es precisamente el semiángulo de aceptación.

El factor de concentración de este dispositivo es el cociente entre las distancias AB y PQ. En general, para todos los tipos de CPC ideal² existe una relación entre

²Es más propio hablar de todos los CPC bidimensionales que, por cierto, son los únicos que

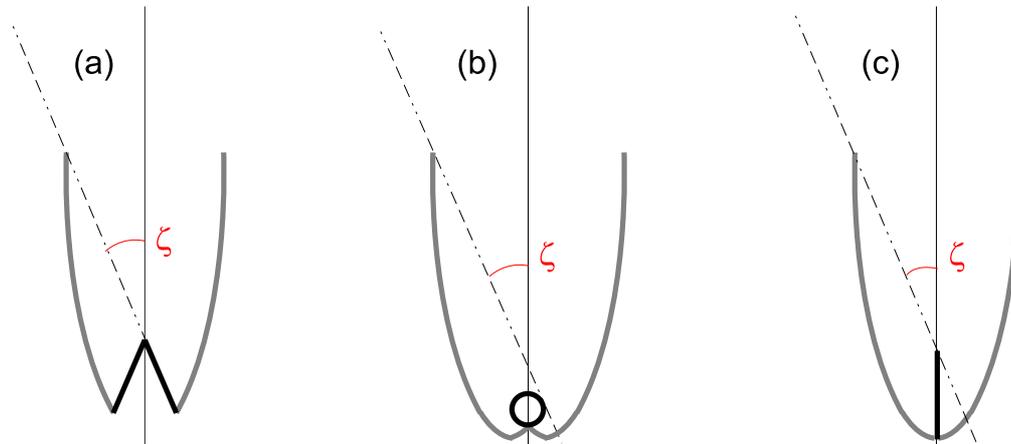


Figura 3.2: Algunas configuraciones comunes de CPC: (a) receptor en forma de cuña; (b) receptor tubular; (c) receptor con forma de aleta.

el factor de concentración y el ángulo de aceptación:

$$C = \frac{1}{\text{sen } \zeta}, \quad (3.2)$$

Existe una gran variedad de configuraciones posibles para CPC, además de la mostrada en la figura 3.1: la figura 3.2 adaptada de [71] muestra sólo algunas de ellas. Es preciso indicar que con éstos y otros diseños de receptor las hojas reflectoras dejan de tener forma exacta de parábola, aunque conserven la 'P' en la designación y les sea aplicable la ecuación (3.2).

En la mayoría de las aplicaciones prácticas los CPC se destinan a calentar un fluido que atraviesa su receptor. Por este motivo la configuración tubular (b) de la figura 3.2 es la más común, y en caso de usarse las otras o bien la mostrada en la figura 3.1 lo habitual es que los receptores lleven soldada una conducción (o varias) de la que operan como aletas. En todo caso las configuraciones (b) y (c) son preferidas a las otras dos, debido a que el coeficiente de pérdidas térmicas en la parte inferior del concentrador es menor. También es frecuente truncar las hojas reflectoras de los CPC con el fin de que ocupe menos espacio, su apariencia estética sea mejor y para reducir el coste del material reflector, entre otros factores [72]. El truncamiento reduce el factor de concentración C respecto al valor que aparece en (3.2), pero la pérdida de eficiencia de captación que resulta de la operación en general es pequeña.

se considerarán a lo largo de este trabajo.

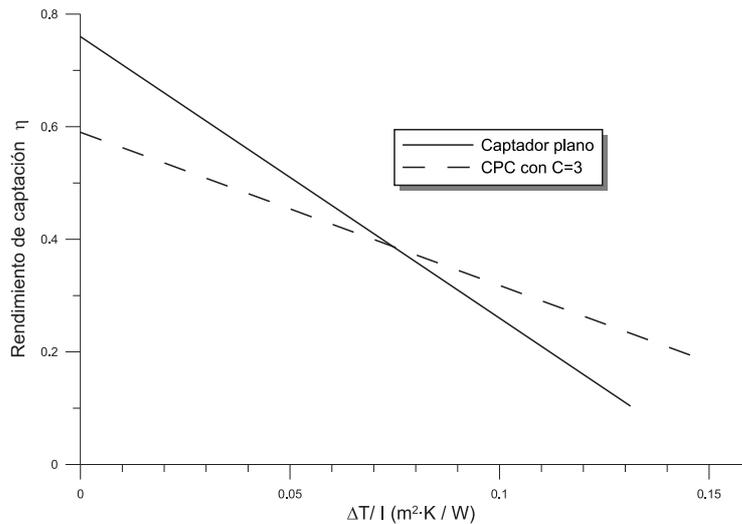


Figura 3.3: Comparación de eficiencias de captación entre un CPC (adaptado de [71]) y un captador plano comercial típico.

3.3. El porqué de nuestra elección de un CPC

Ya se ha comentado en la introducción del capítulo que, en el momento que nos planteamos diseñar y construir un prototipo de refrigerador que funcionase en condiciones de intemperie, optamos porque su generador utilizase un sistema de captación CPC. Parece oportuno indicar en este punto, tras las pinceladas de teoría del CPC dadas en el apartado precedente, cuáles fueron los criterios en que se basó nuestra elección:

- Conocíamos muy pocas referencias bibliográficas de máquinas de adsorción basadas en la captación CPC, ninguna de las cuales, como ya ha sido comentado, produjo prestaciones dignas de destacar. El dotar a nuestro trabajo de cierta originalidad en este sentido fue uno de nuestros criterios predominantes.
- El ciclo de refrigeración requiere temperaturas de regeneración relativamente altas, en torno a los 100°C , temperaturas a las que la eficiencia de los captadores planos usuales es modesta. Sin embargo es de esperar que un sistema de captación con concentración ofrezca eficiencias de captación mejores a temperaturas relativamente altas, como se muestra en la figura 3.3.
- Otro factor decisivo fue la propia versatilidad del concepto de CPC, cuyas características se pueden adaptar a una gran variedad de formas de receptor, y cuyo factor de concentración se puede elegir libremente.

- Como se ha indicado en el capítulo 1, el generador de una máquina de carbón activo y metanol opera en condiciones de baja presión (inferior a la atmosférica). Un receptor tubular como el del CPC puede resistir a la perfección esfuerzos de compresión sin necesidad de incorporar elementos estructurales adicionales, que complican la manufactura e incrementan las cargas de calor sensible, como ocurre en el caso del generador plano.
- Finalmente, disponíamos ya de alguna experiencia previa en la manufactura de captadores CPC, destinados a calentamiento convencional de agua.

Es posible que algunos de los criterios previos se puedan considerar discutibles. Con todo, acertadas o no, las consideraciones precedentes son las que nos parecieron pertinentes en su momento y así las hemos expuesto.

3.4. El CPC con receptor de porción tubular

Como se ha indicado previamente la configuración más común de CPC es la que utiliza un receptor tubular, por cuyo interior circula habitualmente un fluido caloportador. Son diversos los estudios que se destinan a este tipo de concentrador. Así por ejemplo McIntire [73] calculó numéricamente el perfil y longitud de un CPC de grado de truncamiento arbitrario, y Baum [74] ofrece expresiones analíticas con el mismo propósito, aunque curiosamente los resultados de uno y otro trabajos difieren significativamente en cuanto a la longitud de la lámina reflectora. Eames [75] lleva a cabo un análisis detallado de la transferencia de calor en CPC tubulares.

3.4.1. Concepto de receptor de porción tubular

Debido a la comodidad de uso del CPC con receptor tubular y los diversos estudios que se han efectuado acerca de él, ésta fue nuestra primera elección. De hecho, un prototipo que ensayamos durante el verano de 2004, y que será descrito sucintamente en el próximo capítulo, utilizó un generador exactamente con la configuración que se muestra en la sección (b) de la figura 3.2, con el carbón activo encerrado dentro del tubo receptor. Sin embargo la cantidad de carbón activo por unidad de área de captación capaz de albergar el generador en estas circunstancias era muy inferior a la que otros autores emplean. Y de hecho los ensayos a que sometimos el prototipo de 2004 mostraron que existía desproporción entre la oferta y la demanda de radiación solar, en favor de aquélla. En otras palabras: el generador recibía más energía de la que era necesaria para desorber su contenido en metanol, provocando dispendios no deseables de calor sensible.

La solución que adoptamos se esboza en la figura 3.4. El lecho de carbón activo se mantiene encerrado en un recinto tubular, sólo una parte de cuyo perímetro, de ángulo 2α , opera como receptor. De ahí el calificativo 'porción tubular' que

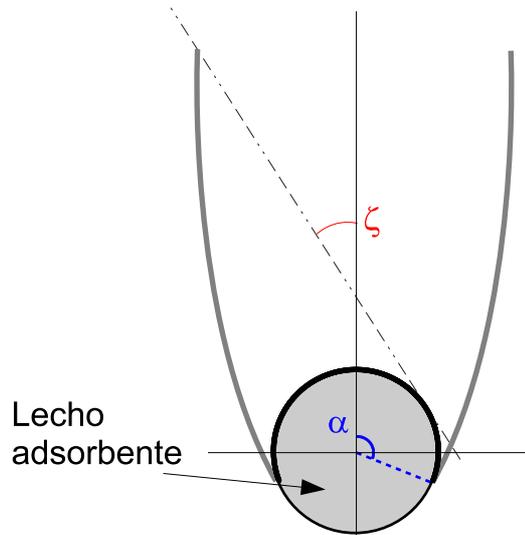


Figura 3.4: Explicación del concepto de receptor de porción tubular.

le hemos dado a nuestro diseño. En lo sucesivo se considerará que el origen de medida para el ángulo α es la parte expuesta del eje del CPC. Ciertamente, el caso en que $\alpha = \pi$ recupera el CPC tubular convencional.

En general la configuración mostrada no sería considerada como adecuada para una aplicación solar convencional, puesto que el coeficiente de pérdidas debidas a la parte no expuesta a la radiación es notable, a menos que se revista con un material aislante, de espesor suficiente. No obstante, consideramos que estas pérdidas pueden ser provechosas para el rendimiento global del ciclo de adsorción. La idea consiste en retirar la protección aislante de la parte no expuesta durante la fase nocturna. De este modo se facilita notoriamente el enfriamiento vespertino del generador y la disipación nocturna del calor de adsorción, haciendo que la etapa de evaporación comience antes y se desarrolle en condiciones favorables. Este proceso cumple el mismo fin que las rejillas de ventilación y dispositivos similares que llevan los diseños basados en el captador plano. Con nuestro dispositivo, al mismo tiempo que tiene lugar el refrescamiento nocturno, se evita que el polvo penetre en el recinto del CPC y la degradación consiguiente en la superficie adsorbente.

Por el momento, no obstante, nuestro propósito es limitarnos a determinar las características ópticas y geométricas del diseño propuesto, y a ello nos dedicaremos en los siguientes apartados.

3.4.2. Cálculo del perfil

En este apartado calcularemos el perfil del reflector de un CPC con receptor tubular incompleto para valores cualesquiera de sus semiángulos de aceptación ζ y

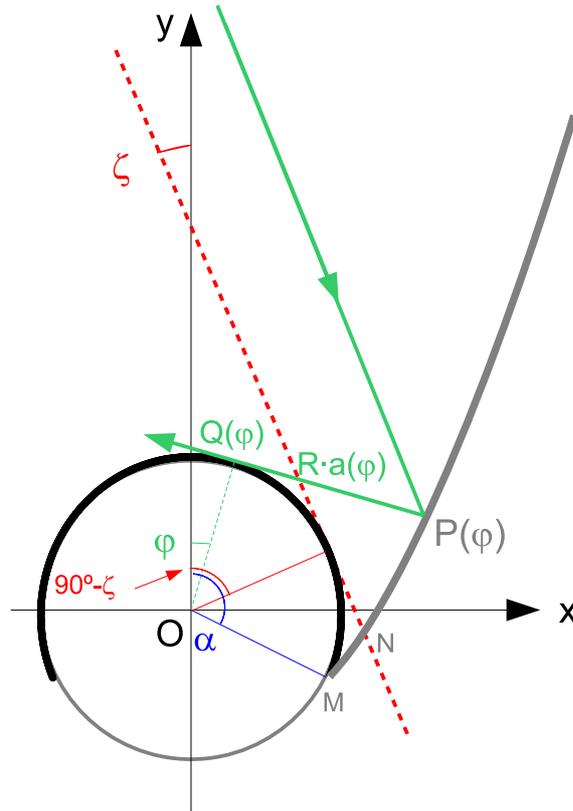


Figura 3.5: Construcción geométrica para el cálculo del perfil de un CPC de porción tubular.

de cobertura α . El procedimiento de cálculo está basado en el algoritmo expuesto en [76], que se expone a continuación, con la ayuda de la figura 3.5. El perfil del reflector CPC es tal que todo rayo que llegue a él formando un ángulo ζ con el eje óptico del concentrador, tras ser reflejado, cae rasante sobre el receptor. Esta propiedad permite construir el perfil para los puntos que ven el plano de apertura de concentrador (puntos situados por encima de N). En los puntos situados entre M y N, que no lo ven, el perfil es la convoluta del receptor.

Teniendo en cuenta lo anterior comencemos por la porción de perfil situada por encima de N. Sean φ el ángulo que da la posición del punto de caída, $Q(\varphi)$ el punto en sí y $P(\varphi)$ el punto del reflector del que procede el rayo. Llamemos $a(\varphi)$ a la distancia entre $Q(\varphi)$ y $P(\varphi)$, expresada en unidades del radio R del tubo receptor. La posición del punto P respecto del sistema cartesiano que se muestra es

$$\vec{r}_P = R [\sin \varphi + a(\varphi) \cos \varphi] \vec{i} + R [\cos \varphi - a(\varphi) \sin \varphi] \vec{j}. \quad (3.3)$$

Tomando la diferencial de este vector de posición respecto de φ tendremos un vector en la dirección del perfil del reflector:

$$\begin{aligned} d\vec{r}_P &= R d\varphi \left[\cos \varphi + \frac{da}{d\varphi} \cos \varphi - a(\varphi) \operatorname{sen} \varphi \right] \vec{i} \\ &\quad - R d\varphi \left[\operatorname{sen} \varphi + \frac{da}{d\varphi} \operatorname{sen} \varphi + a(\varphi) \cos \varphi \right] \vec{j}. \end{aligned} \quad (3.4)$$

Por otra parte, el rayo incidente sobre $P(\varphi)$ lleva la dirección de $-\operatorname{sen} \zeta \vec{i} + \cos \zeta \vec{j}$, mientras que el reflejado lleva la dirección de $-\cos \varphi \vec{i} + \operatorname{sen} \varphi \vec{j}$, de modo que la bisectriz de ambos rayos lleva la dirección de su suma $(-\operatorname{sen} \zeta - \cos \varphi) \vec{i} + (\cos \zeta + \operatorname{sen} \varphi) \vec{j}$, porque ambos son unitarios. Y precisamente esta bisectriz debe ser perpendicular, en virtud de las leyes de la reflexión, al reflector (3.4). Multiplicando escalarmente, agrupando términos e igualando a cero llegamos a

$$\frac{da}{d\varphi} [1 + \operatorname{sen}(\varphi + \zeta)] + [1 + \operatorname{sen}(\varphi + \zeta)] + a \cos(\varphi + \zeta) = 0. \quad (3.5)$$

Haciendo el cambio de variable $\mu = \varphi + \zeta$ llegamos a

$$\frac{da}{d\mu} + a \frac{\cos \mu}{1 + \operatorname{sen} \mu} = -1. \quad (3.6)$$

Esta es una ecuación diferencial lineal de primer grado, cuya solución general es bien conocida [77]. Adecuada al caso que nos ocupa, la solución es:

$$a \cdot \exp \left(\int \frac{\cos \mu}{1 + \operatorname{sen} \mu} d\mu \right) = - \int \exp \left(\int \frac{\cos \mu}{1 + \operatorname{sen} \mu} d\mu \right) d\mu + C, \quad (3.7)$$

donde C es la constante de integración. Efectuando cálculos llegamos a

$$a = \frac{C - (\mu - \cos \mu)}{1 + \operatorname{sen} \mu} \quad (3.8)$$

y deshaciendo el cambio,

$$a(\varphi) = \frac{C - [\varphi + \zeta - \cos(\varphi + \zeta)]}{1 + \operatorname{sen}(\varphi + \zeta)}, \quad (3.9)$$

expresión válida para puntos por encima de M (ver figura 3.5).

La porción MN, al ser convoluta de un arco de circunferencia tendrá:

$$a(\varphi) = (\alpha - \varphi), \quad \text{para } \alpha > \varphi > 90^\circ - \zeta. \quad (3.10)$$

El valor de $a(90^\circ - \zeta)$ nos proporciona la constante de integración para el tramo superior:

$$C = \left(2\alpha + 2\zeta - \frac{\pi}{2} \right) \quad (3.11)$$

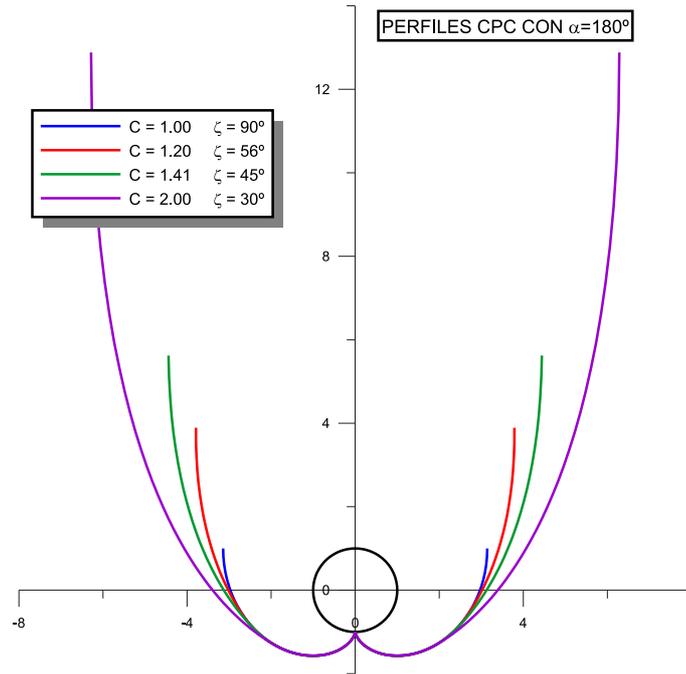


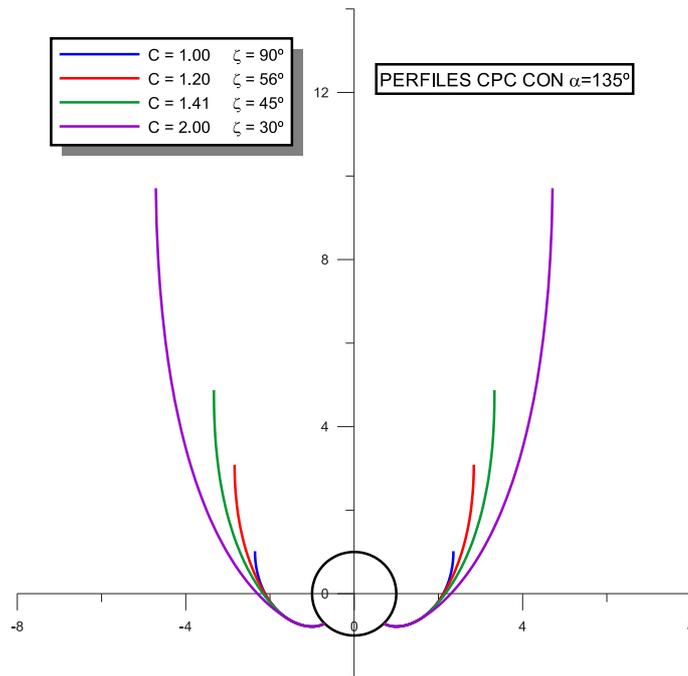
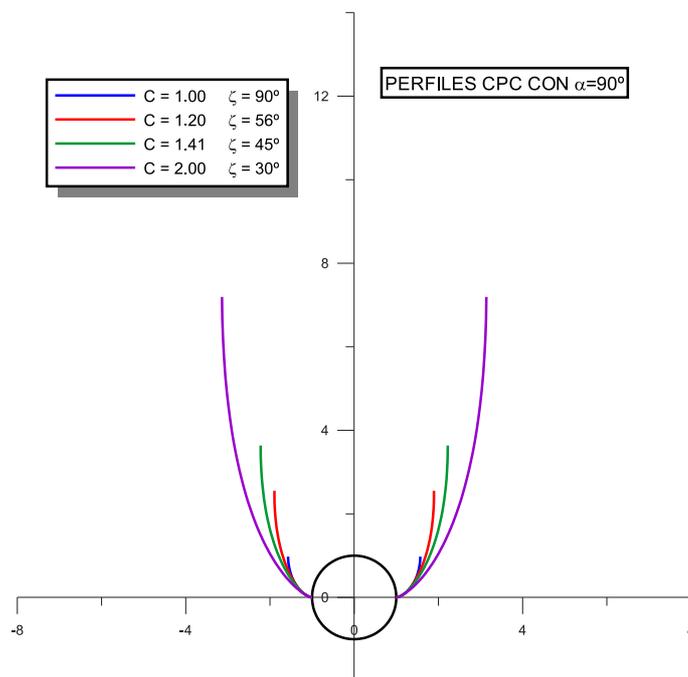
Figura 3.6: Perfiles de concentradores CPC con semiángulo $\alpha = 180^\circ$. Los trazos de distintos colores representan otras tantas parejas factor de concentración – semiángulo de aceptación.

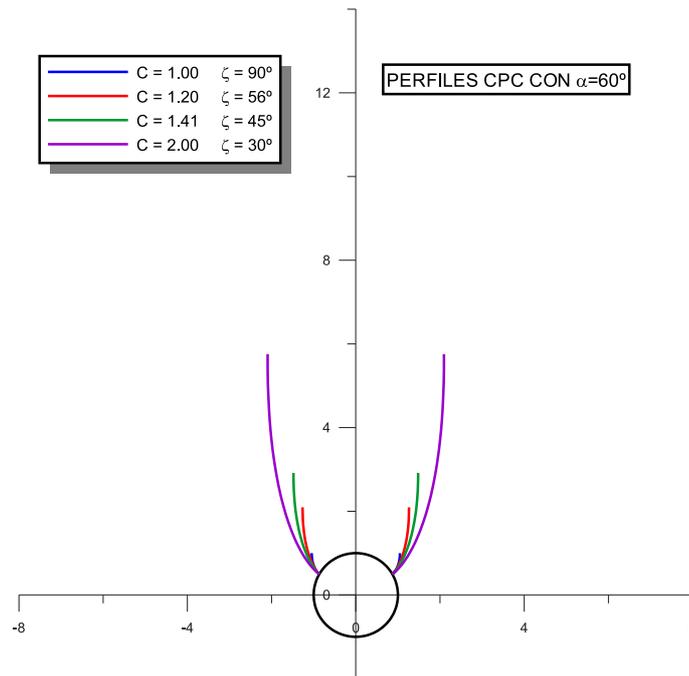
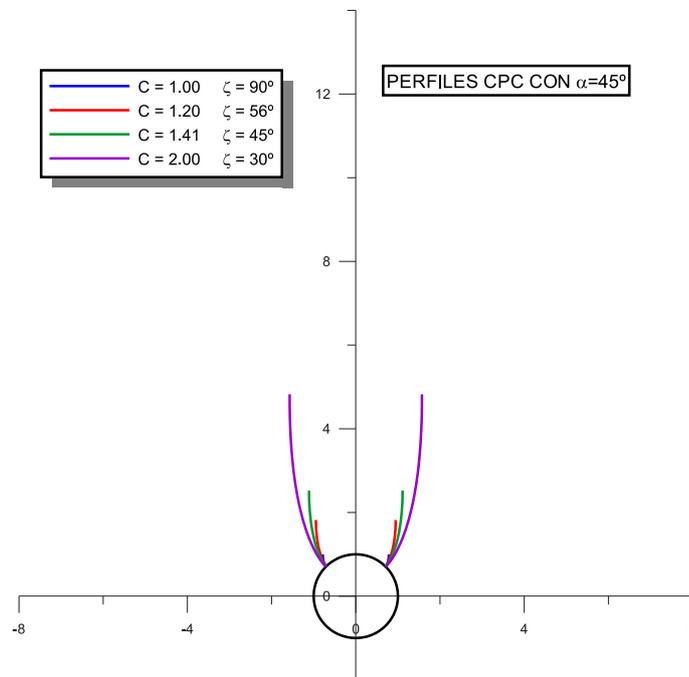
y así:

$$a(\varphi) = \frac{2\alpha + \zeta - \varphi - \frac{\pi}{2} + \cos(\varphi + \zeta)}{1 + \sin(\varphi + \zeta)}, \quad \text{para } \alpha > \varphi > 90^\circ - \zeta. \quad (3.12)$$

Las expresiones (3.12) y (3.10) sustituidas en (3.3) permiten el cálculo paramétrico en coordenadas cartesianas del perfil completo de nuestro CPC.

Las figuras 3.6 – 3.10 muestran los perfiles de concentrador para varios valores de α . En cada figura se han representado varias parejas factor de concentración – semiángulo de aceptación. En particular, la figura 3.6 ofrece los perfiles para el caso bien conocido de receptor tubular completo. Todas las figuras se ofrecen con la misma escala, para que se pueda comprobar la diferencia de tamaño de hoja reflectora que existe entre unas y otras configuraciones. Hemos renunciado a representar perfiles para factores de concentración superiores a 2'0, debido a la notable desproporción que existe en ese caso entre el tamaño del concentrador y el del receptor, que haría incómoda la extracción visual de información. Las unidades en los ejes que acompañan a todas las figuras se expresan en radios R del tubo receptor.

Figura 3.7: Perfiles de concentradores CPC con semiángulo $\alpha = 135^\circ$.Figura 3.8: Perfiles de concentradores CPC con semiángulo $\alpha = 90^\circ$.

Figura 3.9: Perfis de concentradores CPC com semiângulo $\alpha = 60^\circ$.Figura 3.10: Perfis de concentradores CPC com semiângulo $\alpha = 45^\circ$.

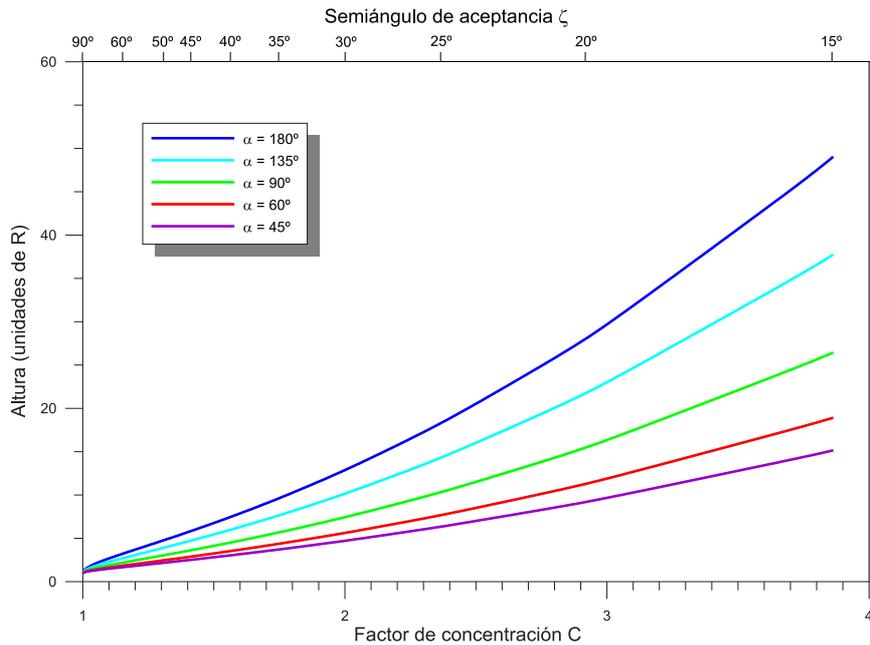


Figura 3.11: Altura de la hoja reflectora en función del factor de concentración C (escala inferior) y del semiángulo de aceptación ζ (escala superior) para varios valores del semiángulo α . El origen de alturas se ha tomado en el centro de la tubería absorbente.

3.4.3. Longitud y altura de la copa reflectora

La manufactura de un concentrador como el descrito precisa conocer no sólo el perfil geométrico del reflector, sino también la longitud de hoja necesaria para construirlo, así como la altura de la copa. Aunque el sistema de ecuaciones (3.3), (3.10), (3.12) constituye una solución exacta, hemos renunciado a calcular una expresión analítica, supuesto que exista, para ambos parámetros. Nos hemos limitado a calcularla numéricamente, mediante un programa de ordenador que hemos elaborado *ex profeso*, que discretiza el perfil en un número suficiente de tramos, del orden de varias decenas en el peor de los casos. Los resultados se muestran en las figuras 3.11 y 3.12.

La primera de ellas proporciona la altura de copa medida en unidades del radio de la tubería absorbente y contada a partir de su centro. Se presenta la altura para varios valores del semiángulo α , y para cada uno de ellos, en función del dúo ángulo de aceptación - factor de concentración. Como se observa, para cualquiera de los CPC sin concentración ($C=1$), en los que todo el perfil es de la parte convoluta (tramo MN en la figura 3.5), la copa alcanza exactamente hasta la cúspide del receptor. La figura 3.12 muestra, por su parte, la longitud total de la copa reflectora con las mismas unidades y en las mismas condiciones de la figura 3.11. Como se aprecia y es lógico, los concentradores más esbeltos, en los

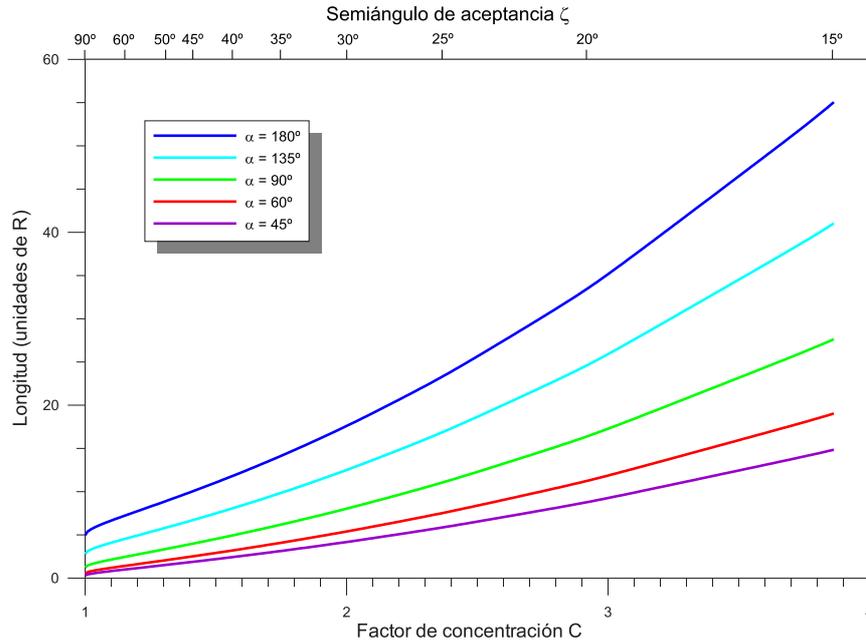


Figura 3.12: Longitud de la hoja reflectora en función del factor de concentración C (escala inferior) y del semiángulo de aceptación ζ (escala superior) para varios valores del semiángulo α .

que el semiángulo de aceptación es menor, son aquéllos en los que la altura y la longitud de hoja son más próximos entre sí en términos relativos.

3.5. Inclinación y orientación óptimas del concentrador

La sección precedente nos ha servido para delimitar las características geométricas y constructivas básicas del tipo de concentrador propuesto. Para decidir qué tipo de CPC ha de utilizar nuestro prototipo es preciso seleccionar dos tipos de parámetros. En primer lugar, la pareja factor de concentración C - semiángulo de aceptación ζ , así como el semiángulo α . En segundo, la inclinación y orientación más idóneas. En este apartado daremos y desarrollaremos criterios para la elección de estos dos últimos parámetros. Es preciso indicar en este punto que optimizar la orientación usual en acimut no es de interés aquí porque, como es bien sabido, para todo sistema de captación solar que no se halla sometido a sombras la orientación sur³ ofrece las mejores cifras de insolación. De lo que se está tratando en este caso es de resolver la disyuntiva entre orientar la tubería

³Será más correcto indicar "hacia el ecuador", de modo que la afirmación sea cierta para los dos hemisferios de la Tierra.

receptora del CPC en la dirección norte - sur o bien hacerlo en la dirección este - oeste. Así pues, trataremos de determinar la inclinación óptima del plano de captación del CPC respecto de la horizontal y de comparar las configuraciones de orientación NS y EO. El criterio de cálculo que nos hemos impuesto consiste en optimizar la cantidad de energía que es absorbida por la superficie del receptor.

3.5.1. Modelos de cálculo

Para resolver las preguntas expuestas en las líneas previas utilizaremos un conjunto de modelos de cálculo bien conocidos que se refieren a varios factores relevantes en el proceso de captación, hasta el momento en que la radiación es absorbida por el receptor. Estos modelos se refieren a todas las etapas que sufre la radiación solar desde que llega a la atmósfera exterior hasta que es absorbida: orientación de la radiación directa, irradiación disponible en la superficie, irradiación efectiva compatible con el semiángulo de aceptación del CPC y pérdidas internas en el CPC. Todos ellos los expondremos sucintamente a continuación.

Modelo para la dirección de la radiación directa

Éste es un modelo geométrico completamente estándar [76] que permite determinar la dirección en que llegan a la superficie los rayos solares, en términos de las coordenadas geográficas del lugar de observación, la fecha y la hora del día. Es costumbre expresar la orientación de los rayos solares especificando dos ángulos: el ángulo cenital θ_z y el acimut solar γ_s . El primero es el ángulo que forman los rayos solares con la vertical del lugar, y viene dado por

$$\cos \theta_z = \cos \delta \cos \phi \cos \omega + \sin \delta \sin \phi, \quad (3.13)$$

donde ϕ es la latitud geográfica del lugar, δ es la declinación del sol en la fecha de cálculo y ω es el ángulo horario en el momento de cálculo. Como latitud hemos elegido la de la ciudad de Burgos, $\phi = 42^\circ$, que es donde la máquina habría de someterse a prueba experimental. Para la declinación hemos empleado la conocida fórmula de Cooper [78], calculada en términos del número ordinal N del día del año y que se expresa:

$$\delta = 23,45^\circ \sin \left(360 \frac{284 + N}{365} \right). \quad (3.14)$$

El ángulo horario ω está relacionado con la hora solar H a través de

$$\omega = 15(H - 12), \quad (3.15)$$

siempre que se exprese H en horas y ω en grados.

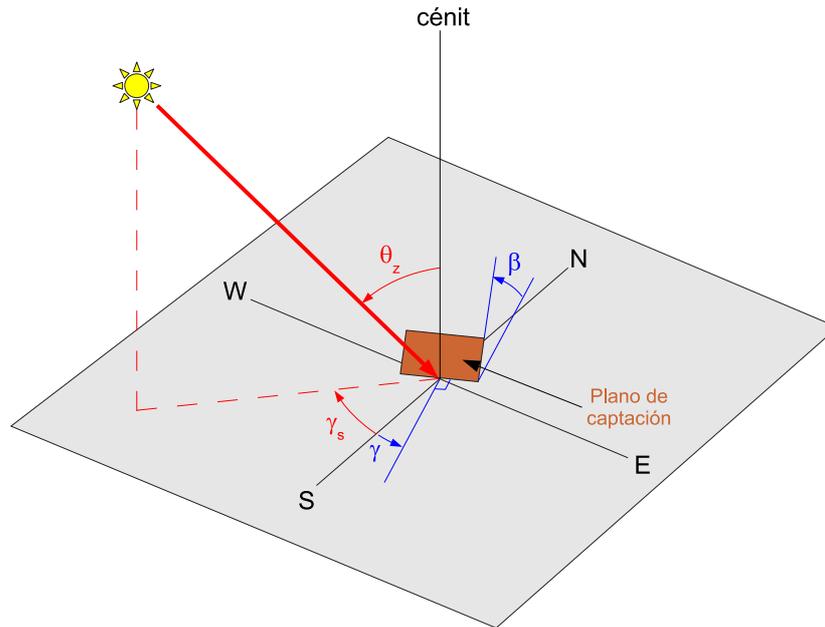


Figura 3.13: Diagrama para explicar los ángulos que especifican la orientación de los rayos solares y de la superficie de captación. El acimut de la superficie de captación es γ y β es su inclinación respecto de la horizontal.

Por su parte, el acimut solar γ_s se mide con respecto a la dirección sur. Conviene recordar que es positivo después del mediodía solar y viene dado por

$$\tan \gamma_s = \frac{\cos \delta \sin \omega}{\cos \delta \sin \phi \sin \omega - \sin \delta \cos \phi} . \quad (3.16)$$

En la figura 3.13 se muestran los diversos ángulos que aparecen en las ecuaciones (3.13) - (3.16), así como los que se refieren a la orientación de la superficie de captación, que se explicarán en un apartado posterior.

Modelo para estimar la irradiación con cielo despejado

La determinación de la inclinación y la orientación óptimas se ha llevado a cabo asumiendo condiciones de cielo permanentemente despejado. Tales condiciones obviamente no se presentarán en la operación práctica de ningún prototipo, pero aun así las hemos asumido por varios motivos. Por una parte, es preciso recordar que durante los periodos de baja irradiación el prototipo en cuestión no funcionará correctamente. Por otro lado, los efectos debidos a los momentos y épocas de cielo nublado, descritos por ejemplo en términos de índices de claridad mensual promedio [79], darían a nuestras conclusiones un carácter fuertemente local, desde luego más de lo que es nuestro propósito.

El modelo estándar que hemos utilizado fue postulado, de un lado por Liu y Jordan [79], y de otro por Hottel [80], y convierte la irradiación solar extraterrestre

en irradiaciones directa y difusa en la superficie, merced a la introducción de una "atmósfera despejada estándar", cuya transparencia a ambos tipos de radiación estiman en términos de la altura sobre el nivel del mar A y el ángulo cenital θ_z . A continuación se dan las ecuaciones básicas.

La irradiancia extraterrestre varía con la época del año porque la distancia entre la Tierra y el Sol varía igualmente:

$$I_{\perp}^{(ext)} = 1353 \left[1 + 0,033 \cos \left(360 \frac{N}{365} \right) \right], \quad (3.17)$$

donde el símbolo \perp indica que la irradiancia se mide sobre un plano perpendicular a la radiación.

La transmitancia atmosférica frente a la radiación directa vale

$$\tau_{atm}^{(dir)} = a_0 + a_1 \exp \left(-\frac{k}{\cos \theta_z} \right), \quad (3.18)$$

donde los coeficientes adimensionales a_0 , a_1 y k dependen de la altitud A , expresada en km, del lugar de cálculo, de la manera siguiente:

$$\begin{aligned} a_0 &= 0,4237 - 0,00821(6 - A)^2 \\ a_1 &= 0,5055 + 0,00595(6,5 - A)^2 \\ k &= 0,4237 + 0,01858(2,5 - A)^2. \end{aligned} \quad (3.19)$$

La transmitancia de la atmósfera frente a la radiación difusa se calcula por medio de la siguiente relación:

$$\tau_{atm}^{(dif)} = 0,2710 - 0,2939 \tau_{atm}^{(dir)}. \quad (3.20)$$

Las transmitancias calculadas previamente permiten calcular las irradiancias a ras de suelo. En primer lugar, la irradiancia directa medida sobre un plano normal a la dirección de los rayos solares es:

$$I_{\perp}^{(dir)} = I_{\perp}^{(ext)} \tau_{atm}^{(dir)} \quad (3.21)$$

Las irradiaciones directa, difusa y total sobre un plano horizontal valen respectivamente

$$I_{0^\circ}^{(dir)} = I_{\perp}^{(dir)} \cos \theta_z, \quad (3.22)$$

$$I_{0^\circ}^{(dif)} = I_{\perp}^{(ext)} \tau_{atm}^{(dif)} \cos \theta_z, \quad (3.23)$$

$$I_{0^\circ}^{(tot)} = I_{0^\circ}^{(dir)} + I_{0^\circ}^{(dif)}. \quad (3.24)$$

En las tres ecuaciones precedentes el subíndice ' 0° ' representa la inclinación nula del plano horizontal.

Modelo para la incidencia de radiación sobre el plano de apertura del concentrador

Nuestra superficie de captación, que es el plano de apertura del CPC, normalmente no será horizontal ni perpendicular a la radiación directa, sino que tendrá una inclinación β respecto de la horizontal, y eventualmente un ángulo de acimut γ respecto de la dirección sur. Las expresiones que siguen permiten calcular la forma en que la radiación directa, la difusa y en su caso la reflejada por el terreno alcanzan el plano de apertura del concentrador, y qué parte de esta energía es efectiva, en el sentido de que su ángulo de incidencia es compatible con los límites de captación impuestos por el semiángulo de aceptación del CPC.

En primer lugar, el ángulo que forma la radiación solar directa con la dirección normal a la superficie viene dado por

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma + \\ & \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \cos \gamma \sin \omega. \end{aligned} \quad (3.25)$$

El captador CPC puede absorber la radiación difusa al igual que la directa. Con respecto a si esta última llega o no al receptor, definiremos una "función de control" F que toma valor 1 si los rayos solares llegan al receptor y 0 si no lo hacen. Geométricamente se tendrá $F = 1$ cuando la proyección de un rayo solar cualquiera sobre la sección del CPC forme con el eje óptico de éste un ángulo menor que el semiángulo de aceptación ζ , y $F = 0$ si es mayor. Este criterio se traduce en condiciones distintas según que la orientación del concentrador sea NS o EO. En función de los ángulos explicados anteriormente son éstas (véase el Apéndice C):

- Para un CPC con orientación NS,

$$F = \begin{cases} 1 & \text{si } \frac{\sin \theta_z \cos \gamma_s \sin \beta + \cos \beta \cos \theta_z}{\sqrt{(\sin \theta_z \cos \gamma_s \sin \beta + \cos \beta \cos \theta_z)^2 + (\sin \theta_z \sin \gamma_s)^2}} > \cos \zeta \\ 0 & \text{en caso contrario} \end{cases} \quad (3.26)$$

- Para un CPC con orientación EO,

$$F = \begin{cases} 1 & \text{si } \beta - \zeta < \arctan(\tan \theta_z \cos \gamma_s) < \beta + \zeta \\ 0 & \text{en caso contrario} \end{cases} \quad (3.27)$$

Habiendo calculado el valor pertinente de F , la irradiación directa que sí es efectiva sobre el plano de apertura del CPC vale

$$I_{CPC}^{(dir)} = F I_{\perp}^{(dir)} \cos \theta. \quad (3.28)$$

Por otro lado, la contribución de la radiación difusa se puede estimar asumiéndola isotrópica, a partir de la irradiación difusa sobre un plano horizontal [76]:

$$I_{CPC}^{(dif)} = \begin{cases} \frac{I_{0^\circ}^{(dif)}}{C} & \text{si } \beta + \zeta < \frac{\pi}{2} \\ I_{0^\circ}^{(dif)} \left(\frac{1 + \text{sen } \beta}{2} \right) + \rho_t I_{0^\circ}^{(tot)} \left(\frac{1 - \text{sen } \beta}{2} \right) & \text{si } \beta + \zeta > \frac{\pi}{2} \end{cases} \quad (3.29)$$

La primera de estas dos expresiones es válida si el plano de apertura del CPC "no ve" el terreno horizontal circundante; la segunda incluye en su segundo término la contribución de la radiación reflejada por el terreno, en caso de que el CPC "sí lo vea". C es el factor de concentración y ρ_t es la reflectancia del terreno, a la que como es usual le daremos un valor de 0'2 unidades, salvo en épocas en las que el terreno esté cubierto por la nieve, que no se consideran aquí. Los paréntesis de la ecuación (3.29) representan los ángulos efectivos con que el CPC "ve" el cielo y el terreno circundantes, respectivamente.

Modelo para considerar los efectos de la cubierta, la hoja reflectante y la absorptancia del receptor

Los tres modelos precedentes permiten determinar la radiación efectiva que llega al plano de apertura del CPC. Una vez allí, la radiación experimenta pérdidas de varios tipos antes de ser absorbida por el receptor: pérdidas por transmitancia en la cubierta de vidrio, pérdidas por reflexión en la hoja reflectora y pérdidas por absorptancia en la superficie del receptor.

La transmitancia $\tau_{vidrio}^{(dir)}$ del vidrio frente a la radiación directa se puede calcular por métodos basados en las leyes de Fresnel [81]. La figura 3.14, extraída de [76] muestra la transmitancia de cubiertas simples y múltiples en función del ángulo de incidencia para varios valores típicos del producto $K \cdot L$ (coeficiente de extinción \cdot espesor).

En particular, hemos usado los valores representados en la curva superior del conjunto inferior, porque planeábamos que nuestro prototipo utilizase cubierta simple con espesor de hoja de vidrio relativamente grueso (unos 6 mm), y es el caso que mejor se adapta a nuestros propósitos.

Por otra parte, la transmitancia del vidrio frente a la radiación difusa $\tau_{vidrio}^{(dif)}$ ha sido estudiada por Brandemuehl y Beckman [82]. Establecieron que a bajos factores de concentración, como es nuestro caso, la transmitancia de la cubierta puede ser estimada como la transmitancia de la radiación directa evaluada a un ángulo de incidencia equivalente cuyo valor aproximado en términos del semiángulo de aceptación es el siguiente:

$$\theta_{eq} = 44,86 - 0,0716\zeta + 0,00512\zeta^2 - 0,00002798\zeta^3, \quad (3.30)$$

ecuación en la que ambos ángulos se expresan en grados.

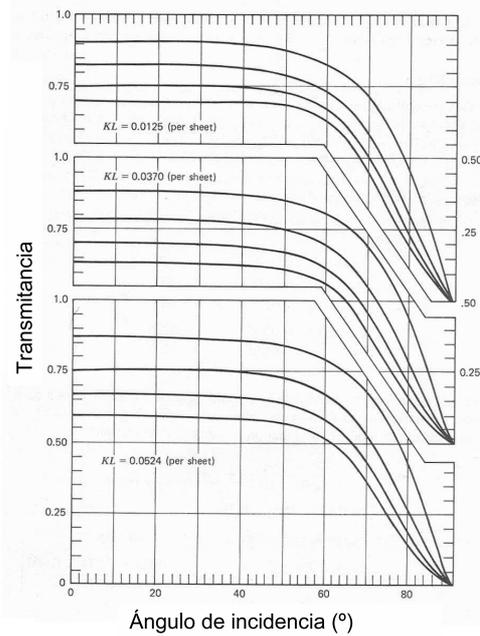


Figura 3.14: Transmitancia del vidrio en función del ángulo de incidencia, para varios espesores y para cubiertas simple, doble, triple y cuádruple (tomada de [76]).

En segundo lugar, las pérdidas por reflexión en la hoja reflectora del CPC se evalúan introduciendo una transmitancia efectiva τ_{hoja} :

$$\tau_{hoja} = \rho^{n_r}, \quad (3.31)$$

donde ρ es la reflectancia de la hoja y n_r es el número promedio de reflexiones que experimenta la radiación incidente antes de llegar al receptor. Como reflectancia hemos tomado $\rho = 0,95$, correspondiente a la hoja reflectora de aluminio que pensábamos emplear en nuestro concentrador. El número promedio de reflexiones ha sido calculado por Rabl [83] para el caso de un receptor plano y es el que se usará aquí, a pesar de que esta no es nuestra geometría, porque con los bajos factores de concentración que serán de nuestro interés, el número promedio n_r es siempre claramente inferior a la unidad, sea cual sea la forma del receptor.

Por último es preciso incluir la dependencia angular de la absorptancia de la superficie del receptor. En este caso los datos experimentales son limitados, pero Petit y Sowell [84] sugieren que la absorptancia de una superficie selectiva típica puede tener el aspecto mostrado en la figura 3.15. Será preciso calcular las absorptancias $\alpha^{(dir)}$ y $\alpha^{(dif)}$ para la radiación directa y para la difusa, respectivamente. Esta última se deberá calcular de nuevo para un ángulo igual al ángulo de incidencia equivalente dado por (3.30). Como absorptancia en incidencia normal hemos tomado $\alpha_n = 0,96$, correspondiente a la superficie selectiva con que planeábamos recubrir el receptor.

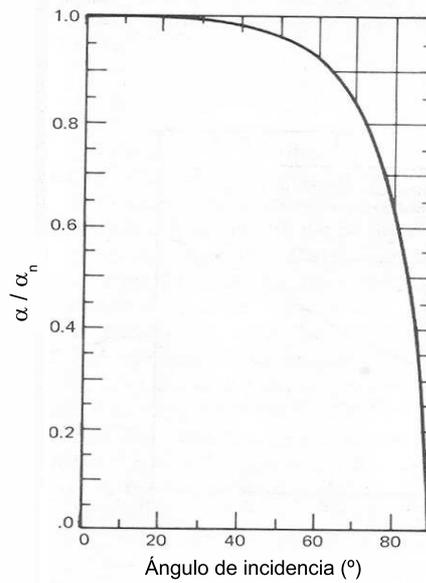


Figura 3.15: Absortancia típica de una superficie selectiva en función del ángulo de incidencia de la radiación (tomada de [76]).

Por último, la energía efectivamente absorbida por el receptor es

$$I_{abs} = \left(I_{CPC}^{(dir)} \tau_{vidrio}^{(dir)} \alpha^{(dir)} + I_{CPC}^{(dif)} \tau_{vidrio}^{(dif)} \alpha^{(dif)} \right) \tau_{hoja} . \quad (3.32)$$

El cómputo de esta cantidad en función de los parámetros de que depende en último término (latitud geográfica, fecha, hora solar, factor de concentración, inclinación y modalidad de orientación del concentrador) nos permitirá optimizar principalmente estos dos últimos parámetros, como se verá a continuación.

3.5.2. Resultados y discusión

Con los modelos expuestos en la sección precedente elaboramos una familia de programas de cálculo en Basic, destinados a dilucidar la mejor orientación posible para nuestro concentrador. Los cálculos se refieren a la variación diurna y estacional de la energía absorbida por él y al cálculo de las inclinaciones óptimas en el plano de apertura del CPC. He aquí los resultados más relevantes.

Comparación entre las orientaciones NS y EO

En primer lugar hemos comparado las energías absorbidas por sendos CPC con orientaciones NS y EO, respectivamente, en función de la hora solar, y lo hemos hecho para varias fechas que se pueden considerar representativas de todo el año.

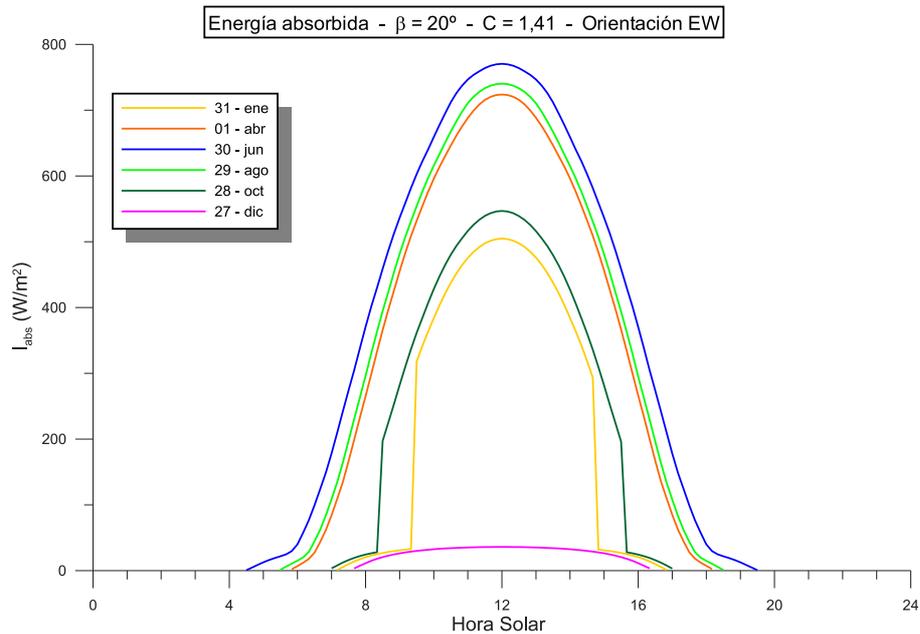


Figura 3.16: Energía absorbida en función de la hora solar para un CPC cuyo receptor está orientado en la dirección EO. El factor de concentración es $C = 1,41$ y la inclinación es $\beta = 20^\circ$. Se ofrecen curvas para varios días del año.

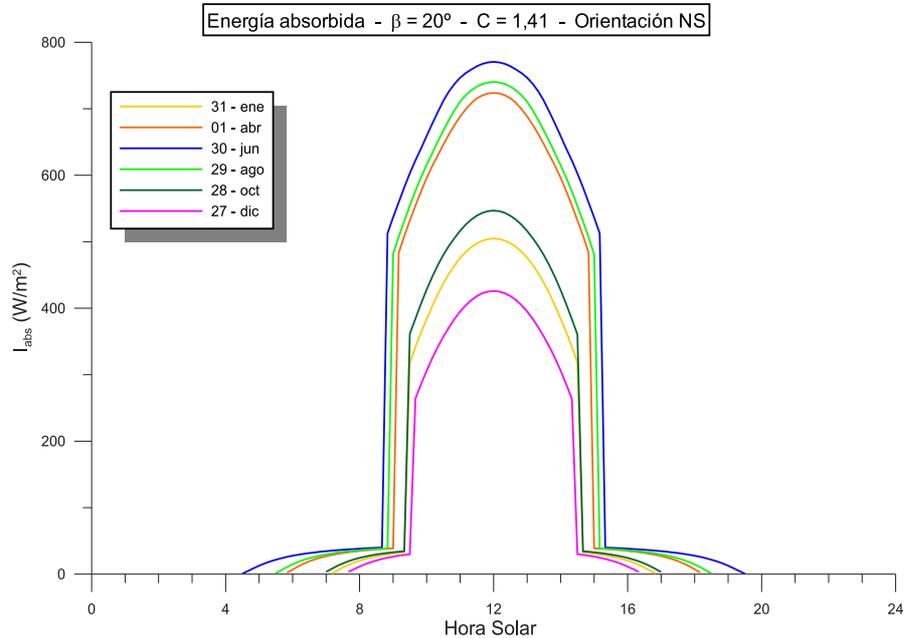


Figura 3.17: Energía absorbida en función de la hora solar para un CPC cuyo receptor está orientado en la dirección NS. El factor de concentración es $C = 1,41$ y la inclinación es $\beta = 20^\circ$. Se ofrecen curvas para varios días del año.

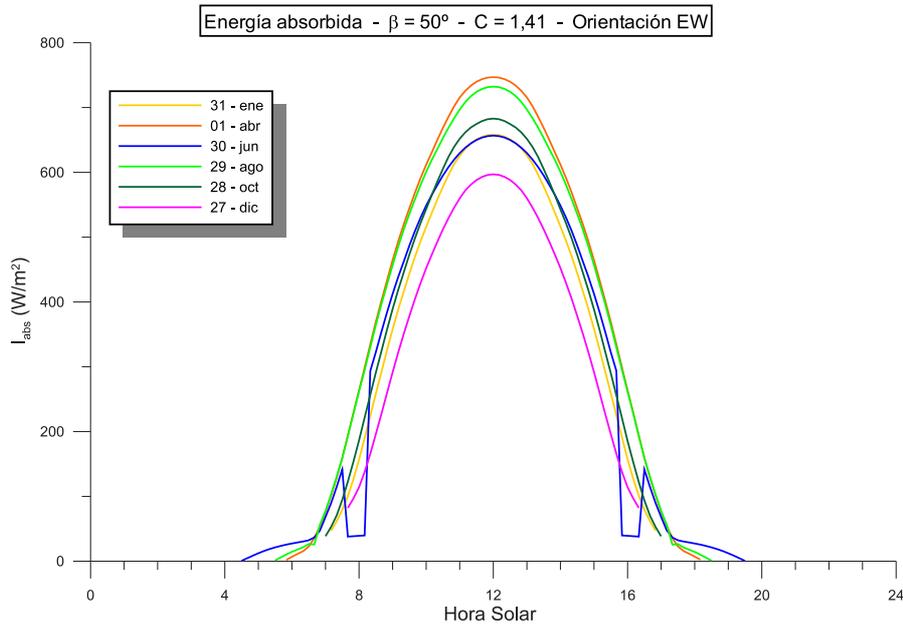


Figura 3.18: Energía absorbida en función de la hora solar para un CPC cuyo receptor está orientado en la dirección EO. El factor de concentración es $C = 1,41$ y la inclinación es $\beta = 50^\circ$. Se ofrecen curvas para varios días del año.

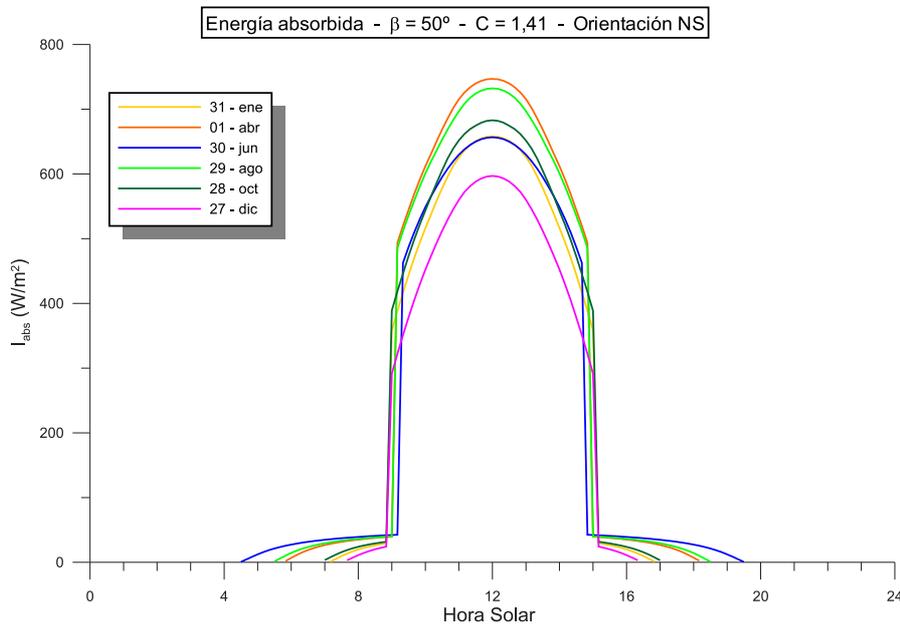


Figura 3.19: Energía absorbida en función de la hora solar para un CPC cuyo receptor está orientado en la dirección NS. El factor de concentración es $C = 1,41$ y la inclinación es $\beta = 50^\circ$. Se ofrecen curvas para varios días del año.

Las figuras 3.16 y 3.17 muestran las irradiancias absorbidas para el caso de un CPC de factor de concentración $C = 1,41$ e inclinación $\beta = 20^\circ$ respecto de la horizontal. Las figuras 3.18 y 3.19 hacen lo propio para una inclinación $\beta = 50^\circ$. La comparación de ambos pares de figuras ofrece consecuencias globales semejantes, de modo que nos centraremos en analizar la primera pareja, porque se refiere a una inclinación adecuada a la época estival, como corresponde a una aplicación destinada a la refrigeración. La figura 3.16 se refiere a un CPC orientado en la dirección EO y la siguiente, a uno semejante con orientación NS. Los días representativos que se han incluido están todos separados entre sí por múltiplos de treinta días. La comparación de una familia de curvas con la otra muestra que los valores de radiación absorbida son sensiblemente iguales en las horas próximas al mediodía en casi todos los casos. En el caso de la orientación NS (figura 3.17) se constata que la captura de radiación directa tiene lugar durante un intervalo horario sensiblemente constante a lo largo del año y de unas seis horas de duración. Este hecho es lógico si se piensa que el factor de concentración C de 1,41 para el que hemos elaborado las gráficas corresponde, de acuerdo con (3.2) a un semiángulo de aceptación de 45° , que es el equivalente en términos de ángulo horario a unas tres horas antes y después de mediodía. Fuera de esas seis horas sólo la radiación difusa es absorbida, y así se percibe en la figura 3.17 en forma de una disminución abrupta en la energía absorbida.

En cambio, en la orientación EO (figura 3.16) el intervalo de aceptación sólo afecta de modo esencial al ángulo cenital del Sol, de manera que durante casi toda la jornada existe captura de radiación directa, salvo en las épocas en que, como es el caso mostrado del 27 de diciembre, la declinación solar es particularmente baja. En esas fechas el Sol nunca apunta directamente hacia el intervalo de aceptación, al menos en el caso mostrado, habida cuenta que la inclinación es propia de la época estival.

Podemos observar que, con la excepción de épocas invernales, que son de escaso interés en nuestro contexto, la captación total diaria es mayor para la orientación EO, gracias esencialmente a lo que ocurre mucho antes o mucho después del mediodía. Pero antes de extraer consecuencias precipitadas, reparemos en que la situación no es tan simple. En efecto, la experiencia nos ha mostrado que durante las últimas horas de cada tarde la insolación menguante apenas permite que prospere de forma efectiva la fase de condensación - desorción. Muy bien pudiera ocurrir que sea preferible no disponer de insolación en absoluto, para desencadenar cuanto antes el enfriamiento del generador y con él la etapa de evaporación - producción de frío. En este sentido la caída abrupta de absorción vespertina de radiación, propia de la orientación NS, podría incluso considerarse como una ventaja. No obstante, también la experiencia nos ha enseñado que disponer de irradiación directa en las primeras horas de la mañana también permite desencadenar mucho antes la etapa de condensación - desorción. Con todo, estimamos que las ventajas de la insolación matutina son mayores, y por eso nos decantamos por la orientación EO como la más idónea.

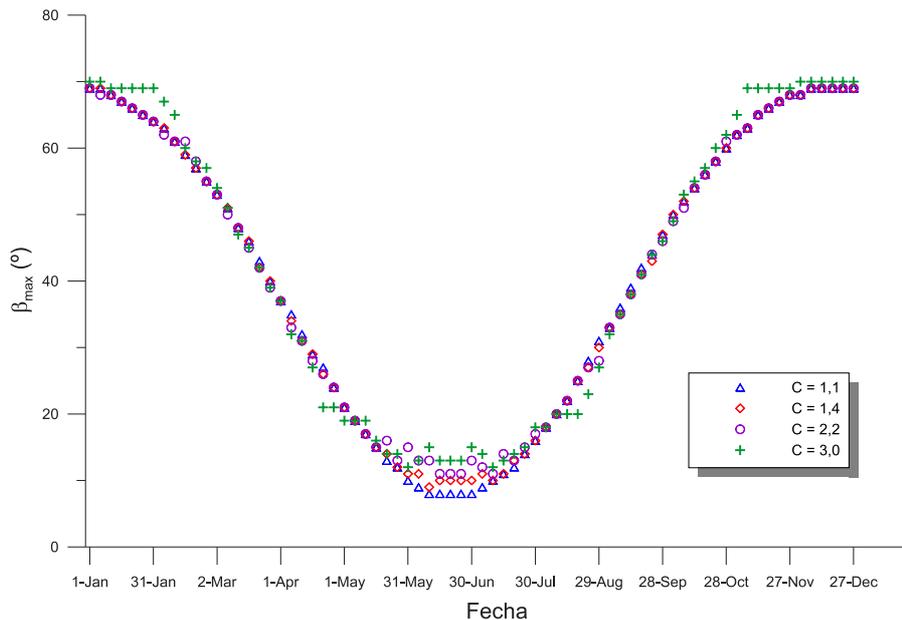


Figura 3.20: Inclinación de concentrador que proporciona una energía absorbida máxima, en función de la época del año, para diversos factores de concentración. Se supone que el CPC está orientado en la dirección EO.

Determinación de la inclinación óptima

A continuación hemos calculado cuál debe ser la inclinación que proporciona la mayor cantidad de energía absorbida por nuestro concentrador orientado EO. A tal efecto hemos elaborado la figura 3.20, en la que se muestra, en función de la fecha del año, la inclinación para la que la captura diaria de radiación es máxima, y lo hemos hecho para varios factores de concentración que pudieran ser de nuestro interés. El aspecto discontinuo de las curvas representadas se debe a que se han considerado los ángulos de inclinación separados por intervalos de 1° . Desde luego, en épocas estivales la inclinación óptima es baja, y más alta en el período invernal. Por otra parte se constata que el ángulo de máxima captación diaria es sensiblemente igual sea cual sea el factor de concentración elegido.

La figura 3.20 todavía no es de utilidad directa puesto que el diseño previsto para prototipo en su conjunto, tal como se describirá en el capítulo siguiente, no permite el ajuste estacional en inclinación. Es preciso entonces encontrar una inclinación de compromiso que se mantenga fija a lo largo de todo el tiempo en que se prevé que la máquina pueda operar. A tal efecto nos hemos impuesto el criterio de maximizar la energía absorbida durante los meses que van de mayo a septiembre, ambos inclusive. Estimamos que este es aproximadamente el periodo en que podemos esperar que una mayoría de días sean de cielo despejado, días en los que por una parte la producción de frío probablemente será significativa

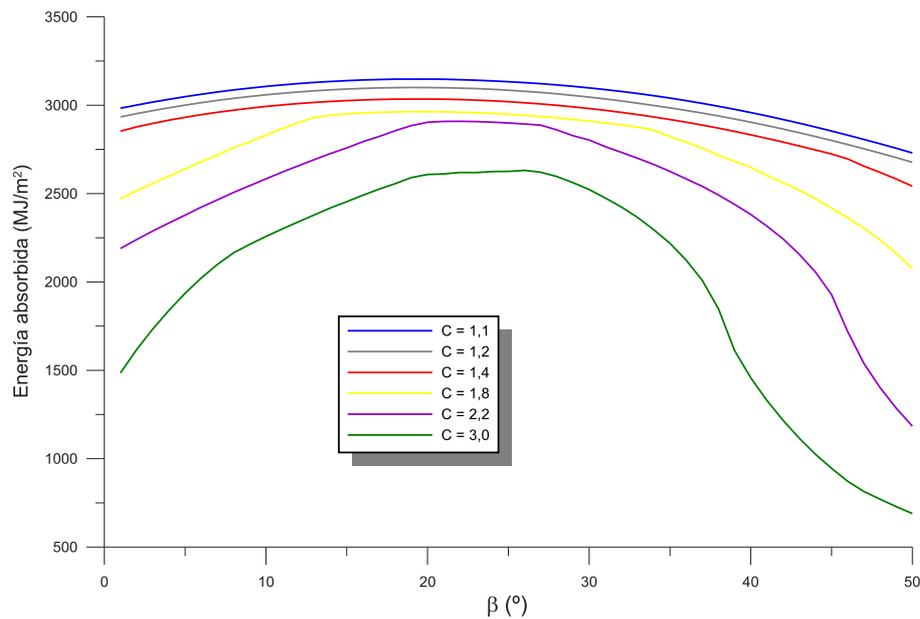


Figura 3.21: Energía absorbida acumulada desde mayo hasta septiembre en función de la inclinación del CPC, para varios valores del factor de concentración. Se supone que todos los días son de cielo despejado y que el concentrador tiene orientación EO.

y a los que, por otra parte, mejor se adecuará el modelo de cálculo que hemos elaborado. No obstante, los resultados que siguen no se modifican en lo esencial si el intervalo considerado se alarga o se acorta.

Para ser explícitos, en la figura 3.21 se ha representado el total de energía absorbida por el receptor del CPC en el intervalo mayo - septiembre, en función de la inclinación y para varios factores de concentración distintos. Se observa en todos los casos que el máximo de energía absorbida se consigue para inclinaciones de unos 20° respecto de la horizontal, con valores ligeramente crecientes a medida que se consideran factores de concentración mayores. También se aprecia que a bajos factores de concentración la captación global no se modifica sustancialmente aunque se varíe de forma apreciable la inclinación; en cambio, la variación es muy acusada para concentradores con C relativamente alto.

En resumen, parece evidente que una inclinación en torno a los 20° es la óptima, y fue la que decidimos para nuestro prototipo. Esta elección, de hecho, es frecuente también en máquinas que se basan en el captador plano [35], [41].

3.5.3. Elección del factor de concentración

La decisión sobre qué factor de concentración C (o si se prefiere, qué semiángulo de aceptación ζ) y qué semiángulo α resultan óptimos no es tan sencilla porque no se puede llevar a cabo exclusivamente sobre la base de los criterios expuestos

en las secciones precedentes. Es preciso considerar factores adicionales, y no todos ellos se encuentran disponibles en este punto.

Uno de los elementos que debería considerarse en este contexto es la dependencia en C y α^4 del coeficiente global de pérdidas del CPC y el rendimiento de captación. Lamentablemente faltan referencias en la literatura que nos puedan orientar a este respecto porque, como se comentó anteriormente, el CPC con receptor tubular incompleto no es idóneo para aplicaciones solares comunes. Por ejemplo, Rabl [71] ofrece curvas de eficiencia para CPC con receptores tubulares ordinarios con camisa de vidrio para varios factores de concentración. Sin embargo, no hay garantía alguna de que sus resultados se puedan adaptar a nuestro problema, ni siquiera de forma aproximada, porque tanto la geometría como la aplicación a que se destinan aquéllos son muy diferentes a las que interesan aquí.

Sin embargo los resultados de los apartados precedentes sí pueden ofrecernos alguna ayuda. El examen de la figura 3.21 nos muestra que a medida que el factor de concentración crece la energía total absorbida decrece, y lo hace en una cuantía importante, digamos por encima de $C=2,0$. Así pues nos interesará utilizar factores de concentración más bajos. De hecho, hay razones adicionales para evitar factores de concentración altos: su uso implicaría que se alcanzasen temperaturas altas de regeneración, que están contraindicadas para el ciclo de carbón activo - metanol puesto que, tal como se comentó en el capítulo 2, por encima de unos 150°C el metanol se degrada en presencia de su adsorbente.

Por otra parte, el prototipo que construimos en 2004, y que se describirá más adelante, utilizaba un CPC con $C=1,41$. A pesar de que su receptor tenía orientación NS⁵, su comportamiento durante la fase diurna de condensación - desorción fue muy satisfactorio. Este fue un factor clave, junto con los expuestos más arriba, para que el prototipo de 2005, que protagoniza este trabajo, fuese diseñado con ese mismo valor de $C=1,41$, aunque finalmente se le diera la más conveniente orientación EO.

Con respecto al semiángulo α , y en ausencia de otras indicaciones, el criterio principal que tuvimos en cuenta fue que la masa de carbón activo que el generador pudiese albergar fuera suficiente. Es fácil comprobar que la masa de carbón activo por unidad de área de captación viene dada por

$$\frac{m_{ca}^{(g)}}{S^{(g)}} = \frac{\rho_{ca}\pi R}{2\alpha C}, \quad (3.33)$$

donde ρ_{ca} es la densidad del carbón y R es el radio del tubo receptor. Teniendo este hecho en cuenta, e igualmente nuestra experiencia previa con la máquina de 2004,

⁴Obsérvese, en particular, que los resultados que se muestran en las figuras 3.20 y 3.21 son, al menos en apariencia, independientes del semiángulo α , porque nuestro modelo de cálculo asume que el número promedio de reflexiones que experimenta la radiación antes de llegar a la superficie absorbente es inferior a la unidad. En este supuesto, válido para bajos valores de C , es en efecto sensato esperar que la dependencia en α de nuestras conclusiones sea pequeña.

⁵El prototipo de 2004 fue diseñado antes de que se llevaran a cabo los cálculos mostrados en las secciones anteriores.

nos decidimos por un valor $\alpha = \pi/2$, es decir, que el receptor estuviera constituido por la mitad del perímetro del tubo. En estas condiciones la masa efectiva de carbón activo en el generador es de unos 13 kg/m^2 , cantidad algo inferior, pero próxima, a los valores frecuentes en prototipos basados en el captador plano.

3.6. Resumen y conclusiones

- En este capítulo hemos descrito el concepto de concentrador parabólico compuesto (CPC), ofreciendo un resumen de sus características y mostrando su versatilidad como sistema de captación solar térmico. Igualmente hemos ofrecido argumentos que avalan la posibilidad de emplear un CPC como parte del generador de un refrigerador solar.
- Hemos propuesto una variedad de CPC, al que aquí hemos llamado “CPC con receptor de porción tubular”, caracterizado porque sólo una porción del perímetro del tubo receptor está de hecho expuesta a la radiación. Este diseño permite por un lado variar libremente la cantidad de adsorbente por unidad de área de captación, y por otro aprovechar la porción no expuesta —convenientemente aislada durante la fase diurna del ciclo— para mejorar el refrescamiento nocturno del generador que el mismo ciclo exige.
- Hemos elaborado un algoritmo que proporciona una expresión exacta en coordenadas polares del perfil de un CPC con receptor tubular incompleto, en función de los semiángulos de aceptación y de cobertura de receptor. Igualmente, hemos obtenido numéricamente valores para la altura de copa y para la longitud de hoja reflectora en términos de los mismos parámetros.
- Hemos elaborado un modelo detallado de cálculo de la energía absorbida por el receptor un CPC, con vistas a optimizar varios de sus parámetros de diseño, inclinación y orientación del receptor, principalmente. El modelo toma en consideración diversos factores: la orientación de la radiación directa procedente del Sol; las componentes directa, difusa y reflejada de la radiación que llega a la abertura del CPC; la forma en que éste acepta o rechaza unas y otras componentes según la dirección en que le lleguen; y finalmente, los efectos de transmitancia en la cubierta de vidrio, de reflectancia en la hoja y de absorción en la superficie del receptor.
- Principalmente, hay dos ingredientes del modelo de cálculo que podrían considerarse discutibles. Por una parte, el hecho de que todas las jornadas de la temporada primavera - verano se asuman como de cielo despejado. Por otra parte, se ignoran los efectos detallados que el perfil no plano del receptor ejerce sobre la marcha de los rayos solares en el interior del CPC. A pesar de ello, se dan argumentos en favor del uso que se ha hecho de ambos ingredientes.

- A la vista de los resultados del modelo, hemos comenzado comparando las orientaciones de receptor NS y EO. En algunos aspectos la orientación NS podría ser ventajosa: a media tarde cesa la captura de radiación y ello podría desencadenar más rápidamente la producción de frío. Sin embargo, también es cierto que la orientación EO permite la captación a primeras horas de la mañana y por tanto adelanta el inicio de la fase de desorción condensación. Sopesando ambos factores finalmente hemos optado por la orientación EO.
- Hemos llegado a la conclusión de que la mejor inclinación de concentrador es de unos 20° con respecto a la horizontal. Esta cifra es relativamente insensible a la temporada en la que la máquina deba funcionar, al factor de concentración e incluso a la latitud del lugar en que se haya de emplazar la máquina.
- Hemos estimado, basándonos en el modelo pero también en nuestra experiencia con un prototipo previo, que un factor de concentración del orden de $C=1,4$ puede considerarse como idóneo. Como semiángulo de receptor hemos elegido que la porción tubular expuesta a la radiación sea su mitad, es decir $\alpha = \pi/2$.

Capítulo 4

Descripción de los prototipos

4.1. Introducción

El cuerpo de este capítulo está dedicado a detallar las características constructivas de la máquina de adsorción que protagoniza todo este trabajo, y que fue puesta en funcionamiento durante la primavera y el verano de 2005. La presentación y el análisis de los resultados experimentales que se obtuvieron con ella se expondrán en el capítulo siguiente. Ciertamente, una parte relevante del diseño de la máquina, la correspondiente al sistema de captación, ha sido objeto del capítulo precedente, de modo que sólo se describirán aquí las características del captador - generador que no fueron tratadas explícitamente entonces.

También se incluyen en las primeras secciones de este capítulo breves descripciones de otros dos prototipos que pusimos en funcionamiento durante los años 2002 y 2004, respectivamente, y que precedieron al de 2005. El primero fue diseñado para trabajar bajo techo, estaba alimentado por un simulador solar y utilizaba un sistema de captación basado en la geometría cilindro parabólica. El de 2004 ya operaba en condiciones de intemperie y utilizaba un sistema de captación basado en la geometría CPC. Ninguno de los dos funcionó de forma plenamente satisfactoria, pero la experiencia que acumulamos con ellos fue vital para que la máquina de 2005 sí lo hiciera, y por eso nos ha parecido pertinente describirlos aquí.

Por su diseño, el primero de los prototipos es muy diferente de los otros dos, mientras que éstos comparten muchas características. En este sentido, hemos decidido describir el grueso de estos rasgos comunes en la sección destinada a la máquina de 2005, pese a ser ésta la última que aparece en el texto del capítulo. Por tanto, la descripción del prototipo de 2004 se ocupará básicamente a las características no compartidas, con breves referencias a explicaciones posteriores para las que sí comparten.

4.2. La máquina de 2002

4.2.1. Descripción

Ya se ha comentado que existen diferencias sustanciales entre este diseño y los dos posteriores; algunas de ellas han sido citadas en la introducción. Para empezar, esta máquina fue diseñada para funcionar dentro del laboratorio, de manera que utiliza como fuente de radiación un simulador solar. Las características básicas de este y de los demás elementos se muestran en la figura 4.1.

El simulador utiliza una batería de 50 lámparas halógenas de proyección, dispuestas al tresbolillo en siete filas, de modo que su luz cubre de manera uniforme el área de apertura del concentrador, que es de $80 \times 100 \text{ cm}^2$. La irradiancia en el plano de apertura es del orden de los 1000 W/m^2 . Cada lámpara funciona a una tensión de 17 V, disipa una potencia de 150 W y tiene un ángulo de apertura de haz de unos 10° . El reflector de cada lámpara posee un revestimiento interferencial que envía hacia atrás buena parte del calor emitido, que un conjunto de cinco ventiladores se encarga de disipar. El conjunto lámparas - ventiladores es alimentado por el secundario de un transformador anejo al simulador.

El sistema de concentración es un cilindro paraboloide de aluminio pulido que dirige por reflexión el haz de luz sobre un tubo receptor colocado a lo largo de la línea focal de aquél. Entre las lámparas y el concentrador se dispone una serie de lentes planoconvexas de plexiglás, una en la vertical de cada lámpara, que coliman los haces de luz, permitiendo una focalización correcta sobre el tubo receptor. Las lentes descansan por su lado plano sobre una lámina de vidrio situada sobre el plano de apertura del concentrador.

El tubo receptor es un tubo de cobre de 22 mm de diámetro, sobre el que fue depositada en una cámara de vacío una capa de PbS que actúa como recubrimiento selectivo. Una camisa cilíndrica de vidrio, de 10 cm de diámetro, rodea al tubo receptor, para limitar las pérdidas, aunque no se pudo evacuar la cámara comprendida entre ambos.

En este diseño el carbón activo no se dispone sobre el tubo receptor, sino que se encuentra en el interior de una campana de acero evacuada cercana al simulador solar, de 30 cm de diámetro y 65 cm de altura. Como vemos, no hay contacto térmico directo entre el adsorbente y el captador, como será el caso en los prototipos basados en un CPC. El contacto se establece haciendo circular un aceite térmico a lo largo de un circuito primario. Éste incluye el tubo receptor, donde el aceite recibe el aporte térmico; una bomba lo impulsa hacia la campana desde donde es devuelta al receptor.

En el interior de la campana el carbón activo se dispone sobre una serie de bandejas metálicas que descansan encima de otros tantos discos de cobre. La masa total de carbón activo en las bandejas es de 5,6 kg, lo que equivale a 7 kg de adsorbente por m^2 de área de captación. Sobre la cara inferior de los discos se encuentran soldados tubos de cobre que derivan del ramal principal del

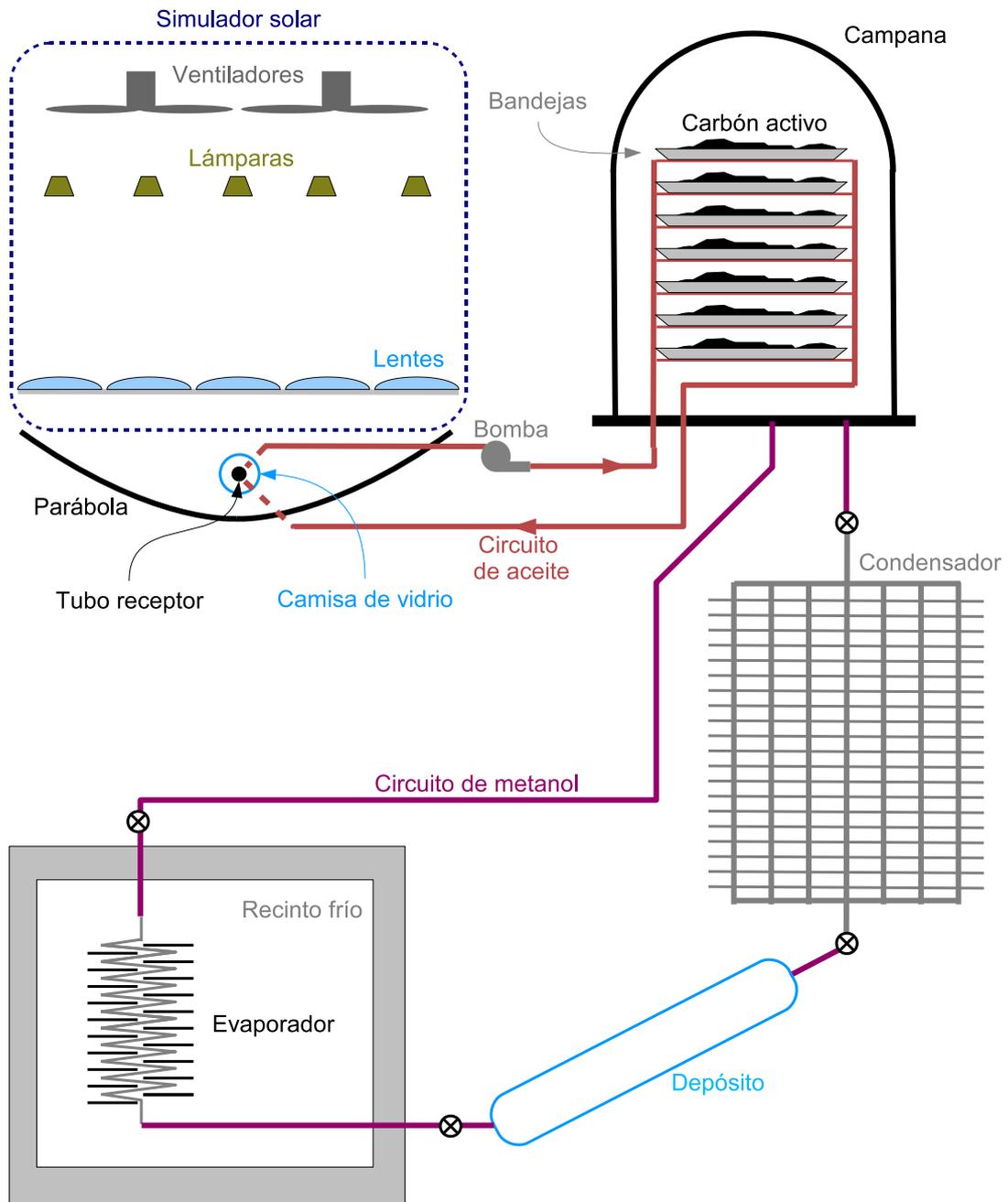


Figura 4.1: Esquema del prototipo de 2004.

circuito primario. De este modo se consigue el contacto térmico entre el aceite caloportador y el carbón activo. Para limitar las pérdidas al exterior, la campana se envuelve durante la fase diurna con una manta aislante de 4 cm de grosor, que se retira al comenzar la fase nocturna.

El circuito principal de la máquina es el circuito de metanol, que une el interior de la campana - generador con el condensador y con el evaporador, como también se muestra en la figura 4.1. El condensador está refrigerado por aire. Consta de una serie de tubos de cobre de 28 mm de diámetro, paralelos entre sí, y surcados por una hilera de placas de cobre, también paralelas entre sí, que hacen las veces de aletas. La superficie total de intercambio es de unos 12 m².

A la salida del condensador se dispone un tubo cilíndrico de vidrio, de 80 cm de longitud y 12 cm de diámetro, en el que se puede observar y medir el progreso de la fase de condensación. El depósito no se pudo colocar verticalmente, como hubiéramos deseado, debido a las limitaciones de espacio en nuestro laboratorio, y hubo que colocarlo inclinado. La cantidad de metanol inyectada en el circuito fue de 4 litros.

Finalmente, el recinto frío es una caja ortoédrica de 30 x 30 cm² de base y 45 cm de altura, revestida con planchas de material aislante de 4 cm de grosor. En su interior se encuentra el evaporador, formado por un serpentín de cobre con aletas de aluminio adosadas a él, totalizando un área de intercambio de 1,5 m².

Junto a los elementos básicos de la instalación se incluyen válvulas en los lugares que indica la figura 4.1, así como diversos elementos de medida: un transductor de presión en el interior de la campana; sondas de temperatura en diversos puntos del generador, del condensador, del evaporador y del recinto frío; sondas adicionales para medir la temperatura del aceite a la entrada y a la salida del tubo receptor; por último un caudalímetro de palas en el circuito de aceite. Las señales de todos estos aparatos se conectan a una tarjeta de conversión A/D para PC, encargado de muestrearlas a intervalos regulares. También se incluye en el equipo una bomba de vacío, encargada de evacuar la instalación, conectada a la base de la campana - generador.

4.2.2. Resultados y conclusiones

Desde los primeros ensayos, realizados en nuestro laboratorio a finales de 2001 y principios de 2002, quedó patente el funcionamiento poco satisfactorio de nuestro prototipo. Por este motivo, no ofreceremos resultados experimentales detallados. Sí nos parece interesante, en cambio, hacer un sumario de las formas en que se manifestó el mal comportamiento citado, porque de ellas pudimos extraer conclusiones importantes que nos fueron muy útiles a la hora de diseñar los prototipos posteriores. He aquí los puntos más destacados en este sentido:

- La temperatura de regeneración que podíamos conseguir nunca excedía los 65 - 70°C, haciendo que las cantidades de metanol condensadas fueran muy

escasas, incluso tras muchas horas de funcionamiento de la máquina. Necesariamente hubimos de interpretar este hecho como una señal de que el intercambio térmico entre el simulador y el adsorbente era pobre. De este modo llegamos a la conclusión de que era preciso un contacto directo entre el sistema de captación solar y el lecho de carbón activo.

- En el mismo sentido, pronto percibimos que el utilizar aceite como fluido caloportador era engorroso, sucio y ocasionaba problemas de estanqueidad en el circuito primario.
- También fue evidente que el rendimiento de captación del conjunto simulador solar - concentrador cilindro parabólico era muy reducido, contribuyendo a la baja temperatura de regeneración que ya hemos citado. Como causas podemos señalar que, contra lo que esperábamos, la concentración del haz luminoso sobre el receptor era insuficiente, a pesar de la inclusión del sistema de colimación que ya se ha descrito. Por otro lado, sospechamos que la superficie absorbente selectiva del tubo receptor, diseñada para temperaturas de color de unos 6000 K, no era idónea para los aproximadamente 3500 K de nuestras lámparas.
- Otro factor que contribuyó decisivamente a que la condensación fuese penosa es que la temperatura de condensación típica era muy elevada, debido a la combinación de varios factores: la gran disipación de calor procedente del simulador (unos 8 kW), las reducidas dimensiones de nuestro laboratorio (unos 15 m²) e incluso la dificultad de ventilarlo convenientemente.
- Los dos inconvenientes anteriores forzaron nuestra decisión de cambiar los ensayos bajo techo por un sistema que pudiera funcionar en condiciones de intemperie y luz solar real, a pesar de la difícil comunicación existente entre nuestro laboratorio y una ubicación orientada al sur.
- Las pequeñas cantidades de condensado formadas, tras ser transferidas al evaporador, produjeron cantidades de frío imperceptibles. Más aún, el ritmo de producción de frío era muy bajo porque la gran inercia térmica de la campana hacía que el enfriamiento del lecho de carbón activo fuera muy lento. He aquí otro motivo que nos impulsó a idear otro diseño más compacto de generador.

4.3. La máquina de 2004

Como se adelantó en la introducción, los elementos que esta máquina comparte con la de 2005 serán descritos en detalle en los apartados correspondientes a ella; aquí sólo se comentarán en detalle las características que no se repiten en el modelo del año siguiente.

4.3.1. Descripción

La unidad que probamos en 2004 se basaba en el captador CPC. En concreto es un CPC de semiángulo de aceptación $\zeta = 45^\circ$ o, lo que es lo mismo, factor de concentración $C = 1,41$, receptor tubular completo ($\alpha = 180^\circ$) y orientación NS, que permite la captura de radiación directa durante unas seis horas, tres antes y tres después de mediodía. Las figuras 4.2 y 4.3 ofrecen vistas de conjunto del prototipo completo.

El cajón que contiene al conjunto concentrador - generador está hecho con madera maciza de conífera. Su área de apertura global es de $100 \times 100 \text{ cm}^2$, dividida en tres copas CPC de $100 \times 33 \text{ cm}^2$. Cada concentrador tiene como receptor generador un tubo de cobre de 76 mm de diámetro, revestido con una lámina de aluminio provista de recubrimiento selectivo. En el eje de cada tubo se sitúa un segundo tubo de cobre, de 12 mm de diámetro, al que se le han practicado numerosos orificios (del orden de 300 por metro). La misión de este tubo perforado es la de servir de conducto de drenaje para facilitar el tránsito del vapor de metanol, tal como se explicó en el capítulo 1. Entre uno y otro tubos se sitúa el lecho de carbón activo, compactado pero sin comprimir. Las hojas reflectoras de las tres copas del CPC son de lámina de aluminio pulido de alta reflectancia. El armazón del cajón incluye cuatro costillas que permiten a la lámina adoptar la forma correcta y que dotan de rigidez al conjunto. La inclinación del CPC es de 30° respecto de la horizontal. El concentrador se encuentra protegido de la intemperie por una hoja de vidrio de 6 mm de espesor, que se retira durante la fase nocturna para permitir el refrescamiento del lecho adsorbente.

Cada uno de los tubos receptores está unido al condensador. Se trata de un condensador de tubos y carcasa, refrigerado por el agua procedente de un pequeño depósito anejo a la máquina. El agua circula por el interior de los tubos y la condensación del metanol tiene lugar sobre la superficie exterior de aquéllos. La circulación de agua es garantizada por una pequeña bomba de corriente continua alimentada por un módulo fotovoltaico también de pequeña potencia. Los detalles acerca del sistema de condensación se darán en el apartado destinado al prototipo de 2005.

El condensado cae sobre un depósito de vidrio de 70 cm de altura y 8 cm de diámetro donde se acumula a lo largo de la jornada, y en el que es posible controlar visualmente la evolución de la masa condensada conforme avanza la fase de desorción. Junto a este depósito de dispone otro auxiliar, de 20 cm de altura y 18 cm de diámetro, destinado a contener los 4,8 L de metanol con los que se hizo el llenado inicial de todo el circuito. Este depósito queda aislado del resto de la máquina una vez que el llenado inicial ha concluido. Ambos depósitos y el resto de elementos de la cara norte de la máquina se muestran en la figura 4.4.

Al finalizar la fase de condensación - desorción se abre la válvula situada al fondo del depósito principal y se deja caer todo el condensado hacia el evapora-



Figura 4.2: Vista frontal del prototipo de 2004.



Figura 4.3: Vista posterior del prototipo de 2004.

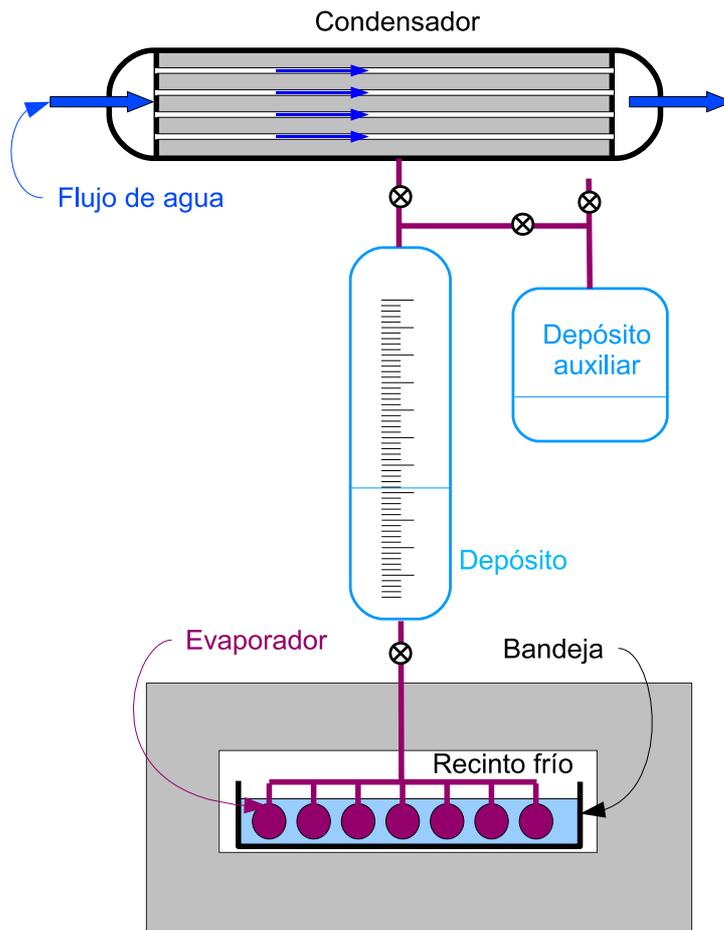


Figura 4.4: Esquema de la cara norte del prototipo de 2004.

dor. Consiste éste en una parrilla de tubos horizontales de cobre, de 42 mm de diámetro, unidos entre sí por sus extremos, con una capacidad cercana a los 5 L y una superficie de intercambio de unos 0,6 m². El evaporador se encuentra sumergido en una bandeja de metacrilato que contiene el agua que se desea enfriar. La capacidad de la bandeja ronda los 16 L. El recinto frío se encuentra revestido de una capa de 16 cm de aislante de poliestireno, que incluye una tapa en la parte superior destinada a acceder al interior.

El sistema de medida de datos experimentales incluye sensores diversos:

- Piranómetro
- Transductor de presión en el circuito de metanol
- Caudalímetro para el agua que refresca al condensador
- Sondas de temperatura:
 - ambiente, en el recinto CPC y en la superficie selectiva del receptor
 - en tres coordenadas radiales distintas del lecho de carbón
 - a la entrada y a la salida del agua que refresca al condensador
 - en cuatro puntos distintos del recinto frío, incluida la superficie del evaporador

A éstos hay que añadir la medida visual directa del nivel de condensado en el depósito principal. Todos estos sensores se conectan a un multímetro digital que realiza muestreos a intervalos regulares, y envía los datos a un PC, donde son almacenados. El sistema de medida es semejante al que se utilizó en la unidad de 2005, y es allí donde se hará su descripción en detalle.

Finalmente, todo el conjunto se montó sobre una estructura metálica provista de ruedas en su base, con el objeto de transportar la máquina desde nuestro laboratorio hasta el emplazamiento soleado donde se hizo funcionar. Es preciso comentar en este punto que la ausencia de un emplazamiento fijo y la necesidad de mover el aparato fue causa de graves problemas de estanqueidad en el circuito de la máquina, especialmente en las uniones entre las partes metálicas de aquél y los dos depósitos de vidrio.

4.3.2. Resultados experimentales

El aparato descrito se probó a lo largo de varias jornadas repartidas a lo largo de los meses de mayo, junio y julio de 2004 [85]. Tampoco en este caso presentaremos resultados experimentales muy detallados, pero sí una tabla con valores globales de una jornada de referencia, que nos permitirán desvelar qué elementos de la máquina funcionaron correctamente y cuáles no.

Parámetro	Valor
Irradiación sobre el plano de apertura del CPC	20,0 MJ
Temperatura de regeneración	89°C
Temperatura máxima en la superficie del receptor	119°C
Masa de metanol condensada	1,81 kg
Masa de metanol evaporada	0,63 kg
Temperatura de condensación promedio	24,3°C
Temperatura ambiente promedio (fase diurna)	23,4°C
Temperatura ambiente promedio (fase nocturna)	18,4°C
Temperatura en el recinto frío (inicio fase nocturna)	18,5°C
Temperatura en el recinto frío (fin fase nocturna)	10,2°C
Producción de frío (*)	0,72 MJ
<i>COP</i> (*)	0,036

Tabla 4.1: Ciclo del 1-jun-04. Resultados globales. Las cantidades señaladas con asterisco (*) han sido estimadas.

Con respecto a estos valores, comencemos indicando que las cantidades evaporadas sólo las hemos podido estimar a partir de medidas calorimétricas efectuadas sobre los parámetros referidos al evaporador. Este hecho contrasta con la fácil medida de las cantidades condensadas, aunque no se puede automatizar. En consecuencia, también es estimado el *COP* del ciclo. Por otro lado se observa una desproporción notable entre las cantidades condensadas y las evaporadas, que en absoluto se puede atribuir a que éstas últimas son estimadas. Tal desproporción no se corrige, sino que se acentúa, durante las jornadas posteriores (en el caso que se muestra, el 2, 3,... de junio), mostrando que el funcionamiento del prototipo no puede considerarse como cíclico, ni siquiera de forma aproximada.

Nos resultó muy difícil precisar los motivos de tal disfunción, y alguno de ellos no lo advertimos hasta que pusimos en funcionamiento el prototipo del año siguiente. Algo que sí detectamos en este sentido, pero no pudimos corregir, fue la falta de estanqueidad plena en el circuito de metanol, que se traducía en la entrada de aire en pequeñas cantidades, pero de modo continuo. Como consecuencia, la desorción y la evaporación del metanol quedan penalizadas, porque las moléculas de metanol en fase adsorbida, así como las que se hallan en fase líquida en el evaporador, deben vencer una presión superior a la de su vapor para pasar a la fase gaseosa. En el caso de la desorción este problema implica que la fase de condensación comienza más tarde y a una presión más elevada, mientras que durante la tarde - noche la evaporación se ve fuertemente obstaculizada.

También es interesante señalar el fortísimo gradiente térmico que detectamos en el interior del lecho de carbón activo en donde, como se recordará, habíamos instalado sensores de temperatura para tres valores distintos de la coordenada radial, medida a partir del eje del tubo receptor. Así por ejemplo, en la jornada

del 12-jul-04, durante la fase diurna, llegamos a medir -60°C junto al canal de drenaje en un momento en que la temperatura del carbón cerca del tubo receptor rondaba los 115°C . Esta diferencia supone *grosso modo* un gradiente radial de unos $200^{\circ}\text{C}/\text{cm}$. No hemos encontrado ningún hecho semejante reflejado en la bibliografía consultada.

4.3.3. Conclusiones

A la vista de los resultados obtenidos en el ciclo de referencia del 1 de junio de 2004 y en otras jornadas cuyos resultados no se muestran, pudimos extraer las conclusiones que presentamos a continuación. Casi todas ellas se refieren a las partes de la máquina que fueron causa de dificultades, y las tuvimos muy en cuenta a la hora de diseñar un nuevo prototipo:

- Las cantidades condensadas por jornada nos indican que, a grandes rasgos, el sistema de captación CPC junto con el condensador utilizado son idóneos. De hecho, si fuera posible evaporar durante la fase nocturna todo el condensado producido en la diurna, el COP de la unidad rondaría el 9 - 10 %, una cantidad próxima a la que se obtiene con los mejores prototipos comparables al nuestro.
- Lo anterior cobra más fuerza si se tiene en cuenta que la masa de adsorbente por unidad de superficie de captación es muy inferior en nuestra máquina que en otras descritas en la literatura. Así pues, nos propusimos incrementar esa masa, y de ahí surgió la idea de CPC con receptor de porción tubular, que se desarrolló en el capítulo precedente.
- Con el objeto de cuidar al máximo la estanqueidad del circuito decidimos suprimir en lo sucesivo las partes de vidrio en el mismo, puesto que su unión a las partes metálicas fue una fuente constante de problemas, sobre todo si se tiene en cuenta que nuestra máquina había de ser necesariamente portátil, y era durante el transporte cuando más sufrían las uniones vidrio - metal.
- Como se ha visto, las masas de adsorbato evaporadas no se podían medir directamente, y las condensadas sólo se podían medir visualmente. Nos impusimos la condición de que tanto unas como otras se pudieran medir directamente y de forma automática, un asunto sobre el que, por cierto, la mayoría de los artículos consultados sobre máquinas de adsorción da poca o ninguna información.
- El sistema de refrescamiento nocturno del generador basado en retirar la cubierta de vidrio se reveló eficaz pero poco práctico, debido a que muy pronto se depositó polvo sobre la superficie del reflector y del receptor, reduciendo sus prestaciones ópticas.

- Finalmente decidimos eliminar en futuros prototipos los sensores internos de temperatura del adsorbente. Y no lo hicimos, desde luego, por falta de interés del gradiente térmico observado, sino por un motivo de orden práctico, a saber, que la instalación de tales sensores comprometió seriamente la estanqueidad de la máquina.

4.4. La máquina de 2005

Este epígrafe está estructurado de manera distinta a los dos anteriores: aquí nos limitaremos a hacer una descripción completa del prototipo de 2005, mientras que el análisis detallado de los ciclos experimentales se ha pospuesto, por su extensión, para el capítulo siguiente.

Al igual que el prototipo del año precedente, el de 2005 no disponía de un emplazamiento idóneo para su instalación. Tuvimos que construirlo portátil, dotándolo de ruedas, para poder transportarlo desde nuestro laboratorio al único lugar en que nos fue posible hacerlo funcionar. Se trata de una calleja que habitualmente funciona como aparcamiento y cuyas condiciones de insolación no son las más adecuadas, puesto que sólo se dispone de luz solar directa en épocas próximas al solsticio de verano, y aun entonces las edificaciones circundantes proyectan sombra sobre el emplazamiento a partir de las 15 h solares, aproximadamente. Por razones de seguridad la máquina había de ser puesta bajo techo al menos durante los fines de semana. Así, la necesidad de desplazarlo con frecuencia limita su tamaño y es causa, entre otros factores, de su reducida área de captación, como se verá. Los traslados fueron una fuente de sacudidas y vibraciones que en diversas ocasiones causaron pérdidas de estanqueidad en el circuito de vacío.

Las figuras 4.5 y 4.6 muestran vistas frontal y posterior, respectivamente, de la máquina. Los apartados que siguen los dedicaremos a describir cada una de sus partes constitutivas. Pero antes conviene indicar que la práctica totalidad de esta máquina (y también la de 2004) ha sido manufacturada por nosotros en nuestro laboratorio. Sólo son de adquisición comercial las materias primas, el equipo auxiliar y de medida y el condensador, que fue manufacturado por un proveedor local especializado.

4.4.1. Sistema de captación y generador

El generador de este prototipo utiliza cuatro copas CPC con semiángulo de aceptación $\zeta = 45^\circ$, inclinadas 20° respecto de la horizontal. Sólo la mitad de cada tubo receptor se encuentra irradiada ($\alpha = 90^\circ$) y la orientación es EO. Cada copa tiene 80 cm de largo y 17'3 cm de ancho, lo que significa un área de captación total de $0,55 \text{ m}^2$.

La figura 4.7 muestra vistas del conjunto, que va montado sobre un cajón ortoédrico de madera. La superficie reflectora de los concentradores se hizo con



Figura 4.5: Vista frontal del prototipo. Se aprecian en la parte superior el sistema de captación y el módulo fotovoltaico que permite la circulación de agua a través del condensador. En la parte inferior destacan el recinto frío y el sistema de captura de datos.



Figura 4.6: Vista posterior de la máquina de 2005. Destacan el condensador, el recinto frío con el evaporador a la vista y el depósito de agua para el condensador.

hoja de aluminio pulido, de la firma Alanod, con una reflectancia del 95 %. Para darle forma a cada copa tendimos varias varillas guía de acero de un lado a otro del cajón, que además proporcionan a éste rigidez adicional. La hoja se adhirió a las varillas mediante cordones de silicona.

Entre copa y copa adyacentes se colocó un aislante de poliestireno con objeto de reducir pérdidas térmicas. La cara inferior no expuesta de cada tubo receptor también va cubierta por una plancha de material aislante de unos 6 cm de espesor. Esta plancha es removible, de manera que permanece en su lugar durante la fase diurna y se retira al comenzar la fase nocturna, para mejorar el refrescamiento natural de los tubos receptores.

Los tubos receptores, que albergan en su interior al lecho adsorbente, tienen 76 mm de diámetro y son de cobre. Este metal fue elegido por su alta conductividad térmica, pero sobre todo porque es fácil obtener buenas uniones entre piezas mediante técnicas de soldadura con soplete y aleación de plata, comunes en fontanería. Antes de proceder al llenado de cada tubo con carbón se colocó en su interior otro tubo de unos 15 mm de diámetro hecho con malla fina de acero. Este segundo tubo hace las veces de canal de drenaje, para permitir una buena circulación de metanol y un buen contacto entre éste y su adsorbente.

La conexión de los tubos del generador entre sí y con el condensador de la máquina se llevó a cabo mediante tubería de cobre de 28 mm de diámetro. La unión entre esta tubería y los extremos de cada tubo receptor se llevó a cabo mediante reducciones estándar, también de cobre. Cada una de estas reducciones ocupa una longitud de unos 20 cm, zona que también se encuentra rellena de adsorbente. En total, el generador alberga 7,2 kg de carbón activo, lo que equivale a 13,1 kg por m² de superficie de captación. Las zonas laterales ocupadas por las reducciones no se hallan expuestas a la radiación; fueron aisladas térmicamente mediante recintos laterales provistos de sendas tapas extraíbles, que también se retiran por la tarde para mejorar su refrescamiento nocturno. En la fotografía 4.5 se aprecian bien la parte expuesta, los recintos laterales y sus tapas respectivas. En la figura 4.7 estas últimas se han dibujado como si fueran transparentes, con el fin de que se pueda apreciar la zona ocupada por las reducciones.

Con el propósito de optimizar la absorción de radiación, cada tubo receptor se cubrió mediante una hoja de aluminio provista de recubrimiento selectivo. Se trata de un producto comercializado también por la firma Alanod, de nombre MIRO THERM, cuya absorptancia solar con masa de aire $MA=1,5$ es $\alpha_{sol} = 0,94 \pm 0,02$ y cuya emisividad térmica a 100°C es $\epsilon = 0,05 \pm 0,02$.

El proceso de unión entre la hoja absorbente y la superficie del tubo resultó bastante laborioso. Tras varios ensayos infructuosos, el modo de unión que finalmente adoptamos comenzaba por curvar a mano la hoja hasta darle la curvatura aproximada del tubo. Después impregnábamos la superficie del tubo con una fina capa de un adhesivo epoxy de dos componentes resistente a altas temperaturas y fijábamos la hoja al tubo mediante múltiples pinzas, durante 24 ó 48 horas, hasta que el adhesivo fraguaba. La figura 4.8 muestra una imagen del proceso.

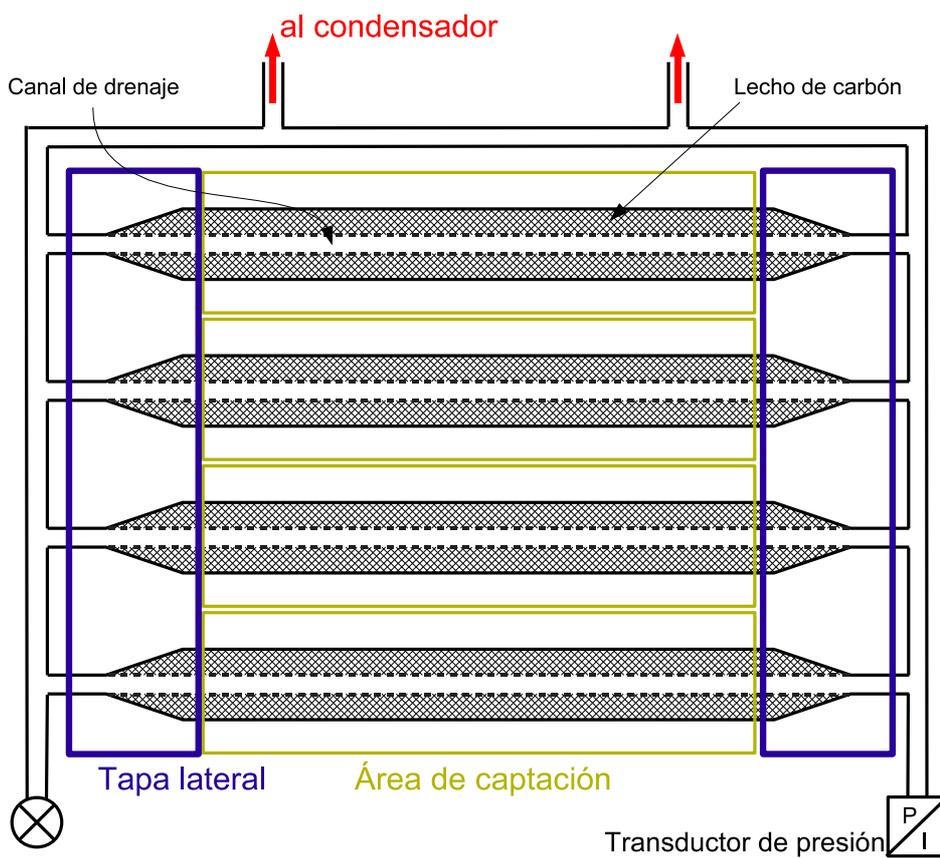
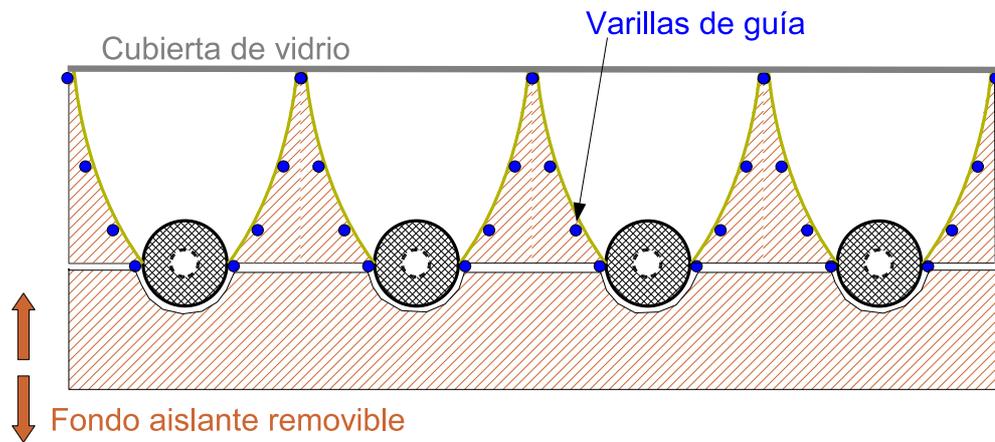


Figura 4.7: Esquema general del generador. (Arriba): Sección transversal. (Abajo): Vista superior.



Figura 4.8: Detalle de los tubos del generador durante el proceso de fijación de la lámina.

La cubierta de vidrio que cierra las copas del concentrador tiene un grosor de 6 mm y lleva un recubrimiento interferencial en su cara interna, que reduce las pérdidas en el infrarrojo. Finalmente, las tuberías que comunican los tubos receptores con el condensador, que van por fuera del cajón, están aisladas con espuma de polietileno, bien visible en la figura 4.5.

4.4.2. Condensador

Ya se ha argumentado en el capítulo 1 que los condensadores refrigerados por agua generalmente ofrecen mejores características globales, en cuanto a eficiencia del ciclo, que los refrigerados por aire, y así nuestra máquina utiliza un condensador refrigerado por agua. En general, la condensación en el exterior de un tubo horizontal se prefiere a la condensación en el interior o en el exterior de un tubo vertical [86], porque en estos dos últimos casos el líquido condensado tiende a quedar adherido en mayor cuantía a las paredes del tubo, dificultando el intercambio térmico y con él el progreso de la propia condensación.

Nuestro diseño se acoge precisamente a este patrón, esquematizado en la figura 4.9; también es visible en la fotografía 4.6. Consiste en una cámara cilíndrica con atmósfera de metanol, surcada por una serie de tubos horizontales, por los que circula agua relativamente fresca, que extrae el calor latente de condensación. La cámara es de acero, tiene 75 cm de largo y 13 cm de diámetro. La surcan 13 tubos de acero, de 12 mm de diámetro exterior, dispuestos al tresbolillo. La superficie de intercambio es de $0,32 \text{ m}^2$. La cámara se conecta en dos puntos con el generador

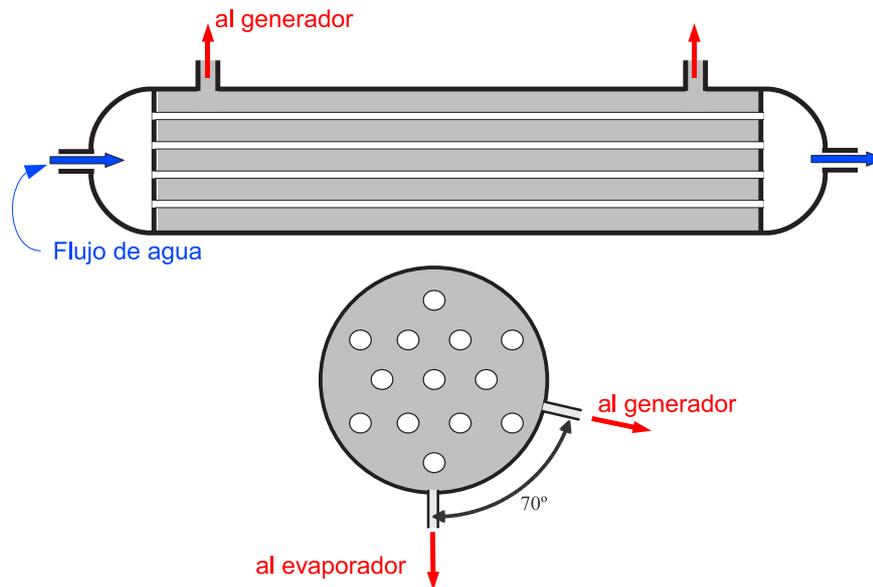


Figura 4.9: Esquema del condensador. (Arriba): corte longitudinal; (Abajo): sección transversal. El espacio coloreado corresponde a la cámara ocupada por el vapor de metanol que se ha de condensar; las zonas claras son los tubos que surcan la cámara.

mediante tubería de cobre de 28 mm de diámetro, sin que exista válvula alguna que pueda incomunicar ambos recintos; también existe comunicación, única en este caso, y centrada, con el evaporador. Ésta y las dos que van al generador están separadas por un ángulo de 70° , debido a que el generador posee una inclinación de 20° respecto de la horizontal.

Para refrigerar el condensador no se utiliza agua de la red doméstica (que además de ser un despilfarro acarrearía un funcionamiento artificialmente bueno del condensador), sino agua almacenada en un bidón cercano a la máquina, visible en la figura 4.6. Durante la campaña de medidas el contenido del bidón rondó los 90 litros y no se renovaba de una jornada para otra: simplemente se calentaba durante la fase diurna y se refrescaba por la noche.

Para hacer circular el agua a través del condensador se utiliza un pequeño motor de corriente continua alimentado por un módulo fotovoltaico, también de pequeño tamaño, situado sobre el propio condensador y que contribuye a mantenerlo sombreado (ver las fotografías 4.5 y 4.6).

Ni la potencia del módulo ni el consumo del motor son parámetros críticos de diseño. Sí es preciso indicar que el sistema módulo - motor permite que el condensador funcione de modo autónomo, al tiempo que evita el uso de elementos de regulación y almacenamiento comunes en otras instalaciones fotovoltaicas: cuando la insolación es alta y el ritmo de desorción es elevado, el comportamiento

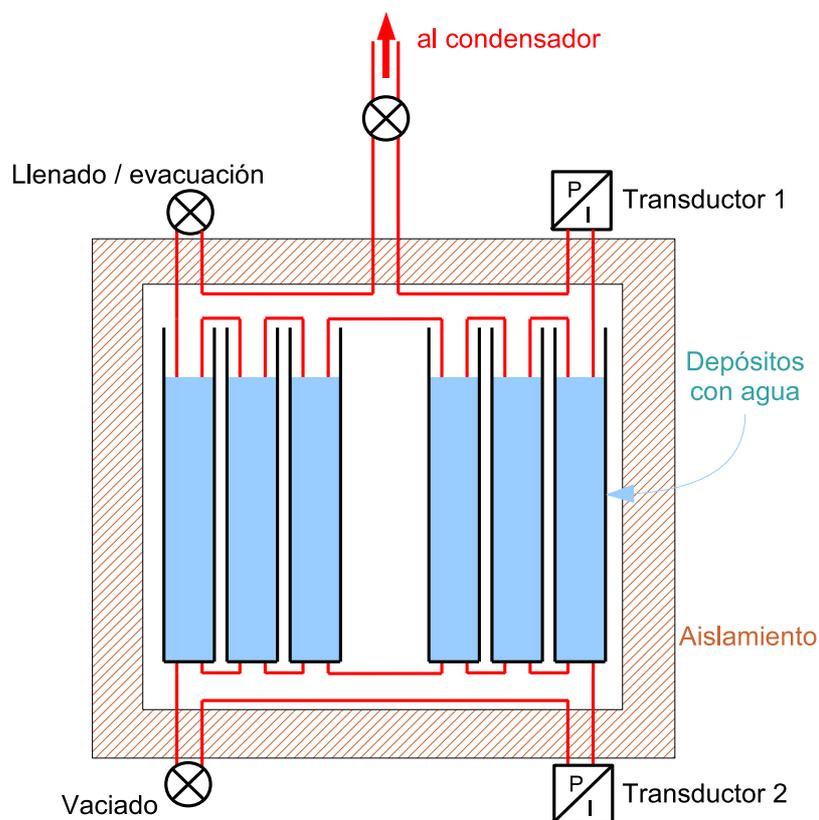


Figura 4.10: Esquema del conjunto evaporador – recinto frío.

lineal propio del motor de corriente continua incrementa el caudal y la condensación progresa; cuando el cielo se cubre, el motor se detiene, y la condensación se lentifica, lo cual no es particularmente grave, porque en ausencia de insolación la desorción de refrigerante también se estanca.

4.4.3. Evaporador y recinto frío

De acuerdo con las conclusiones del capítulo precedente, nuestro diseño de evaporador deberá ser tal que permita conocer en cada instante con precisión suficiente las cantidades de metanol adsorbida y en fase líquida dentro del circuito de la máquina. Con tal propósito optamos por un diseño de evaporador como el que se esquematiza en la figura 4.10, y cuyo aspecto real es visible en la fotografía 4.6. Se trata de una parrilla de tubos de cobre de 28 mm de diámetro (en rojo en la figura), soldados entre sí mediante uniones estándar de fontanería. Los seis tubos verticales tienen una longitud de 50 cm, y los colectores horizontales superior e inferior tienen 48 cm. La capacidad del conjunto es de 2,4 litros, que juzgamos suficientes para albergar todo el adsorbato que la máquina pueda trasegar en

una jornada. El área de intercambio con el recinto frío es de $0,35 \text{ m}^2$. Uno de los tubos laterales se prolonga por arriba y por abajo en sendas válvulas que conectan con el exterior; la válvula superior sirve para el llenado inicial del circuito con metanol y para conexión al equipo de vacío, mientras que la inferior se usa para un eventual vaciado de la instalación. El otro tubo lateral lleva acoplados los sensores de medida de nivel de metanol en el interior del evaporador, sobre los que se tratará en el siguiente apartado.

Para poner en contacto el evaporador con el agua que estaba destinado a enfriar ensayamos varias opciones. En plena campaña de medida hubimos de renunciar a sumergir todo el evaporador en una cubeta ortoédrica que habíamos preparado inicialmente, a causa de diversos problemas de falta de estanqueidad en la propia cubeta. Tras varios intentos, finalmente decidimos revestir cada tubo vertical del evaporador con un pequeño depósito cilíndrico de metacrilato, cuyas piezas primero cortamos diametralmente y después adherimos entre sí y con el propio tubo del mejor modo que pudimos. Cada depósito tiene 6,4 cm de diámetro y 45 cm de altura, y puede albergar del orden de 1,1 litros de agua. El conjunto evaporador - depósitos se revistió con una capa de material aislante de poliestireno de 8 cm de grosor, que incluye una tapa en su cara norte destinada a tener acceso al recinto frío.

El evaporador se comunica con el condensador mediante una válvula. Durante el día se encuentra abierta para que el condensado caiga libremente hacia el interior. Al finalizar la fase de condensación se puede cerrar hasta que la presión en el evaporador (y con ella la temperatura de evaporación) caiga hasta el valor deseado o bien se puede mantener abierta si se desea que la evaporación comience lo antes posible.

El evaporador así diseñado funciona en la modalidad de enfriadora de agua: el recinto frío no está pensado para mantener productos fríos en su interior durante toda la jornada, sino que el agua enfriada durante la noche se extrae a primera hora de la mañana, para su posible aprovechamiento en algún otro lugar, y el recinto permanece a la intemperie durante toda la fase diurna.

4.4.4. Sistema de medida

La tabla 4.2 resume los sensores de medida que se acoplaron a la máquina con el fin de registrar los parámetros experimentales más relevantes en su funcionamiento.

Algunos de estos sensores requieren explicación adicional. Así, el sensor de temperatura ambiente se montó bajo el generador, en un lugar que asegurase la sombra durante toda la jornada, pero a suficiente distancia de aquél como para que su alta temperatura diurna no afectase a la medida. El sensor de temperatura superficial del receptor se montó sobre uno de los cuatro receptores que lleva la máquina, y se adosó a él mediante una brida metálica de acero. El piranómetro no se montó sobre un plano horizontal, sino sobre el plano de apertura del captador,

Magnitud	Ubicación	Sensor	Escala	Señal
Irradiancia	Apertura CPC	Piranómetro	0 – 1500 W/m ²	mV
Presión	Generador Evaporador (cúspide) Evaporador (fondo)	Transductor	0 – 1000 mbar 0 – 400 mbar 0 – 400 mbar	4 – 20 mA
Temperatura	Ambiente Recinto CPC Receptor CPC Recinto frío 1 Recinto frío 2 Recinto frío 3 Entrada condensador Salida condensador	Termopar K	°C	mV
Caudal	Agua del condensador	Palas	4 - 100 L/min	4 – 20 mA

Tabla 4.2: Resumen de los sensores de medida instalados en el prototipo. La columna “Señal” se refiere al tipo de magnitud eléctrica que el sensor dispensa, mientras que “Escala” indica el intervalo de magnitud a la que el sensor responde.

como se hace en una buena parte de los trabajos consultados. De los tres sensores de temperatura instalados en el recinto frío, dos se instalaron sumergidos en sendos puntos de los depósitos de agua y a diferente profundidad; el tercero se adosó al evaporador.

Por su parte, los sensores de presión que instalamos medían presiones absolutas, como corresponde al hecho de que la máquina trabaja en condiciones de vacío. Las escalas que elegimos para cada sensor son las que se muestran en la tabla 4.2. Durante la campaña de medidas, en algunos momentos de determinados ciclos, la presión excedió en algo los 400 mbar de fondo de escala del transductor montado en la parte alta del evaporador. Afortunadamente, en esos momentos el generador y el evaporador se encontraban conectados, de modo que disponíamos como guía de la lectura de presión en el generador, que no ofreció nunca problemas de escala.

Con todo, lo que merece atención especial es el sistema utilizado para determinar el nivel de metanol líquido dentro del evaporador. Con este propósito consideramos diversos sistemas de medida de nivel comunes en el mercado, y varios de ellos fueron descartados a priori por inadecuados a nuestra instalación. Así, los transmisores ultrasónicos envían un haz de ultrasonidos sobre la superficie libre del líquido y miden el tiempo que tarda en regresar el haz, pero no son idóneos en ambientes a baja presión [87], como es nuestro caso. Los transmisores de capacitancia utilizan una varilla con dos electrodos, la capacitancia de cuya porción sumergida es convertida en una lectura de nivel; sin embargo requieren que el líquido posea una conductividad eléctrica suficiente, y tampoco es nuestro caso.

Después decidimos utilizar un sistema de medición puramente hidrostático, basado en la simple determinación de la diferencia de presiones entre el fondo y la cúspide del evaporador. Ensayamos primero un manómetro diferencial muy preciso, de 70 mbar de fondo de escala, perfecto para nuestro propósito. Sin embargo, la presencia de un sifón en el tubo que conectaba ambas tomas del manómetro falseaba la lectura. Más aún, el metanol pronto deterioró el sistema de medida del manómetro, y hubo que renunciar a este sistema, con el engorro adicional de tener que hacerlo en plena campaña de medidas.

Por fin decidimos usar dos transductores de presión absoluta independientes, montados respectivamente en la base y en la cúspide del uno de los tubos laterales del evaporador. Se trata de dos aparatos algo menos precisos (un 2,5% sobre el fondo de escala), pero extremadamente robustos, que ofrecieron un comportamiento satisfactorio a partir del momento en que fueron instalados.

La simple determinación de la columna de metanol en nuestro evaporador no basta para determinar su contenido real en masa o volumen; es preciso llevar a cabo una calibración previa que convierta una magnitud en alguna de las otras. Así se hizo antes de comenzar la campaña. El proceso consistió simplemente en verter en el evaporador, previamente vaciado, masas controladas de metanol y determinar con el sistema de medida de presión la altura de la columna. El proceso

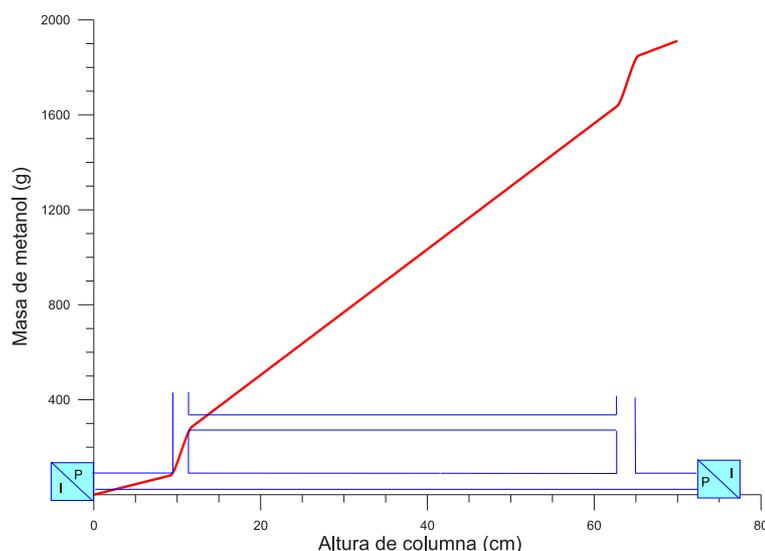


Figura 4.11: Resultado de la calibración altura de columna – masa de refrigerante en el evaporador. Se incluye un esbozo parcial del alzado del evaporador.

fue cómodo, porque en aquel momento se encontraba operativo el manómetro diferencial citado, con lo que no era necesario hacer el vacío en la instalación cada vez que queríamos obtener un punto de la curva de calibración. La figura 4.11 muestra el resultado, incluyendo un esbozo del evaporador, para que sea fácil identificar cada una de las transiciones que exhibe la curva.

El registro de todas las medidas resumidas en la tabla 4.2 se llevó a cabo mediante un multímetro digital Keithley 2700, provisto de una tarjeta multiplexora M7708 de 40 canales, a cuyos terminales se conectaron los distintos sensores. La misión de esta tarjeta es transferir, mediante un sistema de relés, la señal de cada canal hacia el multímetro. De este modo, un único sistema de lectura permite registrar secuencialmente la señal de los distintos canales. El intervalo de muestreo que fijamos fue de un minuto, de modo continuo durante toda la jornada.

Las lecturas efectuadas por el multímetro son transferidas hacia un PC portátil mediante un cable RS-232 estándar. El PC lleva instalado un software que permite cargar directamente sobre una hoja de cálculo Excel los datos que le van llegando. El trasiego de información entre el multímetro y el ordenador es bidireccional, y así es posible configurar desde la misma hoja de cálculo diversos parámetros: intervalo y modo de muestreo, tipo de señal que recibe cada sensor, lugar y forma en que los muestreos son almacenados en la hoja, etc.

Los sensores que funcionan como transductores de corriente (en nuestro caso, los que miden las diversas presiones y el caudal de agua en el circuito de refrigeración del condensador) requieren alimentación eléctrica. Una fuente de alimentación de tensión regulable se encarga de este cometido. Para cada uno de estos canales se dispuso entre los terminales del multiplexor una resistencia de

precisión de 250Ω , destinada a convertir la señal en corriente en otra señal en tensión, en el rango 1 - 5 V, más adecuada a la forma de trabajo del multímetro.

Tanto la fuente de alimentación como el multímetro se colocan en el exterior, sobre el prototipo (ver figura 4.5), mientras que el PC se mantiene bajo techo.

Capítulo 5

Los ciclos experimentales

5.1. Introducción

Este capítulo se va a dedicar a analizar con detalle los resultados experimentales obtenidos con el prototipo de 2005, descrito en el capítulo precedente. En primer lugar, resumiremos las principales incidencias que acontecieron durante la campaña de medidas en la que se puso a prueba el prototipo, incidencias que retrasaron de forma notable el correcto funcionamiento de la máquina. A continuación daremos un breve sumario con los parámetros más relevantes de los ciclos de la campaña que consideramos más satisfactorios; en este apartado prestaremos atención especial al *COP* de funcionamiento de cada ciclo. Posteriormente examinaremos con mayor profundidad diversos aspectos de uno de los ciclos, que consideraremos como ciclo de referencia. Sobre todo prestaremos atención a los intercambios térmicos que experimentan los principales elementos que componen la máquina: generador, condensador, evaporador y depósito de agua. Obtendremos la forma de distintas ecuaciones simples que rigen el comportamiento de la máquina en su conjunto y, al mismo tiempo, desvelaremos los parámetros de dichas ecuaciones, coeficientes de intercambio térmico en su mayoría. Las ecuaciones que obtengamos servirán para formular, a lo largo del sexto capítulo, un modelo global de funcionamiento para el sistema con el que determinaremos cómo influyen en las prestaciones de la máquina eventuales modificaciones en los parámetros obtenidos.

5.2. Breve historia de la campaña de medidas

La campaña de medidas que está en la base de este trabajo se extendió durante aproximadamente dos meses, desde el 20 de mayo hasta el 16 de julio de 2005. Durante este periodo de tiempo, y con las excepciones que se señalarán más adelante, la máquina estuvo en funcionamiento durante todas las jornadas laborables.

La campaña tuvo lugar en la ciudad de Burgos (España), en cuya Universidad trabajamos el autor y el tutor de este trabajo. Burgos es una ciudad caracterizada por un clima continental, con veranos breves, no especialmente calurosos, y de noches frescas; por su parte, los inviernos son largos y fríos. A título de ejemplo, durante el mes de julio, las temperaturas máxima y mínima promedio son de 26,4 y 11,0 °C, respectivamente, y el número de horas de sol es de 10,0 por día [88]. En todo caso son de destacar las excepcionales condiciones de insolación de que dispusimos durante la práctica totalidad de la campaña. Casi todas las jornadas fueron soleadas de principio a fin, de modo que apenas hubo días en que la máquina no pudiera funcionar correctamente por falta de radiación.

Ya se ha explicado que el nuestro es un prototipo portátil. Durante los fines de semana optamos por no mantenerlo a la intemperie, porque una precipitación imprevista hubiera dañado probablemente el sistema de adquisición de datos y porque el sistema de captación CPC no estaba sellado a prueba de agua. De este modo, cada viernes por la tarde el prototipo era devuelto cuidadosamente al interior, donde proseguía su ciclo y el registro de sus datos, sólo que en vez de hacerlo en condiciones de intemperie lo hacía en el ambiente de temperatura aproximadamente constante de nuestro laboratorio. Cada lunes, a primera hora de la mañana, era transportado de nuevo a su lugar de funcionamiento habitual. De lunes a viernes se mantenía ininterrumpidamente en el exterior, a menos que el pronóstico del tiempo indicase la posibilidad de precipitación.

La primera parte de la campaña estuvo salpicada de ensayos infructuosos. Para empezar, pronto comprobamos que la producción de frío de nuestra máquina se deterioraba visiblemente de un día para otro. Observamos que la presión en el circuito de metanol, siendo variable desde luego, se incrementaba lenta pero perceptiblemente conforme transcurrían las jornadas. Más aún, durante cada jornada la presión a la que tenía lugar la condensación era claramente más alta que durante el día precedente, y la evaporación nocturna también era más lenta y se estancaba antes día tras día. Ésta, como se recordará, es una incidencia que también habíamos sufrido con el prototipo de 2004, que atribuimos a la falta de estanqueidad plena del circuito de metanol, pero que no pudimos corregir entonces. En este caso, tras un examen sumamente minucioso de toda la máquina, finalmente descubrimos el motivo: el adhesivo que hasta entonces utilizábamos para sellar todas las uniones roscadas del circuito con el exterior era vulnerable al metanol, especialmente al metanol en fase líquida; como consecuencia, la unión roscada comenzaba a ser permeable al aire. Inmediatamente procedimos a reemplazar el material de sellado previo por otro a base de teflón, que se reveló eficaz, en lo que se refiere a la estabilidad frente al metanol y en lo que se refiere a la calidad que proporciona en el sellado de uniones roscadas. A partir de ese momento la estanqueidad del circuito fue completa durante todo el resto de la campaña.

Tras resolver esta incidencia esperábamos que la máquina funcionase de forma satisfactoria, pero pronto advertimos que la mejora solo era parcial. La fase de condensación - desorción transcurría de modo correcto, pero durante la fase

nocturna la producción de frío era muy baja, observándose que se evaporaban cantidades de metanol muy inferiores a las condensadas durante el día. En un primer momento atribuimos este hecho a que la transmisión de calor en nuestro evaporador era deficiente. Lo mejoramos, dotando al evaporador de aletas de aluminio que incrementaban notablemente su superficie de intercambio térmico, pero pronto constatamos que esta modificación no rendía fruto alguno.

Finalmente se nos ocurrió vaciar el circuito de la máquina y al hacerlo pudimos comprobar que el metanol de su interior estaba notoriamente sucio, con sustancias disueltas en su interior. Llegamos a la conclusión de que esta suciedad procedía del material decapante con que es preciso revestir las piezas metálicas de la máquina para proceder a su soldadura (como se recordará, el circuito está hecho básicamente de cobre y sus piezas fueron soldadas a mano por nosotros). El residuo de decapante abundaba sobre todo en las numerosas soldaduras del evaporador y era soluble en metanol. Su presencia disuelto, supusimos, obstaculizaba la evaporación nocturna por las mismas razones que hacen que el punto de ebullición de una disolución sea más alto que el del disolvente puro.

Procedimos entonces a vaciar el circuito de metanol. Lo hicimos después de completar una etapa de condensación - desorción, a fin de que la cantidad de metanol extraída fuera máxima. Volvimos a llenar el circuito con metanol limpio, y tras unas horas de permanencia lo vaciamos de nuevo, con el fin de retirar la mayor cantidad de residuo soluble. Tras el llenado definitivo sellamos el circuito y procedimos a hacer el vacío en su interior.

A partir de este momento, con el circuito estanco y razonablemente libre de impurezas, nuestro prototipo comenzó a funcionar de manera correcta y, como se verá en el apartado siguiente, sin pérdidas importantes en la producción de frío de una jornada para otra. Con todo, todavía en una ocasión posterior llevamos a cabo un cambio de refrigerante y comprobamos que, si bien en pequeñas cantidades, continuaban apareciendo impurezas disueltas en el metanol.

Los resultados que se consignarán y analizarán en los siguientes apartados corresponden a los ciclos llevados a cabo con posterioridad a la resolución de las incidencias que se han explicado más arriba. Son ciclos que transcurrieron, aproximadamente, durante la primera quincena de julio de 2005. En cambio no hemos considerado relevante incluir resultados detallados de los ciclos previos, unos veinte en total y todos ellos infructuosos, que llevamos a cabo entre finales de mayo y finales de junio.

5.3. Resumen de ciclos

En este apartado nos proponemos presentar un resumen con las principales características de los ciclos experimentales registrados en la campaña de junio - julio de 2005. Se ofrecerán parámetros globales para todos ellos, sin renunciar, como veremos más adelante, a analizar en detalle algún ciclo particular que po-

damos catalogar como ciclo típico.

Antes de hacerlo creemos conveniente detallar la secuencia precisa de intervenciones que quienes controlábamos el progreso del ciclo efectuábamos sobre el prototipo. Con pequeñas variaciones entre unas jornadas y otras la secuencia es la siguiente:

- A primera hora de la mañana (en torno a las 7h00m solares) se abre la tapa del recinto frío y se retira del evaporador - enfriador el agua fría producida durante la noche anterior. En este momento también se cierra el circuito que une el módulo fotovoltaico con la bomba alimentada por él, con el fin de que la circulación del agua que refresca al condensador comience en cuanto la irradiancia sea suficiente. Esto suele ocurrir, en la época y lugar de nuestros ensayos, en torno a las 7h30m solares. También se llevan a cabo comprobaciones de rutina en todos los aparatos de medida, en el sistema de adquisición de datos y en el PC portátil que lo controla.
- Durante toda la fase diurna, tanto el calentamiento isostérico como la fase de desorción – condensación, no hay intervenciones de ningún tipo, a excepción de una vigilancia rutinaria periódica. El evaporador – enfriador permanece sin agua y a temperatura sensiblemente igual a la ambiente, puesto que el recinto frío permanece destapado. Por tanto, y como ya se advirtió, la condensación puede tener lugar indistintamente en el condensador y en el evaporador.
- En torno a las 15h solares el sol desaparece tras los edificios que vecinos al prototipo. La insolación cae bruscamente y la condensación prosigue durante unos pocos minutos más, aunque la circulación de agua se detiene. En este momento se puede dar por concluida de forma efectiva la fase diurna. Desconectamos la bomba del módulo que lo alimenta y procedemos de inmediato a refrescar el generador, con el fin de que la fase de evaporación comience tan pronto como sea posible. Para ello retiramos la cubierta inferior del generador, que no se volverá a colocar hasta la mañana siguiente.
- A continuación se procede a llenar los tubos del enfriador con agua a temperatura ambiente, y se cierra el recinto frío. Como se explicó en el capítulo anterior, hay una llave que permite aislar el conjunto generador - condensador del evaporador. Por tanto, sería posible dejar caer la presión en el generador hasta un valor acorde con la temperatura de evaporación que se deseara. No obstante, optamos por mantener la válvula permanentemente abierta. De este modo la producción de frío - evaporación comienza a una temperatura, si no idéntica, sí próxima a la temperatura ambiente.

La tabla 5.1 ofrece un sumario de parámetros relevantes en diversos ciclos diurnos. Las primeras columnas ofrecen las masas condensada y evaporada durante las fases homólogas del ciclo. Como se recordará, el contenido en metanol

Día	M.C. kg	M.E. kg	$T^{(a)}$ °C	$\tau(BC)$ °C	$\tau(DA')$ °C	G MJ/m ²	$Q^{(r)}(DA')$ MJ/m ²	COP
01-jul	1,35	0,89	22,8	20,4	-1,1	19,5	1,90	0,096
05-jul	1,63	1,09	19,6	26,4	-4,2	27,2	2,24	0,082
06-jul	0,97	1,00	18,3	27,2	-5,3	22,0	2,05	0,093
07-jul	1,13	1,01	15,9	25,3	-7,2	26,6	2,07	0,078
08-jul	1,19	1,07	19,0	26,5	-6,1	28,2	2,20	0,078
11-jul	1,60	1,24	22,1	28,6	-5,0	27,5	2,53	0,092
12-jul	1,26	1,15	22,5	31,0	-4,9	27,7	2,35	0,085
13-jul	1,18	1,13	25,2	31,8	-2,5	27,4	2,30	0,084
14-jul	1,18	1,15	28,7	35,8	+3,4	26,1	2,30	0,089
15-jul	1,25	1,12	27,9	25,4	+0,9	25,9	2,28	0,088

Tabla 5.1: Resumen con los parámetros globales de los ciclos registrados durante la primera quincena de julio de 2005. M.C: masa de metanol condensada durante el ciclo; M.E.: masa evaporada; T_a : temperatura ambiente promedio; $\tau(BC)$: temperatura de condensación promedio; $\tau(DA)$: temperatura de evaporación promedio; G : irradiación diaria; $Q^{(r)}(DA')$: calor total extraído del recinto frío.

del evaporador es conocido en cada instante merced a la medida de diferencia de presiones hidrostáticas entre la cúspide y el fondo del evaporador. Es preciso indicar que al calcular las masas se ha tenido en cuenta la variación de densidad del metanol líquido con la temperatura en el evaporador, densidad que puede variar apreciablemente a lo largo del ciclo.

Se ofrece la temperatura ambiente promedio de la jornada completa, con el fin de poner de manifiesto en qué condiciones ambientales se desarrolla el ciclo completo y cada una de las dos fases citadas. También se aportan promedios para la temperatura de condensación y para la de evaporación. Ambas se han calculado como lo que son: temperaturas de saturación del metanol puro a la presión a que se encuentra el generador, utilizando la ecuación que a tal efecto se indicó en la tabla 1.1. Obviamente ambas se han calculado como promedios a lo largo del intervalo temporal de duración de cada etapa.

También se presentan la irradiación total medida sobre el plano de apertura del CPC y la cantidad bruta de frío producida, utilizando en su cómputo la expresión (2.5), con la única simplificación de que hemos ignorado la variación con la concentración —prácticamente irrelevante, en todo caso— del calor latente de vaporización del metanol. En concreto, L lo hemos evaluado a una temperatura igual a la temperatura de evaporación promedio.

Por último, se aporta para cada jornada el COP calculado como el cociente entre los valores de las dos columnas previas. La figura 5.1 presenta un diagrama de barras con la evolución del COP a lo largo de toda la campaña de medidas. Las fechas para las que no figuran barras representadas corresponden a días en

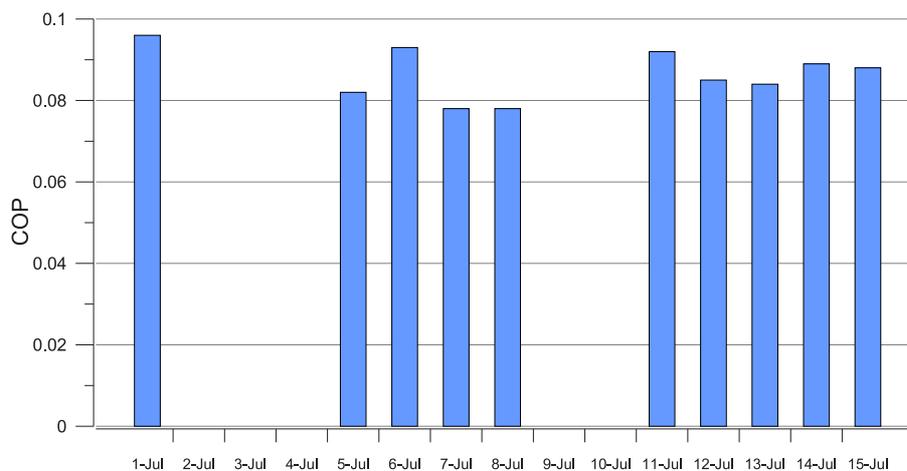


Figura 5.1: Evolución del COP a lo largo de la campaña de medidas.

que la máquina estuvo sometida a tareas de mantenimiento (4-jul) o bien fines de semana en los que, como se ha explicado, permanecía inactiva. Se aprecia una gran regularidad de funcionamiento, con rendimientos en torno al 9%.

En la figura 5.2 se presentan, también mediante diagramas de barras, las cantidades de refrigerante condensadas y evaporadas en cada ciclo. Como se ve, unas y otras rondan los 1100 - 1200 g en la mayoría de los casos. Las tabuladas son cantidades absolutas: sus equivalentes por unidad de superficie de captación son unos 2000 - 2200 g/m², respectivamente. Observemos que por regla general las cantidades condensadas y evaporadas en cada jornada son muy próximas, con pequeñas diferencias a favor de las masas condensadas en casi todos los casos. La excepción la constituyen las jornadas posteriores a cada parón de la máquina, en las que la duración anormalmente larga de la fase de evaporación propicia un enriquecimiento extra en refrigerante del lecho adsorbente, que hace que las cantidades condensadas en tales jornadas sean excepcionalmente elevadas en comparación con las otras.

También puede ser interesante comprobar en este punto si la eficiencia del ciclo depende del nivel de irradiación durante la jornada. A tal efecto presentamos la figura 5.3, en la que se observa a lo sumo una suave tendencia a decrecer el COP con la cantidad de energía recibida por la máquina. En todo caso, la correlación entre ambas series de datos es poco acusada y no proporciona información concluyente. Los lectores más familiarizados con la medida de irradiancias pueden quedar sorprendidos con los altos niveles de irradiación medidos durante la mayor parte de las jornadas; una discusión que aclara este particular se presentará en el apartado siguiente.

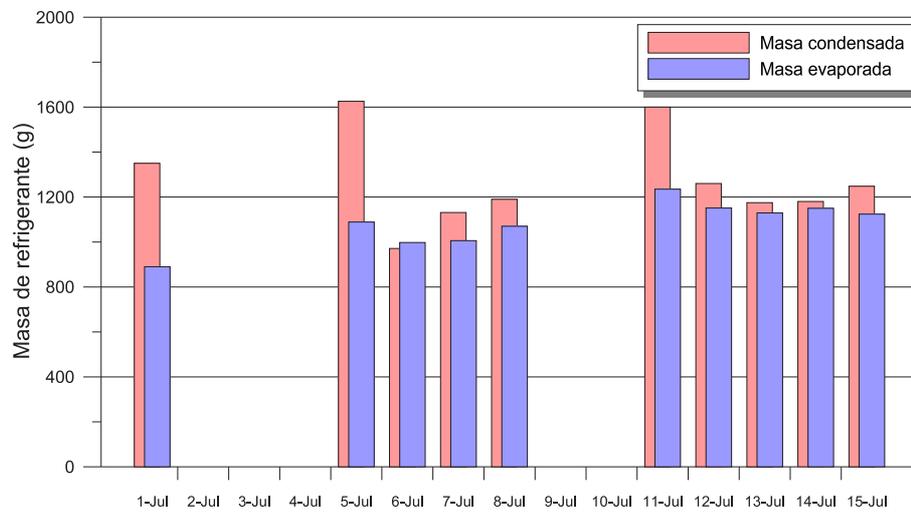


Figura 5.2: Masas de refrigerante condensadas y evaporadas a lo largo de los distintos ciclos de la campaña de medidas.

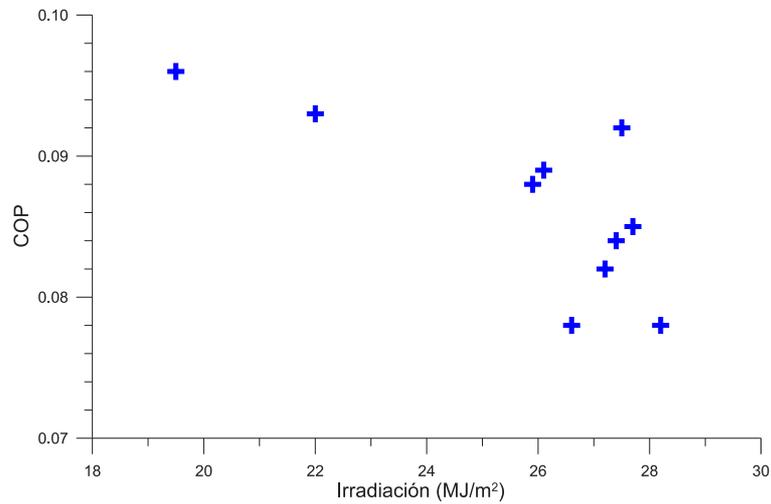


Figura 5.3: Variación del COP medido en función de la irradiación total diaria.

5.4. Análisis de un ciclo de referencia

A título de ejemplo analizaremos en detalle diversas características de uno de los ciclos consignados en el apartado precedente, correspondiente a la jornada del 12 de julio. Como se puede apreciar a la vista de la tabla 5.1, se puede considerar como un ciclo promedio en muchos aspectos, caracterizado por valores intermedios de temperatura ambiente en comparación con otros ciclos. La irradiación total fue relativamente alta y el COP se situó en la zona intermedia en comparación con los obtenidos a lo largo de toda la campaña.

Con el ánimo de seguir la secuencia de etapas del ciclo tal y como se expusieron en el capítulo 1, situaremos el inicio de ciclo a primeras horas de la mañana del día de referencia, y su fin a la misma hora del día siguiente, el 13 de julio. Los hitos horarios aproximados del ciclo son los siguientes: inicio de la fase de condensación, 8h50m (en lo sucesivo todas las horas que se citen serán horas solares a menos que se especifique explícitamente lo contrario); fin de la fase de condensación, 14h30m; inicio de la evaporación, 15h40m; fin de la evaporación, 6h50m de la mañana siguiente. La masa de metanol condensada fue de 1260 g, y la evaporada, de 1150 g.

En los subapartados que siguen se examinarán por este orden los siguientes aspectos: primeramente, las condiciones ambientales en que se desarrolló el ciclo; a continuación describiremos el estado del lecho adsorbente asignándole en cada instante una temperatura equivalente, que será una de las magnitudes clave en el análisis posterior de la máquina. Finalmente estudiaremos en detalle los intercambios térmicos que experimentan las diversas partes de la máquina (generador, condensador, evaporador - recinto frío y depósito); este análisis nos permitirá definir las ecuaciones aproximadas que gobiernan el funcionamiento de cada parte, así como determinar los parámetros que intervienen en ellas.

5.4.1. Condiciones ambientales: el problema de las medidas de irradiancia

La temperatura ambiente registrada durante el progreso del ciclo se puede considerar como relativamente fresca en comparación con el resto de los ciclos y con lo usual en Burgos en la primera quincena de julio. La temperatura ambiente promedio durante el ciclo completo fue de 22,5°C; durante la fase de condensación fue de 29,8°C, y de 19,0°C durante la fase de evaporación. Temperaturas relativamente frescas incrementan la eficiencia del ciclo, sobre todo al permitir que la condensación se desencadene a una hora más temprana, aunque esto es más cierto para un condensador refrigerado por aire, que en el caso del nuestro, refrigerado por agua. Por otra parte no debemos olvidar la contrapartida: las pérdidas térmicas en el sistema de captación son también más elevadas en una jornada fresca que en otra calurosa.

Más interesante es examinar en detalle nuestras medidas experimentales de

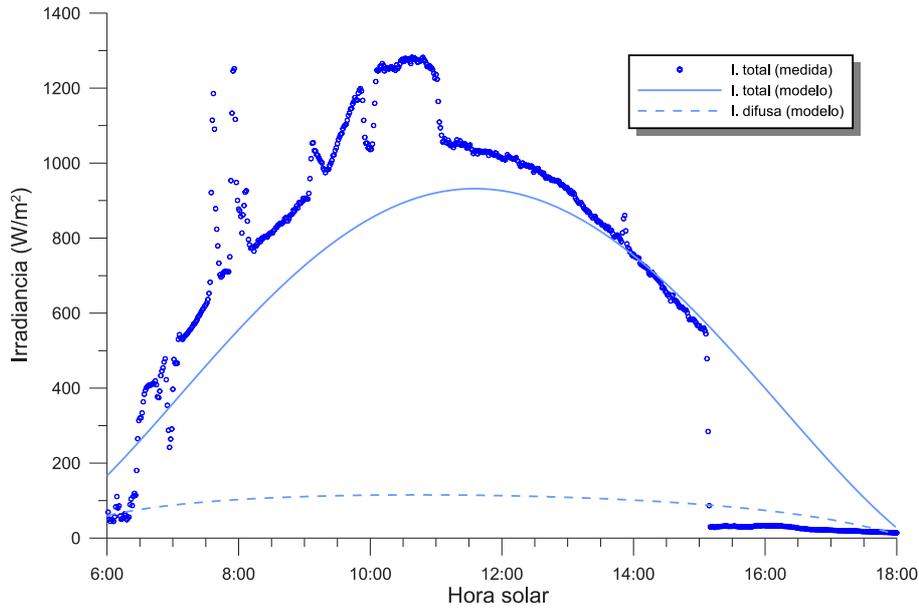


Figura 5.4: Irradiaciones calculadas y medidas durante el ciclo de referencia del 12-jul.

irradiación solar, que se presentan en la figura 5.4. A título de comparación hemos incluido en ella las irradiancias calculadas de acuerdo con el modelo estándar que se expuso en las ecuaciones (3.17) – (3.24) del capítulo 3. El trazo continuo representa la irradiancia total calculada sobre el plano de captación, a fin de que sea posible una comparación directa con nuestras medidas experimentales (recordemos que éstas han sido registradas mediante un piranómetro situado sobre el plano de captación del prototipo). El trazo discontinuo representa la fracción de la irradiancia total calculada que se puede atribuir a la radiación difusa. Durante su funcionamiento, la máquina no se encontraba exactamente orientada al Sur, sino alineada con la fachada del edificio que tenía a su espalda, cuya orientación era de unos 20° al Este del mediodía. Así, las irradiancias calculadas con las que comparamos las experimentales no adquieren sus valores máximos a las 12h, sino algo antes, porque han sido calculadas para la orientación citada.

Examinando la porción experimental del gráfico constatamos que la jornada fue muy soleada, con el cielo despejado de principio a fin. Las irradiaciones antes de las 7h15m, aproximadamente, presentan un aspecto irregular debido a la presencia de arbolado al este del emplazamiento de nuestra máquina. Aproximadamente a las 15h, como se explicó anteriormente, la insolación cae de forma abrupta.

Pero lo que desde luego llama la atención es la desproporción que existe en las horas centrales del día entre la insolación medida y la pronosticada por el modelo empleado, desproporción que en modo alguno se puede explicar sobre la base de posibles deficiencias en el modelo: observemos, en efecto, que en algunos instantes

la irradiación medida ronda incluso el valor de la irradiancia extraterrestre, lo cual es de todo punto imposible. Lo que sucede es que, como se comentó, el prototipo hubo de funcionar en el interior de un callejón, con fachadas muy próximas al sur, al norte y al oeste, que hacen que la componente reflejada de la radiación sea extremadamente alta en comparación con los valores que tendría en un lugar despejado de obstáculos. En particular, los altísimos valores medidos entre las 9h y las 11h aproximadamente se deben a que la fachada situada a la espalda de la máquina estaba casi completamente acristalada, generando picos intensos de radiación especularmente reflejada.

La integración de las tres curvas mostradas en la figura 5.4 ofrece las siguientes irradiaciones, calculadas, a título de comparación, en la franja horaria que va de las 6h a las 15h:

- Irradiación difusa (modelo): 3,4 MJ/m².
- Irradiación total (modelo): 22,9 MJ/m².
- Irradiación total (medida): 27,7 MJ/m² .

Esta diferencia superior al 20 % entre las irradiaciones totales (y que en otras jornadas superaba el 25 %) es manifiestamente pertinente a la hora de contabilizar los *COP* reales de la máquina. No lo sería si el captador de nuestra máquina fuera plano: simplemente el aporte de energía sería más elevado de lo normal, y también lo sería en correspondencia la producción de frío. En nuestro caso, sin embargo, es seguro que parte de la radiación reflejada, que el piranómetro registra, no cae dentro del ángulo de aceptación del concentrador. Y si la máquina se encontrara en un lugar despejado, el aporte de radiación recibida por su concentrador sería menor, mientras que la irradiación registrada por el sensor correspondiente sería comparativamente más baja todavía. De este modo es seguro que los *COP* experimentales que se aportan en este capítulo son inferiores a los reales. Lamentablemente no es fácil en absoluto estimar en qué cuantía debe incrementarse el *COP* medido, pero opinamos que asumir un incremento del 10 % puede considerarse como razonable. Con todo, los valores numéricos que se ofrecen a lo largo de todo el capítulo se consignan sin haber recibido esta corrección al alza.

5.4.2. El generador

En este epígrafe estudiaremos el comportamiento del sistema de captación de nuestra máquina, así como del lecho adsorbente que alberga. Puesto que no fue posible medir la temperatura en este último, comenzaremos por definir lo que llamaremos *temperatura equivalente del lecho adsorbente*, que utilizaremos como temperatura de referencia durante todo el ciclo. A continuación estudiaremos el comportamiento diurno del generador y finalmente su evolución durante la

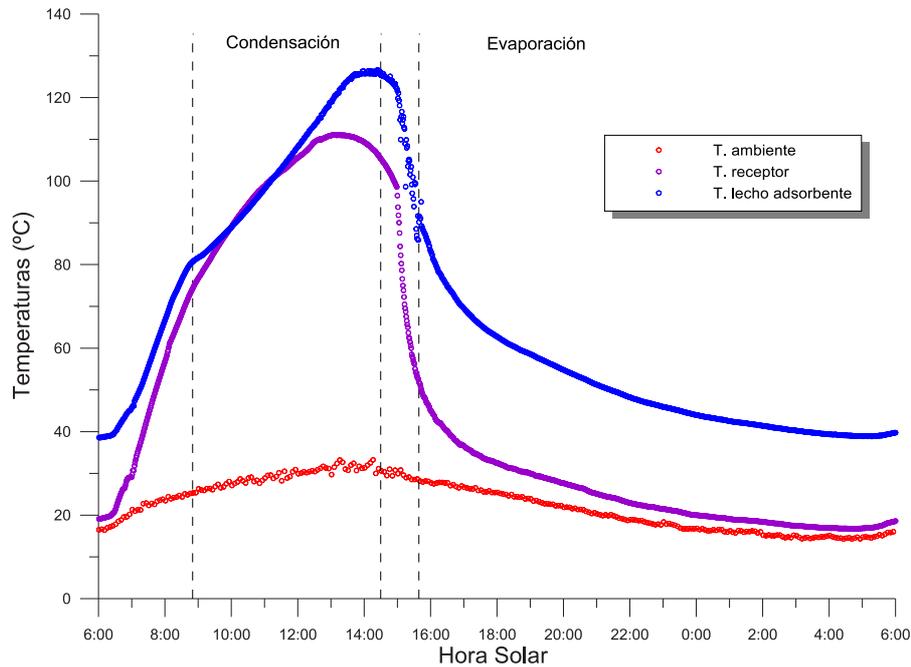


Figura 5.5: Evolución temporal de la temperatura durante el ciclo de referencia. Se muestran la temperatura ambiente, la temperatura en la superficie del receptor tubular del CPC y la temperatura equivalente del lecho de carbón activo, calculada por aplicación de la ecuación D – A. Se señalan mediante trazos verticales discontinuos las transiciones aproximadas entre las distintas fases del ciclo.

fase nocturna. En ambos casos obtendremos expresiones sencillas que describirán fenomenológicamente el comportamiento del generador durante ambas fases.

Temperatura equivalente del lecho adsorbente

Como se recordará, existen tres magnitudes básicas que gobiernan, al menos teóricamente, el modo en que transcurre el ciclo: la presión, la concentración de metanol en el lecho adsorbente y la temperatura de éste. Las tres están ligadas a través de la ecuación de estado D – A (1.6), cuyos parámetros obtuvimos experimentalmente en el capítulo 2 y quedaron consignados en la tabla 2.1; las tres se pueden medir en el generador de la máquina.

También se recordará que renunciamos a medir experimentalmente la temperatura del lecho adsorbente. Sin embargo, disponemos de registros continuos para las otras dos, por lo que un procedimiento obvio para cuando menos estimarla consiste en utilizar la propia ecuación D – A. Obtenemos de este modo la que hemos dado en llamar temperatura equivalente del lecho adsorbente, a la que en lo sucesivo asignaremos un papel clave en la descripción del ciclo. Su evolución temporal se presenta en la figura 5.5.

Observemos cómo los hitos horarios señalados más arriba se corresponden de forma aproximada con los distintos tramos de la curva que da la temperatura calculada del lecho adsorbente. Por ejemplo, hacia las 8h50m se aprecia una disminución en el ritmo de calentamiento del lecho, debido a que parte del aporte térmico que hasta entonces se invertía en incrementar la temperatura de todo el generador, a partir de ese momento se aprovecha como calor de desorción. Igualmente, el momento en que concluye la insolación sobre la máquina se corresponde con el máximo en la temperatura del lecho.

Es llamativo advertir que hacia el final de la fase de condensación - desorción la temperatura del lecho resulta ser superior a la temperatura de la superficie del receptor, cuando debería esperarse lo contrario precisamente, teniendo en cuenta que existe tránsito térmico desde la superficie al interior del generador. Podemos intuir dos motivos que explican esta contradicción, el primero de los cuales es de índole experimental. En efecto, es probable que el contacto térmico entre la superficie del receptor y el sensor que pretende medir su temperatura no sea perfecto, de modo que la temperatura superficial real es superior a la que hemos podido registrar. En segundo lugar, la ecuación $D - A$ con que hemos calculado la temperatura del lecho es una ecuación de equilibrio, equilibrio que probablemente no se satisfará plenamente en las condiciones de operación reales de la máquina. Más aún, recordemos que la ecuación $D - A$ que obtuvimos experimentalmente en el capítulo 2 se ajustaba bien a las medidas experimentales de adsorción a valores altos de la concentración, y menos bien a valores bajos, que son precisamente los que caracterizan el estado del generador en los momentos del ciclo que estamos considerando.

Durante la fase nocturna de evaporación, en cambio, hay transferencia térmica del generador al ambiente exterior, de modo que la temperatura del lecho ha de ser superior a la temperatura superficial del receptor, como de hecho se percibe en la figura 5.5.

En todo caso y con las precauciones dictadas por los párrafos precedentes, cuando en lo sucesivo debamos caracterizar el estado global del generador, la temperatura equivalente que hemos obtenido parece la opción más sensata.

El ciclo de referencia en un diagrama $(T, \ln P)$

En la figura 5.6 representamos el transcurso del ciclo en un diagrama $(T, \ln P)$ como el que ya estamos familiarizados desde los capítulos 1 y 2. La temperatura que se muestra en el eje de abscisas es la temperatura equivalente del lecho adsorbente. En el eje de ordenadas se han indicado, para una mejor referencia, las temperaturas de saturación, de modo que se puedan estimar directamente, tanto la temperatura de condensación durante la etapa diurna como la de evaporación durante la nocturna. También se han representado diversas isósteras (no las medidas experimentalmente, sino las calculadas en el capítulo 2 por ajuste de éstas), así como los principales hitos horarios del ciclo, con el fin de percibir

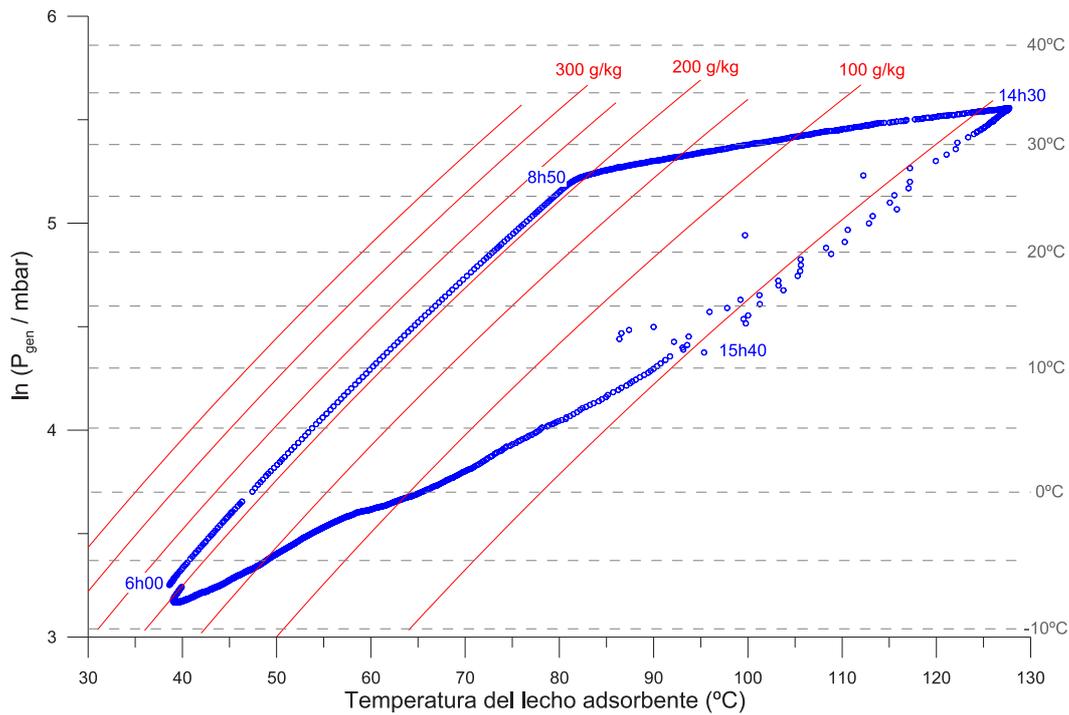


Figura 5.6: El ciclo de referencia en un diagrama $(T, \ln P)$. Las líneas horizontales discontinuas indican las temperaturas de saturación del metanol. Junto a la curva se señalan los hitos horarios del ciclo. Igualmente se han representado las isósteras calculadas mediante la ecuación D – A.

mejor el desarrollo del mismo.

Es patente a la vista de la gráfica el aspecto romboidal que caracteriza al ciclo teórico. No obstante, para valorar esta regularidad en su justa medida, es preciso volver a recordar que las temperaturas del carbón son calculadas a partir de medidas experimentales de la concentración, y no al revés.

Ciertamente la presión durante la fase de condensación no se mantiene constante, debido a que el agua que refrigera al condensador no es un foco térmico en el sentido termodinámico usual, sino que su temperatura se incrementa conforme adquiere calor de condensación. Como vemos, la temperatura de condensación ronda los 27°C al inicio de la fase, y los 33°C al final de la misma, mientras que su valor promedio se aporta en la tabla 5.1. Por su parte, la temperatura de evaporación cae a lo largo de la noche desde los 10°C hasta los -8°C , conforme el agua que contiene el recinto frío se va enfriando.

También se observa cómo el ciclo no es perfectamente cerrado, como por otro lado era de esperar, puesto que las condiciones ambientales se modifican de una jornada para otra y las cantidades de refrigerante condensadas y evaporadas sólo excepcionalmente serán iguales.

Intercambios térmicos - fase diurna

El sistema experimental de medida, y muy especialmente el sistema que permite el registro continuo del refrigerante contenido en el evaporador, nos permite rastrear de forma precisa la forma en que los diversos elementos del generador intercambian calor con el exterior, y a qué ritmo lo hacen. A tal efecto hemos calculado, durante la fase diurna del ciclo de referencia, las cuatro fuentes principales de ganancia térmica en el generador, a saber:

- Por calor sensible en los 7'2 kg de adsorbente contenido en el generador. Como temperatura de cálculo hemos utilizado la temperatura equivalente del lecho adsorbente de la que hemos definido en el apartado precedente.

$$\dot{Q}_{ca}^{(g)} = m_{ca} c_{ca} \frac{dT^{(g)}}{dt} . \quad (5.1)$$

- Por calor sensible en las partes metálicas del generador. Hemos cifrado la masa metálica del mismo (principalmente cobre) en 15 kg y también hemos considerado como temperatura de cálculo la temperatura equivalente del lecho adsorbente.

$$\dot{Q}_{cu}^{(g)} = m_{cu}^{(g)} c_{cu} \frac{dT^{(g)}}{dt} . \quad (5.2)$$

- Por aportes sobre el refrigerante que en cada momento contiene el lecho adsorbente. Aquí se incluyen aportes en forma de calor sensible, junto con el calor de desorción necesario para hacer que la concentración de refrigerante disminuya, en el caso de que la etapa de condensación – desorción haya comenzado. De nuevo la temperatura de referencia en este caso es la temperatura equivalente del lecho.

$$\dot{Q}_{me}^{(g)} = x m_{ca} c_{me} \frac{dT^{(g)}}{dt} - \Delta H_{me} m_{ca} \frac{dx}{dt} . \quad (5.3)$$

El signo que precede al término de calor de desorción es debido al hecho de que la concentración x decrece, mientras que el calor de desorción, calculado conforme a la ecuación (2.4), lo hemos considerado como positivo.

La figura 5.7 representa todas estas ganancias térmicas durante la fase diurna. Se han consignado todas ellas en forma de potencias térmicas instantáneas, expresadas en este caso en vatios por metro cuadrado de área de captación, con el fin de que se puedan comparar las distintas contribuciones representadas con la irradiación disponible (figura 5.4). Otras contribuciones en forma de calor sensible (en el armazón del generador, en las masas de material aislante, en los conductos metálicos que unen el generador con el condensador, etc.) son mucho más difíciles de evaluar y las consideraremos como pérdidas térmicas. El aspecto granulado

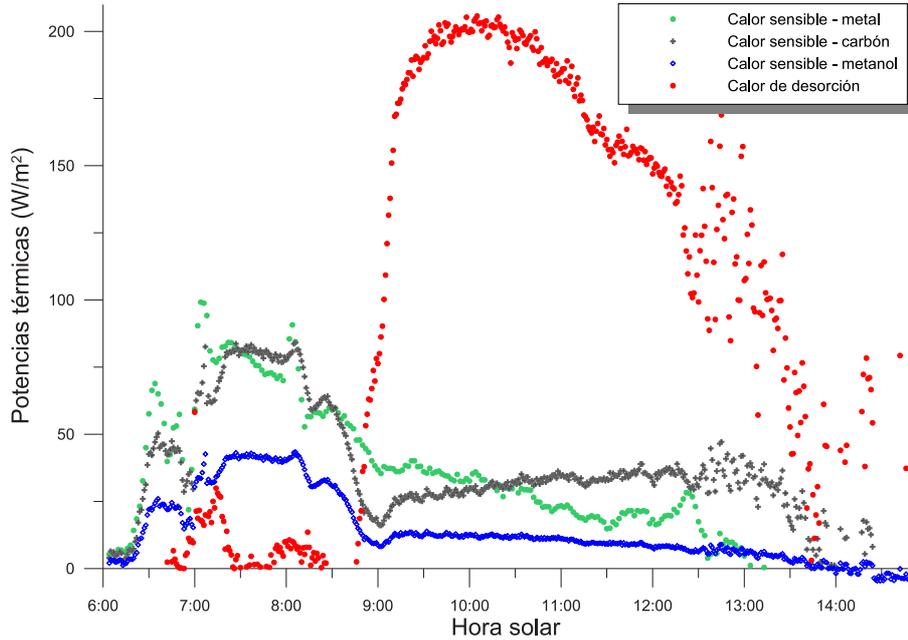


Figura 5.7: Evolución de los intercambios térmicos durante la fase diurna del ciclo de referencia.

que presentan las curvas se debe a que las magnitudes en ella representadas implican el cálculo de derivadas con respecto al tiempo (ecuaciones (5.1) – (5.3)) de magnitudes para las que sólo se dispone de registros discretos.

Como puede observarse, antes del inicio de la etapa de desorción - condensación, las tres cargas de calor sensible toman valores del mismo orden. Cuando la desorción comienza la energía invertida en ella es la contribución dominante con notable diferencia sobre las demás, al tiempo que todas las tasas de ganancia térmica por calor sensible se reducen, por las razones expuestas al hilo de la figura 5.5. A partir de las 13h30, aproximadamente, el lecho adsorbente se halla notablemente empobrecido, y la condensación tiende a estancarse. A ello contribuyen también dos factores: de una parte, el hecho de que la energía disponible en el plano de captación comienza a disminuir; de otra, la temperatura en el generador es elevada y las pérdidas térmicas al ambiente también lo son. Entre las 14 h y las 15 h se observa cómo el generador incluso se enfría, si bien la fase de adsorción todavía habrá de esperar a que la presión decrezca notablemente.

También consideramos interesante comparar las ganancias térmicas registradas en la figura 5.7 con la energía recibida por el captador de nuestra máquina. A tal efecto presentamos en la figura 5.8 la eficiencia de captación, definida como el cociente entre la suma de todas las contribuciones reflejadas en la figura 5.7 y la energía disponible por unidad de tiempo en el plano de apertura del concentrador:

$$\eta^{(g)} = \frac{\dot{Q}_{ca}^{(g)} + \dot{Q}_{cu}^{(g)} + \dot{Q}_{me}^{(g)}}{IS^{(g)}}. \quad (5.4)$$

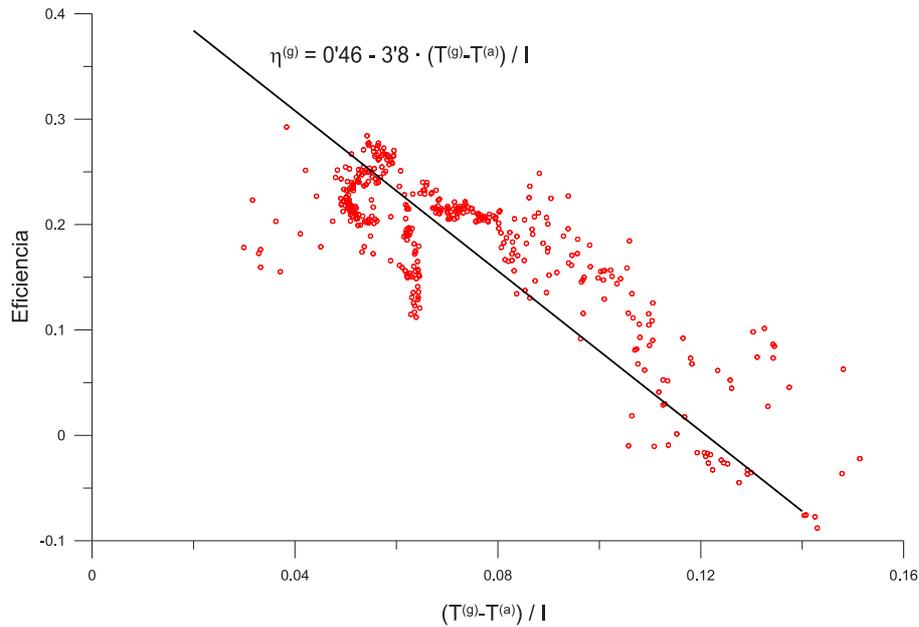


Figura 5.8: Eficiencia de captación del generador en función de la diferencia entre las temperaturas ambiente y equivalente del lecho. (Círculos): puntos experimentales; (Línea): recta de regresión.

Como variable independiente hemos elegido el cociente $(T^{(g)} - T^{(a)})/I$, donde I es la irradiancia, $T^{(a)}$ es la temperatura ambiente y $T^{(g)}$ es la temperatura equivalente del lecho adsorbente. De este modo podemos establecer una comparación, aunque de propósito limitado, con las curvas estándar de eficiencia de los captadores convencionales.

Como se observa, el aspecto general es el de una recta de pendiente negativa, como en las curvas de eficiencia convencionales. Se ha incluido en el diagrama la recta de regresión. La ordenada en el origen es 0,46, y la pendiente es 3,8 $W/(m^2K)$:

$$\eta^{(g)} = 0,46 - 3,8 \frac{T^{(g)} - T^{(a)}}{I} . \quad (5.5)$$

El procedimiento que hemos seguido para obtener esta expresión difiere en múltiples aspectos del que permite calcular las curvas estándar de los captadores térmicos [89]. Por tanto, es preciso ser cautos a la hora de interpretar sus parámetros. Sin embargo, sí podemos considerar la recta (5.5) como una relación fenomenológica que liga de forma aproximada la energía disponible en el plano de apertura del CPC con las ganancias térmicas en el conjunto de elementos activos (adsorbente, refrigerante, receptáculo) que conforman nuestro generador, y en este sentido la utilizaremos durante el capítulo siguiente.

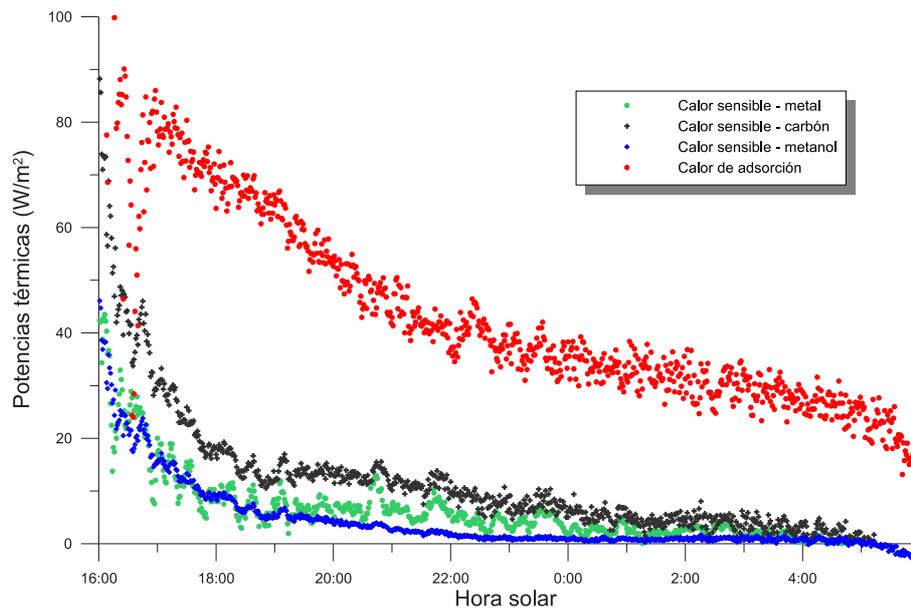


Figura 5.9: Evolución temporal de los intercambios térmicos entre el generador y el ambiente durante la fase nocturna del ciclo de referencia.

Intercambios térmicos - fase nocturna

Durante la fase nocturna podemos llevar a cabo un análisis semejante al que acabamos de mostrar para la fase diurna, con la diferencia de que durante la noche el generador se convierte en un disipador, por convección natural principalmente, de dos tipos de contribuciones: por una parte, se produce un enfriamiento de la estructura metálica, del adsorbente y del adsorbato (éste en cuantía variable con el tiempo) hasta una temperatura próxima a la temperatura ambiente; por otro lado, el calor de adsorción vinculado a la llegada de refrigerante procedente del evaporador también debe ser disipado al ambiente.

En la figura 5.9 hemos representado las mismas potencias térmicas que se representaron en la figura 5.7, y calculadas de acuerdo con las ecuaciones (5.1) – (5.3), con la salvedad de que ahora son cantidades de calor cedidas por el generador al ambiente. A pesar de ello se han representado, como entonces, como cantidades positivas. De nuevo comprobamos cómo durante casi toda la fase el papel principal lo juega el calor de adsorción, muy superior al calor sensible de enfriamiento del generador.

Para cuantificar, aunque sea aproximadamente, el intercambio térmico nocturno entre el generador y el ambiente podemos calcular la conductancia térmica del generador [90], definida como

$$K^{(g)} = \frac{\dot{Q}^{(g)}}{T^{(g)} - T^{(a)}} , \quad (5.6)$$

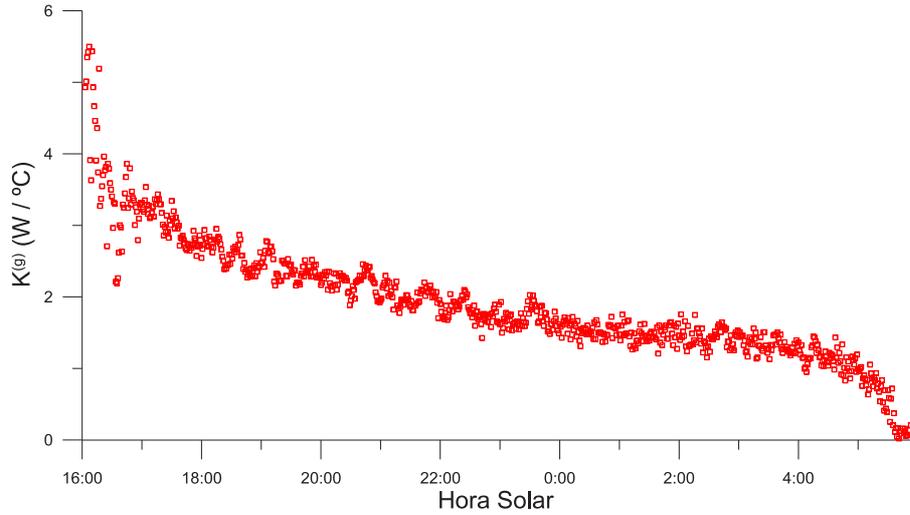


Figura 5.10: Conductancia de pérdidas del generador durante la fase nocturna del ciclo de referencia.

donde $\dot{Q}^{(g)}$ es la suma de todas las potencias térmicas representadas en la figura 5.9. La conductancia $K^{(g)}$ se debe entender como un parámetro global, en el sentido de que reúne contribuciones, tanto por convección como por radiación y conducción, al flujo térmico entre el lecho adsorbente y el ambiente.

Hemos representado la conductancia en función del tiempo en la figura 5.10. Como se observa, su valor no permanece constante durante toda la fase, sino que decae suavemente conforme avanza ésta. Una explicación probable para tal comportamiento es que el intercambio térmico entre el generador y el ambiente está gobernado principalmente por el valor local de la temperatura en las capas más externas del lecho adsorbente, que no tiene por qué coincidir con la temperatura global $T^{(g)}$ que hemos definido.

Aunque la curva como tal podría ajustarse a una recta (y de hecho las características de la misma son sensiblemente iguales para todas las jornadas registradas), consideramos que sería discutible tratar de otorgar significado físico a los parámetros de tal recta. Por este motivo nos hemos inclinado por asignarle a nuestro generador una conductancia de pérdidas igual al valor promedio de los que exhibe a lo largo de toda la noche. Para la jornada de referencia el promedio lo ciframos en

$$K^{(g)} = 2,03 \text{ W/}^\circ\text{C.} \quad (5.7)$$

Este valor, sustituido en (5.6), junto con las contribuciones a esta última, dadas por (5.1) – (5.3), nos permitirá rastrear la evolución de todas las variables implicadas en el funcionamiento nocturno del generador, del mismo modo que (5.5) gobierna su funcionamiento durante la fase diurna.

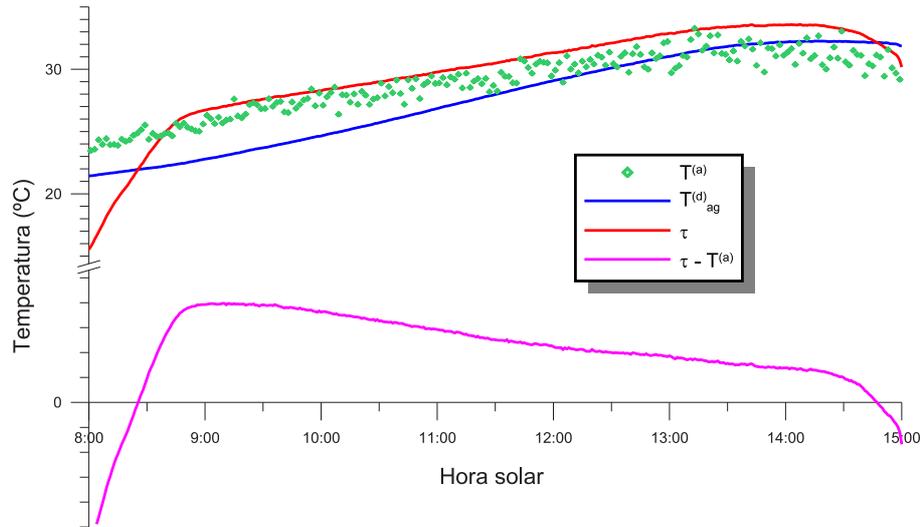


Figura 5.11: Evolución de las temperaturas en el condensador durante la etapa diurna del ciclo de referencia. ($T^{(a)}$): temperatura ambiente; ($T_{ag}^{(d)}$): temperatura del agua del depósito, con que el condensador se refrigera; (τ): temperatura de condensación. El eje de temperaturas está partido y las escalas son diferentes a ambos lados del corte.

5.4.3. El condensador

Como se recordará, el condensador de nuestro prototipo es un condensador de tubo y carcasa, refrigerado por agua, procedente de un depósito y cuya circulación se mantiene mediante una pequeña bomba de corriente continua alimentada directamente por un módulo fotovoltaico, también de potencia reducida.

Las magnitudes relevantes registradas implicadas en el funcionamiento del condensador son la temperatura ambiente, la temperatura del agua circulante y la presión (que es la misma que en el generador). La evolución temporal de todas ellas se muestra en la figura 5.11. Para que la comparación sea más cómoda la presión no se representa como tal, sino convertida en la correspondiente temperatura de saturación del metanol puro, o si se prefiere, temperatura de condensación (ver tabla 1.1).

Antes del inicio de la fase de condensación propiamente dicha se observa cómo la temperatura de saturación es baja (como corresponde a que la fase de evaporación está recién concluida), pero va creciendo rápidamente debido al aporte de energía al generador. A esa misma hora, la temperatura del agua es inferior a la temperatura ambiente debido a la alta inercia térmica de aquella, lo que permite que la condensación se desencadene muy pronto, cuando la temperatura de saturación es prácticamente igual a la temperatura ambiente. Si el condensador fuera refrigerado por aire la diferencia $\tau - T^{(a)}$ sería sustancialmente mayor, de hasta 10°C [5], y el proceso de desorción – condensación comenzaría más tarde y a más

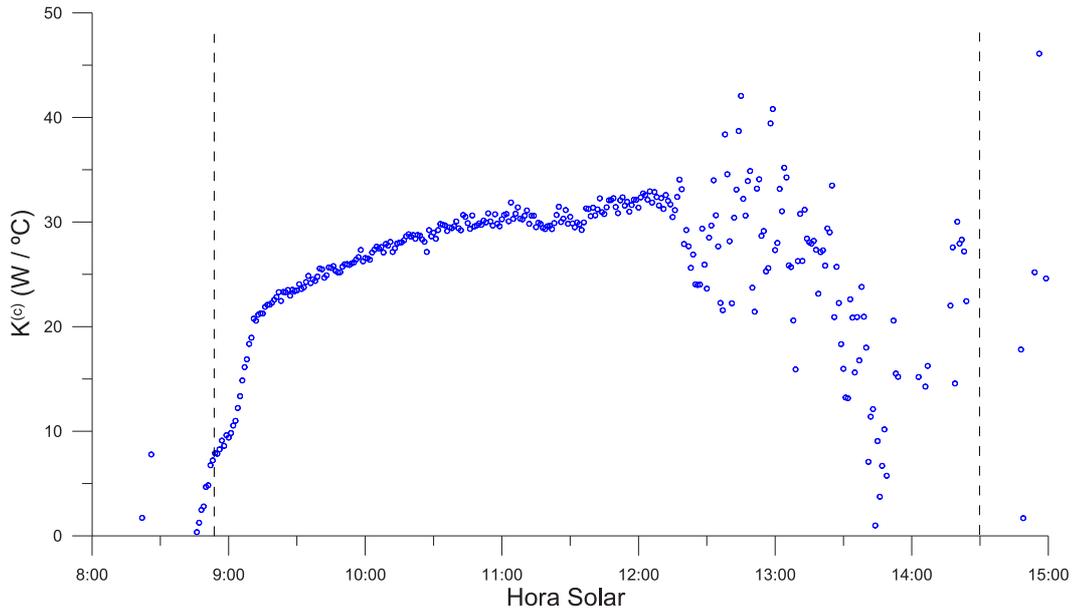


Figura 5.12: Conductancia de intercambio del condensador durante el ciclo de referencia. Los dos trazos verticales señalan el inicio y fin aproximados de la fase de condensación.

alta presión.

Conforme avanza la jornada, la masa limitada de nuestro depósito de agua implica que la temperatura de ésta alcanza la temperatura ambiente, pero en todo caso la diferencia entre la temperatura de condensación y la del fluido refrigerante, representada en la parte inferior de la figura, se mantiene en todo momento por debajo de los 4°C y decrece conforme transcurre la jornada.

Hemos evaluado el calor de condensación puesto en juego en cada instante:

$$\dot{Q}_{me}^{(c)} = -L_{me}m_{ca}\frac{dx}{dt}, \quad (5.8)$$

y a partir de él hemos definido la conductancia global de nuestro condensador, de forma análoga a como se hizo en (5.6):

$$K^{(c)} = \frac{\dot{Q}_{me}^{(c)}}{\tau - T_{ag}^{(d)}}, \quad (5.9)$$

parámetro que gobierna la transferencia de calor entre la cámara de condensación (asumiremos que se encuentra a la temperatura de saturación) y el agua que extrae de ella el calor latente. La evolución horaria en los valores de $K^{(c)}$ se muestra en la figura 5.12.

Podemos apreciar que durante toda la fase la conductancia adquiere un valor aproximadamente constante cuyo promedio hemos cifrado en $K^{(c)} = 29 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$.

A finales de la etapa, cuando la producción de refrigerante líquido tiende a estancarse, la conductancia también tiende a caer. Por otro lado, a partir de las 12h30, aproximadamente, observamos valores mucho más dispersos que los precedentes. El motivo es de índole experimental, y estriba en la forma de nuestro evaporador, que es donde se llevan a cabo las medidas de masa: a partir de esa hora el nivel del condensado llega al tramo horizontal superior de empalme de los tubos verticales que constituyen su cuerpo principal (figuras 4.10 y 4.11), tramo en el que la incertidumbre en la conversión nivel - masa es mayor. De hecho, este comportamiento se percibe también en la figura 5.7, por ejemplo.

Tal vez sea más significativo reflejar el resultado (5.9) en forma de coeficiente de transmisión del calor. Dividiendo $K^{(c)}$ por la superficie de intercambio de nuestro modelo de condensador obtenemos

$$h^{(c)} = 91 \text{ W/}^\circ\text{C}. \quad (5.10)$$

Conviene hacer una observación acerca de los coeficientes de transmisión y conductancias que estamos obteniendo, observación que es particularmente pertinente en este punto. En la literatura existen análisis teóricos o teórico - experimentales destinados a determinar los coeficientes de intercambio térmico en diversos tipos de intercambiadores de calor. Uno de los que se encuentran bien establecidos es el que se refiere a la condensación pelicular sobre el exterior de una batería de tubos horizontales, que es justamente el caso de nuestro condensador. En concreto, el coeficiente de transferencia de calor en este caso vale [90]:

$$h^{(c)} = 0,725 \left[\frac{\rho(\rho - \rho') g L \kappa^3}{\xi(\tau - T_p)d} \right], \quad (5.11)$$

donde ρ y ρ' son las densidades del líquido condensado y de su vapor, respectivamente, g es la aceleración de la gravedad, L es el calor de condensación, κ es la conductividad térmica del líquido, d es el diámetro de los tubos, ξ es la viscosidad del líquido y T_p es la temperatura de la pared de los tubos, sobre la que se produce la condensación.

No nos es posible aplicar la ecuación (5.11) para establecer una comparación con nuestro resultado (5.10), porque no se conoce la temperatura superficial de los tubos, sino tan solo la del agua que circula por su interior. El intento de utilizar esta temperatura en vez de la temperatura de pared conduce a un coeficiente de pérdidas que difiere en cerca de dos órdenes de magnitud del que hemos obtenido experimentalmente. Por este motivo hemos optado por renunciar a llevar a cabo, para el caso del condensador y *a fortiori* para las geometrías más infrecuentes del generador y del evaporador, comparaciones directas entre nuestros coeficientes y los que se hallan calculados.

No obstante, conviene indicar que algunos trabajos que estiman o miden los coeficientes de intercambio de los diferentes elementos de la máquina, ofrecen valores próximos a los que se presentan aquí. Es el caso del trabajo de Boubakri

[35], con la excepción precisamente del condensador, para el que informa de un coeficiente $h^{(c)}$ inferior en cerca de dos órdenes de magnitud al que hemos calculado (5.10), debido a que el suyo es un condensador refrigerado por aire y en condiciones de convección natural.

5.4.4. El depósito

El agua del depósito experimenta intercambio térmico diurno con el condensador, de quien toma calor latente, y con el ambiente que le rodea. El análisis de ambos intercambios es importante porque de ellos depende la forma en que evoluciona la temperatura del agua, a la que la temperatura de condensación sigue estrechamente, como hemos tenido ocasión de ver.

Las ganancias térmicas en el depósito podemos atribuirles a tres factores dominantes: el calor de condensación del refrigerante que el agua, tras su paso por el condensador, se lleva consigo de vuelta al depósito, el intercambio térmico con el ambiente, principalmente por convección, y finalmente las ganancias térmicas por insolación directa, puesto que no nos fue posible emplazar el depósito completamente al abrigo de la radiación solar. Escribiremos por tanto:

$$\dot{Q}^{(d)} = -L_{me}m_{ca}\frac{dx}{dt} + h^{(d)}S^{(d)}(T^{(a)} - T_{ag}^{(d)}) + \Sigma^{(d)}I. \quad (5.12)$$

El primer término, que se refiere al calor de condensación, es el mismo que aparecía en (5.8). El segundo hace intervenir el coeficiente de transmisión, en parte convectivo y en parte por conducción, entre el ambiente y el agua contenida en el depósito.

En cuanto al tercer término, que se refiere a las ganancias por insolación directa, hemos optado por asumir el modelo más simple posible, un modelo lineal con dependencia lineal de la irradiación instantánea. Ciertamente el significado físico de la constante $\Sigma^{(d)}$ es discutible; sus dimensiones son las de un área, de modo que podríamos considerarla como una especie de “sección eficaz” de captura de radiación solar por parte del depósito. En todo caso, a nosotros nos resultará útil trabajar con ella, porque nos permitirá, en el capítulo siguiente, analizar el efecto que tendría sobre el funcionamiento de todo el sistema el disponer de un depósito situado permanentemente fuera del alcance de la radiación solar. Por el momento es preciso indicar que en $\Sigma^{(d)}$ está incluido el efecto de la insolación sobre el condensador, que no pudo ser neutralizada por completo.

En la ecuación (5.12) $\dot{Q}^{(d)}$ se puede obtener fácilmente a partir de medidas directas de la temperatura del agua circulante, medidas de las que disponemos. También disponemos —de hecho, ya lo hemos utilizado— de un registro para el calor de condensación. Por su parte, podemos obtener $h^{(d)}$ a partir de nuestros registros nocturnos, puesto que en la fase nocturna el depósito no experimenta ganancia por insolación ni por calor latente. Aunque no se disponía de registros continuos para la temperatura instantánea del agua en el depósito durante la

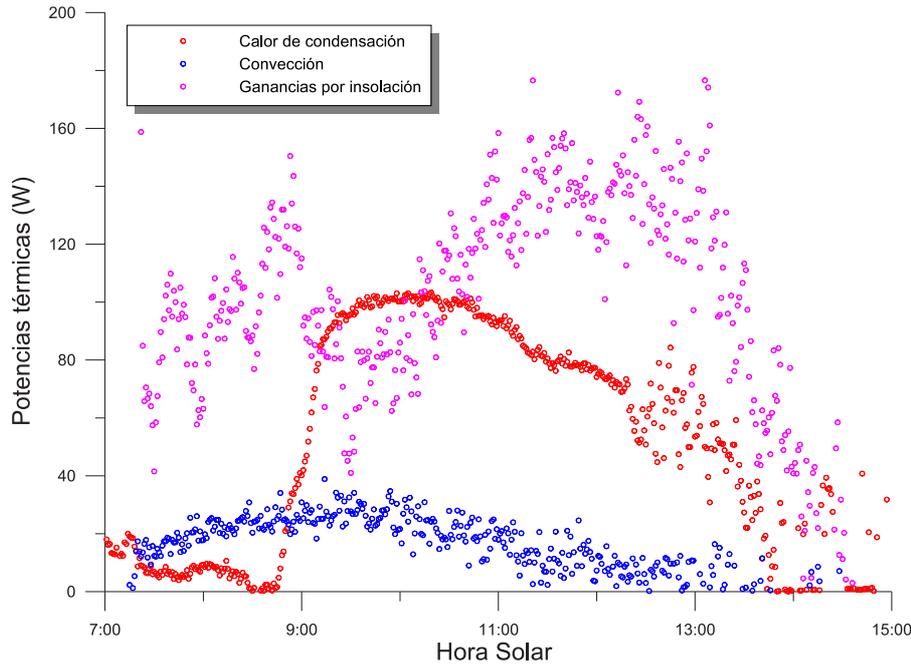


Figura 5.13: Ganancias térmicas en el depósito durante la etapa diurna del ciclo de referencia.

noche, hemos utilizado los valores promedio de la temperatura ambiente, así como los valores de $T_{ag}^{(d)}$ al inicio y al final de cada fase nocturna. Para el ciclo de referencia hemos obtenido

$$h^{(d)} = 8,3 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad (5.13)$$

En la figura 5.13 se ha representado el modo en que varían con el tiempo todas las ganancias térmicas parciales que contribuyen a $\dot{Q}^{(d)}$. Es de destacar lo importantes que son las ganancias por insolación directa, superiores de hecho a las ganancias por calor de condensación durante la mayor parte de la fase diurna. Sin duda, mantener el depósito y el condensador adecuadamente sombreados puede ayudar a conservar significativamente más fresca el agua que refrigera al condensador, una presión más baja en el circuito de refrigeración y, en fin, una mejor eficiencia del ciclo completo.

Para determinar el parámetro $\Sigma^{(d)}$ presentamos la figura 5.14. En ella se observa cómo la supuesta constante de proporcionalidad entre la insolación y las ganancias térmicas debidas a ella varía de un modo relativamente acusado, debido a que el emplazamiento que elegimos para el depósito se encontraba en ciertos momentos plenamente expuesto al sol, y a sombreado en otros. El promedio que resulta, y en torno al cual se mantiene relativamente acotada es

$$\Sigma^{(d)} = 0,11\text{m}^2 \quad (5.14)$$

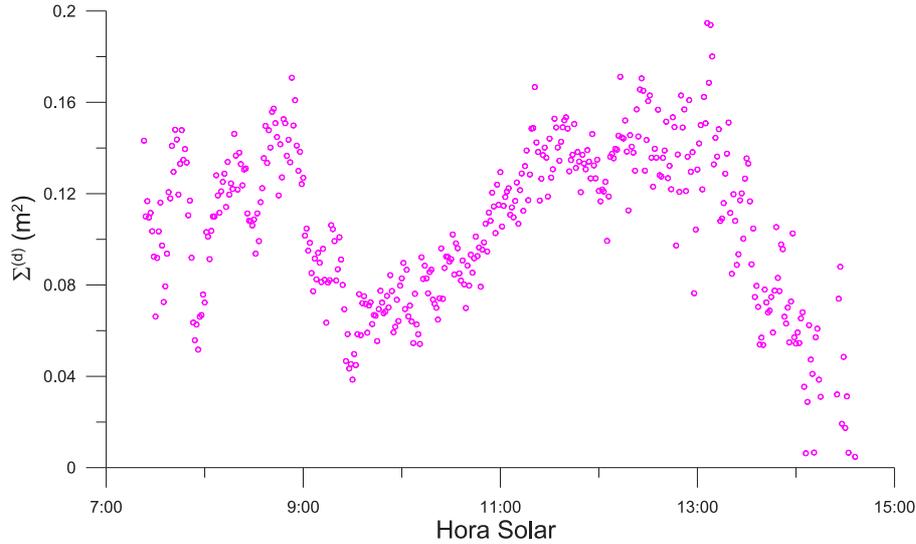


Figura 5.14: Evolución temporal del coeficiente de ganancia térmica en el depósito por insolación directa.

5.4.5. El evaporador

El análisis de las variables ligadas al comportamiento del evaporador proporciona del mismo modo información interesante.

Para empezar, la figura 5.15 nos muestra diversas temperaturas relevantes en el funcionamiento del evaporador. La rotulada $T_{ag}^{(r)}$ se ha obtenido promediando los registros de los tres sensores que fueron instalados en el recinto frío. Obsérvese que durante la jornada que hemos tomado como de referencia no se alcanzó el punto de congelación, debido a una combinación de factores: la elevada masa de agua por unidad de área de captación (unos 5 kg, equivalentes a 9 kg/m²) aportada al recinto, la temperatura inicial relativamente elevada de esta agua (24°C) y, como veremos más adelante, el insuficiente aislamiento térmico del recinto frío.

La temperatura de saturación τ , ahora temperatura de evaporación, ha sido calculada a partir de la presión reinante en la parte no inundada del evaporador (recuérdese que se dispone de otro sensor de presión en el fondo del evaporador, pero su única misión es la de determinar el nivel de refrigerante por diferencia con la lectura del primer sensor). Como se aprecia, la temperatura del recinto frío sigue estrechamente a la de saturación: la diferencia entre ambas se mantiene sensiblemente constante en torno a los 10°C durante toda la noche.

El balance térmico en el recinto frío lo podemos escribir del modo siguiente:

$$\dot{Q}^{(r)} = \dot{Q}_{ag}^{(r)} + \dot{Q}_{cu}^{(r)} + \dot{Q}_{me}^{(r)} + \dot{Q}_{per}^{(r)}. \quad (5.15)$$

En esta expresión $Q^{(r)}$ representa el calor global extraído del recinto frío por el

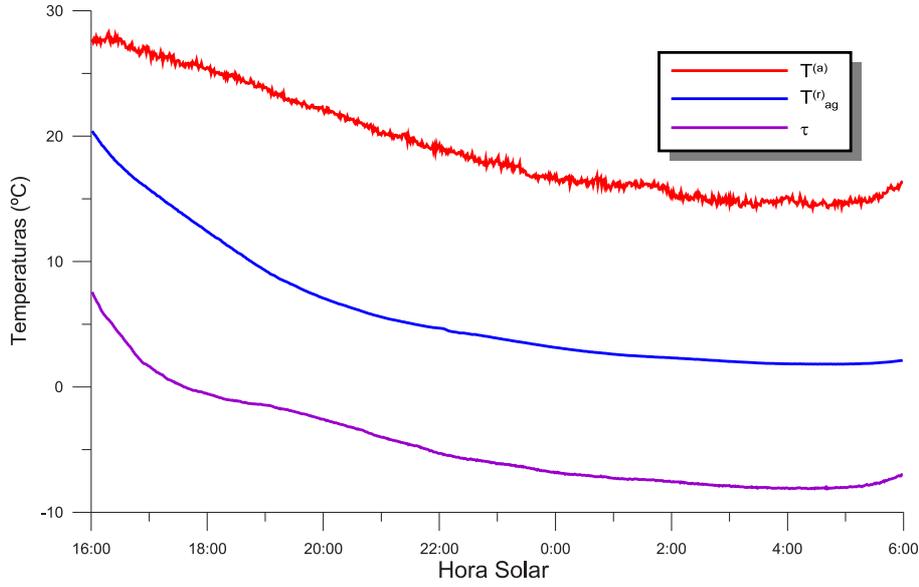


Figura 5.15: Evolución horaria de las temperaturas en el evaporador durante la fase nocturna del ciclo de referencia.

refrigerante que se evapora. Su valor y el de los términos que contribuyen a él son los siguientes:

- El calor extraído en forma de calor latente de vaporización se calcula como en la ecuación (5.8), con las salvedades de que el calor latente del metanol ha de evaluarse ahora a la temperatura de evaporación y de que ahora la concentración x de metanol se incrementa:

$$\dot{Q}^{(r)} = L_{me} m_{ca} \frac{dx}{dt} \quad (5.16)$$

- Los calores sensibles extraídos del agua y del evaporador se escriben, respectivamente:

$$\dot{Q}_{ag}^{(r)} = -m_{ag}^{(r)} c_{ag} \frac{dT^{(r)}}{dt} , \quad (5.17)$$

$$\dot{Q}_{cu}^{(r)} = -m_{cu}^{(r)} c_{cu} \frac{dT^{(r)}}{dt} . \quad (5.18)$$

- El calor extraído del refrigerante que permanece en estado líquido en el recinto se calcula así:

$$\dot{Q}_{me}^{(r)} = -m_{me}^{(r)} c_{me} \frac{d\tau}{dt} . \quad (5.19)$$

De nuevo, nuestro registro continuo del nivel de metanol en el evaporador nos permite conocer el valor instantáneo de la masa $m_{me}^{(r)}$. Como se ve,

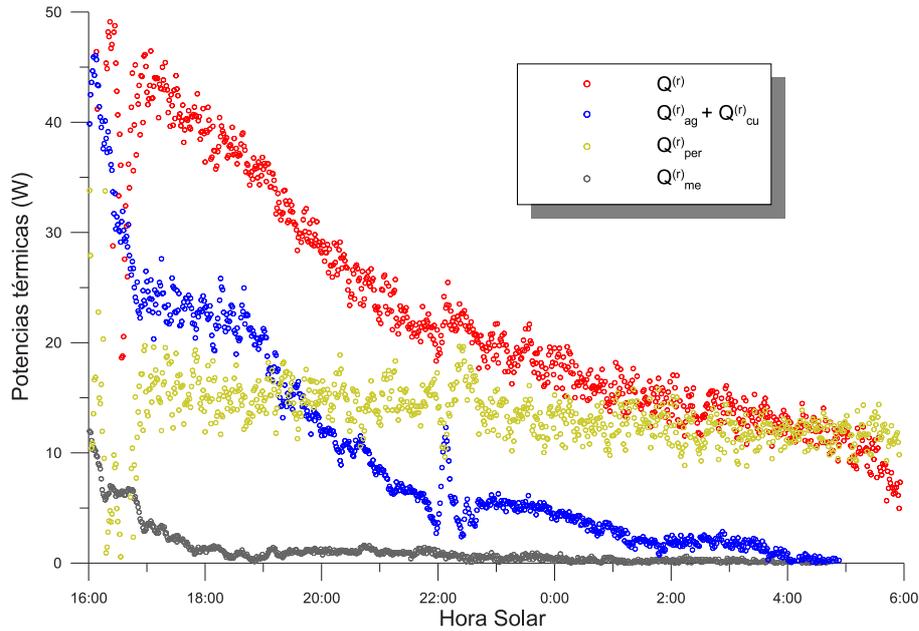


Figura 5.16: Evolución horaria de los intercambios térmicos en el evaporador durante la fase nocturna del ciclo de referencia.

hemos considerado que el refrigerante se encuentra a la temperatura de evaporación τ , distinta e inferior a la del recinto frío.

- Finalmente $\dot{Q}_{per}^{(r)}$ representa las pérdidas térmicas hacia el ambiente, a través de las paredes aislantes que rodean al recinto. Estas pérdidas se pueden contabilizar directamente a partir de las ecuaciones (5.15) – (5.19).

Los signos de las ecuaciones (5.15) – (5.19) se han elegido de modo que todos los términos arrojen signo positivo. La figura 5.16 presenta la forma en que evolucionan todos ellos. La curva que representa el calor tomado del agua almacenada en el recinto incluye la contribución extraída de la masa metálica del evaporador, para no sobrecargar la figura y porque los patrones de variación de ambos términos, de acuerdo con (5.17) y (5.18) son los mismos. Para ser específicos, aproximadamente cinco sextas partes del valor representado corresponden al frío “útil” $Q_{ag}^{(r)}$, y el sexto restante es la parte correspondiente a la masa metálica.

Como puede verse, el ritmo de entrega de calor por pérdidas al exterior es sensiblemente constante, y limita la producción de frío útil $Q_{ag}^{(r)}$, sobre todo a finales del ciclo: como vemos, en torno a las 5h, la absorción de calor latente no permite cubrir las pérdidas térmicas; a partir de ese momento la temperatura en el recinto frío se incrementa, como se observa en la figura 5.15. Por otro lado, la parte de la producción de frío destinada a enfriar el refrigerante es poco significativa frente a las demás, a excepción de los primeros momentos, en que la temperatura de saturación decrece rápidamente.

Precisamente en estos momentos, el aspecto de todas las curvas es un tanto irregular debido a un fenómeno vinculado a las características de nuestro evaporador. Ocurría que al final de la fase diurna el evaporador se encontraba lleno prácticamente a rebosar de metanol. Durante los primeros momentos de la fase de evaporación la agitación, probablemente debido a la formación de burbujas [90], permitía que parte del refrigerante líquido saltase hasta el condensador, donde su presencia era inequívoca debido a que la base de éste se encontraba notoriamente más fría al tacto que el ambiente. Parte de este líquido volvía a caer hacia el evaporador, y así sucesivamente. Sólo al finalizar este episodio, en torno a las 17h, la absorción de calor latente comienza a discurrir de forma suavemente decreciente durante toda la noche. Creemos que todo este intervalo está caracterizado por la llamada evaporación en *régimen de flujo neblinoso*, así llamado por el aspecto que presenta la mezcla entre el refrigerante líquido y el vapor que lo abandona, régimen que habíamos tenido ocasión de presenciar en algunas ocasiones en recipientes de vidrio.

Hemos calculado las conductancias asociadas a los dos intercambios que consideramos más relevantes. Por una parte, la transferencia de calor global a través de las paredes del evaporador la definiremos así:

$$K^{(r)} = \frac{\dot{Q}^{(r)} - \dot{Q}_{me}^{(r)}}{T^{(r)} - \tau}. \quad (5.20)$$

En efecto, el numerador es el flujo de calor que atraviesa la pared del evaporador ($\dot{Q}_{me}^{(r)}$ no lo hace), y el denominador es la diferencia de temperaturas a ambos lados de dicha pared.

Por otra parte, la conductancia vinculada a las pérdidas térmicas entre el recinto y el ambiente es:

$$K_{per}^{(r)} = \frac{\dot{Q}_{per}^{(r)}}{T^{(a)} - T^{(r)}}. \quad (5.21)$$

Ambas conductancias están representados en la figura 5.17. Como vemos, la conductancia de pérdidas entre el recinto frío y el ambiente permanece sensiblemente constante durante toda la noche en un valor de 0,93 W por cada grado Celsius de diferencia entre el recinto y el ambiente exterior:

$$K_{per}^{(r)} = 0,93 \text{ W/}^\circ\text{C} \quad (5.22)$$

Obviamente un incremento en el espesor de las paredes aislantes del recinto frío permitiría reducir el valor de este parámetro.

La conductancia de intercambio entre el evaporador y el recinto frío presenta en apariencia un comportamiento más extraño: un valor sensiblemente constante durante las primeras horas, seguido de una caída durante el resto de la etapa nocturna. Podemos desvelar los motivos de este hecho si tenemos en cuenta que el flujo térmico es acusado en aquellos puntos del evaporador que se hallan en

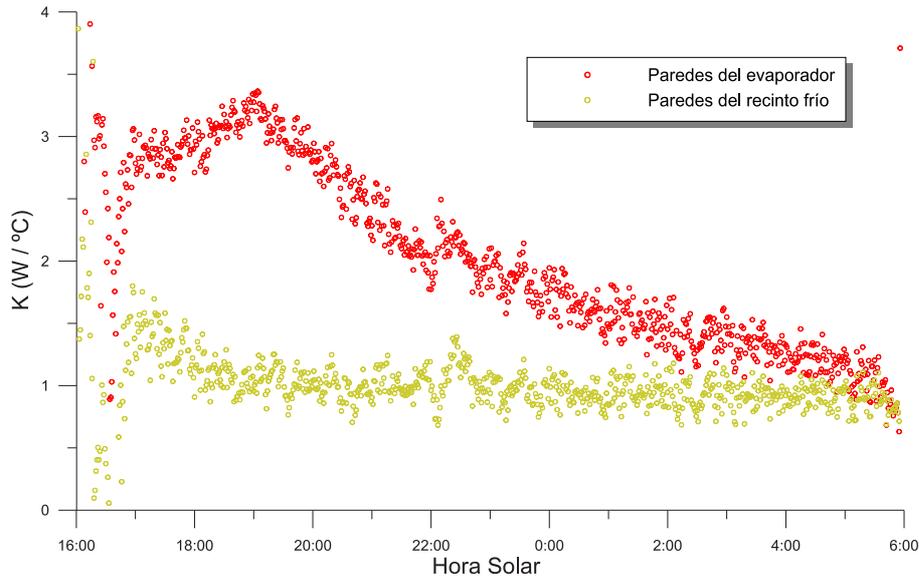


Figura 5.17: Evolución temporal de las conductancias de intercambio térmico vinculadas al conjunto evaporador – recinto frío.

contacto con los dos líquidos (el refrigerante en su interior y el agua en su exterior); sin embargo, allí donde haya contacto líquido – aire, vapor de metanol – aire o vapor – agua, el contacto térmico será más pobre. De hecho, el diseño de nuestro evaporador y las condiciones experimentales fueron tales que el evaporador presentaba zonas de los cuatro tipos de contacto.

Teniendo en cuenta lo anterior hemos definido y calculado un coeficiente de transferencia de calor del modo siguiente:

$$h^{(r)} = \frac{K^{(r)}}{S'}, \quad (5.23)$$

donde S' es la superficie que en cada instante se presentan mutuamente el refrigerante líquido y el agua. La figura 5.18 muestra cómo $h^{(r)}$ permanece sensiblemente constante a lo largo de toda la etapa nocturna, en clara indicación de que el grueso de la extracción de calor del recinto frío tiene lugar, efectivamente, allí donde el refrigerante y el agua líquidos se hallan en contacto. Este hecho, esperable y relevante, recibirá atención preferente a lo largo del capítulo próximo.

El coeficiente de transmisión promedio extraído de la figura 5.18 resulta ser:

$$h^{(r)} = 20,2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ \text{C}) \quad (5.24)$$

Se trata de un coeficiente sustancialmente más bajo que el que obtuvimos en (5.10) para el condensador, a pesar de que ambos intercambiadores implican cambio de fase del refrigerante y agua como fluido de transmisión. El principal motivo de esta diferencia hemos de atribuirlo a que el condensador opera en

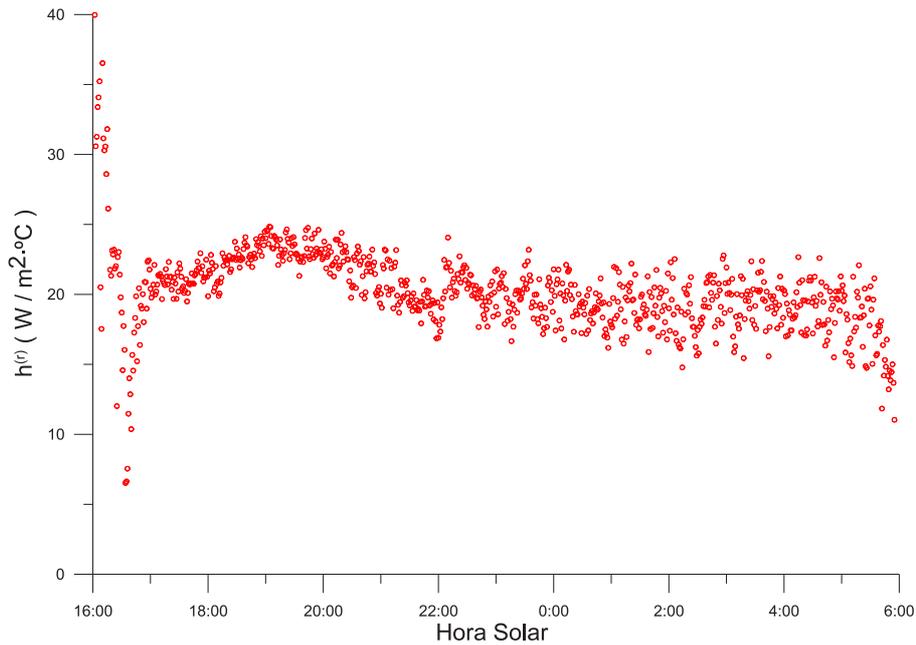


Figura 5.18: Evolución temporal del coeficiente de transmisión de calor a través del evaporador.

condiciones de convección forzada, mientras que el evaporador extrae calor latente por conducción y convección natural.

5.5. Sumario de parámetros térmicos

Cabe preguntarse en este punto si los coeficientes de transmisión de calor, conductancias, etc. que hemos obtenido al analizar el ciclo de referencia son contingentes o realmente característicos de nuestra máquina. Por ese motivo hemos repetido para el resto de jornadas de la campaña de medidas los cálculos que se han indicado previamente, y los hemos promediado. A continuación se presentan, en el mismo orden, los promedios obtenidos.

- Para el generador, durante la fase de captación, tenemos

$$\eta^{(g)} = (0,52 \pm 0,05) - (4,2 \pm 0,5) \frac{T^{(g)} - T^{(a)}}{I} . \quad (5.25)$$

Las incertidumbres que se indican, en esta ecuación y en las que siguen, representan la desviación típica que arrojan los promedios, con el propósito de mostrar hasta qué punto difieren los análisis realizados para distintas jornadas.

- La conductancia de pérdidas del generador durante la fase nocturna nos queda

$$K^{(g)} = (2,02 \pm 0,13) \text{ W/}^\circ\text{C}. \quad (5.26)$$

- Para el condensador, el coeficiente convectivo de transmisión del calor es

$$h^{(c)} = (100 \pm 20) \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}. \quad (5.27)$$

- El coeficiente de transmisión del calor por convección entre el depósito y el ambiente resulta:

$$h^{(d)} = (8,8 \pm 0,7) \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}. \quad (5.28)$$

- También en el caso del depósito, el coeficiente de ganancia por insolación resultante es

$$\Sigma^{(d)} = (0,13 \pm 0,03) \text{ m}^2. \quad (5.29)$$

En este caso, y como excepción, la incertidumbre que se señala es la desviación típica de cada serie diurna individual (ver figura 5.14), puesto que la dispersión de los distintos promedios diurnos entre sí es muy inferior a ésta.

- La conductancia de pérdidas ente el recinto y el ambiente es de

$$K_{per}^{(r)} = (1,04 \pm 0,09) \text{ W/}^\circ\text{C}. \quad (5.30)$$

- Finalmente, el coeficiente de intercambio entre el recinto frío y el refrigerante nos arroja el siguiente valor

$$h^{(r)} = (24 \pm 5) \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}. \quad (5.31)$$

Como podemos ver, las dispersiones obtenidas para todos los parámetros son en todos los casos inferiores al 25% de sus respectivos valores promedio. Entendemos por tanto que sus valores, así como las ecuaciones en que aparecen, son idóneos para elaborar un modelo numérico de funcionamiento del equipo, cuyos detalles se expondrán en el capítulo siguiente.

5.6. Resumen y conclusiones

- Con el prototipo descrito en el capítulo 5 hemos llevado a cabo una campaña de medidas de cerca de dos meses de duración. Tras resolver diversas dificultades hemos obtenido resultados experimentales completos para una decena de ciclos desarrollados de forma satisfactoria.

- El desarrollo de los ciclos satisfactorios se puede considerar como muy regular, caracterizados todos ellos por valores similares de las masas diarias condensadas y evaporadas, entre sí y también al cabo de los días, en torno a 2 kg de metanol por m² de superficie de captación. Los *COP* de los ciclos exhibieron también una notoria regularidad en torno a 0,09 unidades.
- Las condiciones especiales del emplazamiento que ocupó nuestro prototipo nos sugieren que las irradiaciones diarias medidas sobrestiman las reales. Tal es así que consideramos que los *COP* reales de los ciclos pueden ser superiores en un 10 % al valor realmente indicado en el punto anterior. En todo caso se percibe una leve tendencia a decrecer el *COP* medido conforme se incrementa la irradiación total diaria recibida por la máquina.
- Hemos estudiado en profundidad el desarrollo de todos los ciclos, analizando el comportamiento del generador, el condensador, el depósito de agua y el evaporador en todos ellos. A título de muestra, hemos presentado gráficas específicas para uno de ellos, el que se desarrolló entre la mañana del 12 de julio de 2005 y la mañana del 13 de julio.
- Hemos cubierto la ausencia de temperaturas medidas en el lecho adsorbente de carbón activo mediante la definición de la que hemos llamado temperatura equivalente del lecho adsorbente, calculada a partir de nuestros registros de presión y concentración de metanol y por aplicación de la ecuación D - A. En términos de esta temperatura el aspecto del ciclo en el diagrama ($\ln P, T$) se asemeja notoriamente a los modelos ideales de ciclo. No obstante, consideramos probable que la temperatura equivalente del lecho adsorbente sobreestime ligeramente a la real, suponiendo que tenga sentido asignarle una temperatura única al lecho adsorbente.
- Hemos obtenido un modelo fenomenológico para la captación diurna de radiación por parte del generador. Expresado en términos de la irradiancia total sobre el plano de captación y de la diferencia entre la temperatura equivalente del lecho y la ambiente, la eficiencia de captación viene dada por $\eta^{(g)} = 0,52 - 4,2 \cdot (T^{(g)} - T^{(a)})/I$.
- Durante la fase nocturna, el generador se comporta como un emisor de calor cuya conductancia global de pérdidas la hemos cifrado en $K^{(g)} = 2,02$ W/°C, aunque decrece suavemente conforme avanza la fase de evaporación - adsorción.
- El condensador de nuestro prototipo permite una baja diferencia entre la temperatura del agua que lo refrigera y la de condensación (igual o inferior a 4°C). Se trata de un valor inferior a los usuales en los condensadores refrigerados por aire, lo que permite que la fase de condensación - desorción se desencadene pronto y a una presión relativamente constante. El

coeficiente de transmisión del calor estimado es $h^{(c)} = 100 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, y lo consideraremos como constante a lo largo de toda la fase.

- Las ganancias térmicas en el depósito obedecen a tres contribuciones principales: la captura de calor latente, el intercambio con el ambiente y las ganancias por insolación directa, sobre el propio depósito y sobre el condensador refrigerado por el agua de aquél. Las segundas se describen mediante un coeficiente de transmisión $h^{(d)} = 8,8 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, mientras que las ganancias por insolación directa representan la contribución dominante durante buena parte del ciclo, lo que haría deseable un emplazamiento bien sombreado, tanto para el depósito como para el condensador.
- Los intercambios entre el recinto frío y su entorno están gobernados por dos parámetros. Por una parte, la conductancia de pérdidas a través de las paredes aislantes del recinto, cuyo valor estimado es $K_{per}^{(r)} = 1,04 \text{ W/}^\circ\text{C}$. Por otro lado, el intercambio entre el refrigerante líquido y el agua que le cede calor de vaporización es sensiblemente proporcional al área de contacto que uno y otra se presentan. El coeficiente de transmisión lo ciframos en $h^{(r)} = 24 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

Capítulo 6

Modelo numérico y análisis paramétrico

6.1. Introducción

En este capítulo vamos a elaborar un modelo de cálculo para pronosticar el funcionamiento de nuestro prototipo en condiciones diferentes, tanto ambientales como de diseño, de las que tuvimos ocasión de registrar experimentalmente. El modelo se basará en las ecuaciones, lineales en casi todos los casos, cuya validez se discutió en el capítulo anterior, y cuyos parámetros también fueron obtenidos.

El propósito básico de la elaboración de este modelo consiste en examinar cómo afectan las variaciones en los parámetros del modelo a las prestaciones del sistema, especialmente en el caso de aquellos parámetros sobre los que el diseñador - experimentador tiene mayor control. De este modo estaremos en condiciones de optimizar en cierta medida futuras máquinas semejantes a la que protagoniza este trabajo, en cuanto a eficiencia y producción de frío.

La estructura del capítulo es como sigue: primeramente se hará un breve resumen de los trabajos bibliográficos consultados que contienen modelos de cálculo similares al nuestro, o al menos emparentados con él; a continuación estableceremos las hipótesis básicas sobre las que sustentamos nuestro modelo, así como las ecuaciones que le dan forma y los índices de mérito que hemos elegido para catalogar las prestaciones de la máquina; el cuerpo principal del capítulo lo dedicaremos a examinar con detalle cómo afectan las variaciones en diversos parámetros del modelo al desarrollo del ciclo de refrigeración; también se mencionarán, porque los hay, aspectos que el modelo no es capaz de desvelar y que requerirán trabajo futuro, tanto teórico como experimental.

6.2. Modelos de cálculo en la literatura

En la literatura se encuentra propuesta una amplia variedad de modelos de simulación de un sistema destinado a la refrigeración basado en el fenómeno de la adsorción. Se perciben diferencias en diversos aspectos, algunos de los cuales serán examinados brevemente en este apartado, con el fin de tratar de establecer algunas categorías de clasificación. De los trabajos consultados, en no pocos casos echamos en falta descripciones claras de las hipótesis de los modelos, así como los criterios que han regido la elección de los parámetros que figuran en sus ecuaciones.

- **Comportamiento del lecho adsorbente.** La ecuación de estado del material adsorbente se aproxima en diversos trabajos mediante la ecuación $D - A$ [15, 13], o bien mediante su variante, la ecuación $D - R$ (1.5) [27]. Finalmente, algunos autores, como Dai [43] utilizan la ecuación de Sakoda – Suzuki [91], que relaciona el ritmo de captura de adsorbato con la diferencia entre la concentración actual y la concentración de saturación.
- **Geometría del captador.** Como se comentó en el capítulo 1, la mayoría de las máquinas descritas y los modelos que las simulan se basan en el captador solar plano. Otro grupo destacado lo forman los modelos basados en receptores tubulares, como en [43] o en [15]. En este momento no conocemos modelo publicado alguno que simule sistemas con concentración.
- **Estudio global o local del lecho adsorbente.** Algunos autores asignan valores uniformes a la temperatura, la concentración, etc. del lecho adsorbente. Entre ellos podemos citar a [38]. En otros casos el lecho adsorbente se discretiza en una serie de porciones o de capas, a cada una de las cuales se asigna un valor local de cada magnitud relevante. En tal caso la variación de las magnitudes entre las diversas porciones se considera gobernada por parámetros como la conductividad térmica del material adsorbente. En los sistemas basados en el captador plano los modelos locales se llevan a cabo en términos de una variable, que típicamente es la distancia a la superficie adsorbente de la radiación. En los sistemas basados en receptores tubulares lo más frecuente es utilizar la coordenada radial como coordenada de cálculo [15], o bien se recurre a una discretización en dos dimensiones e incluso tres dimensiones [43].
- **Condensador y evaporador.** En general existen dos enfoques típicos a la hora de modelizar estos elementos. En algunos casos [13, 35], se caracterizan, al igual que se hará en este trabajo, mediante sendos coeficientes de transmisión del calor entre su interior y el ambiente circundante, aunque en ocasiones no queda claro cuál es el criterio que permite a los autores asignar valor numérico a tales coeficientes. En esos casos hemos de entender que

su valor se elige de modo que se consiga el mejor acuerdo posible entre los resultados de la simulación y los experimentales. En no pocos trabajos, en cambio, son considerados como condiciones de contorno en el modelo, en el sentido de que fijan los valores de la presión en el sistema completo en los valores de saturación, de condensación en la fase diurna y de evaporación en la nocturna, del refrigerante puro [16].

- **Comparación modelo - experimento.** En aquellos trabajos donde se lleva a cabo una comparación entre los datos experimentales y los resultados de la simulación, la magnitud más frecuentemente contrastada es la temperatura del lecho adsorbente cuando se dispone de ella experimentalmente [35, 16], o bien la temperatura de la placa absorbente, como hace Anyanwu [12]. La evolución temporal de la concentración de refrigerante en el lecho adsorbente también se somete a contraste en algunos casos [43, 16].
- **Predicciones.** En la mayor parte de los trabajos consultados, los modelos descritos se emplean para pronosticar el *COP* del ciclo. Se calcula la variación del *COP* con la irradiación total diaria en [27] y [61], por ejemplo. Variaciones del *COP* con diversos parámetros de diseño del refrigerador o bien parámetros térmicos de algunos de sus elementos se pueden encontrar en [40] y en [12]. Éste será en esencia el propósito de nuestro propio modelo de cálculo, como se verá más adelante. Otros autores prefieren pronosticar la producción diaria de hielo, en lugar del *COP*. Es el caso, por ejemplo, del trabajo de Boubakri [35]. Por último, algunos autores prefieren hacer predicciones de índole más específica. Es el caso de Leite [15], que investiga qué mejoras de prestaciones se pueden esperar al recubrir el generador mediante un material aislante transparente de policarbonato.

El modelo que hemos elaborado y que presentamos seguidamente utiliza, como ya se vio en el capítulo precedente, la ecuación D – A; es un modelo global, en el sentido de que se asigna un valor único de la temperatura y la concentración a todo el lecho adsorbente; utiliza explícitamente ecuaciones de intercambio entre el condensador y el evaporador y sus respectivos ambientes; finalmente, aunque se efectuará una breve comparación entre los resultados calculados y los experimentales, su principal propósito es el de examinar cómo afectan diversos parámetros externos y de diseño al comportamiento del prototipo, con el fin ulterior de optimizar futuras versiones del mismo.

6.3. Hipótesis y ecuaciones del modelo

En esta sección se resumen las principales hipótesis que hemos asumido para la elaboración de nuestro modelo, así como las ecuaciones en que equéllas se

traducen. En lo que atañe a las primeras, utilizamos hipótesis comúnmente aceptadas en buena parte de los trabajos consultados, o bien otras que se ajustan al modo específico de operación de nuestra máquina. En cuanto a las ecuaciones, casi todas han sido citadas, explícita o implícitamente, en el capítulo 5, de modo que aquí nos limitaremos a reescribirlas.

6.3.1. Hipótesis

- La presión P en todo el circuito de la máquina es uniforme, es decir, ignoramos posibles gradientes de presión en el lecho adsorbente, así como pérdidas de carga asociadas a los flujos de refrigerante en estado gaseoso. Sólo escapa a esta regla el obvio gradiente hidrostático que aparece en la columna de refrigerante líquido almacenado en el evaporador.
- Ignoraremos la existencia de gradientes térmicos en el generador: consideraremos que todo él, incluyendo las partes metálicas, el lecho adsorbente y el metanol a él adsorbido, se encuentran a la misma temperatura $T^{(g)}$, que identificaremos con la temperatura equivalente del lecho adsorbente.
- Asumiremos que en todo momento existe equilibrio de adsorción, gobernado por la ecuación D - A (1.6) y caracterizado por la presión P y por la temperatura $T^{(g)}$.
- Las cantidades de metanol desorbidas durante la fase diurna coinciden en todo instante con las cantidades condensadas en el condensador. Igualmente, durante la fase nocturna, las cantidades evaporadas en el evaporador son inmediatamente capturadas por el lecho adsorbente. Dicho de otro modo, la condensación y la desorción se desarrollan a idéntico ritmo, e igualmente lo hacen la evaporación y la adsorción.
- Descubrir la cubierta inferior del generador es una operación que tiene lugar en el momento que el usuario de la máquina decide. Supondremos que en ese momento cesa la fase de condensación - desorción y consideraremos que a partir de entonces también cesa la irradiación sobre el generador, así como sobre el depósito.
- El recinto frío se encuentra abierto, y por tanto a temperatura ambiente, hasta que el generador se descubre. En ese momento se introduce en él el agua que se desea enfriar y se aísla el recinto del exterior.
- El condensador permanece a temperatura ambiente durante toda la fase nocturna.
- Tanto el refrigerante vapor en el condensador durante el día como el refrigerante líquido del evaporador durante la noche se encuentran a una

temperatura igual a la de saturación del metanol puro correspondiente a la presión que en cada momento reine en el circuito.

- Se ignora cualquier tipo de subenfriamiento en el recinto frío, es decir, comienza a formarse hielo exactamente cuando la temperatura alcanza los 0°C.
- La temperatura del evaporador es la de los elementos metálicos que lo constituyen y la del agua que se enfría. Se desprecia la masa térmica de las paredes aislantes del recinto.
- El evaporador se encuentra completamente sumergido en agua, de modo que el intercambio térmico es íntegramente refrigerante - agua, y no hay intercambio refrigerante - aire.

6.3.2. Ecuaciones del modelo

A continuación se muestran las principales ecuaciones en que se basa el modelo que proponemos. Todas ellas se sustentan sobre los parámetros térmicos que definimos y calculamos en el capítulo precedente. Al escribirlas hemos utilizado un convenio de signos tal que todas las cantidades de calor intercambiadas sean positivas. Posteriormente mostraremos las condiciones de contorno que se precisan para resolver el sistema de ecuaciones presentado.

Fase diurna

Durante la fase diurna la energía que el generador permite aprovechar por unidad de tiempo se emplea en calentar cada uno de los elementos del generador: partes metálicas, carbón activo y masa de metanol instantánea adsorbida.

$$\eta^{(g)} I S^{(g)} = \dot{Q}_{ca}^{(g)} + \dot{Q}_{cu}^{(g)} + \dot{Q}_{me}^{(g)}. \quad (6.1)$$

Se trata de la ecuación (5.4), y los términos del segundo miembro vienen dados por (5.1) – (5.3). En los dos primeros casos los aportes son en forma de calor sensible; en el caso del metanol podrá haber o no aportes en forma de calor de desorción (5.3). La desorción tendrá lugar y el término correspondiente habrá de contabilizarse cuando la temperatura de saturación a la presión a que se encuentra el sistema sea superior a la temperatura del agua que, procedente del depósito, refresca al condensador:

$$\text{Hay condensación – desorción cuando } \tau(P) > T_{ag}^{(d)}. \quad (6.2)$$

La temperatura, la presión y la masa instantánea de metanol adsorbido están ligadas a través de la ecuación de Dubinin - Astakhov (1.6), con los parámetros

reseñados en la tabla 2.1. El contenido en adsorbado del generador viene dado por

$$m_{me}^{(g)}(T, P) = m_{ca} x(T, P). \quad (6.3)$$

El balance energético en el condensador se esbozó en las ecuaciones (5.8) – (5.9); relaciona la tasa de producción de condensado con el coeficiente de transmisión del condensador y con la diferencia entre las temperaturas de saturación y del agua que refrigera al condensador:

$$-L_{me}m_{ca} \frac{dx}{dt} = h^{(c)}S^{(c)}(\tau - T_{ag}^{(d)}), \quad (6.4)$$

con la restricción, ya formulada como hipótesis, de que el incremento de metanol licuado en el evaporador - recinto frío es exactamente el mismo que abandona el lecho adsorbente:

$$\frac{dm_{me}^{(g)}}{dt} + \frac{dm_{me}^{(e)}}{dt} = 0. \quad (6.5)$$

Finalmente, el agua del depósito recibe aportes de calor procedentes del condensador, por intercambio convectivo con el ambiente y por insolación directa, tal como se explicó en la ecuación (5.12) del capítulo 5:

$$m_{ag}^{(d)} c_{ag} \frac{dT_{ag}^{(d)}}{dt} = -L_{me}m_{ca} \frac{dx}{dt} + h^{(d)}S^{(d)}(T^{(a)} - T_{ag}^{(d)}) + \Sigma^{(d)}I. \quad (6.6)$$

Fase nocturna

Durante la fase nocturna el generador cede calor al ambiente a un ritmo definido por su conductancia, tal como se definió en (5.6). Ese calor cedido permite el refrescamiento de sus elementos metálicos, del lecho adsorbente y del refrigerante adsorbido, así como la disipación del calor de adsorción liberado:

$$K^{(g)}(T^{(g)} - T^{(a)}) = -\left(m_{ca}c_{ca} + m_{cu}^{(g)}c_{cu} + x m_{ca}c_{me}\right) \frac{dT^{(g)}}{dt} + \Delta H_{me}m_{ca} \frac{dx}{dt}. \quad (6.7)$$

El último término de la ecuación precedente se debe contabilizar cuando hay evaporación - adsorción, es decir, cuando la temperatura de saturación es menor que la del recinto frío:

$$\text{Hay evaporación - adsorción cuando } \tau(P) < T^{(r)}. \quad (6.8)$$

El intercambio térmico nocturno entre el depósito de agua y su entorno tiene lugar exclusivamente a través de sus paredes:

$$m_{ag}^{(d)} c_{ag} \frac{dT_{ag}^{(d)}}{dt} = h^{(d)}S^{(d)}(T^{(a)} - T_{ag}^{(d)}). \quad (6.9)$$

En el recinto frío, el balance global de calor lo da la ecuación (5.15):

$$\dot{Q}^{(r)} = \dot{Q}_{ag}^{(r)} + \dot{Q}_{cu}^{(r)} + \dot{Q}_{me}^{(r)} + \dot{Q}_{per}^{(r)}, \quad (6.10)$$

donde $Q^{(r)}$, $Q_{cu}^{(r)}$ y $Q_{me}^{(r)}$ vienen dados por (5.16), por (5.18) y por (5.19), respectivamente. Para evaluar las cantidades de calor tomadas al agua del recinto frío modificaremos la ecuación (5.17) para tener en cuenta la posibilidad de que la temperatura caiga por debajo del punto de congelación:

$$\dot{Q}_{ag}^{(r)} = \begin{cases} -m_{ag}^{(r)} c_{ag} \frac{dT^{(r)}}{dt} & \text{si } T^{(r)} > 0^\circ C \\ \Lambda_{ag} \frac{dm_{hi}^{(r)}}{dt} & \text{si } T^{(r)} = 0^\circ C, \end{cases} \quad (6.11)$$

donde Λ_{ag} es el calor latente de fusión del agua. Finalmente, las pérdidas al exterior dependen de la correspondiente conductancia de pérdidas, definida en la ecuación (5.21):

$$\dot{Q}_{per}^{(r)} = K_{per}^{(r)}(T^{(a)} - T^{(r)}). \quad (6.12)$$

Condiciones de contorno

He aquí la información adicional que se precisa para resolver el conjunto de ecuaciones precedentes:

- La temperatura ambiente en cada instante $T^{(a)}(t)$.
- La irradiancia sobre el plano de captación en cada instante de la fase diurna $I(t)$.
- La concentración y temperatura iniciales en el generador, $x^{(g)}(A)$ y $T^{(g)}(A)$.
- La masa de agua en el depósito $m_{ag}^{(d)}$ y su temperatura inicial, $T_{ag}^{(d)}(A)$.
- La hora a la que se retira la cubierta inferior del generador, $t(C)$.
- La masa $m_{ag}^{(r)}$ de agua que se introduce en el recinto frío al final de la fase diurna, así como su temperatura inicial $T_{ag}^{(r)}(C)$.

En condiciones reales de funcionamiento toda esta información la proporciona nuestro sistema experimental de medida.

6.3.3. Índices de mérito

Cuando examinemos en próximos apartados la influencia que sobre las prestaciones del ciclo ejerce la variación de diversos parámetros será preciso saber de antemano cómo definir tales prestaciones. A tal efecto nos parece oportuno que nuestros índices de mérito sean los siguientes:

- El *COP*. Se trata del índice más universalmente empleado en la literatura, y como tal debe ser el índice de referencia de partida para comparar ciclos. La definición de *COP* se dio en (1.10), cuyo numerador se calcula justamente como se señala en (2.5).
- Como se verá más adelante, en ciertas ocasiones el *COP* puede ser un parámetro poco relevante. En cambio, proponemos como más significativa en ciertos contextos la que denominaremos *producción neta de frío*, *PNF*, cantidad que ya anunciamos en el capítulo 1 (sección 1.3.2) y definida como la carga térmica extraída del agua que se introduce en el recinto al finalizar la fase diurna. Según que se recoja o no hielo al final del ciclo, la producción neta de frío será:

$$PNF = \begin{cases} m_{ag}^{(r)} c_{ag} (T_{ag}^{(r)}(C) - T_{ag}^{(r)}(A')) & \text{si } T^{(r)}(A') > 0^\circ C \\ m_{ag}^{(r)} c_{ag} T_{ag}^{(r)}(C) + m_{hi}^{(r)}(A') \Lambda_{ag} & \text{si } T^{(r)}(A') = 0^\circ C. \end{cases} \quad (6.13)$$

En la segunda de estas ecuaciones, el primer término es la cantidad de frío necesaria para llevar toda el agua del recinto hasta el punto de congelación, y el segundo es la que se precisa para congelar la masa $m_{hi}^{(r)}(A')$ de hielo que se recoge al final del ciclo.

Junto con estos índices, en alguna ocasión presentaremos la temperatura en el recinto al final de ciclo (en caso de ser positiva) o bien la masa de hielo formada, si se alcanza el punto de congelación. Como muestra el par de ecuaciones (6.13), estos parámetros no son sino una forma indirecta de expresar la *PNF*.

6.4. Confrontación modelo – experimento

En este punto conviene que verifiquemos cómo se ajusta nuestro modelo de cálculo a los resultados experimentales disponibles. De este modo podremos hacernos una idea de hasta qué punto son de fiar los pronósticos que más tarde elaboraremos.

Para ello hemos confrontado los resultados experimentales de nuestro ciclo de referencia del 12 de julio con el modelo propuesto. A tal efecto hemos elaborado un programa en Visual Basic que resuelve el conjunto de ecuaciones (6.1) – (6.12), junto con las condiciones de contorno registradas experimentalmente en aquella fecha. Para resolver las ecuaciones diferenciales del modelo hemos utilizado el método de Euler, con un paso temporal de un minuto, es decir, el mismo intervalo de muestreo de nuestros datos experimentales. Los parámetros térmicos del modelo (coeficientes de intercambio, conductancias, eficiencia del generador, etc.) son los que se han reflejado en la sección 5.4.

A título de comparación presentamos en la figura 6.1 el desarrollo completo del ciclo de referencia en el diagrama $(T, \ln P)$. Los círculos representan valores

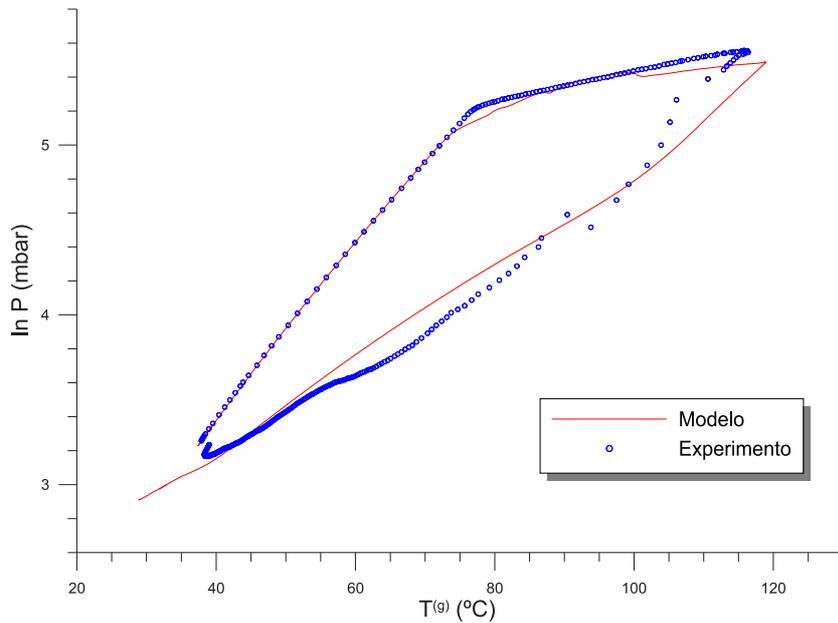


Figura 6.1: El ciclo de referencia del 12 – jul en un diagrama $(T, \ln P)$. Comparación entre el ciclo experimental 5.6 y el resultado ofrecido por nuestro modelo. En la serie experimental sólo se ha representado uno de cada cuatro puntos registrados.

experimentales, ya presentados en la figura 5.6. El trazo continuo representa el ciclo simulado mediante nuestro modelo.

Como puede verse, el acuerdo entre experimento y modelo es notorio, particularmente a lo largo de la fase diurna. Durante toda ella, las temperaturas equivalentes del lecho adsorbente medida y calculada difieren a lo sumo en un 3%. Las presiones medida y calculada difieren siempre en menos de un 5% lo cual, expresado en términos de temperatura de saturación, significa una diferencia inferior al 4%.

Durante la fase nocturna las dos series difieren en algo más de lo que una simple inspección visual de la figura 6.1 sugiere. De hecho, el modelo pronostica un COP superior en un 30% al que medimos experimentalmente, así como la presencia de una cierta cantidad de hielo en el recinto (en torno a 700 g) a final del ciclo, mientras que en la jornada de referencia sólo se recogió agua líquida, cerca del punto de congelación, pero a temperatura positiva.

La discrepancia la atribuimos a varios factores. En primer lugar, el ritmo de disipación nocturna de calor por parte del generador, gobernado por la conductancia $K^{(g)}$, que nosotros hemos considerado constante pero que, como vimos en el capítulo precedente (figura 5.10), toma valores elevados al principio y se reduce progresivamente conforme el lecho adsorbente se va enfriando. El segundo factor de discrepancia es aún más relevante: es el que se refiere a la hipótesis asumi-

da de que el evaporador se encuentra completamente sumergido en agua. En las condiciones experimentales en que funcionó nuestro prototipo hay gran diferencia entre el área total de intercambio del evaporador y la porción de esa área que está en contacto con el agua que se pretende enfriar. *Grosso modo* la segunda es la mitad de la primera, aunque esta proporción se modifica a lo largo de la fase nocturna. De hecho, si este factor se tiene en cuenta, la concordancia modelo - experimento es mucho mayor que la que se plasma en la figura 6.1: por ejemplo, el *COP* del ciclo ronda el 9%, frente al 8,5% que registramos experimentalmente.

De todo lo anterior podemos extraer una primera conclusión crucial en cuanto al diseño de nuestra enfriadora: sumergir por completo el evaporador en el agua que se desea enfriar proporciona un incremento relevante en el *COP* y en la *PNF*, con respecto al caso de que la inmersión sea parcial. Cuantitativamente, si confiamos en las predicciones de nuestro modelo, ello significaría incrementar el *COP* desde el 8'5% medido en nuestras condiciones experimentales hasta valores cercanos al 10'5%.

6.5. Análisis paramétrico

Según acabamos de explicar, existe una modificación simple en el diseño de nuestra máquina, en concreto de su recinto frío, que conduce a mejoras relevantes en sus prestaciones. Puede ser interesante examinar cómo los cambios en otras características de la máquina influyen en los índices de mérito, *COP* y *PNF*, que hemos optado por asignarle al ciclo. De los resultados de este análisis pretendemos obtener indicaciones que nos ayuden a decidir a qué parámetros de diseño conviene prestar mayor atención.

A tal efecto hemos modificado el programa que elaboramos para implementar nuestro modelo, de modo que sea posible variar a voluntad diversas características, tanto externas como internas, de la máquina. Son éstas:

- La temperatura ambiente, de tal manera que se puedan cargar series experimentales de temperaturas registradas previamente o bien series diurnas de temperatura generadas por el propio ordenador, con valores de temperatura media y oscilación diaria elegibles a voluntad.
- La irradiancia sobre el plano del generador, de nuevo en dos modalidades: series de datos experimentales o bien series diurnas generadas conforme al modelo expuesto en el capítulo 2, con la posibilidad en este caso de elegir a voluntad la fecha del año y el acimut de orientación del generador.
- El resto de condiciones de contorno señaladas en el apartado 6.3.2.
- Todos los parámetros térmicos evaluados en la sección 5.4, así como algunos parámetros geométricos:

- Para el generador, eficiencia diurna de captación $\eta^{(g)}$ y conductancia nocturna $K^{(g)}$.
- Para el condensador, coeficiente de intercambio $h^{(c)}$ y área de intercambio $S^{(c)}$.
- Para el depósito, coeficiente de intercambio por convección $h^{(d)}$ y coeficiente de ganancia por insolación $\Sigma^{(d)}$.
- Para el recinto frío, el coeficiente de intercambio $h^{(r)}$ y conductancia de pérdidas $K_{per}^{(r)}$.

En cada supuesto de cálculo el programa calcula entre otros los siguientes índices:

- El COP del ciclo.
- La producción neta de frío PNF , tal como se definió en la ecuación (6.13).
- Las temperaturas promedio de condensación $\tau(BC)$ y de evaporación $\tau(DA')$.
- La temperatura final del agua del recinto frío o, en su caso, la masa de hielo producida.

En todos los casos que se considerarán a continuación se irán modificando varios de los parámetros precedentes a partir de unas condiciones de referencia, todas ellas próximas a las experimentales. Las más relevantes son las siguientes:

- Temperatura diurna promedio de 25°C y $\pm 10^{\circ}\text{C}$ de amplitud térmica.
- Al final de la etapa diurna el recinto frío se llena con 5 kg de agua (equivalentes a $9,1 \text{ kg por m}^2$ de superficie de captación) a una temperatura de 24°C .
- Insolación generada mediante modelo, correspondiente a la fecha del 29-jun (día 180 de año), acimut del captador 0° (orientación sur), e inclinación 20° .
- Los parámetros térmicos calculados como promedio de la campaña de medidas, y reflejados en las ecuaciones (5.25) – (5.31).

Es preciso indicar que nos hemos atendido estrictamente a las hipótesis del modelo y en particular hemos asumido que la inmersión del recinto frío es completa. Por ello, y atendiendo a la discusión formulada en la sección 6.4, los COP que se consignarán en lo que sigue son en general superiores a los obtenidos experimentalmente. A pesar de ello, la información que perseguimos se refiere sobre todo a las tendencias de variación que experimentan los índices de mérito del ciclo, información que consideraremos pertinente con independencia de que el COP tenga un valor absoluto elevado o modesto.

6.5.1. Influencia de las condiciones ambientales

Temperatura ambiente promedio y amplitud térmica diarias

En primer lugar consideraremos cómo afectan al ciclo la temperatura ambiente en que se desenvuelve. A tal efecto hemos elaborado un modelo simple de evolución temporal de la temperatura, de perfil sinusoidal, caracterizado por dos parámetros: la temperatura ambiente promedio y la amplitud térmica diaria, definida como la diferencia entre las temperaturas ambiente máxima y promedio, o también entre ésta y la mínima diurna. Como momentos de máximo y mínimo hemos elegido las 16h y las 4h solares, respectivamente, que consideramos se adaptan razonablemente bien al comportamiento real de las temperaturas en un día típico cercano al solsticio de verano.

La figura 6.2 muestra cómo varía el COP del ciclo con la temperatura ambiente promedio de la jornada. Se aprecia una suave tendencia decreciente a bajas temperaturas, y un crecimiento, también suave, propio de jornadas más calurosas. Consideramos que este comportamiento es reflejo de la competencia entre dos fenómenos. Por una parte, las jornadas frescas permiten que la condensación se desenvuelva en condiciones favorables, con producción de grandes cantidades de condensado; así, nuestros cálculos muestran que, en las condiciones en que opera nuestro prototipo, por cada cinco grados de incremento en la temperatura ambiente promedio, la temperatura de condensación promedio crece tan solo en dos grados, debido a la inercia térmica del agua que refrigera al condensador, mientras que si el condensador fuera refrigerado por aire, la temperatura de condensación seguiría estrechamente a la ambiente promedio. Por otra parte, las noches calurosas hacen afluir calor hacia el recinto frío (como veremos más adelante, el nuestro distaba de encontrarse en condiciones de aislamiento térmico perfecto), lo cual favorece la evaporación de grandes cantidades de refrigerante. Como se aprecia, si este análisis es acertado, el primer factor es dominante a bajas temperaturas ambiente, mientras que el segundo lo es en jornadas calurosas.

Sin embargo, el análisis de la producción neta de frío es mucho más revelador en este sentido. Constatamos que la PNF es monótonamente decreciente, precisamente porque en jornadas calurosas gran parte del calor latente de vaporización del metanol se invierte en refrigerarse a sí mismo, a las partes metálicas del evaporador y sobre todo a neutralizar el flujo de calor que atraviesa las paredes del recinto frío procedente de su exterior. De este modo, como era previsible, jornadas frescas favorecen la producción de frío en la enfriadora.

La figura 6.3 se ha elaborado conforme a pautas semejantes a la figura 6.2, pero ahora la variable es la amplitud térmica. En esta ocasión observamos que jornadas con una oscilación térmica notable son favorables tanto en términos de COP como de PNF . El COP se incrementa moderadamente con la oscilación térmica, mientras que la PNF lo hace de manera más acusada, hasta en un 50% en el intervalo considerado en la figura. El motivo está emparentado con el análisis

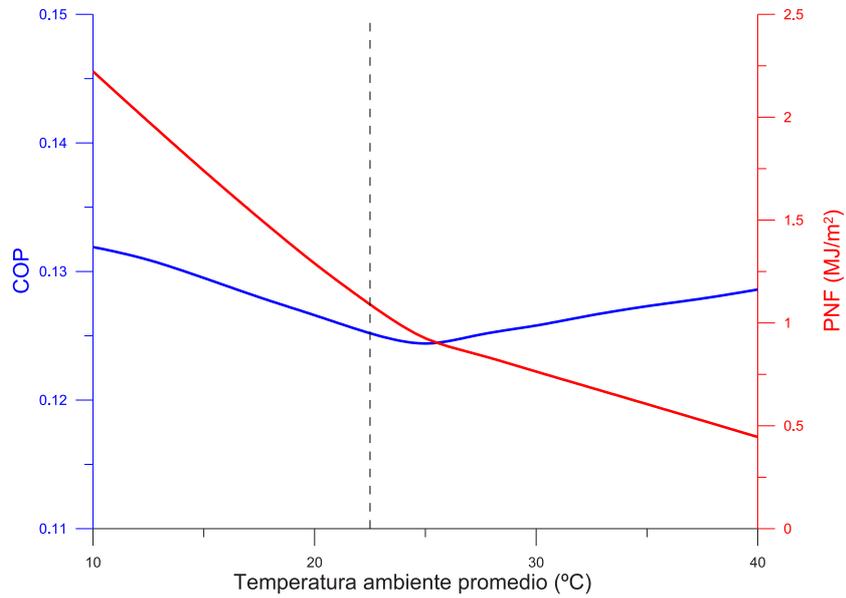


Figura 6.2: Variación del COP y de la producción neta de frío del ciclo con la temperatura ambiente promedio. El trazo vertical representa la temperatura ambiente promedio en nuestras condiciones de referencia.

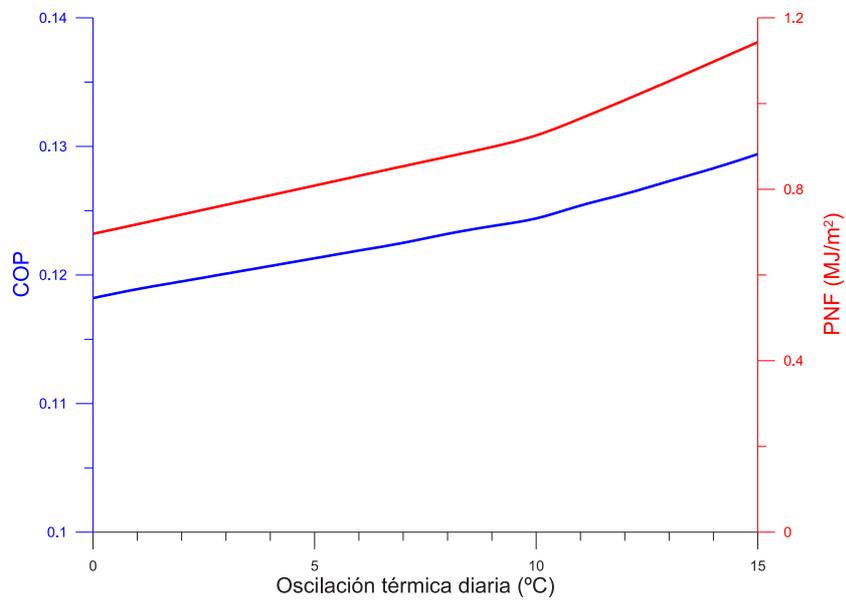


Figura 6.3: Variación del COP y de la producción neta de frío del ciclo en función de la oscilación térmica diaria.

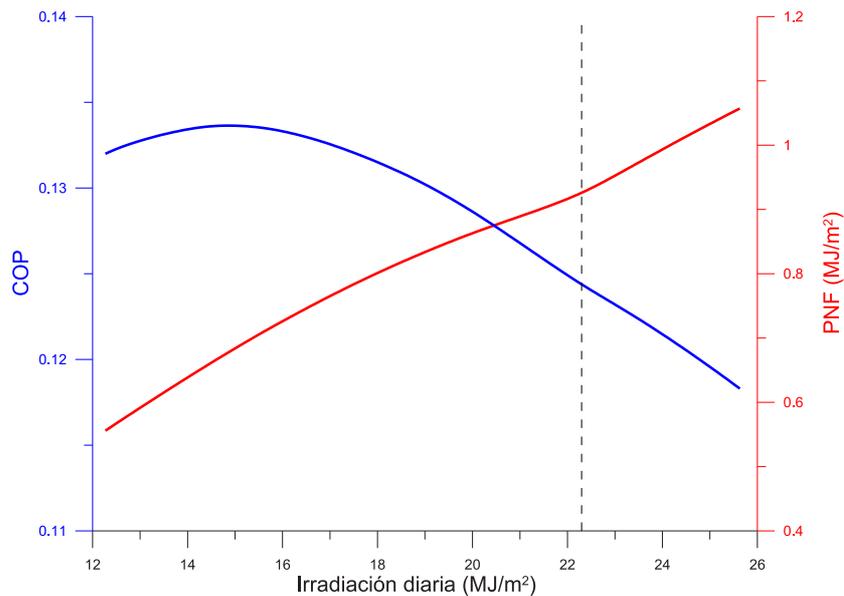


Figura 6.4: Producción neta de frío y COP en función de la irradiación diaria, medida sobre el plano de apertura del captador CPC. Las condiciones de referencia se señalan con un trazo vertical discontinuo.

apuntado en relación con la figura 6.2: en las noches más frescas la producción de frío es mejor aprovechada porque en su transcurso es necesario enjugar menores pérdidas térmicas entre el recinto frío y el ambiente.

Irradiación

También podemos examinar, aunque de modo parcial, cómo influye la irradiación diurna en el rendimiento del prototipo. Para ello hemos modificado nuestro modelo de generación de irradiancias sobre el plano de captación, mediante la aplicación de una constante multiplicativa que se hace variar en las proximidades de la unidad. Valores de esa constante ligeramente superiores a 1 representarían condiciones de transparencia atmosférica más altas de lo normal, por ejemplo debidas a un eventual emplazamiento en altitud, o bien condiciones de radiación reflejada extra, como de hecho nos ocurrió (véase la sección 5.4.1). Valores inferiores a la unidad tomarían en consideración condiciones de sol velado por nubes, parcialmente o bien de modo total pero intermitente.

Tal y como revela la figura 6.4, la mayor disponibilidad de energía en los días más claros se traduce en una PNF superior, con una tendencia de crecimiento aproximadamente lineal. Esto es más cierto si se toma en consideración un factor sobre el que se volverá más adelante. Se trata de que en condiciones de baja insolación el condensador funcionará de modo menos eficiente. La figura 6.4 no tiene en cuenta este hecho, pero si fuera posible hacerlo, los índices representados

en ella tendrían valores menores en la zona de bajas irradiaciones.

Por otro lado, consideramos que el *COP* aquí representado es un índice poco relevante en este contexto, puesto que su definición está lastrada por la propia irradiación cuya variación estudiamos. De todos modos podemos destacar que en condiciones de irradiación relativamente elevadas la tendencia del *COP* es a decrecer ligeramente conforme aquélla aumenta, algo que nuestros datos experimentales sugerían (figura 5.3).

6.5.2. Parámetros vinculados al generador

Como se apuntó en el capítulo 5, existen dos parámetros térmicos relevantes en el comportamiento del generador de la máquina: la recta de rendimiento $\eta^{(g)}$, que gobierna la captación diurna de radiación, y la conductancia de pérdidas $K^{(g)}$, vinculada al enfriamiento nocturno del lecho adsorbente.

Rendimiento de captación

La recta de rendimiento de captación queda caracterizada por dos parámetros: su pendiente, que es el coeficiente de pérdidas, y su ordenada en el origen, a la que en el ámbito de la tecnología de captadores térmicos es costumbre llamar *rendimiento óptico*, denominación que adoptaremos aquí en aras de la economía de lenguaje. Los mejores valores experimentales que obtuvimos en el capítulo 5 son $4,2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ y $0,52$, respectivamente. Comenzaremos por reseñar la variación del *COP* con ambos parámetros, y lo hacemos en la forma que se indica en la figura 6.5. La *PNF* no se ha representado, para no sobrecargar la figura y porque sigue una tendencia similar a la que exhibe el *COP*.

Como era de esperar, incrementos en el rendimiento óptico y reducciones en el coeficiente de pérdidas se traducen en ganancias de eficiencia del ciclo. En todo caso, la eficiencia no puede crecer de forma indefinida sólo a base de mejoras en el rendimiento de captación: obviamente está limitada, en primera instancia por la concentración de metanol adsorbido al inicio del ciclo, y en última por la cantidad total presente en el circuito de la máquina. Como se aprecia, en las condiciones de referencia que hemos asumido, este límite se sitúa en torno al 15%.

Es sensato preguntarse qué mejoras en el diseño pueden emprenderse para mejorar los dos parámetros. Es sabido [92] que el rendimiento óptico depende de las características de transmitancia y absortancia del captador, y que el coeficiente de pérdidas tiene que ver con el aislamiento térmico del generador en su conjunto. Con la perspectiva que otorga el tiempo transcurrido desde la campaña de medidas consideramos que el sistema que adoptamos para fijar la lámina selectiva a los tubos del generador, descrita en la sección 4.4.1, podría ser mejorado sustancialmente, puesto que implicaba la interposición entre ambos de una capa de adhesivo aislante. De hecho, en el momento de escribir este trabajo nos disponemos a ensayar un recubrimiento selectivo en forma de pintura, que se aplica

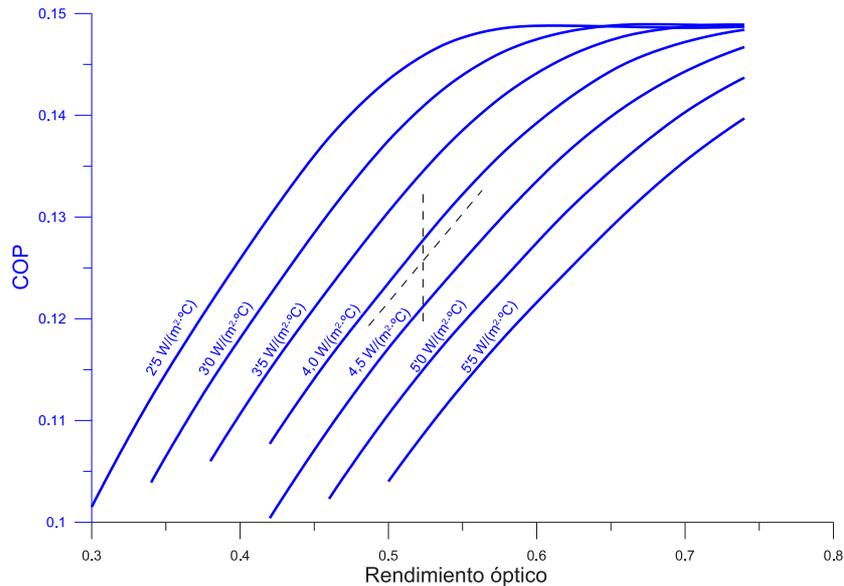


Figura 6.5: Variación del COP calculado en función del rendimiento óptico de captador, para diversos valores del coeficiente diario de pérdidas. El cruce de los dos trazos discontinuos indica los parámetros obtenidos experimentalmente.

directamente sobre los tubos del generador.

Conductancia nocturna

La conductancia de pérdidas del generador $K^{(g)}$ gobierna la velocidad a la que el generador disipa durante la etapa nocturna el calor sensible que adquirió durante el día, y más importante aún, el calor de adsorción liberado en el lecho adsorbente. Es de esperar que un incremento en la conductancia mejore la eficiencia del ciclo. Y en efecto, la figura 6.6 así lo atestigua, aunque por encima de cierta conductancia (en torno a $2 \text{ W}/^\circ\text{C}$ en las condiciones en que ha sido elaborada la figura) las ganancias de COP son moderadas. Más difícil nos resulta explicar por qué valores altos de $K^{(g)}$ se traducen en PNF levemente decrecientes, como también se percibe en la figura. Tal vez la razón estriba en que, conforme se incrementa el ritmo de enfriamiento del generador, decrece la presión en el circuito al cabo de la noche, arrastrando tras de sí a la baja a la temperatura promedio de evaporación, y ello reduce la cantidad de frío útil que la máquina extrae de su recinto frío. En todo caso, con explicación cierta o sin ella, el fenómeno es poco acusado.

Conviene indicar en este punto que todos los parámetros investigados en esta sección, el rendimiento óptico y el coeficiente de pérdidas diurnos, así como la conductancia de pérdidas nocturna, dependen sin duda de la modalidad de colector CPC empleado, es decir, de su ángulo de aceptación y del semiángulo

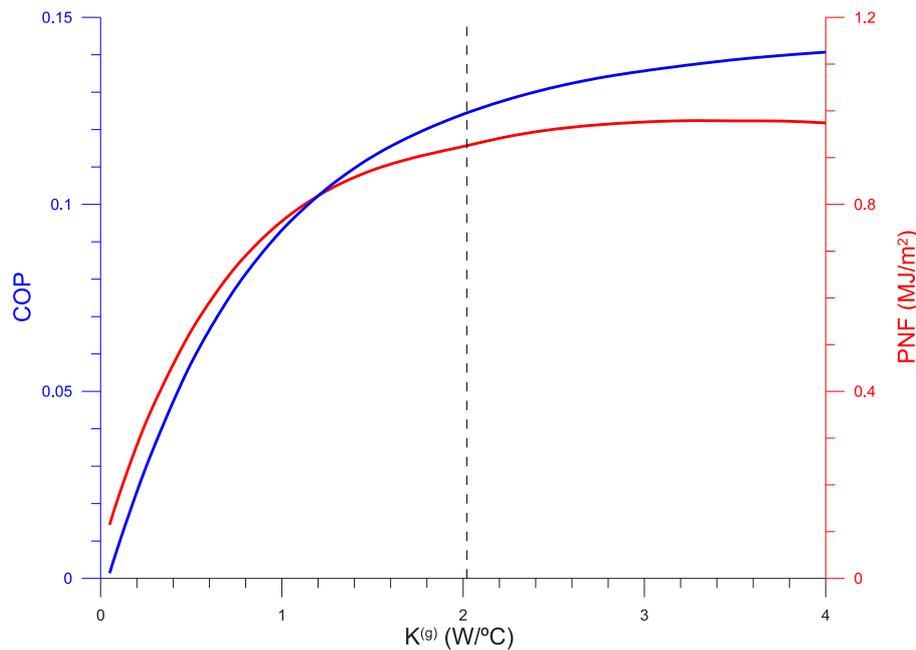


Figura 6.6: Dependencia del COP y de la PNF con la conductancia nocturna del generador. El trazo vertical discontinuo representa la conductancia medida en nuestro prototipo.

de cobertura. No hay garantía alguna de que hipotéticos captadores con otros valores de ζ y α queden descritos mediante parámetros de igual valor numérico. Podemos intuir, por ejemplo, que reducir el semiángulo α sin modificar ζ implica el crecimiento de los parámetros diurno y nocturno de pérdidas, porque se incrementa el área de receptor tubular que no contribuye a la captación en favor de la que interviene en el refrescamiento convectivo nocturno; a cambio, la cantidad de material adsorbente se incrementa, y el resultado en términos de eficiencia global del ciclo es incierto.

No disponemos en el momento presente de datos experimentales ni de modelo alguno —la literatura consultada no nos brinda ayuda a este respecto— que nos permita juzgar la conveniencia de modificar los parámetros del CPC más que en los términos de simple recolección de energía que se expusieron en el capítulo 3. En este sentido, debemos reconocer que esta parte esencial del diseño y optimización del prototipo queda sin resolver, y habrá de ser objeto de atención futura.

6.5.3. Parámetros vinculados al condensador

En este apartado consideraremos la influencia de dos parámetros clave vinculados al condensador del prototipo: el área de intercambio y el coeficiente de intercambio.

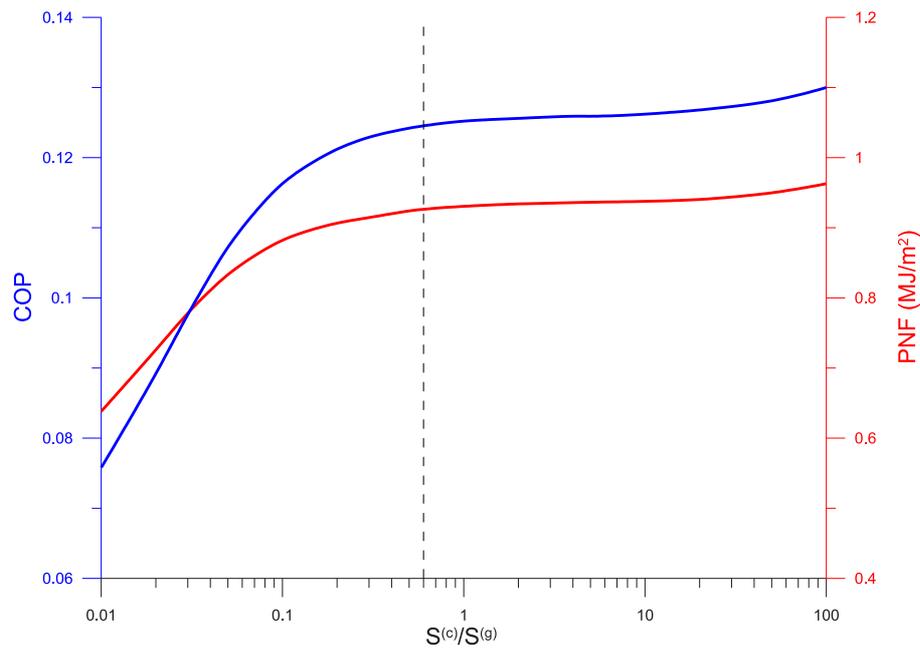


Figura 6.7: Eficiencia y producción de frío en función de la relación entre las áreas de intercambio en el condensador y de captación.

Área de intercambio

Recordemos que nuestro condensador, refrigerado por agua, es tubular; el agua procedente del depósito circula por el interior de los tubos y la condensación tiene lugar sobre su superficie exterior. El área de esta superficie es ciertamente un parámetro de diseño y por ello es especialmente relevante analizar su influencia sobre el comportamiento de la máquina.

A tal efecto hemos preparado la figura 6.7, en la que de nuevo se representan el COP y la PNF en función del área $S^{(c)}$. En vez del área absoluta, hemos preferido utilizar como variable el cociente adimensional entre aquella y el área de captación del generador $S^{(g)}$. Hemos utilizado una escala logarítmica para ilustrar el efecto de condensadores sustancialmente más grandes o más pequeños que el que montamos en nuestro prototipo.

Como se ve y era de esperar, el COP y la PNF registran tendencias semejantes. También es claro que por encima de un área de intercambio del mismo orden que la de captación no se consiguen ventajas dignas de mención en ninguno de los dos índices de mérito. Dicho de otro modo, sobredimensionar el condensador no aporta ventaja alguna en este contexto.

Aunque el tipo de escala que hemos utilizado en la figura no permite mostrarlo, nuestros cálculos arrojan un COP bajo, pero no nulo, incluso si el área de intercambio $S^{(c)}$ es nula, es decir, incluso en ausencia de condensador. Ciertamente hay explicación para este aparente absurdo: a pesar de que durante la

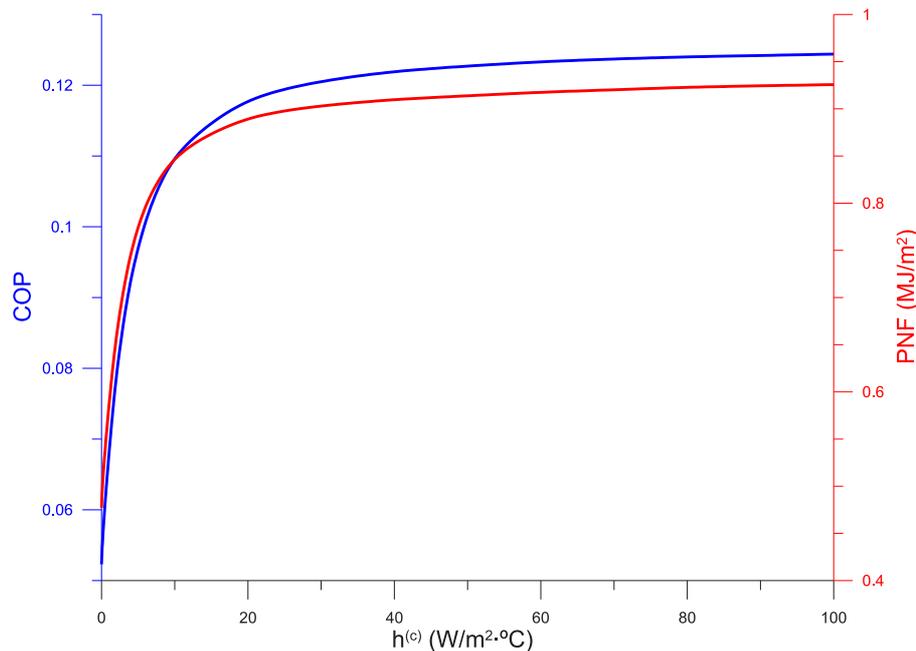


Figura 6.8: Eficiencia y producción de frío en función del coeficiente de transmisión de calor en el condensador.

fase diurna no se genere cantidad alguna de refrigerante líquido, durante la etapa nocturna subsiguiente sí podrá evaporarse una parte del que hubiera almacenado en el evaporador. Desde luego, este hecho será incompatible con el funcionamiento cíclico de la máquina porque, bajo tal supuesto, las cantidades evaporadas en noches sucesivas no dejarían de disminuir.

Coefficiente de transmisión

La variación del COP con el coeficiente de transmisión $h^{(c)}$ en el condensador se presenta en la figura 6.8. El coeficiente medido para nuestra máquina era, como se recordará, de $100 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$, coincidente con el fondo de escala horizontal de la figura. Es discutible hasta qué punto puede considerarse a éste como un parámetro de diseño; desde luego, podemos esperar que valores diferentes de la conductividad térmica de los tubos, de su espesor, y del caudal de agua que refrigera al condensador influyan en $h^{(c)}$. En todo caso se aprecia que sólo variaciones drásticas a la baja reducen la eficiencia del ciclo; en este sentido, no parecen necesarios los esfuerzos por mejorar $h^{(c)}$.

No obstante, si la irradiancia se reduce abruptamente —por ejemplo al cubrirse el cielo— el flujo de agua cesará (recordemos que este flujo es alimentado fotovoltaicamente), y el coeficiente de transmisión probablemente caerá de manera acusada, debido a que el intercambio en el condensador es esencialmente convectivo. Si estos episodios son frecuentes al cabo de la jornada, la PNF caerá, merced

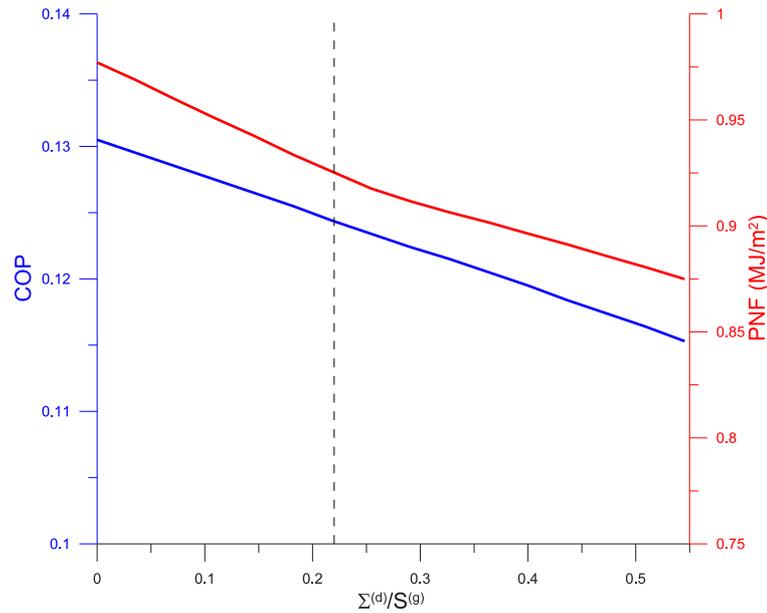


Figura 6.9: COP y PNF del ciclo en función del coeficiente de ganancia por insolación directa, expresado por unidad de área de captación.

al descenso en irradiación, tal como se apuntó en la figura 6.4, pero también, y superponiéndose a aquél, merced a la caída en el valor efectivo de $h^{(c)}$.

6.5.4. Parámetros vinculados al depósito

El análisis llevado a cabo en el capítulo anterior mostró que hay dos cantidades que gobiernan el comportamiento térmico del depósito con cuyo contenido refrigeramos el condensador: el coeficiente de intercambio convectivo $h^{(d)}$ entre él y el ambiente y el que dimos en llamar coeficiente de ganancia por insolación directa $\Sigma^{(d)}$. Consideraremos aquí la influencia de ambos en el desarrollo del ciclo, así como la de otro parámetro obvio de diseño: la masa de agua contenida en el depósito.

Ganancia por insolación directa

Hemos representado en la figura 6.9 la variación del comportamiento del ciclo en términos del coeficiente de ganancia $\Sigma^{(d)}$. Tal y como interpretábamos en el capítulo 5 se trata del área efectiva que el depósito presenta al sol durante la fase diurna, y por ello el eje de abscisas de la figura muestra el cociente adimensional entre $\Sigma^{(d)}$ y el área de captación del generador. Obsérvese que tanto el COP como la PNF presentan comportamientos similares y marcadamente lineales.

Como era de esperar, las ganancias por insolación, al incrementar la temperatura de condensación, reducen la eficiencia del ciclo, y lo hacen de una forma

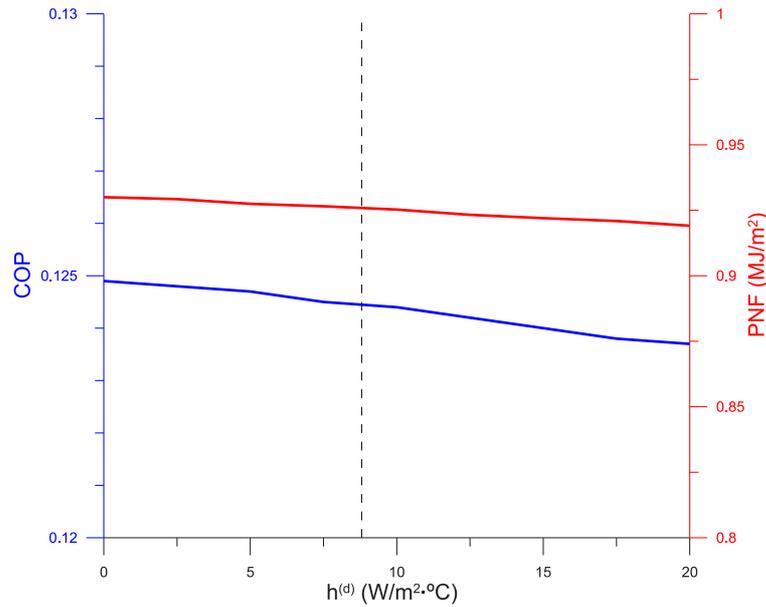


Figura 6.10: Variación de los índices de mérito del ciclo con el coeficiente de transmisión del calor entre el depósito de agua y el ambiente. El trazo vertical discontinuo señala nuestras condiciones experimentales de referencia.

relevante. Por ejemplo, la comparación entre nuestras condiciones experimentales de referencia, señaladas en el diagrama mediante un trazo vertical, y el hipotético caso de un depósito que no recibiera aporte solar alguno ($\Sigma^{(d)} = 0$) arroja un 6% de variación en el COP y aproximadamente otro tanto en la PNF . Son porcentajes dignos de mención, que hacen conveniente diseñar el depósito y su ubicación de modo que se halle convenientemente sombreado durante la etapa diurna.

Coefficiente de transmisión

La variación del COP y de la PNF con el coeficiente de transmisión $h^{(d)}$ se presenta en la figura 6.10. Hemos utilizado las mismas escalas de la figura 6.9 para poner de relieve que, en términos simplistas, el coeficiente $h^{(d)}$ tiene una influencia muy modesta en las prestaciones del ciclo. A título de ejemplo, la utilización de un hipotético depósito perfectamente aislado ($h^{(d)} = 0$) proporcionaría un incremento de COP inferior al 1% con respecto el obtenido en nuestras condiciones de referencia. Hay un motivo muy claro que explica lo anterior, y es que, como se señaló en la figura 5.13, el flujo de calor que el depósito recibe por convección es sustancialmente más bajo que las ganancias por calor latente procedentes del condensador y que la ganancia, si es relevante, por insolación directa.

Sin embargo, hemos de indicar que la importancia de $h^{(d)}$ es superior a la que se deduce de la simple inspección de la figura 6.10. Téngase en cuenta que el enfriamiento nocturno del depósito está gobernado por este parámetro, y si su

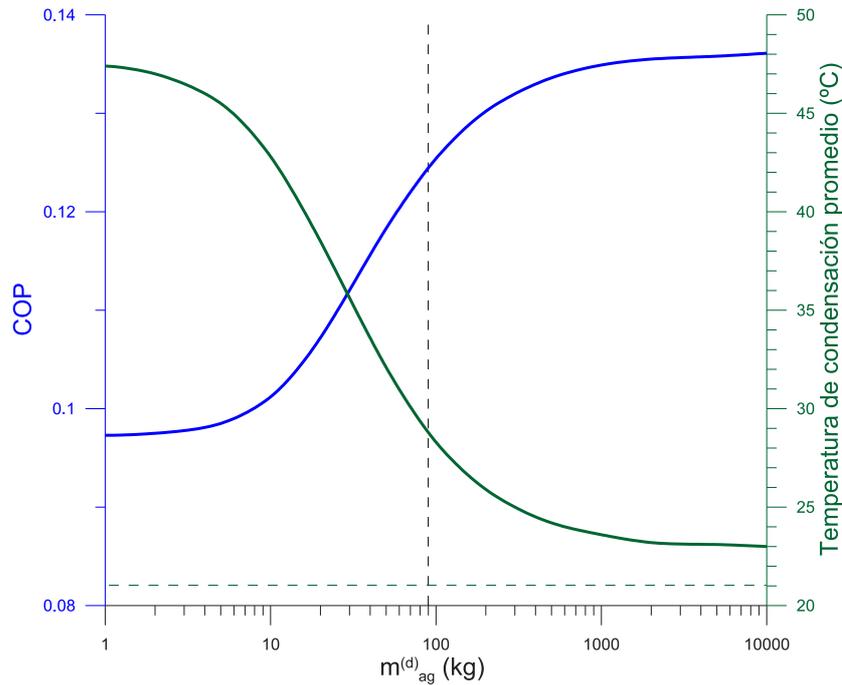


Figura 6.11: COP del ciclo y temperatura de condensación promedio en función de la masa de agua del depósito. La línea vertical discontinua indica la masa de agua en nuestras condiciones experimentales. La línea horizontal representa la temperatura de agua asumida al inicio del ciclo.

valor es bajo la temperatura del agua del depósito al inicio de jornadas sucesivas será elevada, lastrando al alza la temperatura de condensación subsiguiente, y a la baja el COP . Por tanto, parece acertado como solución de compromiso disponer más bien de un depósito cuyas paredes y geometría estimulen el intercambio con el ambiente. Mejor aún sería disponer de un depósito relativamente bien aislado durante el día y en buen contacto térmico nocturno con el entorno; una opción simple a tal efecto sería dotar al depósito de una cubierta en su cara superior que se pueda retirar durante la noche. Otra modalidad sumamente interesante en este sentido es la señalada por Anyanwu [52], consistente en un depósito de paredes porosas, que permiten la refrigeración evaporativa, tanto nocturna como diurna, de su contenido.

Tamaño del depósito

El volumen de agua que alberga el depósito es un parámetro de diseño que se puede modificar a voluntad. En la figura 6.11 hemos representado el COP del ciclo en función de la masa de agua. Obsérvese que la escala horizontal es logarítmica, con el fin de analizar lo que ocurre en un intervalo de varios órdenes de magnitud. Podemos observar que para volúmenes de depósito anormalmen-

te pequeños el COP es distinto de cero; lo es sólo aparentemente, por razones similares a las que se apuntaron en el contexto de la figura 6.7. En el extremo derecho del diagrama figuran volúmenes de agua que, en vez de depósitos de agua estancada, representarían más bien condiciones de refrigeración del condensador mediante agua fría de red. La zona intermedia de la figura es más interesante porque representa condiciones que podríamos considerar realistas, incluso si la máquina se destina a lugares de clima árido, dado que normalmente el agua del depósito no habrá de ser objeto de renovaciones frecuentes. Como vemos, en nuestras condiciones experimentales, que rondan los 160 kg de agua por m^2 de área de captación, todavía es posible conseguir incrementos relevantes de eficiencia con incrementos moderados de tamaño de depósito (por ejemplo, duplicar el tamaño del depósito significa, de acuerdo con nuestros cálculos, que el COP se incrementa en torno a un 5 %).

En esta ocasión hemos optado por representar, en vez de la PNF , que no aporta información diferente de la que se puede extraer del COP , la temperatura de condensación promedio. Observamos que ésta sigue una tendencia inversa a la del propio COP . En la figura se ha señalado también mediante un trazo horizontal discontinuo la temperatura del agua al comienzo del ciclo, que en nuestras condiciones de referencia era de 21°C . Las condiciones señaladas en el extremo derecho de la figura 6.11 muestran que si el condensador se refrigera con agua fría de red podemos esperar que la diferencia entre la temperatura promedio de condensación y la del agua ronde los 2°C , un valor difícilmente al alcance de ningún condensador refrigerado por aire.

6.5.5. Parámetros vinculados al evaporador - recinto frío

Existen diversos parámetros, relacionados con el comportamiento del recinto frío y el evaporador, cuya influencia sobre el ciclo merece la pena considerar. Todos ellos son decididamente parámetros de diseño, es decir, fácilmente controlables por quien diseña la máquina, y por ello es particularmente relevante analizar su comportamiento: la conductancia de pérdidas del recinto frío al ambiente $K_{per}^{(r)}$, la masa de agua que se pretende enfriar $m_{ag}^{(r)}$ y la superficie de intercambio entre el evaporador y el agua que lo circunda. También consideraremos aquí dos factores que están ligados, aunque sea parcialmente, al evaporador, como son la cantidad total de refrigerante presente en la máquina y la temperatura inicial del agua que se introduce en el recinto frío al comienzo de la etapa nocturna.

Aislamiento del recinto frío

La conductancia de pérdidas $K_{per}^{(r)}$ se puede modificar al menos de una manera simple, a saber, incrementando o disminuyendo el espesor de la pared aislante que separa el recinto frío del ambiente exterior.

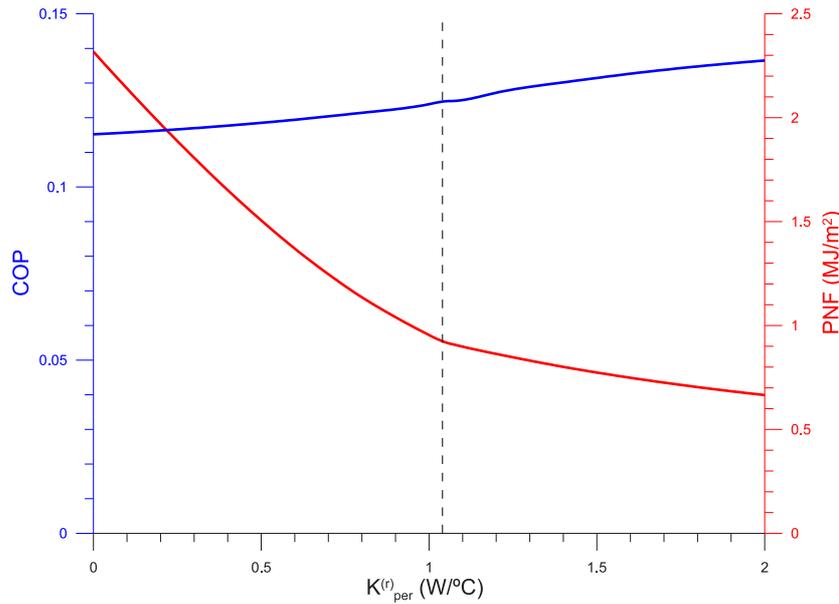


Figura 6.12: Eficiencia y PNF del ciclo en función de la conductancia de pérdidas del recinto frío hacia el ambiente. El trazo vertical discontinuo representa el valor de $K_{per}^{(r)}$ en nuestras condiciones de referencia.

Observemos para empezar la figura 6.12. Como en ocasiones anteriores se han representado el COP y la PNF . Es llamativo sobre todo el hecho de que esta última se puede incrementar de forma considerable incluso mediante reducciones moderadas en $K_{per}^{(r)}$. Por ejemplo, consideremos una reducción de su valor a la mitad. En primera aproximación ello requeriría duplicar el espesor de la pared del recinto, desde los 8 cm del prototipo hasta los 16 cm, lo cual no ofrece dificultad alguna, especialmente en una máquina que no hubiera de ser transportada. En estas condiciones la PNF se incrementa nada menos que en un 60 %, aproximadamente.

Para insistir en el significado de estos incrementos hemos preparado la figura 6.13, en la que se muestran la temperatura final del agua en el recinto, cuando es positiva, y la masa de hielo formada al final de ciclo, si aquélla es nula. Observamos que en nuestras condiciones de referencia, y también en las experimentales, la producción de frío no alcanza para llegar al punto de congelación. Sin embargo, la misma reducción de $K_{per}^{(r)}$ a la mitad permitiría por sí sola obtener hielo a final de ciclo, a razón de casi 2 kg por m^2 de área de captación.

De otro lado, el COP del ciclo, tal como se aprecia en la figura 6.12, disminuye a medida que mejoramos el aislamiento del recinto. Esta aparente paradoja no es tal, si tenemos en cuenta que en recintos pobremente aislados el flujo de calor hacia el interior procedente del ambiente externo facilita en cierta medida la evaporación del refrigerante.

Existe un segundo procedimiento, también elemental y fácil de implementar

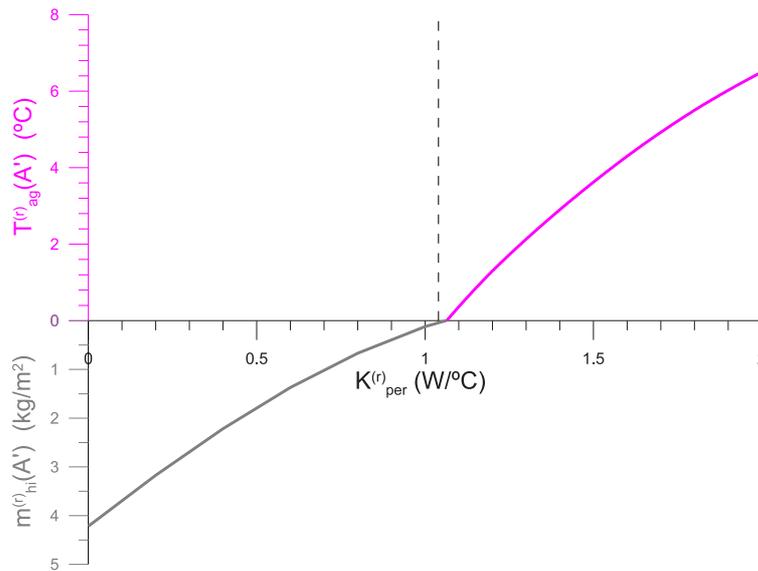


Figura 6.13: Estado final del recinto frío en función del coeficiente de pérdidas al ambiente. Se señala la temperatura final del agua si no se alcanza el punto de congelación, y la masa de hielo producida si se alcanza. Las condiciones iniciales de referencia en el recinto son de 9,1 kg de agua por m^2 de superficie de captación, introducidos a 24°C al inicio de la fase nocturna.

en fase de diseño, para reducir $K_{per}^{(r)}$. Se trata de reducir el tamaño del propio recinto, puesto que la conductancia de pérdidas se espera que sea proporcional al área que presenta el recinto a su entorno. El nuestro distaba de ser óptimo en este sentido¹, entre otras cosas por exigencias vinculadas al sistema de medida de nivel de refrigerante. Desde luego, en un recinto destinado a refrigerar algún tipo de género no se dispone de semejante libertad en cuanto a tamaño, pero si se destina a enfriadora de agua son posibles diseños de recinto mucho más compactos, que tiendan a la forma cúbica.

Masa de agua en el evaporador

La cantidad de agua con que se inunda el evaporador es un parámetro que también conviene tener en consideración. Cantidades pequeñas de agua permiten conseguir temperaturas más bajas al final del ciclo, e incluso formación de hielo, pero al precio de que la eficiencia global sea modesta; cantidades mayores incrementan el COP y la PNF , pero no permiten saltos térmicos acusados. Todo ello queda de manifiesto en la figura 6.14. En ella se ha utilizado la masa de agua por unidad de área de captación como variable independiente; en nuestras condiciones

¹Su área de intercambio era de $0,9 \text{ m}^2$ aproximadamente, lo suficiente como para albergar cantidades de agua sustancialmente mayores que las que la máquina podría enfriar de forma efectiva

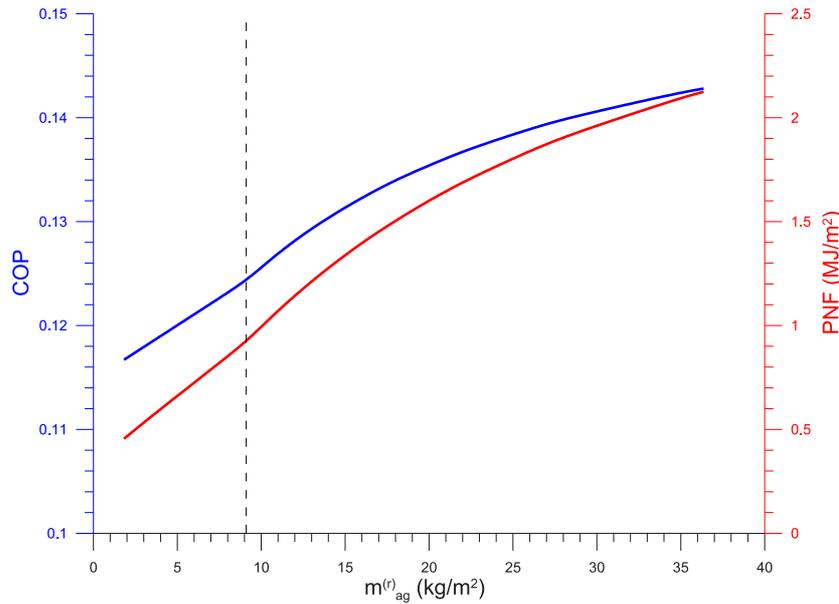


Figura 6.14: COP y PNF del ciclo en función de la masa de agua que se introduce en el recinto frío.

experimentales rondaba los 9 kg/m^2 . Comprobamos que el COP mejora de forma moderada con el incremento de la masa de agua; con todo, es más llamativo, por lo acusado, el incremento en la PNF .

Veamos algunos datos al respecto: en el extremo izquierdo de la gráfica, correspondiente a unos 2 kg de agua por m^2 de superficie de captación, se forma hielo a final de ciclo, a razón de unos $0,8 \text{ kg}$, también por m^2 , pero la producción de frío útil es de tan sólo $0,48 \text{ MJ/m}^2$. Ello es debido a que las pérdidas al ambiente son notables y a que buena parte del calor extraído del recinto se emplea en enfriar la masa metálica del evaporador y el propio refrigerante que permanece en su interior. En nuestras condiciones de referencia, la PNF asciende a $0,93 \text{ MJ/m}^2$, pero apenas si se logra formar hielo. Sin embargo, en la situación del extremo superior del eje de abscisas de la figura, correspondiente a una entrada de unos 36 kg de agua por m^2 , la temperatura final del recinto es de unos 10°C , pero la PNF es de nada menos que $2,13 \text{ MJ/m}^2$, entre otras razones porque a tales temperaturas las pérdidas al ambiente son muy limitadas. Siguiendo con este último caso, los 10°C son una temperatura demasiado elevada, probablemente incluso para utilizar esa agua en aplicaciones de climatización.

En resumen, es la aplicación a que se ha de destinar la enfriadora la que determina si la masa de agua a inyectar en ella ha de ser mayor o menor; masas elevadas de agua permiten mayores producciones de frío, pero también temperaturas de trabajo relativamente altas.

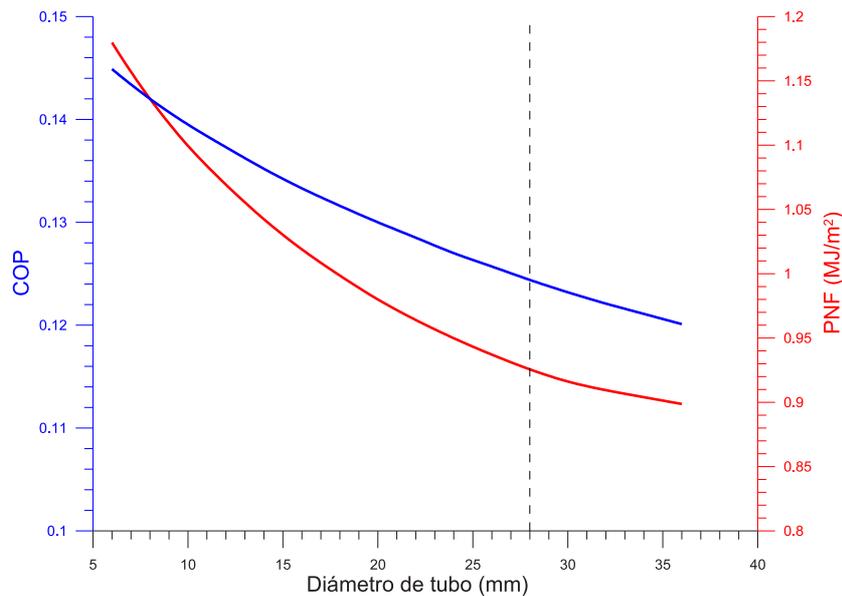


Figura 6.15: COP y PNF del ciclo en función del diámetro de los tubos del evaporador.

Influencia de la superficie de intercambio

En otros pasajes de este capítulo se ha subrayado la importancia de conseguir una elevada área de contacto entre el refrigerante que se encuentra en el interior del evaporador y el agua que lo rodea. Una de las estrategias para conseguir áreas elevadas, a saber, sumergir en su totalidad el evaporador, ya ha sido comentada. Otra, que está fácilmente al alcance de quien diseña la máquina, es modificar el diámetro de los tubos del evaporador.

Veamos la figura 6.15. En ella se muestran, como de costumbre, el COP y la PNF del ciclo en función del diámetro exterior de los tubos con que se manufactura el evaporador. Percibimos un incremento moderado en ambos índices de mérito conforme se reduce el calibre de los tubos. En concreto, una reducción de 28 a 20 mm proporciona un incremento del 6% en la PNF y de un 5% en el COP . Ciertamente, reducir el diámetro de tubo incrementa la inercia térmica del propio evaporador, y reduce en algo la ganancia reflejada en la figura, pero no lo suficiente como para enjugar más que en una pequeña proporción las mejoras reflejadas en ella. Ello es debido sobre todo a que los tubos de calibre inferior habitualmente se fabrican con espesores inferiores de pared y a que el calor específico de los metales con que típicamente se manufacturará el evaporador son muy inferiores a los de los líquidos (agua y metanol) presentes en el recinto frío.

También es concebible incrementar la superficie de intercambio en el evaporador a base de dotar de aletas a los tubos. En nuestra opinión esta opción no es particularmente interesante, puesto que las aletas aumentan la masa del evapo-

rador pero no incrementan, como lo hacen los tubos, el área de contacto directa entre el refrigerante y el fluido refrigerado. De hecho, en algunos ensayos experimentales informales que llevamos a cabo en nuestras dos últimas campañas de medida, la adición de aletas a nuestros evaporadores tubulares no se tradujo en mejoras perceptibles del rendimiento.

El papel de la masa total de refrigerante

La cantidad total de metanol presente en la máquina es un parámetro de diseño cuya intervención puede ser pertinente analizar en relación con el comportamiento del evaporador. En efecto, si la masa de metanol es escasa, habrá fases del ciclo, particularmente al final de la etapa nocturna, en las que el evaporador albergará una cantidad escasa de refrigerante. En esos instantes la transmisión de calor entre el evaporador y el recinto frío será pobre², y la producción de frío se lentificará. Este hecho lo habíamos constatado experimentalmente, pero en su día lo atribuimos exclusivamente a una supuesta “saturación” del absorbato, que limita la avidez con que captura más refrigerante a medida que la etapa nocturna avanza. Inversamente, en un evaporador provisto en todo momento de abundante metanol líquido, la transmisión de calor entre él y el recinto frío mantendrá valores elevados, y podemos esperar que el ritmo de producción de frío sea vigoroso incluso a últimas horas de la noche.

Los resultados plasmados en la figura 6.16 son sorprendentes, en el sentido de que revelan que el fenómeno es mucho más notorio de lo que podría suponerse en un principio. El circuito de nuestra máquina albergaba aproximadamente unos 2,2 kg de metanol, equivalentes a 4 kg por m² de superficie de captación (línea vertical discontinua de la figura). Si damos crédito a nuestro modelo, vemos que un incremento moderado en la masa total inyectada da lugar a mejoras espectaculares tanto en el *COP* como, lo que es más relevante, en la producción neta de frío. Por ejemplo, una medida de diseño tan simple como duplicar la cantidad total de refrigerante hasta los 8 kg/m² incrementaría el *COP* en un 25%, y la *PNF* en un 42% nada menos. Señalemos que estas cifras, y todo lo consignado en la figura 6.16, toman explícitamente en consideración el hecho de que cantidades mayores de metanol requieren evaporadores de mayor capacidad y por tanto mayor masa, incrementos cuya repercusión es en todo caso modesta, tal como se apuntó en la sección 6.5.5.

El *COP*, como vemos, crece de forma monótona con la masa total de metanol: simplemente, cuanto mayor sea ésta, más favorecido se verá el proceso de evaporación. En el caso de la *PNF*, obviamente se alcanza un máximo, debido a que en presencia de grandes cantidades de refrigerante líquido en el evaporador, buena parte de la producción de frío ha de destinarse a enfriar ese mismo refrige-

²Recordemos que nuestros datos experimentales apuntan a que el coeficiente de transmisión evaporador – recinto es proporcional al área de contacto entre el refrigerante y el líquido refrigerado, y así lo considera nuestro modelo.

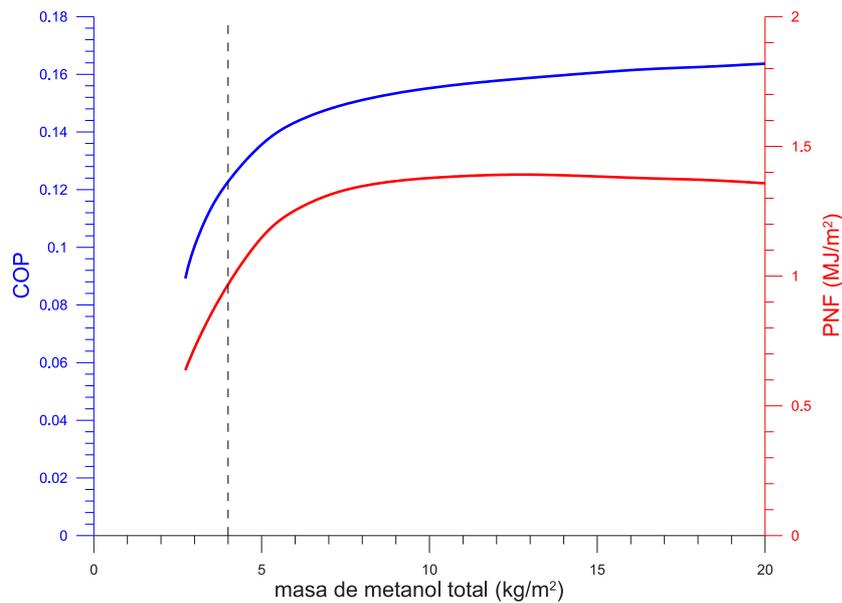


Figura 6.16: COP y PNF del ciclo en función de la masa total de refrigerante presente en el circuito de la máquina.

rante. La posición del máximo dependerá necesariamente de la cantidad de agua inyectada en el recinto frío. En nuestras condiciones de cálculo, para las que la masa de agua es de unos 9 kg/m^2 , el máximo en la PNF se alcanza en torno a los 13 kg/m^2 de metanol total.

Temperatura inicial del agua a enfriar

Finalmente examinaremos la influencia de la temperatura inicial del agua que se inyecta en el recinto frío. Se trata de una condición inicial, más que de un parámetro de diseño. Como podemos imaginar, cuanto más alta es la temperatura inicial, más elevada es también la de fin de ciclo, e igualmente serán mayores el COP y la PNF , puesto que es más fácil extraer calor a temperaturas relativamente altas, y porque las pérdidas térmicas al ambiente son menores.

Todo ello queda de manifiesto en la figura 6.17. La producción neta de frío decrece de forma notable a medida que se inyecta agua más fría en el recinto. Esto significa que el estado final del recinto frío es menos sensible a la temperatura inicial de lo que podría suponerse en un principio. Por poner un ejemplo, basado como siempre en nuestras condiciones de referencia, si se introduce agua a 30°C , la temperatura a final de ciclo cae hasta los $0,5^\circ\text{C}$, mientras que es necesaria una temperatura inicial de unos 16°C para que comience la formación de hielo; más aún, introduciendo agua líquida a temperatura de congelación sólo se consiguen extraer a la mañana siguiente $0,70 \text{ kg}$ de hielo por m^2 de superficie de captación. Como en otras ocasiones citadas, el principal responsable de tan modesta mejora

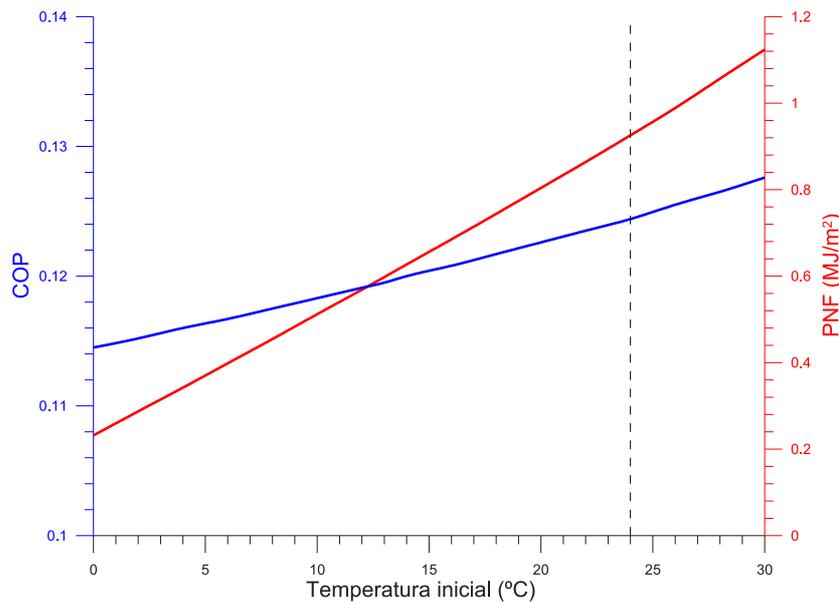


Figura 6.17: COP y PNF del ciclo en función de la temperatura del agua que se introduce en el recinto frío.

es el deficiente aislamiento de nuestro recinto frío.

6.6. Propuestas de mejora

A modo de colofón de este capítulo y, en cierto modo, de todo el trabajo, haremos un breve resumen de propuestas de mejora en el diseño de nuestra enfriadora CPC. Entendemos que todas ellas son mejoras factibles, y de hecho tenemos intención de ponerlas en práctica pocos meses después de la terminación de este trabajo. Como se trata de propuestas aproximadas, las expondremos simplemente a título de ejemplo. Lo haremos de manera secuencial, acompañando cada ingrediente de mejora con la variación en los índices de mérito que nuestro modelo de cálculo refleje en cada caso. En lo que sigue, cada cantidad expresada porcentualmente representará el COP , mientras que las cantidades expresadas en MJ/m^2 indicarán producciones netas de frío por unidad de área de captación, aunque no se consignen como tales explícitamente.

Comenzaremos insistiendo en la necesidad de sumergir completamente el evaporador en el agua que se desea enfriar o congelar. Ya se ha indicado previamente que esta medida por sí sola permite pasar del 9 – 10 % y los 0,75 MJ/m^2 experimentales a aproximadamente el 12 % y los 0,93 MJ/m^2 .

Disponer de un emplazamiento abierto que no quede en sombra a las 15h, sino que permita concluir la etapa diurna digamos a las 17h, reduce el COP hasta el 10 %, debido a que avanzada la tarde la formación de condensado tiende

a estancarse. Sin embargo la producción de frío alcanza los $1,03 \text{ MJ/m}^2$, lo que permitiría recoger hielo a final de ciclo, a razón de $0,34 \text{ kg/m}^2$.

Como se indicó en la sección 6.5.3, no parecen necesarias modificaciones sustanciales en el diseño de condensador, y no propondremos ninguna, salvo instalarlo por debajo del generador a fin de protegerlo de la radiación solar.

Con respecto al depósito de agua nuestra propuesta consiste en construirlo enterrado, algo que ya propone Mhiri [41] en relación con el recinto frío; así, el coeficiente de ganancia por insolación directa $\Sigma^{(d)}$ se puede reducir virtualmente a cero. La trampilla de acceso al depósito quedaría cerrada durante el día y se abriría por la noche. De este modo queda garantizada una temperatura promedio más baja en su interior. Si a todo esto le unimos un aumento en el contenido de agua, digamos hasta los 320 L/m^2 , que es el doble de lo que veníamos utilizando en nuestro prototipo, podemos alcanzar el 10,8 %, los $1,12 \text{ MJ/m}^2$ y recoger $0,61 \text{ kg}$ de hielo por m^2 .

En lo que atañe al recinto frío, parece verosímil aceptar que un diseño más compacto, junto con un incremento sustancial del espesor de su aislamiento, nos permitirá reducir la conductancia de pérdidas $K_{per}^{(r)}$ a un tercio aproximadamente del valor que registramos experimentalmente. En tal caso el *COP* caería al 10,5 %, pero se produciría frío útil a razón de $1,93 \text{ MJ/m}^2$, con formación de $3,1 \text{ kg/m}^2$ de hielo.

La superficie de intercambio refrigerante – agua se puede incrementar construyendo el evaporador con tubo estándar de 20 mm de diámetro, frente a los 28 mm de nuestro prototipo. Si además sobredimensionamos el evaporador de modo que pueda albergar una masa total de refrigerante de 14 kg por m^2 alcanzamos el 13,5 %, los $2,6 \text{ MJ/m}^2$ y hielo a razón de $4,1 \text{ kg/m}^2$.

Algo en lo que ya estamos trabajando actualmente es la mejora de los parámetros de captación del generador; en concreto planeamos abandonar el recubrimiento selectivo con sustrato metálico que los tubos de nuestro generador llevaban adherido y reemplazarlo por una pintura selectiva aplicada directamente sobre los tubos. No podemos pronosticar la variación que tal medida tendrá sobre el rendimiento de captación (5.25). Si asumimos una modesta mejora del 10 % en el rendimiento máximo, desde $0,52$ hasta $0,57$, el *COP* alcanzará el 14,0 % y la *PNF* será de $2,8 \text{ MJ/m}^2$, correspondientes a $4,5 \text{ kg}$ de hielo por m^2 .

Somos conscientes de que nuestro modelo probablemente sobreestima las prestaciones reales de la máquina que pretende simular si ésta trabaja en condiciones de producción de cantidades relevantes de hielo. En efecto, a medida que se acumula hielo en torno al evaporador, la transmisión de calor se reduce de forma palpable, y la producción de frío se ralentiza. Por tanto, las cifras dadas en el párrafo anterior exceden las reales.

Sin embargo, si nuestro objetivo es producir líquido a temperaturas relativamente bajas, destinado por ejemplo a aplicaciones de climatización, la mejor opción es diseñar el recinto de modo que albergue cantidades relativamente grandes de agua. Por ejemplo, rellenando el recinto con 35 L de agua por m^2 , podríamos

recogerla por la mañana justo por encima del punto de congelación. En estas condiciones, el COP ascenderá al 16,0 % con una PNF de 3,4 MJ/m², lo que supone que el 82 % del calor extraído por el refrigerante se convierte en producción útil de frío.

Finalmente, indiquemos que el nuevo prototipo que planeamos construir, además de ceñirse a las propuestas anteriores, incorporará un diseño modular en su generador, en el sentido de que las copas CPC reflectoras sean intercambiables, de modo que sea posible modificar —eso sí, a intervalos discretos— los semiángulos de aceptación ζ y cobertura α , sin necesidad de introducir cambios en el resto de la máquina. De este modo podremos estudiar qué configuración de generador CPC ofrece prestaciones óptimas, algo que, como ya se ha señalado, nuestro modelo no es capaz de pronosticar en el momento presente.

6.7. Resumen y conclusiones

- Hemos elaborado un modelo de cálculo para simular el funcionamiento real de nuestro prototipo y otros de índole similar. El modelo incluye ecuaciones para todos los componentes básicos de la máquina: generador, condensador, evaporador - recinto frío y depósito de refrigeración del condensador. Incluye ecuaciones para todas las fases del ciclo indistintamente. Los parámetros térmicos del modelo no se ajustan *ad hoc*, sino que les hemos asignado valores que se deducen del comportamiento experimental observado en nuestro prototipo.
- Sobre la base del modelo, hemos confeccionado un algoritmo de cálculo en lenguaje Visual Basic con el fin de simular el funcionamiento del prototipo. El programa permite modificar cómodamente todos los parámetros del modelo, los inherentes a su diseño y los que tienen que ver con las condiciones ambientales, así como las condiciones iniciales. Éstas han recibido valores que también son próximos a los que reinaban en nuestra campaña experimental de medidas. El programa calcula la evolución temporal de las principales magnitudes que rigen el desarrollo del ciclo (temperaturas, presión, concentración de metanol en carbón activo,...), y evalúa los principales índices de mérito globales del ciclo, tales como COP , producción neta de frío, temperatura final en el recinto frío, etc.
- Con la ayuda de nuestro modelo hemos llevado a cabo un estudio sistemático de cómo influye en el funcionamiento del prototipo la variación de diversas condiciones ambientales, parámetros de diseño y condiciones iniciales. El objeto del análisis no es tanto proporcionar información absoluta sobre las prestaciones de la máquina, cuanto recabar información sobre qué tendencias de cambio en dichas prestaciones se pueden esperar al modificar los

parámetros de diseño. De este modo creemos haber extraído pautas sensatas para la optimización de futuras versiones de nuestro prototipo. Las más importantes de esas pautas se resumen en los puntos que siguen.

- En lo que se refiere a las condiciones ambientales, hemos averiguado que el *COP* y la *PNF* se benefician de jornadas cuya oscilación térmica sea elevada, mientras que la última se resiente en jornadas calurosas. Por otro lado, la *PNF* se incrementa con la irradiación total diaria, mientras que el *COP* exhibe un máximo, poco relevante en todo caso, en torno a los 15 MJ/m².
- La mejora de la eficiencia diurna de captación de nuestro generador aparece como un objetivo crucial. Lamentablemente no disponemos de información que relacione la eficiencia con parámetros clave de diseño del generador: el semiángulo de aceptación ζ y el de cobertura α ; la obtención de tal modelo se nos presenta como un objetivo esencial en un futuro próximo. No obstante, incluso sin variar ambos, es esencial y factible a la vez mejorar la absorción del receptor en futuros prototipos. En lo que se refiere al sistema de disipación nocturna de calor por convección en la cara no expuesta del receptor CPC, no parece que sean factibles mejoras sustanciales con respecto al sistema que hemos dispuesto experimentalmente.
- La conclusión más relevante en lo que atañe al condensador es que su sobredimensionamiento no mejora perceptiblemente el rendimiento global de la máquina. Nuestros resultados sugieren que un área de intercambio del orden de la mitad del área de captación es suficiente.
- Evitar la insolación directa sobre el depósito del agua se revela como una medida que ayuda de forma perceptible a mejorar la eficiencia del ciclo. Es igualmente deseable permitir el enfriamiento nocturno natural del agua, destapando el depósito o mediante algún procedimiento basado en la refrigeración evaporativa. Por último, depósitos relativamente grandes ayudan a incrementar la producción de frío, sin que sean especialmente onerosos en términos de consumo de agua, puesto que el agua del depósito no requiere renovación frecuente.
- En cuanto al conjunto evaporador - recinto frío, es crucial como medida de diseño reducir la conductancia de pérdidas al ambiente, obviamente no en términos de *COP*, pero sí en términos de producción neta de frío. A tal efecto disponemos de dos procedimientos independientes: incrementar el grosor de las paredes aislantes del recinto y dotarle de un diseño más compacto. Como muestra nuestro modelo, reducir a la mitad la conductancia de pérdidas reporta incrementos de hasta el 60% en la *PNF*.

- Otra exigencia crítica, al menos en los recintos destinados a enfriadoras, es maximizar el área de intercambio entre el fluido refrigerante y el refrigerado. En este sentido es extremadamente importante procurar la completa inmersión del evaporador. De otras medidas destinadas a incrementar el área de intercambio, es preferible la utilización de tubos de pequeño diámetro a la inclusión de aletas; ambas medidas incrementan la masa inerte del evaporador, pero la primera de ellas proporciona una mejora más sustancial en el coeficiente de transmisión del calor. Finalmente, un cierto sobredimensionamiento del evaporador y de la masa total de refrigerante en la máquina parecen ser medidas altamente beneficiosas en términos de producción neta de frío; en concreto, nuestros cálculos sugieren un máximo en la PNF cuando el circuito dispone de 13 kg de metanol por m^2 de área de captación.
- Hemos propuesto una lista de mejoras de diseño para futuros prototipos de refrigerador, que combinan modificaciones verosímiles en sus distintos elementos. Nuestro modelo pronostica que con la aplicación de todas ellas el COP se acercará al doble de los valores que hemos obtenido experimentalmente, y que la producción neta de frío puede llegar a cuadruplicarse, al menos mientras la máquina funcione en la modalidad de enfriadora de agua.

Capítulo 7

Conclusiones

Teniendo en cuenta que los capítulos de esta memoria culminan en sus propias conclusiones parciales, éste que dedicamos a conclusiones globales incorpora sólo las más destacadas, y lo hace de forma resumida.

- Hemos expuesto los fundamentos teóricos que permiten materializar un ciclo de refrigeración sobre la base del fenómeno de la adsorción. Teniendo en cuenta la modalidad de refrigerador a que se destina este trabajo, hemos prestado atención especial a los ciclos alimentados con energía solar térmica y a las máquinas preexistentes que se basan en la pareja carbón activo – metanol.
- Hemos diseñado y construido un dispositivo experimental que permite “medir” la ecuación de estado de un sistema carbón activo – metanol, y lo hemos utilizado para estudiar dos tipos comerciales de adsorbente no usados previamente en aplicaciones de refrigeración. Hemos obtenido los parámetros que describen a ambas variedades y hemos concluido que el carbón CNR115 de NORIT permite eficiencias de ciclo ventajosas en comparación con otras variedades difundidas en la literatura.
- Proponemos un tipo nuevo de concentrador solar tipo CPC para máquinas de adsorción, que hemos dado en llamar “CPC con receptor de porción tubular”. Hemos argumentado sus posibles ventajas frente a captadores planos convencionales, hemos estudiado en detalle sus características geométricas y hemos optimizado algunos de sus parámetros de diseño en términos de máxima recolección de radiación solar.
- Hemos descrito en detalle las características del prototipo de refrigerador que protagoniza este trabajo, que construimos durante los últimos meses de 2004 y primeros de 2005, y con el que llevamos a cabo una campaña de medidas durante la primavera y el verano de 2005. En su diseño destacamos un captador CPC de porción tubular y un condensador de tubos y carcasa

refrigerado por agua almacenada en un depósito. También hemos descrito de modo más sucinto otros dos prototipos previos, cuyo funcionamiento no fue suficientemente satisfactorio.

- El sistema de medida experimental del prototipo incorpora como rasgo más distintivo el registro continuo de concentración de metanol en el lecho adsorbente. Gracias a este registro hemos podido analizar en detalle los ciclos de la campaña de medidas y asignar a cada elemento de la máquina los coeficientes globales que gobiernan sus intercambios térmicos.
- Hemos elaborado un modelo numérico para simular el funcionamiento de nuestra máquina, que incorpora los coeficientes térmicos obtenidos, así como diversos parámetros ambientales y de diseño. Con él hemos estudiado qué modificaciones son pertinentes para mejorar la eficiencia de futuras versiones del prototipo. Las más destacadas afectan al conjunto evaporador – recinto frío: inmersión completa e incremento en la superficie de captación en el caso del evaporador y diseño más compacto y mejor aislamiento térmico en el del recinto frío.
- Finalmente, expresamos nuestro propósito de desarrollar en el futuro tres líneas principales de trabajo. En primer lugar, incorporar a un nuevo prototipo las modificaciones citadas; en segundo, optimizar los semiángulos de aceptación y cobertura del generador CPC; finalmente, refinar nuestro modelo de cálculo de modo que tenga en cuenta los gradientes másicos y térmicos en el lecho adsorbente, así como un análisis más detallado de los flujos de calor en el conjunto de la máquina.

Apéndice A

La ecuación D – A y el diagrama $(-1/T, \ln P)$

Mostraremos aquí que para un sistema adsorbente - adsorbato que verifique la ecuación de Dubinin – Astakhov las isósteras son aproximadamente líneas rectas cuando se representan en un diagrama de Clapeyron $(-1/T, \ln P)$.

Comencemos recordando la ecuación de D - A (1.6):

$$x(P, T) = W_0 \cdot \rho_l(T) \cdot \exp \left[-D \left(T \cdot \ln \frac{\Pi}{P} \right)^n \right], \quad (\text{A.1})$$

Asumiendo que la densidad del adsorbato líquido no varía apreciablemente con la temperatura, la constancia de $x(P, T)$ implica que

$$D \left(T \cdot \ln \frac{\Pi}{P} \right)^n = \text{cte}, \quad (\text{A.2})$$

donde ahora y en lo sucesivo “cte” representará una constante cualquiera pero positiva. Esto es así porque D y T son cantidades positivas y $\Pi > P$. Sea cual sea el valor de n , se verificará

$$T \cdot \ln \frac{\Pi}{P} = \text{cte}, \quad (\text{A.3})$$

o bien

$$T(\ln \Pi - \ln P) = \text{cte}. \quad (\text{A.4})$$

Si se trata de representar en un diagrama $(-1/T, \ln P)$ las curvas para las que se verifica (A.4) practiquemos el cambio de variable $-1/T \rightarrow X$, $\ln P \rightarrow Y$:

$$\frac{1}{X}(Y - \ln \Pi) = \text{cte}, \quad (\text{A.5})$$

o lo que es lo mismo

$$Y - \ln \Pi = \text{cte} \cdot X \quad (\text{A.6})$$

Teniendo en cuenta que la curva de saturación es, también aproximadamente, una recta en el mismo diagrama (1.7), pongamos que de ecuación $A + BX$, tenemos finalmente

$$Y = A + (B + \text{cte})X, \quad (\text{A.7})$$

lo que muestra que, efectivamente, las isósteras tienen forma de líneas rectas. De la ecuación precedente se deduce que las isósteras son de mayor pendiente que la curva de saturación. Dicho de otro modo, el calor de adsorción a una temperatura y presión dadas es mayor que el calor latente de vaporización del adsorbato puro a la misma temperatura. Algo que hemos ignorado en la ecuación (A.2), la contribución de la variación de densidad del adsorbato líquido con la temperatura, queda por considerar. El apéndice B muestra en todo caso que, si se tiene en cuenta tal contribución, el calor de desorción es en efecto, en condiciones ordinarias, superior al de vaporización a la misma temperatura.

Apéndice B

Ecuación D – A y calor de desorción

Deduciremos aquí la ecuación (2.4), en la que se calcula la entalpía de desorción para un sistema que verifica la ecuación de Dubinin - Astakhov (1.6).

Comenzaremos escribiendo la ecuación D - A en la forma siguiente

$$\frac{1}{D} \ln \frac{\rho W_0}{x} = \left(T \ln \frac{\Pi}{P} \right)^n \quad (\text{B.1})$$

y aislemos los términos que contienen a las presiones:

$$\ln \Pi - \ln P = \frac{1}{T} \left(\frac{1}{D} \ln \frac{\rho W_0}{x} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (\text{B.2})$$

De acuerdo con la ecuación de Clapeyron, la presión de saturación Π y el calor latente de vaporización L están relacionados de este modo:

$$\frac{\partial \ln \Pi}{\partial T} = \frac{L}{RT^2} \quad (\text{B.3})$$

e igualmente lo están el calor de desorción y la pendiente de cada isótera:

$$\left(\frac{\partial \ln P}{\partial T} \right)_x = \frac{\Delta H}{RT^2} \quad (\text{B.4})$$

Ahora derivemos (B.2) respecto de la temperatura, teniendo en cuenta (B.3) y (B.4):

$$\frac{L}{RT^2} - \frac{\Delta H}{RT^2} = -\frac{1}{T^2} \left(\frac{1}{D} \ln \frac{\rho W_0}{x} \right)^{\frac{1}{n}} + \frac{1}{nT} \left(\frac{1}{D} \ln \frac{\rho W_0}{x} \right)^{\frac{1}{n}-1} \frac{1}{D} \frac{\partial \rho}{\partial T} \quad (\text{B.5})$$

La definición del coeficiente de dilatación cúbica implica que la derivada parcial del último término es $-\rho \cdot \nu$, de modo que

$$L - \Delta H = -R \left(\frac{1}{D} \ln \frac{\rho W_0}{x} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{RT\nu}{nD} \left(\frac{1}{D} \ln \frac{\rho W_0}{x} \right)^{\frac{1}{n}-1} \quad (\text{B.6})$$

En virtud de (B.1), los paréntesis de la expresión precedente se pueden escribir en términos de la presión y la temperatura. Haciéndolo así llegamos a

$$L - \Delta H = -RT \ln \frac{\Pi}{P} - \frac{RT\nu}{nD} \left[\left(T \ln \frac{\Pi}{P} \right)^n \right]^{\frac{1}{n}-1} \quad (\text{B.7})$$

y finalmente

$$\Delta H = L + RT \ln \frac{\Pi}{P} + \frac{RT\nu}{nD} \left(T \ln \frac{\Pi}{P} \right)^{1-n} \quad (\text{B.8})$$

que es precisamente la expresión buscada (2.4) en términos de la presión, la temperatura y parámetros de la ecuación D - A, sin presencia explícita de la concentración x .

Apéndice C

Funciones de control de aceptación para el CPC

Deduciremos aquí las expresiones (3.26) y (3.27), en las que se dan los criterios geométricos para determinar si la radiación solar directa es captada o no por el receptor del CPC.

C.1. Función de control para la orientación NS

La figura C.1 muestra un esquema del CPC orientado en la dirección NS. La parte izquierda de la figura muestra una proyección sobre el plano que forman la dirección NS con la vertical; la parte derecha es una proyección sobre el plano sección del concentrador. Los vectores en la dirección del tubo receptor, perpendicular al plano de apertura del CPC, y el que forma triedro con ambos son, respectivamente:

$$\vec{w} = -\cos \beta \vec{i} + \sin \beta \vec{k} \quad \vec{u} = \sin \beta \vec{i} + \cos \beta \vec{k} \quad \vec{v} = -\vec{j} \quad (\text{C.1})$$

El vector que da la dirección de la radiación directa es, utilizando la notación de las ecuaciones (3.13) y (3.16):

$$\vec{r} = \sin \theta_z \cos \gamma_s \vec{i} + \sin \theta_z \sin \gamma_s \vec{j} + \cos \theta_z \vec{k} \quad (\text{C.2})$$

La radiación directa será capturada por el concentrador si la proyección del vector \vec{r} sobre el plano que forman \vec{u} y \vec{v} forma con el primero un ángulo ξ menor que el semiángulo de aceptación ζ . Para obtener esta proyección escribamos \vec{r} en componentes respecto del triedro formado por \vec{u} , \vec{v} y \vec{w} :

$$\vec{r} = a\vec{u} + b\vec{v} + c\vec{w} \quad (\text{C.3})$$

Igualando componentes y resolviendo en a , b y c obtenemos

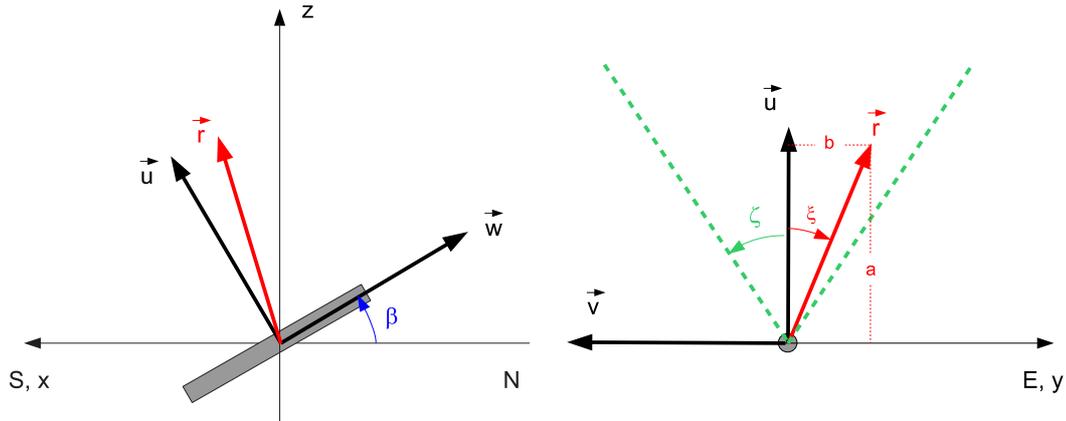


Figura C.1: Esquema de concentrador CPC orientado en la dirección NS. El rectángulo gris representa el tubo receptor, pero no se ha representado la copa del concentrador. El eje +X coincide con la dirección S, y el eje +Y es la dirección E. (Izquierda): Proyección sobre el plano que forma la dirección NS con la vertical. (Derecha): Sección transversal del CPC.

$$a = \text{sen } \theta_z \cos \gamma_s \text{ sen } \beta + \cos \theta_z \cos \beta, \quad b = -\text{sen } \theta_z \text{ sen } \gamma_s, \quad (\text{C.4})$$

y un valor para c que no es de especial interés aquí.

De acuerdo con la figura C.1, la mencionada proyección de \vec{r} forma con \vec{u} un ángulo cuyo coseno vale

$$\cos \xi = \frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2}}, \quad (\text{C.5})$$

ángulo que será menor que el semiángulo de aceptación ζ precisamente cuando se verifique la ecuación (3.26)

C.2. Función de control para la orientación EO

En el caso de que el tubo receptor esté orientado en la dirección EO el cálculo es mucho más simple; lo podemos llevar rápidamente a cabo con la construcción gráfica de la figura C.2. El vector \vec{r} viene dado por la misma expresión (C.2). A la vista de ella, la proyección de \vec{r} sobre el plano de la figura, que es el de la sección del CPC, y a la vez es el plano XZ, es

$$\text{sen } \theta_z \cos \gamma_s \vec{i} + \cos \theta_z \vec{k}, \quad (\text{C.6})$$

proyección que forma un ángulo con la dirección vertical dado por

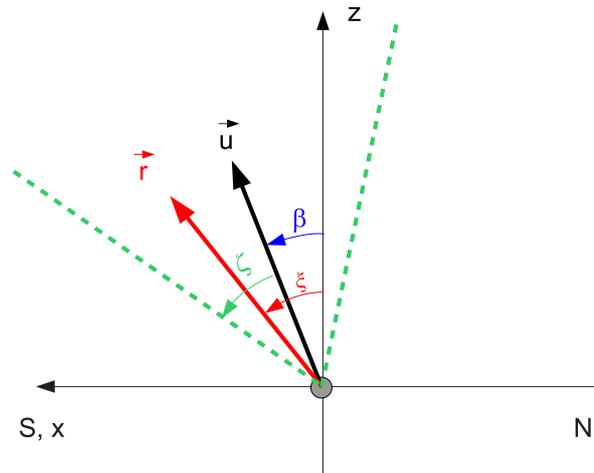


Figura C.2: Esquema de concentrador CPC orientado en la dirección EO. El círculo gris representa el tubo receptor, pero no se ha representado la copa del concentrador. El eje +X coincide con la dirección S, y el eje +Y es la dirección E.

$$\tan \xi = \tan \theta_z \cos \gamma_s, \quad (\text{C.7})$$

y este ángulo tiene que estar comprendido entre $\beta - \zeta$ y $\beta + \zeta$ para que el CPC capture el rayo. Esa es precisamente la condición expresada por la ecuación (3.27).

Bibliografía

- [1] Miller E B. The development of silica gel refrigeration. *Refrig. Eng.*, 17(4):103–108, 1929.
- [2] Masel R I. *Principles of Adsorption and Reaction on Solid Surfaces*. John Wiley and Sons, New York, 1996.
- [3] VV AA. Encyclopaedia Britannica. Edición en CD-ROM, 1997.
- [4] Meunier F. Solid sorption heat powered cycles for cooling and heat pumping applications. *Appl. Therm. Eng.*, 18:715–729, 1998.
- [5] Boubakri A. A new conception of an adsorptive solar-powered ice maker. *Ren. Energy*, 28:831–842, 2003.
- [6] Langmuir I. The adsorption of gases on plane surfaces of glass, mica and platinum. *J. Am. Chem. Soc.*, 40:1361–1365, 1918.
- [7] Anyanwu E E. Review of solid adsorption solar refrigeration II: An overview of the principles and theory. *Energ. Convers. Manage.*, 45:1279–1295, 2004.
- [8] Brunauer S, Emmet P H, and Teller E. Adsorption of gases in multimolecular layers. *J. Am. Chem. Soc.*, 60:309–319, 1938.
- [9] Polanyi M. *Active Carbon Manufacture, Properties and Application*. Elsevier, Londres, 1970.
- [10] Dubinin M M, Zavorina E D, and Radustkhevich L V. *Zh. Fiz. Khim.*, 21:1351, 1947.
- [11] Dubinin M M and Astakhov V A. *Adv. Chem. Ser.*, 102:69, 1970.
- [12] Anyanwu E E, Oteh U U, and Ogueke V. Simulation of a solid adsorption solar refrigerator using activated Carbon/Methanol Adsorbent/Refrigerant pair. *Energ. Convers. Manage.*, 42:899–915, 2001.
- [13] Bentayeb F, Lemmini F, and Guillemintot J J. Simulation numérique d'une machine frigorifique solaire à adsorption dans deux climats marocains différents: Rabat et Marrakech. *Rév. Gén. Therm. Fr.*, 386:106–117, 1994.

- [14] Douss N and Meunier F. Effect of operating temperatures on the coefficient of performance of active carbon-methanol systems. *Heat Rec. Systems and CHP*, 8(5):383–392, 1998.
- [15] Leite A P F and Daguene M. Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy regeneration. *Energ. Convers. Manage.*, 41:1625–1647, 2000.
- [16] Passos E F, Escobedo J F, and Meunier F. Simulation of an intermittent adsorptive solar cooling system. *Sol. Energy*, 42(2):103–111, 1989.
- [17] Palacios J. *Termodinámica y Mecánica Estadística*. Espasa Calpe, Madrid, 1958.
- [18] Guilleminot J J and Meunier F. Étude expérimentale d'une glacière solaire utilisant le cycle 13x-eau. *Rév. Gén. Therm. Fr.*, 239:825–834, 1981.
- [19] Papadopoulos A M, Oxizidis S, and Kyriakis N. Perspectives of solar cooling in view of the developments in the air-conditioning sector. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, 7:419–438, 2003.
- [20] World Health Organization. Solar powered refrigerators for vaccine storage and icepak freezing, jun 1985.
- [21] Davias M. Limites d'un système à adsorption à simple effet pour la climatisation automobile. *Rev. Gén. Therm.*, 398:154–165, 1995.
- [22] Corberán J M, Gómez B, and Martín A. Modelado de sistemas de acondicionamiento de aire por adsorción para transporte terrestre y marítimo. In Ruiz R, editor, *III Congreso Español y I Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas Del Frío*, 2005.
- [23] Aguilar J. *Curso de Termodinámica*. Alhambra Longman, Madrid, 1998.
- [24] Meunier F, Neveu P, and Castaing-Lasvignottes J. Equivalent Carnot cycles for sorption refrigeration. *Int. J. Refrig.*, 21(6):472–489, 1998.
- [25] Oertel K and Fischer M. Adsorption cooling system for cold storage using methanol-silicagel. *Appl. Therm. Eng.*, 18:773–786, 1998.
- [26] Critoph R E. Activated carbon adsorption cycles for refrigeration and heat pumping. *Carbon*, 27(1):63–70, 1989.
- [27] Marmottant B, Mhmid A, el Golli S, and Grenier Ph. Installation de réfrigération solaire à adsorption. Expérimentation et modélisation. *Rév. Gén. Therm. Fr.*, pages 97–105, 1992.

- [28] Hildbrand C, Dind Ph, Buchter F, and Pons M. A new solar powered adsorption refrigerator with high performance. *Sol. Energy*, 77:311–318, 2004.
- [29] Carrott P J M, Ribeiro Carrott M M L, and Cansado I P P. Reference data for the adsorption of methanol on carbon materials. *Carbon*, 39:193–200, 2001.
- [30] VV AA. CRC handbook of chemistry and physics on CD-ROM, 2000.
- [31] http://www.biodiesel.org/pdf_files/methanol_handling_guide.pdf.
- [32] Critoph R E. An ammonia - carbon solar refrigerator for vaccine cooling. *Ren. Energy*, 5(1-4):502–508, 1994.
- [33] Critoph R E, Tamainot-Telto Z, and Munyebvu E. Solar sorption refrigerator. *Ren. Energy*, 12(4):409–417, 1997.
- [34] Li M, Huang H B, Wang R Z, Wang L L, Cai W D, and Yang W M. Experimental study on adsorbent of activated carbon with refrigerant of methanol and ethanol for solar ice maker. *Ren. Energy*, 29:2235–2244, 2004.
- [35] Boubakri A, Guilleminot J J, and Meunier F. Adsorptive solar powered ice maker: Experiments and model. *Sol. Energy*, 69(3):249–263, 2000.
- [36] Sumathy K and Zhongfu L. Experiments with solar powered adsorption ice-maker. *Ren. Energy*, 16:704–707, 1999.
- [37] Wang R Z, Wu J Y, Xu Y X, and Wang W. Performance researches and improvements on heat regenerative adsorption refrigerator and heat pump. *Energ. Convers. Manage.*, 42:233–249, 2001.
- [38] Hajji A, Worek W M, and Lavan Z. Dynamic analysis of a closed-cycle solar adsorption refrigeration using two adsorbent-adsorbate pairs. *J. Sol. Energ. - T. ASME*, 113:73–79, 1991.
- [39] Anyanwu E E and Ogueke V. Thermodynamic design procedure for solid adsorption solar refrigerator. *Ren. Energy*, 30:81–96, 2005.
- [40] Li M, Wang R Z, Xu Y X, Wu Y J, and Dieng A. Experimental study on dynamic performance analysis of a flat-plate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker. *Ren. Energy*, 27:211–221, 2002.
- [41] Mhiri F and el Golli S. Étude d'un réfrigérateur solaire à adsorption solide avec le couple charbon actif-méthanol. *Rév. Gén. Therm.*, 35:269–277, 1996.
- [42] Buchter F, Dind Ph, and Pons M. An experimental solar-powered adsorptive refrigerator tested in Burkina-Faso. *Int. J. Refrig.*, 26:79–86, 2003.

- [43] Day Y J and Sumathy K. Heat and mass transfer in the adsorbent of a solar adsorption cooling system with glass tube insulation. *Energy*, 28:1511–1527, 2003.
- [44] Leite A P F, Machado M M, Carvalho A O, Belo F A, and Meunier F. Aire acondicionado central basado en adsorción y energía térmica. In Ruiz R, editor, *III Congreso Español y I Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío*, 2005.
- [45] Tamainot-Telto Z and Critioph R E. Solar sorption refrigeration using a CPC collector. *Ren. Energy*, 16:735–738, 1999.
- [46] Exell R H B, Bhattacharya S C, Sridha K, Uphadyaya Y R, and Wibulswas P. A charcoal-methanol solar refrigerator. In *ISES World Solar Congress*, pages 13–18, Hamburg, 1987.
- [47] Khattab M. A novel solar-powered adsorption refrigeration module. *Appl. Therm. Eng.*, 24:2747–2760, 2004.
- [48] Wang R Z, Wu J Y, Xu Y X, Teng Y, and Shi W. Experiment on a continuous heat regenerative adsorption refrigerator using spiral plate heat exchanger as adsorbers. *Appl. Therm. Eng.*, 18(1-2):13–23, 1998.
- [49] Cacciola G, Restuccia G, and Mercadante L. Composites of activated carbon for refrigeration adsorption machines. *Carbon*, 33(9):1205–1210, 1995.
- [50] US Patent 4.595.774.
- [51] Li M and Wang R Z. A study of the effects of collector and environment parameters on the performance of a solar powered solid adsorption refrigerator. *Ren. Energy*, 27:369–382, 2002.
- [52] Anyanwu E E. Review of solid adsorption solar refrigerator I: An overview of the refrigeration cycle. *Energ. Convers. Manage.*, 44:301–312, 2003.
- [53] Marchal K and Morin J M. Conception d'évaporateurs frigorifiques utilisables dans les cycles à adsorption. In *XVIII Congrès International Du Froid*, 1991.
- [54] Wang R Z, Xu Y X, Wu J Y, Li M, and Shou H B. Research on a combined adsorption heating and cooling system. *Appl. Therm. Eng.*, 22(6):603–617, 2001.
- [55] Soon-Haeng C and Jong-Nam K. Modelling of a silica gel - water adsorption - cooling system. *Energy*, 17(9):829–839, 1992.

- [56] Saha B B, Akisawa A, and Kashiwagi T. Silica gel water advanced adsorption refrigeration cycle. *Energy*, 22(4):437–447, 1997.
- [57] Douss N, Meunier F E, and Sun L M. Predictive model and experimental results for a 2-adsorber solid adsorption heat-pump. *Ind. Eng. Chem. Res.*, 27(2):310–316, 1988.
- [58] Cacciola G, Cammarata G, Marletta L, and Restuccia G. Macchine ad adsorbimento a ciclo rigenerativo. *La Termotecnica*, Apr-93:81–90, 1993.
- [59] Dieng A O and Wang R Z. Literature review on solar adsorption technologies for ice-making and air-conditioning purposes and recent developments in solar technology. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, 5:313–342, 2001.
- [60] Pons M and Guilleminot J J. Design of an experimental solar-powered, solid-adsorption ice maker. *J. Sol. Energ. - T. ASME*, 108(4):332–337, 1986.
- [61] Wang R Z, Li M, Xu Y X, and Wu J Y. An energy efficient hybrid system of solar powered water heater and adsorption ice maker. *Sol. Energy*, 68(2):189–195, 2000.
- [62] Wu J Y, Wang R Z, and Xu Y X. Experimental results on operating parameters influence for an adsorption refrigerator. *Int. J. Therm. Sci.*, 41:137–145, 2002.
- [63] Leite A P F, Grillo M B, Andrade R R D, Belo F A, and Meunier F. Performance experimental de um fabricante de gelo autónomo usando un coletor solar bi-facialmente irradiado. In Vázquez M and Seara JF, editors, *XII Congreso Ibérico Y VII Congreso Íbero Americano de Energía Solar*, pages 543–548, 2004.
- [64] Li M, Sun C J, Wang R Z, and Cai W D. Development of no valve solar ice maker. *Appl. Therm. Eng.*, 24:865–872, 2004.
- [65] Lemmini F and Errougani A. Building and experimentation of a solar powered adsorption refrigerator. *Ren. Energy*, 30:1989–2003, 2005.
- [66] Pons M and Grenier P. A phenomenological adsorption equilibrium law extracted from experimental and theoretical considerations applied to the carbon and methanol pairs. *Carbon*, 24(5):615–625, 1986.
- [67] Passos E F. *Étude des Couples Charbon Actif / Méthanol et de Leur Application à la Réfrigération Solaire*. PhD thesis, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, 1986.

- [68] González M I, Rodríguez L R, Serna A, and García F M. Cálculo de la eficiencia teórica de una máquina de refrigeración por adsorción de metanol en carbón activo. In López A, editor, *I Congreso Español de Ciencias y Técnicas Del Frío*, 2002.
- [69] Martínez Salas J. *Elementos de Matemáticas*. Universidad de Valladolid, Valladolid, 1985.
- [70] Winston R. Solar concentrations of novel design. *Solar Energy*, 16:89–ss, 1974.
- [71] Rabl A, O’Gallagher J, and Winston R. Design and test of non-evacuated solar collectors with compound parabolic concentrators. *Sol. Energy*, 25:335–351, 1980.
- [72] Carvalho M J, Collares-Pereira M, Gordon J M, and Rabl A. Truncation of CPC solar collectors and its effect on energy collection. *Sol. Energy*, 35(5):393–399, 1985.
- [73] McIntire R. Truncation of nonimaging cusp concentrators. *Solar Energy*, 23:351–ss, 1979.
- [74] Baum H P and Gordon J M. Geometric characteristics of ideal nonimaging (CPC) solar collectors with cylindrical absorber. *Sol. Energy*, 33(5):455–458, 1984.
- [75] Eames P C and Norton B. Detailed parametric analysis of heat transfer in CPC solar energy collectors. *Sol. Energy*, 50(4):321–338, 1993.
- [76] Duffie J A and Beckman W A. *Solar Engineering of Thermal Processes*. Wiley Interscience, New York, 1980.
- [77] Spiegel M R. *Manual de Fórmulas y Tablas Matemáticas*. McGraw - Hill, México, 1987.
- [78] Cooper P I. The absorption of solar radiation in solar stills. *Solar Energy*, 12:3–ss, 1969.
- [79] Liu B Y H and Jordan R C. The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation. *Solar Energy*, 4:3–ss, 1960.
- [80] Hottel H C. A simple model for estimating the transmittance of direct solar radiation through clear atmospheres. *Solar Energy*, 18:129–ss, 1976.
- [81] Hecht E. *Optics. Second Edition*. Addison - Wesley, Reading, 1987.

- [82] Brandemuehl M J and Beckman W A. Transmission of diffuse radiation through CPC and flat plate collector glazings. *Solar Energy*, 24:511–513, 1980.
- [83] Rabl A. Optical and thermal properties of compound parabolic concentrators. *Solar Energy*, 18:497–ss, 1976.
- [84] Petit R B and Sowell R P. Solar absorptance and emittance properties. *Journal of Vacuum Science and Technology*, 13, 1976.
- [85] González M I and Rodríguez L R. Prototipo de refrigerador solar por adsorción. Resultados preliminares. In Ruiz R, editor, *III Congreso Español de Ciencias Y Técnicas Del Frío*, pages 331–338, 2005.
- [86] Necati Ozisik M. *Heat Transfer. A Basic Approach*. McGraw-Hill, New York, 1985.
- [87] Cole Parmer International. Catálogo 2001-02, 2002.
- [88] <http://www.inm.es>.
- [89] AENOR. Norma UNE-EN 12975-2. Sistemas solares térmicos y sus componentes. Parte 2: métodos de ensayo, 2001.
- [90] Kreith F and Bohn M S. *Principios de Transferencia de Calor*. Thomson, Madrid, 2001.
- [91] Sakoda A and Suzuki M. Fundamental study on solar-powered adsorption cooling system. *J. Chem. Eng. Japan*, 17(1):52–57, 1984.
- [92] Ibáñez M, Rosell J R, and Rosell J I. *Tecnología Solar*. Ediciones Mundi - Prensa, Madrid, 2005.