

Universidad CEU Cardenal Herrera

Departamento de Matemáticas, Física y Ciencias Tecnológicas



Modelización de sistemas de climatización
con bomba de calor y depósitos de cambio
de fase. Validación experimental y
optimización energética.

TESIS DOCTORAL

Presentada por:
Antonio Real Fernández

Dirigida por:
Dr. D. Joaquín Navarro Esbrí
Dr. D. Fernando Sánchez López

VALENCIA
2017

Contenido

Contenido	3
Índice de figuras	7
Índice de tablas	13
Agradecimientos.....	15
Resumen	17
Simbología.....	21
1. Introducción	25
1.1. Introducción	25
1.2. Justificación de la tesis y su interés	27
1.3. Objetivos.....	28
1.4. Metodología	28
1.5. Organización del documento	29
2. Antecedentes	31
2.1. Introducción.....	31
2.2. Introducción a los materiales de cambio de fase	32
2.3. Usos de los materiales de cambio de fase.....	36
2.4. Modelización de los materiales de cambio de fase	42
2.5. Conclusiones	45
3. Instalación experimental y planificación de ensayos	47
3.1. Introducción	47
3.2. Descripción de la instalación	48
3.2.1. Sistema de compresión de vapor	49
3.2.2. Circuito de carga térmica.....	51
3.2.3. Circuito de simulación de disipación aerotérmica	52
3.2.4. Depósito de PCM.....	53
3.3. Instrumentación.....	55
3.4. Principales parámetros energéticos	57
3.5. Análisis de incertidumbres	59
3.6. Planificación de los ensayos.....	60
3.6.1. Ensayos para la caracterización del sistema de compresión de vapor	60
3.6.2. Ensayos para la caracterización del depósito de PCM.....	63
3.7. Conclusiones	67
4. Análisis de resultados experimentales	69
4.1. Introducción	69
4.2. Comprobación de las mediciones realizadas	70
4.3. Análisis de las mediciones de la enfriadora	72

4.4.	Análisis de las mediciones del depósito de PCM	75
4.4.1.	Análisis de los ensayos de calentamiento (descarga) del depósito de PCM	75
4.4.2.	Análisis de los ensayos de enfriamiento (carga) del depósito de PCM	78
4.4.3.	Análisis de los ensayos de calentamiento intermitente del depósito de PCM.....	80
4.5.	Conclusiones	80
5.	Modelización	83
5.1.	Introducción	83
5.2.	Modelo del sistema de compresión de vapor.....	84
5.3.	Modelo del depósito de almacenamiento térmico	88
5.4.	Modelo del aerodisipador.....	96
5.5.	Validación experimental de los modelos propuestos.....	96
5.5.1.	Validación del modelo del sistema de compresión de vapor	97
5.5.2.	Validación del modelo del depósito de almacenamiento térmico	98
5.6.	Conclusiones	102
6.	Caracterización del sistema y aplicaciones	103
6.1.	Introducción	103
6.2.	Dimensionado de las bombas de circulación	105
6.3.	Análisis del comportamiento del depósito de PCM	108
6.4.	Análisis de los costes eléctricos para cada opción de disipación	113
6.4.1.	Definición de los costes eléctricos para cada modo de funcionamiento.....	113
6.4.2.	Coste eléctrico de producción de frío con disipación aerotérmica.....	117
6.4.3.	Coste eléctrico de producción de frío mediante disipación en depósito de PCM	119
6.4.4.	Coste eléctrico de disipación del depósito de PCM.....	122
6.4.5.	Coste eléctrico total de producción de frío con disipación en depósito de PCM y posterior enfriamiento	124
6.5.	Cálculo de ahorros eléctrico y selección de puntos de funcionamiento	126
6.5.1.	Caso 1: Comparación de costes para distintas temperaturas de disipación.....	128
6.5.2.	Caso 2: Análisis de los ahorros en función del factor de carga	132
6.5.3.	Caso 3: Aplicación para condiciones reales de funcionamiento (demanda constante)	133
6.5.4.	Caso 4: Aplicación para condiciones reales de funcionamiento (perfil de demanda variable)	140
6.6.	Conclusiones	143
7.	Conclusiones y trabajos futuros.....	145
7.1.	Conclusiones	145
7.2.	Trabajos futuros	147
	Referencias	149

Índice de figuras

Figura 1.1 Proyecciones de población mundial (líneas continuas) y aportación de cada región a la diferencia entre los distintos escenarios (bandas coloreadas) [2].	26
Figura 1.2 Distribución de las bombas de calor instaladas en España [7].	27
Figura 2.1 Clasificación de los tipos de almacenamiento térmico. Adaptado de Zalba et al [10], Sharma et al. [11] y Abhat [12].	32
Figura 2.2 Descripción aplicaciones PCM. Adaptado de Rodriguez-Ubiñas et al. [21].	36
Figura 2.3 Esquema de funcionamiento de un sistema de free-cooling con acumulación térmica mediante PCM [29].	38
Figura 2.4 Esquema del sistema solar de calentamiento de agua y vista en sección del tanque de acumulación diseñados por Canbazoglu et al. [34].	38
Figura 2.5 Esquema de una instalación termosolar con sistema de almacenamiento térmico mediante PCM [32].	39
Figura 2.6 Distintas estrategias de desplazamiento de carga mediante PCM: desplazamiento total de la carga (izquierda), desplazamiento parcial de la carga para reducir consumos pico (centro) y desplazamiento parcial de la carga para nivelar consumos pico (derecha).	40
Figura 2.7 Esquema del sistema de refrigeración para camiones mediante depósito de PCM propuesto por Liu et al. [41].	41
Figura 2.8 Perfil de fusión teórico y real mediante el T-history method para un PCM con temperatura de fusión de 27°C.	43
Figura 2.9 Diagrama T-H teórico y real para un PCM con temperatura de fusión de 27°C.	43
Figura 2.10 Curvas de entalpía-temperatura para distintas muestras de PCM S27 analizada por D'Avignon y Kummert [46].	44
Figura 2.11 Ejemplo de función Delta de Dirac para un cambio de fase de 27°C.	45
Figura 3.1 Esquema de la instalación experimental utilizada para la realización de los ensayos	48
Figura 3.2 Sistema de compresión de vapor.	49
Figura 3.3 Principales elementos del sistema de compresión de vapor: condensador (a), compresor (b), evaporador (c) y válvula de expansión (d).	50
Figura 3.4 Depósito de carga térmica.	51
Figura 3.5 Aerodisipador y enfriadora.	52
Figura 3.6 Depósito de almacenamiento térmico.	53
Figura 3.7 Disposición de los contenedores de PCM en el interior del tanque.	53
Figura 3.8 Contenedor del PCM [50].	54
Figura 3.9 Instrumentación de medición: Caudalímetro Coriolis (a), Caudalímetro electromagnético (b), Termopares y transductores de presión (c).	55
Figura 3.10 Ubicación de los sensores y variables medidas.	56
Figura 3.11 Esquema de los ensayos para la caracterización del SCV.	62

Figura 3.12 Esquema de los ensayos para la caracterización depósito de PCM durante su calentamiento.	64
Figura 3.13 Esquema de los ensayos para la caracterización depósito de PCM durante su enfriamiento.	66
Figura 4.1 Balance térmico en el condensador (a) y en el evaporador (b)	70
Figura 4.2 Comparación de temperaturas de entrada y salida al depósito en los ensayos 2.3 y 2.7.	71
Figura 4.3 Comparación de las potencias térmicas almacenadas en el depósito en los ensayos 2.3 y 2.7.	71
Figura 4.4 Efecto de la temperatura (a) y el caudal (b) del fluido secundario en la presión de condensación.	72
Figura 4.5 Efecto de la temperatura (a) y el caudal (b) del fluido secundario en la potencia consumida por el compresor.	73
Figura 4.6 Efecto de la temperatura (a) y el caudal (b) del fluido secundario en el caudal másico de refrigerante.	73
Figura 4.7 Efecto de la temperatura (a) y el caudal (b) del fluido secundario en la potencia térmica en el condensador.	74
Figura 4.8 Efecto de la temperatura (a) y el caudal (b) del fluido secundario en la potencia térmica en el evaporador.	74
Figura 4.9 Efecto de la temperatura (a) y el caudal (b) del fluido secundario en el COP de la enfriadora.	75
Figura 4.10 Temperatura de entrada y de salida del agua del depósito durante el ensayo 2.3.	76
Figura 4.11 Potencia térmica en el condensador y evaporador del lado del refrigerante durante el ensayo 2.3.	77
Figura 4.12 COP de la enfriadora durante el ensayo 2.3.	77
Figura 4.13 Potencia térmica cedida al depósito durante el ensayo 2.3.	78
Figura 4.14 Temperatura de entrada y salida del depósito durante el ensayo de enfriamiento del depósito de PCM.	79
Figura 4.15 Potencia térmica disipada durante el ensayo de enfriamiento del depósito de PCM.	79
Figura 4.16 Temperatura de entrada y salida del depósito durante el ensayo de calentamiento intermitente del PCM.	80
Figura 5.1 Ejemplo de modelo del sistema de compresión de vapor.	84
Figura 5.2 Esquema del modelo simplificado propuesto del sistema de compresión de vapor.	85
Figura 5.3 Modelo de regresión de la potencia térmica en el condensador.	86
Figura 5.4 Modelo de regresión de la potencia térmica en el evaporador.	86
Figura 5.5 Modelo de regresión de la potencia eléctrica del compresor.	86
Figura 5.6 Modelo de regresión del COP de la instalación.	87
Figura 5.7 Modelo del tanque de almacenamiento térmico.	88
Figura 5.8 Esquema del depósito de PCM.	89

Figura 5.9 Detalle de intercambio térmico en una sección del depósito de PCM.	90
Figura 5.10 Sección de un contenedor con parte sólida y líquida de PCM.	92
Figura 5.11 Validación de la potencia de condensación (a), potencia de evaporación (b), potencia eléctrica del compresor (c) y COP (d) calculados mediante el modelo de regresión.....	97
Figura 5.12 Validación del modelo del depósito de PCM. $V_{dep} = 0.70 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$	98
Figura 5.13 Validación del modelo del depósito de PCM. $V_{dep} = 0.95 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$	99
Figura 5.14 Validación del modelo del depósito de PCM. $V_{dep} = 1.20 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$	99
Figura 5.15 Validación del modelo del depósito de PCM. $V_{dep} = 1.45 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$	100
Figura 5.16 Validación del modelo del depósito para un ensayo de enfriamiento.....	100
Figura 5.17 Validación del modelo del depósito para baja potencia.....	101
Figura 5.18 Validación del modelo del depósito para funcionamiento intermitente.	101
Figura 6.1 Esquema de la instalación propuesta de enfriadora con dos posibles focos de disipación.	103
Figura 6.2 Esquema de los casos simulados para el dimensionado de la bomba 1.	106
Figura 6.3 COP de la enfriadora para distintos caudales de la bomba 1.	106
Figura 6.4 Esquema de los casos simulados para el dimensionado de la bomba 2.	107
Figura 6.5 Calor total disipado del depósito en los casos simulados para el dimensionado de la bomba 2.	107
Figura 6.6 CE_a para el periodo de 5 horas simulado para el dimensionado de la bomba 2.....	108
Figura 6.7 Esquema de los ensayos para el análisis del depósito de PCM a distintos caudales.	109
Figura 6.8 Temperatura de salida del depósito para 4 caudales de agua distintos.	110
Figura 6.9 Esquema de los ensayos para el análisis del depósito de PCM a distintas potencias térmicas.	111
Figura 6.10 Temperatura de salida del depósito para cuatro potencias térmicas distintas.	111
Figura 6.11 Fracción líquida del PCM para cuatro potencias térmicas distintas.	112
Figura 6.12 Consumos eléctricos durante el uso del depósito de PCM en sus dos periodos de funcionamiento y unificación de los mismos en el periodo de producción de frío t_1	115
Figura 6.13 Valores de calor y trabajo considerados en el cálculo del CE_{PCM} durante la producción de frío (arriba) y durante la recarga del depósito (abajo).	116
Figura 6.14 Esquema de los ensayos para el cálculo del coste eléctrico de producción de frío mediante disipación aerotérmica a distintas temperaturas de disipación.	118
Figura 6.15 Coste eléctrico de producción de frío mediante disipación aerotérmica a distintas temperaturas ambiente.	118
Figura 6.16 Esquema del ensayo para el cálculo del coste eléctrico de producción de frío con disipación en el depósito de PCM.....	119
Figura 6.17 Coste eléctrico de producción de frío mediante disipación en el depósito de PCM expresado en función de la energía almacenada en el depósito.....	120
Figura 6.18 Coste eléctrico de producción de frío mediante disipación en el depósito de PCM expresado en función de la fracción líquida del PCM.....	120

Figura 6.19 Ahorro eléctrico de producción de frío debido al uso del depósito frente al aerodisipador a distintas temperaturas de disipación en función de la energía almacenada en el depósito de PCM.	121
Figura 6.20 Ahorro eléctrico de producción de frío debido al uso del depósito de PCM frente al aerodisipador a distintas temperaturas de disipación en función de la fracción líquida del PCM.	122
Figura 6.21 Esquema del ensayo para el cálculo del coste eléctrico de disipación del calor acumulado en el depósito mediante el ventilador para cuatro valores de temperatura ambiente.	123
Figura 6.22 Coste eléctrico de disipación del depósito de PCM para distintas temperaturas exteriores en función de la energía disipada del depósito.	123
Figura 6.23 Coste eléctrico de disipación del depósito de PCM para distintas temperaturas exteriores en función de la fracción líquida del PCM.	124
Figura 6.24 Coste eléctrico total de producción de frío con disipación en el depósito de PCM para distintas temperaturas exteriores durante la disipación en función de la fracción líquida del PCM.	125
Figura 6.25 COP global de producción de frío con disipación en el depósito de PCM para distintas temperaturas exteriores durante la disipación en función de la fracción líquida del PCM.	125
Figura 6.26 Perfil de temperatura de un día aproximado a una senoidal.	127
Figura 6.27 Esquema del ensayo para la comparación del CE de generación de frío mediante disipación aerotérmica (arriba) y mediante disipación en el depósito de PCM (abajo).	127
Figura 6.28 Ahorro por utilización del depósito de disipación para distintas T_m y amplitud constante de 8°C.	129
Figura 6.29 Ahorro eléctrico por utilización del depósito de disipación para distintas amplitudes y T_m constante de 25°C.	130
Figura 6.30 Coste total de producción de frío para disipación mediante aerodisipador y distintas condiciones de disipación mediante depósito de PCM.	131
Figura 6.31 Coste eléctrico de producción de frío con disipación en el depósito de PCM para distintos factores de carga.	132
Figura 6.32 Ahorro eléctrico obtenido en la producción de frío en función del factor de carga.	133
Figura 6.33 Comparación de la temperatura ambiente frente a un modelo senoidal.	134
Figura 6.34 Perfil de demanda térmica y temperatura ambiente considerados para este grupo de simulaciones.	140
Figura 6.35 Consumo eléctrico del sistema de climatización para distintos periodos de usos del depósito de PCM.	141
Figura 6.36 COP global del sistema de climatización para distintos periodos de usos del depósito de PCM.	142
Figura 6.37 Calor latente utilizado para distintos periodos de usos del depósito de PCM.	142

Índice de tablas

Tabla 2.1 Principales características deseables de diseño de un PCM para almacenamiento térmico. Adaptado de Khan et al. [14].	34
Tabla 2.2 Ventajas y desventajas de los principales tipos de PCM. Adaptado de Khan et al. [14].	35
Tabla 3.1 Principales propiedades térmicas del refrigerante R134a.	50
Tabla 3.2 Principales propiedades térmicas de la mezcla de agua y glicol utilizada en el circuito de carga térmica.	51
Tabla 3.3 Propiedades de la sal hidratada S27.	54
Tabla 3.4 Características de los sensores de la instalación.	56
Tabla 3.5 Descripción de las variables medidas en la instalación experimental.	57
Tabla 3.6 Errores indirectos relativos de los parámetros calculados.	59
Tabla 3.7 Descripción de los ensayos para la caracterización del sistema de compresión de vapor.	62
Tabla 3.8 Descripción de los ensayos para la caracterización del depósito de PCM durante su calentamiento.	64
Tabla 5.1 Coeficientes R^2 ajustados de los parámetros calculados mediante modelo de regresión.	87
Tabla 6.1 Fracción líquida del PCM cuando la temperatura de salida del depósito alcanza los 35°C a distintos niveles de potencia.	112
Tabla 6.2 Temperaturas ambiente de generación y disipación consideradas en el ensayo para distintas T_m y amplitud constante de 8°C.	128
Tabla 6.3 Temperaturas ambiente de generación y disipación consideradas en el ensayo para distintas amplitudes y T_m constante de 25°C.	130
Tabla 6.4 Condiciones de simulación para los casos estudiados en el Escenario 1.	135
Tabla 6.5 Resultados obtenidos en los casos estudiados en el Escenario 1 y variación porcentual con respecto al caso con disipación aerotérmica.	135
Tabla 6.6 Condiciones de simulación para los casos estudiados en el Escenario 2.	136
Tabla 6.7 Resultados obtenidos en los casos estudiados en el Escenario 2 y variación porcentual con respecto al caso con disipación aerotérmica.	137
Tabla 6.8 Condiciones de simulación para los casos estudiados en el Escenario 3.	137
Tabla 6.9 Resultados obtenidos en los casos estudiados en el Escenario 3 y variación porcentual con respecto al caso con disipación aerotérmica.	138
Tabla 6.10 Condiciones de simulación para los casos estudiados en el Escenario 4.	139
Tabla 6.11 Resultados obtenidos en los casos estudiados en el Escenario 4 y variación porcentual con respecto al caso 1.	139

Agradecimientos

Quiero agradecer al grupo de investigación ISTENER la ayuda prestada para sacar adelante esta tesis, en especial a mi director, Ximo, por su paciencia y su apoyo.

Gracias también a mis compañeros de Moncada y Castellón. Tenéis mucha culpa de que me guste tanto mi trabajo. Gracias en especial a Luis, por sus incontables ayudas en cada rompecabezas que he tenido que resolver y a Mariu por pasarse un fin de semana leyendo este documento.

Gracias a mi familia, porque cada uno ha puesto su granito de arena para que hoy sea quien soy. Gracias a mis padres porque sin vuestra dedicación no estaría hoy aquí aspirando a ser Doctor.

Gracias Marta por la paciencia que has tenido conmigo (casi siempre) durante estos años como doctorando. El amor que sobrevive a una tesis tiene que durar para siempre.

Por último, quiero dedicar esta tesis a Berta, que pronto vendrá para que nada vuelva a ser como antes. Espero que no seas tan trasto como lo fueron tus padres de jóvenes, porque recuerda: cada día que te portes bien te leeré un cuento, pero cada día que te portes mal te leeré un capítulo de esta tesis.

Resumen

El constante aumento de la población mundial, así como de las zonas urbanas, que ha tenido lugar en las últimas décadas, ha provocado un aumento progresivo de las emisiones de CO₂ acelerando el calentamiento global del planeta. Los sistemas de refrigeración suponen un porcentaje importante del consumo eléctrico en países desarrollados, por lo que contribuyen a la emisión de estos gases de efecto invernadero. La concienciación sobre el cambio climático ha llevado a la mayoría de países a plantearse cuotas de reducción de emisiones de CO₂, siendo la eficiencia energética una herramienta indispensable para alcanzar estos objetivos.

Los sistemas de almacenamiento térmico han demostrado que pueden contribuir a aumentar la eficiencia de los sistemas de refrigeración mediante distintas estrategias de funcionamiento, basándose, la mayoría de ellas, en un desplazamiento de los consumos a periodos de mayor rendimiento de la instalación. Los materiales de cambio de fase son ampliamente utilizados en estos sistemas de almacenamiento debido a su elevada densidad energética y a su alta capacidad de almacenamiento térmico en un estrecho rango de temperaturas.

En la presente tesis se estudiará el uso de un depósito de almacenamiento térmico para mejorar la eficiencia de un sistema de bomba de calor con disipación aerotérmica en su funcionamiento como enfriadora. Este depósito servirá como método de disipación de calor alternativo a la disipación aerotérmica, de modo que pueda optarse, en cada momento, por la opción más eficiente. De este modo, durante los periodos de elevada temperatura exterior, donde la disipación aerotérmica presenta una baja eficiencia disminuyendo el rendimiento de la enfriadora, el depósito de almacenamiento térmico proporcionará un foco de disipación de calor a temperatura constante que permitirá a la enfriadora trabajar con un mayor rendimiento. Este depósito será enfriado de nuevo para el siguiente uso cuando la temperatura exterior descienda.

Para analizar el funcionamiento del sistema de climatización descrito se han realizado, en primer lugar, una serie de ensayos experimentales sobre una instalación adaptada para tal fin.

A continuación, se han utilizado estos ensayos para diseñar y validar un modelo de cada uno de los componentes que configuran la instalación. Estos modelos han sido acoplados para conformar un modelo global del sistema de climatización propuesto. Utilizando este modelo se han podido realizar simulaciones del comportamiento del sistema bajo distintas condiciones de trabajo lo que ha permitido evaluar su rendimiento y compararlo con el de un sistema de climatización con disipación aerotérmica convencional.

Tras la simulación de distintos escenarios se ha obtenido una mejora del COP del 8.01% para funcionamiento a plena carga de la enfriadora con un perfil de demanda constante, valor que asciende hasta un 12.48% si se considera un funcionamiento a carga parcial.

Por último, se ha simulado el comportamiento del sistema bajo un perfil real de demanda para una vivienda, obteniéndose una mejora del COP del 7.4%.

Summary

The continuous increase in the world population and urban areas in the last decades has caused a progressive increase in the CO₂ emissions accelerating global warming. Refrigeration systems stand for an important share of electrical consume in developed countries which contributes to the emission of these greenhouse gases. Concern about climate change has led most countries to consider the reduction of CO₂ emissions, where energy efficiency is an important mean to achieve this objective.

Thermal storage systems have proved their contribution in increasing the efficiency of refrigeration systems through different operating strategies, based, most of them, in the displacement of consumption to periods with better performance of the plant. Phase change materials are widely used in these storage systems due to its high energy density and its high thermal storage capacity in a narrow temperature range.

In this thesis, the use of a thermal storage tank to improve the efficiency of an air condensed heat pump working as a chiller will be studied. This tank will be used as a method to reject the heat alternative to aerothermal dissipation so the most efficient option can be chosen at any moment. Thus, during the periods with high outside temperature, when aerothermal dissipation shows a low efficiency reducing the performance of the chiller, the storage tank will provide a heat sink to reject the heat at a constant temperature, allowing the chiller to work with a higher efficiency. The tank will be cooled again for its next use when the outside temperature falls.

To analyze the performance of the described air-conditioning system, a set of experimental tests has been carried out using a lab facility adapted for this purpose. Then, these tests have been used to design and validate a model for each component that makes up the installation. These models have been linked up to form a global model of the proposed air-conditioning system.

Using this model, simulations have been carried out to study the performance of the system under different working conditions, evaluating its performance and comparing it with that of a conventional aerothermal dissipation air conditioning system.

After simulating different scenarios an improvement of the COP of 8.01% has been obtained for a full load performance of the chiller with a constant demand profile. This improvement rises to 12.48% if a partial load performance is considered.

Finally, a simulation has been carried out for a real demand profile for a house, where a 7.4% improvement of the COP has been obtained.

Simbología

A	Área (m^2)	Nu	Número de Nusselt
AE	Ahorro Eléctrico	P	Presión (Pa)
C	Capacidad calorífica ($J\ s^{-1}\ K^{-1}$)	p	Perímetro (m)
CE	Coste Eléctrico	Pot	Potencia eléctrica (W)
C_p	Calor específico ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	Pr	Número de Prandtl
D	Función Delta de Dirac	Q	Calor (J)
d_h	Diámetro hidráulico (m)	q	Potencia térmica (W)
E	Energía (J)	Re	Número de Reynolds
f	Fracción líquida	Ra	Número de Rayleigh
F_c	Factor de carga	T	Temperatura (K)
GR	Grado de Recalentamiento (K)	T_f	Temperatura de fusión (K)
GS	Grado de Subenfriamiento (K)	t	Tiempo (s)
H	Entalpía por unidad de masa ($J\ kg^{-1}$); Función Heaviside	U	Coefficiente global de transferencia de calor ($W\ m^{-2}\ K^{-1}$)
h	Coefficiente de convección ($W\ m^{-2}\ K^{-1}$)	\dot{V}	Caudal volumétrico ($m^3\ s^{-1}$)
k	Conductividad térmica ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)	W	Trabajo eléctrico (J)
L	Longitud (m)	ε	Error/incertidumbre de un parámetro; eficiencia de un intercambio térmico
L_f	Calor latente de fusión ($J\ kg^{-1}$)		
m	Masa (kg)	ρ	Densidad ($kg\ m^{-3}$)
\dot{m}	Caudal másico ($kg\ s^{-1}$)	η	Rendimiento global de una bomba hidráulica
N	Régimen de giro del compresor (rpm)		

Subíndices

<i>ac</i>	Zona de acumulación del depósito	<i>enf</i>	Enfriadora
<i>amb</i>	Ambiente	<i>ev</i>	Evaporador
<i>b</i>	Bomba hidráulica	<i>f</i>	Relativo a la generación de frío
<i>cf</i>	Cambio de fase	<i>F</i>	Relativo a un cierto factor de carga
<i>cn</i>	Convección natural	<i>liq</i>	Líquido
<i>cnd</i>	Condensador	<i>ref</i>	Refrigerante
<i>comp</i>	Compresor	<i>s</i>	Salida
<i>cont</i>	Contenedor de PCM	<i>sol</i>	Sólido
<i>d</i>	Relativo al proceso de disipación del calor acumulado en el depósito de PCM	<i>ve</i>	Válvula de Expansión
<i>dc</i>	Disipación de calor	<i>w</i>	Relativo al fluido secundario de la enfriadora
<i>e</i>	Entrada		

Abreviaturas

COP	Coefficient of Performance	SCV	Sistema de Compresión de Vapor
LHTES	Latent Heat Thermal Energy Storage	VAC	Volumen de Aire Constante
NTU	Number of Transfer Units	VAV	Volumen de Aire Variable
PCM	Phase Change Material		

1. Introducción

1.1. Introducción

En diciembre de 2015 representantes de 195 países se reunieron en París para redactar un acuerdo con el objetivo de alcanzar un compromiso de reducción de gases de efecto invernadero y así luchar contra el cambio climático. En noviembre de 2016, 109 países habían ratificado este tratado que entrará en vigor en 2020 tras finalizar la vigencia del protocolo de Kioto. El acuerdo de París, en su Artículo 2, establece el compromiso de los países firmantes de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero para *mantener el aumento de la temperatura media mundial muy por debajo de 2°C con respecto a los niveles preindustriales, y proseguir los esfuerzos para limitar ese aumento de la temperatura a 1.5°C con respecto a los niveles preindustriales, reconociendo que ello reduciría considerablemente los riesgos y los efectos del cambio climático* [1].

Con un escenario de crecimiento, tanto de la población mundial como de las ciudades, en las próximas décadas [2] (Figura 1.1) y siendo estos dos factores determinantes en la tendencia de las emisiones de CO₂, se hace necesario, para alcanzar dichos objetivos, el uso de tecnologías eficientes en todos los ámbitos posibles. En este escenario, la eficiencia energética en edificación ha de jugar un papel importante [3].

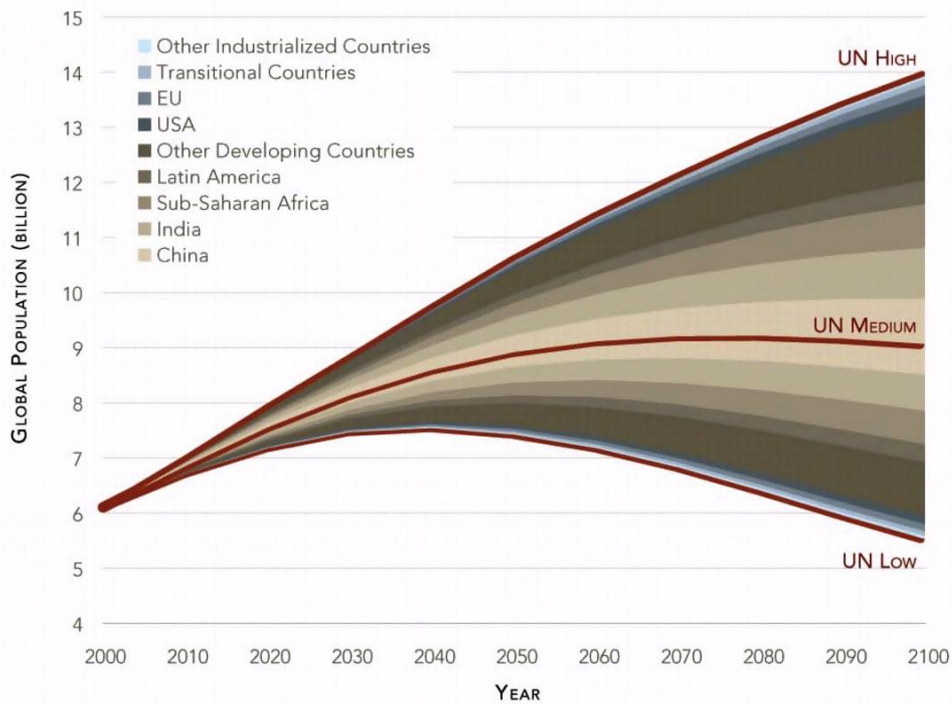


Figura 1.1 Proyecciones de población mundial (líneas continuas) y aportación de cada región a la diferencia entre los distintos escenarios (bandas coloreadas) [2].

Los sistemas de climatización suponen una parte importante del consumo energético, tanto en edificación como a nivel global. En los países desarrollados, son responsables del 50% del consumo energético en edificación y del 20% del consumo energético total, con una tendencia a seguir aumentando en los próximos años [4].

Numerosos estudios indican que el almacenamiento térmico en general, y el uso de materiales de cambio de fase (en adelante PCM por sus siglas en inglés Phase Change Material) en particular, pueden generar ahorros energéticos ayudando a reducir las emisiones de CO₂, siendo la mayor parte de sus aplicaciones relacionadas con climatización de viviendas y locales comerciales [5].

Ruddell et al. [6] analizaron los beneficios que una red distribuida de equipos de almacenamiento térmico a nivel residencial puede aportar a la demanda eléctrica de una ciudad. Se concluyó que, para una ciudad con elevados picos de demanda de aire acondicionado (Phoenix, Arizona), se podría reducir el pico de demanda de aire acondicionado en un 23% y de electricidad total en un 13%.

A nivel nacional, según el estudio *Parques de Bombas de Calor en España*, realizado por el *Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE)*, en el que se tomó una muestra de 8087 entrevistas, incluyendo tanto hogares como sector servicios e industria, un 36% de los entrevistados confirmaron la utilización de bomba de calor [7]. Esto, extrapolado al total de la población en España, supone un total de 7.354.001 hogares y establecimientos con bombas de calor, siendo el total de equipos instalados de 11.971.823 repartidos de la siguiente forma:

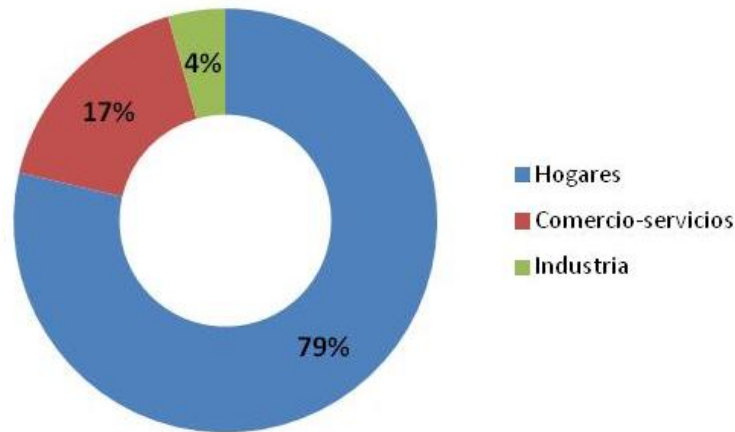


Figura 1.2 Distribución de las bombas de calor instaladas en España [7].

Estos equipos suponen 77.673.235 kWt instalados. La energía aerotérmica es mayoritaria, siendo las fuentes energéticas geotérmicas e hidrotérmicas prácticamente residuales (<0,1%).

Del total de bombas de calor, un 48% se utiliza únicamente para la generación de frío. Estos datos ponen de manifiesto el elevado consumo que supone la generación de frío mediante bombas de calor en nuestro país.

1.2. Justificación de la tesis y su interés

Dada la predominancia de las bombas de calor aerotérmicas dentro de los sistemas de climatización y la elevada aportación de estos a las emisiones globales de CO₂, es lógico el interés existente en la mejora de la eficiencia de estos equipos.

El rendimiento de las bombas de calor aerotérmicas durante la generación de frío (en adelante COP por sus siglas en inglés Coefficient Of Performance) disminuye al aumentar la temperatura exterior. Análogamente, durante la producción de calor, el COP disminuye al disminuir la temperatura exterior. Como, generalmente, la demanda de frío es mayor también cuanto mayor es la temperatura exterior y la demanda de calor es mayor cuanto menor es la temperatura exterior, nos encontramos con que el sistema se ve obligado a trabajar una gran parte del tiempo con un bajo rendimiento.

El almacenamiento térmico se ha utilizado desde hace tiempo, tanto para gestionar estos picos de demanda como para el aprovechamiento de los puntos de generación más eficientes. Entre los distintos tipos de almacenamiento térmico, los materiales de cambio de fase presentan la ventaja de tener una elevada densidad energética en un estrecho rango de temperaturas.

En esta investigación se estudiará el comportamiento de un depósito a escala comercial de PCM y la posible mejora en el rendimiento que puede aportar a un sistema de climatización mediante un sistema de compresión de vapor (en adelante SCV) con disipación aerotérmica, siendo usado como foco alternativo de disipación, centrándonos en su funcionamiento en la producción de frío.

1.3. Objetivos

El objetivo principal de esta tesis es el estudio del funcionamiento de un depósito de acumulación térmica, como foco alternativo de disipación, en una instalación de climatización mediante sistema de compresión de vapor en su funcionamiento como enfriadora. Para alcanzar este objetivo principal, se han propuesto los siguientes objetivos específicos:

- Análisis experimental del comportamiento del depósito de almacenamiento térmico y de los equipos de compresión de vapor de tipo enfriadora en sus distintos modos de funcionamiento.
- Obtención y posterior validación de un modelo que represente el comportamiento de los distintos componentes del sistema de climatización incluyendo el depósito de almacenamiento térmico.
- Caracterización, mediante la utilización del modelo anterior, del funcionamiento del depósito de almacenamiento térmico y definición de la influencia de los parámetros de diseño en su funcionamiento.
- Análisis del beneficio de la aplicación del sistema estudiado y análisis de la optimización en su uso.

1.4. Metodología

Para la consecución de los objetivos descritos en el punto anterior, se dispondrá una instalación experimental consistente en un sistema de compresión de vapor (enfriadora) conectado a un depósito de almacenamiento térmico y a un sistema de disipación de calor aerotérmico. En esta instalación se llevarán a cabo los ensayos necesarios para evaluar el comportamiento del sistema, especialmente del depósito de PCM. A partir de estos ensayos, se propondrá un modelo numérico de cada uno de los componentes del sistema.

Una vez comprobada la validez de cada uno de los modelos, estos se acoplarán para obtener un modelo de la instalación completa de enfriadora con dos focos de disipación alternativos: aerotermo y depósito de PCM. Con este modelo se realizará, a continuación, una caracterización del funcionamiento del sistema completo, mostrando la influencia del depósito de almacenamiento térmico y estudiando el efecto de los principales parámetros de diseño de la instalación.

Finalmente, se simulará el comportamiento del sistema propuesto bajo condiciones reales de funcionamiento. Se valorará el ahorro energético que se puede alcanzar así como un estudio orientativo de la optimización de su uso.

1.5. Organización del documento

El presente documento consta de siete capítulos. En el primer capítulo se justifica el interés de la presente tesis planteando unos objetivos y la metodología seguida para conseguirlos.

En el segundo capítulo se presentarán los antecedentes de esta tesis. Se analizarán los tipos de materiales de cambio de fase y sus características, así como las principales aplicaciones que se le da y se revisarán los estudios realizados sobre el uso de los PCM y su modelización.

En el tercer capítulo se describirá la instalación experimental utilizada para la toma de datos incluyendo el depósito de almacenamiento térmico. Se indicarán las variables medidas para monitorizar su comportamiento así como los parámetros energéticos que se calcularán, a partir de ellas, para poder valorar el rendimiento de la instalación. Para finalizar, se planificarán los distintos ensayos experimentales a realizar.

En el cuarto capítulo se realizará un análisis de los resultados experimentales obtenidos. Se analizará, por una parte, la influencia de las condiciones de condensación en el funcionamiento del SCV y, por otra parte, el comportamiento del depósito de almacenamiento térmico durante los procesos de fusión y congelación del PCM.

En el quinto capítulo se describirá el modelo propuesto para cada uno de los sistemas de la instalación: enfriadora, depósito de PCM y aerodisipador. Estos modelos propuestos para cada uno de los sistemas se validarán con las mediciones experimentales.

En el sexto capítulo se utilizará el modelo obtenido para caracterizar el funcionamiento de la instalación, comparando el uso de los dos focos de disipación (aerotermino y depósito de PCM). También se evaluará la influencia de los distintos parámetros de diseño en el funcionamiento de la instalación. Finalmente se realizará una simulación del funcionamiento del sistema de climatización en condiciones reales de funcionamiento y se estudiará la posible optimización en su uso.

En el séptimo y último capítulo se mostrarán las principales conclusiones obtenidas del desarrollo de esta tesis y se plantearán posibles trabajos futuros a partir del aquí realizado.

2. Antecedentes

2.1. Introducción

Este capítulo presenta los antecedentes de la presente tesis doctoral en cuanto al uso de los materiales de cambio de fase en aplicaciones de climatización y en cuanto a la modelización de su comportamiento.

Así, en primer lugar, se presentarán los materiales de cambio de fase y se definirán las principales características deseables en su uso para almacenamiento térmico. Se describirán los distintos grupos de PCM existentes y las principales ventajas e inconvenientes que presentan cada uno de ellos.

A continuación se realizará una revisión de las principales aplicaciones de los materiales de cambio de fase haciendo especial hincapié en aquellas relacionadas con sistemas de climatización.

Por último, se mostrarán distintos métodos para representar y modelar el comportamiento de estos materiales, siendo de especial interés el modelado de la transición sólido-líquido.

2.2. Introducción a los materiales de cambio de fase

En cualquier perfil de demanda energética es común encontrar periodos claramente diferenciados de elevada demanda (periodos pico) y de demanda moderada (periodos valle) y condiciones más y menos ventajosas para la producción de dicha energía. Para el caso particular de los sistemas de climatización, el problema se traslada a la eficiencia de los sistemas tipo bomba de calor en la producción de frío y calor, coincidiendo los periodos de mayor demanda con las condiciones menos ventajosas para la producción (pico de frío coincidiendo con la mayor demanda de calor y picos de calor coincidiendo con la mayor demanda de frío).

Existen dos grupos principales de estrategias para reducir estos picos de demanda térmica: la reducción de demanda y el desplazamiento de demanda. El primero de ellos consiste en la eliminación de consumos no esenciales durante los periodos pico [8], mientras que el segundo consiste en trasladar la demanda de los periodos pico a otros periodos mediante almacenamiento térmico [9].

Los sistemas de almacenamiento térmico pueden dividirse en sistemas de almacenamiento mediante calor sensible, calor latente o energía química (Figura 2.1).



Figura 2.1 Clasificación de los tipos de almacenamiento térmico. Adaptado de Zalba et al [10], Sharma et al. [11] y Abhat [12].

Los primeros aprovechan el calor específico de un material para almacenar energía modificando la temperatura del material. La energía acumulada puede calcularse como:

$$E = \int_{T_1}^{T_2} m Cp(T) dT \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Que, asumiendo un calor específico constante durante el rango de temperaturas, puede reformularse como:

$$E = m Cp (T_2 - T_1) \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Por su parte, los sistemas de almacenamiento térmico mediante calor latente aprovechan principalmente la energía del cambio de estado de un material. Dicho material absorbe calor aumentando su temperatura hasta alcanzar su temperatura de cambio de fase. En este punto, el material continúa absorbiendo calor, que se invierte en cambiar de fase (generalmente de sólido a líquido) a una temperatura constante (o en un estrecho intervalo de temperaturas). En este caso, la energía almacenada puede calcularse como:

$$E = \int_{T_1}^{T_f} m Cp(T) dT + m L_f + \int_{T_f}^{T_2} m Cp(T) dT \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Que, para calor específico constante en los rangos considerados, puede reformularse como:

$$E = m Cp_{sol} (T_f - T_1) + m L_f + m Cp_{liq} (T_2 - T_f) \quad (\text{Ec. 2.4})$$

El almacenamiento térmico mediante energía química utiliza procesos reversibles de rotura de enlaces químicos. La energía almacenada depende de la energía de reacción del proceso. Este tipo de almacenamiento es, por lo general, más complejo que los dos anteriores y por lo tanto de más difícil aplicación [13].

Por su parte, el almacenamiento térmico mediante calor latente presenta dos ventajas importantes frente al almacenamiento por calor sensible:

- Una mayor densidad energética que permite que se pueda almacenar la misma energía en una menor cantidad de material.
- Un menor rango de temperaturas para almacenar igual cantidad de energía.

Los PCM son materiales de almacenamiento térmico mediante calor latente. La energía se obtiene del cambio de fase entre sólido y líquido del material. Las principales propiedades deseables de un PCM se resumen en la Tabla 2.1.

2. Antecedentes

Propiedades térmicas	Propiedades físicas
Temperatura de cambio de fase adecuada	Baja presión de vapor (<1 bar)
Elevado calor sensible y latente	Elevada densidad y baja variación de volumen
Elevada conductividad térmica	Elevada estabilidad de fase
Propiedades cinéticas	Propiedades químicas
Elevado ratio de cristalización	Compatible con el material del contenedor
Elevada nucleación para evitar subenfriamiento	Elevada estabilidad química frente a los ciclos de funcionamiento
Propiedades económicas	No inflamable, no tóxico y no explosivo
Económico y abundante	

Tabla 2.1 Principales características deseables de diseño de un PCM para almacenamiento térmico. Adaptado de Khan et al. [14].

La Tabla 2.2 muestra las ventajas y desventajas de los principales grupos de PCM. Las sales hidratadas, grupo al que pertenece el material que se estudiará en esta tesis, presentan los valores de densidad energética y conductividad térmica más elevados. Además, tienen un coste entre 2 y 3 veces inferior al de las parafinas [15].

Sus principales inconvenientes son la falta de estabilidad frente a ciclos térmicos y el elevado subenfriamiento. El primero provoca una segregación de los componentes de la sal hidratada que se depositan en el fondo del contenedor y hacen que esta pierda sus propiedades. El segundo implica la necesidad de descender por debajo de la temperatura de fusión del PCM para comenzar el proceso de congelación, lo cual dificulta la extracción de energía del mismo.

Para mitigar estos inconvenientes, diversos autores han estudiado el uso de aditivos para aumentar la estabilidad de estos compuestos frente a ciclos térmicos, así como el uso de agentes nucleantes para facilitar la solidificación del PCM y reducir así su subenfriamiento [16] [17].

Otra desventaja que presentan estos materiales es su incompatibilidad con contenedores de metal, lo que obliga a utilizar contenedores de materiales plásticos con una menor conductividad térmica.

Ventajas	Desventajas
Parafinas	
Químicamente estable, no tóxico, fiable y no corrosivo Sin tendencia al subenfriamiento o segregación Buen calor latente de fusión Compatible con contenedores de metal Económico y disponible	Baja densidad y conductividad térmica Incompatible con contenedores de plástico Elevado cambio de volumen, volátil e inflamable Sin punto de fusión definido y preciso
Ácidos grasos	
Elevado calor latente de fusión Cambio de fase preciso Muestran procesos de fusión y congelación reproducibles Sin subenfriamiento	Baja conductividad térmica Bajo punto de inflamabilidad Inestable a altas temperaturas y altamente inflamable Tóxico y levemente corrosivo De 2 a 3 veces más caro que las parafinas
Sales hidratadas	
Elevado calor latente de fusión por unidad de volumen Elevada conductividad térmica Menor cambio de volumen que el resto Mayor densidad Punto de fusión preciso Barato y disponible	Corrosión en contenedores de metal Segregación de fase Subenfriamiento Falta de estabilidad térmica Ligeramente tóxico
Metales	
Elevada conductividad térmica Baja presión de vapor Elevado calor de fusión por unidad de volumen	Bajo calor específico Bajo calor de fusión por unidad de peso Caros
Eutécticos	
Buena conductividad térmica Elevado calor latente de fusión por unidad de volumen	Bajo calor latente de fusión por unidad de peso Muy caros

Tabla 2.2 Ventajas y desventajas de los principales tipos de PCM. Adaptado de Khan et al. [14].

2.3. Usos de los materiales de cambio de fase

Aunque los materiales de cambio de fase han sido utilizados desde hace tiempo, son actualmente fuente de estudio en una amplia variedad de aplicaciones. Algunos autores han recopilado en los últimos años los principales avances en el uso de estos materiales. Soares et al. [18] hacen una revisión de las aplicaciones de los PCM como elemento pasivo. Pomianowski et al. [19] revisa su aplicación a viviendas haciendo hincapié en su capacidad de añadir inercia térmica a los cerramientos mientras que Osterman et al. [20] se centra en su aplicación para almacenamiento de frío.

En este apartado se realizará una revisión de los distintos tipos de aplicaciones de los PCM centrándonos, más adelante, en aquellas que presenten mayor similitud con la aplicación que se estudia en esta tesis.

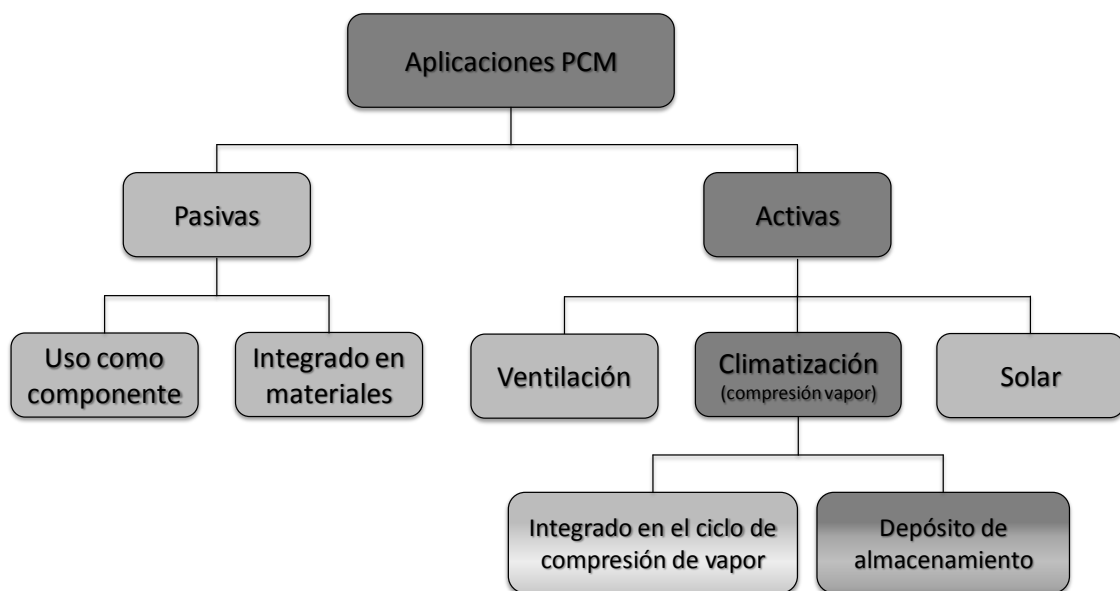


Figura 2.2 Descripción aplicaciones PCM. Adaptado de Rodríguez-Ubiñas et al. [21].

La Figura 2.2 muestra una posible clasificación de las principales aplicaciones de los PCM. Debido a las múltiples aplicaciones documentadas, las fronteras entre estos grupos pueden llegar a ser, en algunos casos, difusas. En esta clasificación se distingue entre aplicaciones activas y pasivas, siendo las primeras aquellas en las que existe movimiento forzado de algún fluido para que se produzca el intercambio térmico. Esto hace que, por ejemplo, se considere su uso para *free-cooling* (ventilación mecánica controlada) como una aplicación activa a pesar de que algunos autores la consideran una aplicación pasiva [22], ya que no se produce una generación artificial de frío/calor, si no que se utiliza la temperatura del aire exterior para climatizar la vivienda.

Las aplicaciones pasivas de los PCM persiguen, en la mayoría de los casos, el incremento de la inercia térmica de la zona a climatizar. Kuznik et al. [23] realizaron un análisis del uso de tableros con PCM en las paredes de una habitación para reducir las fluctuaciones de temperatura. Para ello, compararon en una instalación experimental el comportamiento de una

habitación con tableros de PCM y otra sin él. Como resultado se obtuvo una reducción de entre el 22 y el 27% en la amplitud de temperaturas (diferencia entre la temperatura máxima y la mínima). También se consiguió una menor estratificación de temperaturas debido a una mayor convección en la pared gracias al PCM.

Un estudio similar fue realizado por Chan [24] mostrando ahorros del 2.9% en el sistema de aire acondicionado. Sin embargo, el periodo de retorno de la inversión hacía que ésta no resultara rentable, principalmente por el elevado coste de los paneles de PCM.

Zhang et al. [25] estudiaron las variaciones de temperatura en las paredes de una vivienda con distintas proporciones de PCM integrado en los ladrillos. Se observó como una mayor cantidad de PCM reducía las fluctuaciones de temperatura en las paredes.

Otros autores han estudiado el uso de PCM en las cubiertas de las viviendas. Kośny et al. [26] diseñaron una cubierta fotovoltaica con PCM integrado para mitigar los puentes térmicos y reducir las cargas térmicas generadas en el tejado. Como resultado se obtuvo una menor oscilación de temperaturas, así como una reducción de la carga térmica del 30% en calentamiento y del 50% en enfriamiento.

Otras aplicaciones pasivas aprovechan la capacidad de almacenamiento térmico de los PCM para un mayor aprovechamiento de la energía solar en zonas con mayor demanda de calor. Entrop et al. [27] investigaron el uso de PCM microencapsulado para almacenamiento de energía solar en suelos de hormigón. Estos materiales, ubicados en el suelo, liberaban por la noche la energía acumulada durante el día, aumentando un 7% las temperaturas mínimas.

Aunque la mayoría de aplicaciones pasivas de los PCM se centran en usos de vivienda, la inercia térmica que otorgan puede ser utilizada en otros campos. Gin et al. [28] analizaron los beneficios de añadir paneles de PCM a un congelador de alimentos en caso de un posible fallo del suministro eléctrico. Se realizaron ensayos durante los que se dejaba sin alimentación al congelador durante 3 horas. Transcurrido este periodo, la temperatura del congelador había aumentado 13°C con respecto a su temperatura de consigna sin el uso de PCM, mientras que solo aumentó 5°C con el uso de estos gracias al incremento de inercia térmica. Los autores comprobaron que esta menor variación de temperatura repercutía en una mejor conservación de los alimentos.

En las aplicaciones activas el principal uso del PCM suele ser el de reservorio térmico. Diferentes estrategias son utilizadas para almacenar y extraer la energía en el momento que resulte más beneficioso económica o energéticamente.

De entre ellas, las que utilizan los PCM en sistemas de ventilación, suelen hacer uso de la ventilación gratuita o *free-cooling*. Este método consiste en el aprovechamiento del aire a baja temperatura, generalmente por la noche. En el caso particular de su uso con PCM, este aire a baja temperatura es utilizado con el fin de enfriar un depósito de almacenamiento térmico para su posterior uso enfriando el aire de la vivienda.

En este campo, Mosaffa et al. [29] y Waqas et al. [30] han realizado estudios sobre el comportamiento de un sistema de ventilación con depósito de acumulación mediante PCM, analizando la influencia en su rendimiento de los distintos parámetros de funcionamiento como

las temperaturas exteriores o el caudal volumétrico de los ventiladores. El principio de funcionamiento de este sistema viene representado en la Figura 2.3.

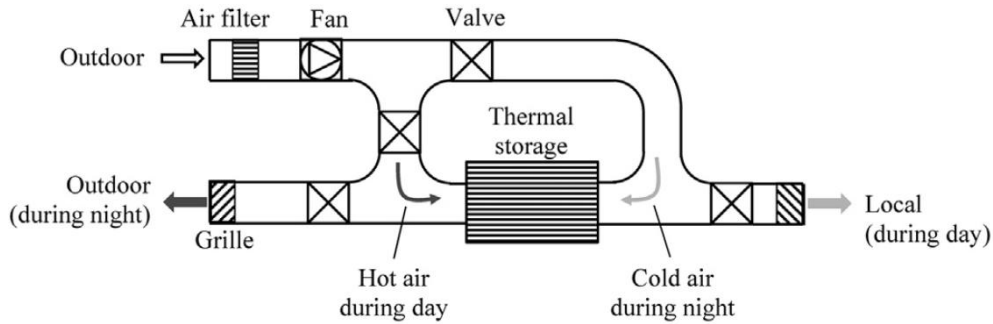


Figura 2.3 Esquema de funcionamiento de un sistema de free-cooling con acumulación térmica mediante PCM [29].

Dentro de las aplicaciones activas con energía solar podemos distinguir dos grupos: uso en vivienda y uso en centrales termoeléctricas. Para su uso en acumuladores de agua caliente en vivienda se utilizan PCMs con temperaturas de fusión por debajo de 100°C , en general en el rango $25\text{-}70^{\circ}\text{C}$ [31]. En cambio, para su uso en centrales termoeléctricas, se necesitan materiales que fundan a temperaturas muy superiores, generalmente de entre 200 y 600°C , para lo que suelen utilizarse sales fundidas [32] [33].

Canbazoglu et al. [34] estudiaron el uso de materiales de cambio de fase en acumuladores de agua caliente para su uso en vivienda (Figura 2.4). Para ello, se utilizaron varias sales hidratadas con temperaturas de fusión de entre 29.7 y 48.5°C . Como resultado se obtuvo que la masa total de agua caliente producida y el calor total acumulado en el tanque con PCM fueron aproximadamente $2.59 - 3.45$ veces superiores a aquellos obtenidos en un tanque convencional.

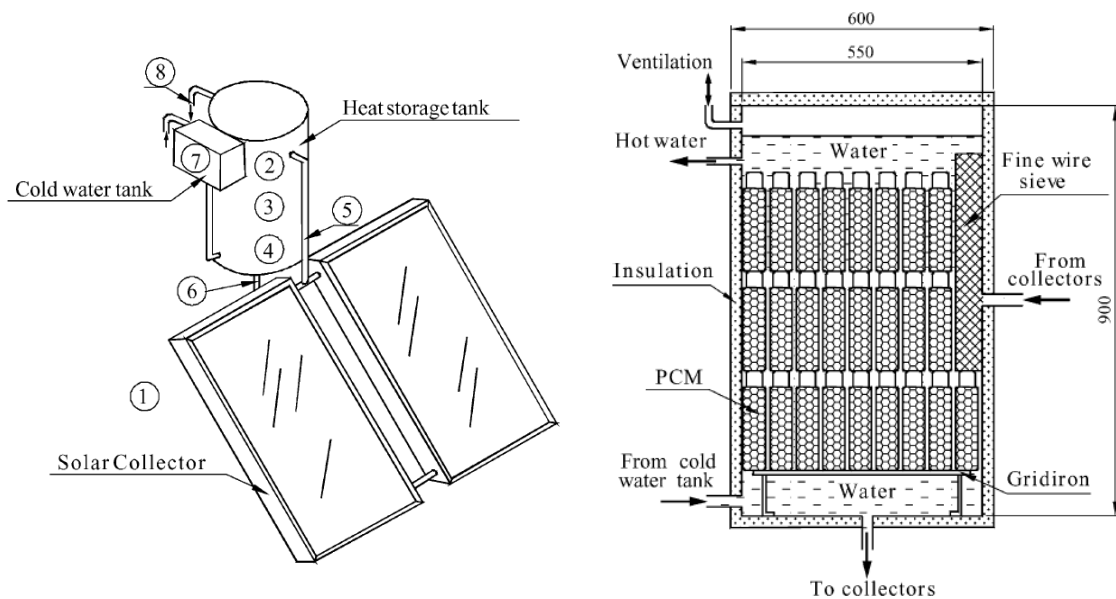


Figura 2.4 Esquema del sistema solar de calentamiento de agua y vista en sección del tanque de acumulación diseñados por Canbazoglu et al. [34]

El principal beneficio que aporta el uso de PCMs en centrales termoeléctricas es el aumento de la capacidad de generación. La energía acumulada en el PCM puede utilizarse cuando no se disponga de radiación solar, aumentando el factor de carga de la instalación, es decir, la relación entre la energía total generada y la que habría generado en ese periodo a plena carga. La Figura 2.5 muestra un esquema de una instalación termosolar, donde puede observarse la ubicación del sistema de almacenamiento térmico (LHTES por sus siglas en inglés *Latent Heat Thermal Energy Storage*).

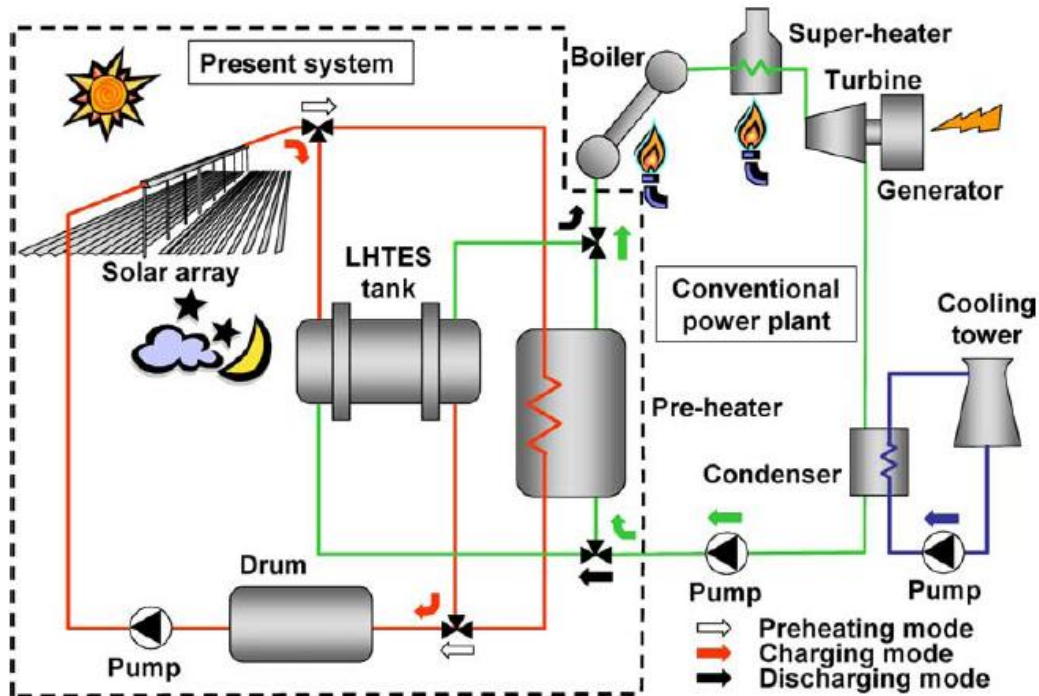


Figura 2.5 Esquema de una instalación termosolar con sistema de almacenamiento térmico mediante PCM [32].

En este campo, Tian et al. [35] realizan un estudio del estado del arte de sistemas de almacenamiento térmico en instalaciones termosolares, así como un listado de plantas y su tipo de sistema de almacenamiento. Medrano et al. [33] analizan una serie de casos prácticos de instalaciones termosolares con uso de PCM describiendo el tipo de material utilizado, la eficiencia de la instalación y otros parámetros de interés.

Finalmente, los sistemas de climatización mediante equipos de compresión de vapor es uno de los campos donde el uso de PCM está más extendido. Aquí, pueden distinguirse dos grupos de aplicaciones principales: aquellas en las que el PCM está integrado dentro del propio ciclo de compresión y aquellas en las que el PCM se encuentra en un depósito de almacenamiento.

En el primer grupo, el principal objetivo que se persigue es, generalmente, la obtención de un funcionamiento más estable y la mejora de las condiciones de funcionamiento. En el segundo grupo, el depósito de almacenamiento térmico permite el uso de estrategias para desvincular la generación de la demanda, haciendo funcionar la instalación en periodos de menor coste y/o mayor rendimiento.

Joybari et al. [36] realizan una revisión de los principales estudios sobre el uso de PCM integrado en ciclos de compresión. En esta revisión se distingue entre el uso del PCM en el condensador o en el evaporador, analizando las ventajas y desventajas de cada uno.

También en este grupo de aplicaciones puede incluirse el sistema de acumulación para mantener el funcionamiento durante el desescarche que incluye el equipo de climatización VRV IV de Daikin [37]. Un sistema de bomba de calor convencional puede acumular hielo en los conductos del lado del evaporador durante la generación de calor. Esto reduce progresivamente su rendimiento al dificultar el intercambio térmico, lo que obliga a realizar un desescarche. Durante el desescarche se invierte el funcionamiento de la bomba de calor, calentando los conductos que han sufrido congelación, lo que interrumpe la climatización del local y compromete las condiciones de confort. Para solventar este inconveniente, se ha dispuesto un pequeño acumulador de PCM en serie entre el circuito de refrigerante y el de distribución, de modo que, cuando la bomba de calor invierte su funcionamiento para realizar el desescarche, el PCM permanece a la temperatura de distribución, permitiendo mantener las condiciones de funcionamiento durante el proceso.

Los depósitos de almacenamiento térmico mediante PCM son utilizados, generalmente, para realizar una redistribución de la carga de trabajo. Esta redistribución puede consistir en un traslado total de la demanda a periodos valle donde la tarifa eléctrica suele ser más económica o en un traslado parcial para conseguir un funcionamiento más estable de la instalación. Sun et al. [9] realizan un resumen de las principales estrategias de desplazamiento de carga mediante PCM.

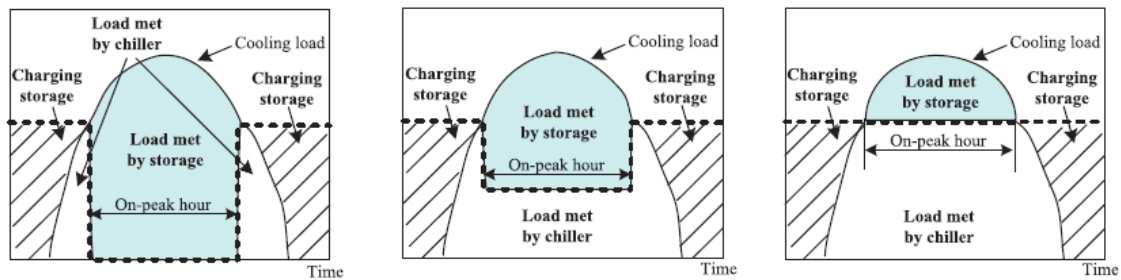


Figura 2.6 Distintas estrategias de desplazamiento de carga mediante PCM: desplazamiento total de la carga (izquierda), desplazamiento parcial de la carga para reducir consumos pico (centro) y desplazamiento parcial de la carga para nivelar consumos pico (derecha) [9].

La generación de frío durante el periodo nocturno conlleva un mayor rendimiento pero, por otra parte, existe una pérdida de exergía debido al paso intermedio que supone el almacenamiento de frío (existen dos intercambios térmicos: generación-almacenamiento y almacenamiento-distribución). Para obtener un rendimiento energético del proceso de almacenamiento es necesario que la mejora de rendimiento compense la pérdida de exergía. Bruno et al. [38] analizaron los posibles ahorros energéticos por desplazamiento de carga para una enfriadora utilizando PCMs con distintas temperaturas de fusión. Se observó que entre un 77 y un 85% de la carga podía trasladarse del periodo pico al periodo valle. Sin embargo, el uso de un PCM con temperatura de fusión de 0°C provocaba un aumento del consumo de un 7.6%. PCMs con temperaturas de fusión de 4 y 7°C permitían obtener ahorros energéticos. Se obtuvo un ahorro máximo de un 13.5% para un PCM con temperatura de fusión de 10°C.

Parameshwaran et al. [39] analizaron el funcionamiento de un sistema de aire acondicionado formado por una enfriadora de volumen de aire variable (VAV) combinado con un depósito de acumulación térmica mediante PCM, comparándolo con el de una enfriadora convencional de volumen de aire constante (VAC) enfriada por agua. La acumulación de frío en el depósito para su posterior uso por el día, permitía un régimen más constante de la enfriadora y una menor potencia pico. El ahorro combinado por el mejor rendimiento del sistema VAV frente al VAC y el uso de almacenamiento térmico resultó ser de entre un 28% y un 47% en función de la estrategia de funcionamiento.

Nattaporn Chaiyat [40] estudió el uso de un sistema de aire acondicionado con un tanque de almacenamiento de PCM ubicado en el retorno de la instalación para rebajar la temperatura del aire procedente de la zona climatizada antes de mezclarlo con el aire ambiente de admisión. De esta forma, se reduce la potencia necesaria para climatizarlo. Este PCM, con punto de fusión de 22°C y encapsulado en contenedores esféricos de 4cm de diámetro, debe ser vuelto a enfriar nuevamente por la noche durante el periodo valle de tarifa eléctrica. En este estudio se obtuvieron ahorros del 9.10% y un periodo de retorno del tanque de PCM de 4.15 años.

Aunque, generalmente, el ahorro energético del uso de PCM proviene del aprovechamiento de las bajas temperaturas nocturnas, pueden encontrarse algunas excepciones. Liu et al. [41] desarrollaron un prototipo de camión refrigerado utilizando materiales de cambio de fase. Este prototipo sustituye el equipo de refrigeración que llevan los camiones a bordo por un depósito de PCM con temperatura de fusión de -26.7°C (Figura 2.7). Este depósito es enfriado, cuando el vehículo permanece estacionado, con una enfriadora exterior al vehículo con un rendimiento muy superior al de los equipos que llevan los camiones convencionales a bordo. Se comprobó que el depósito era viable para su uso en el transporte con un peso comparable al de la instalación de refrigeración convencional pero reduciendo el consumo energético a menos de la mitad.

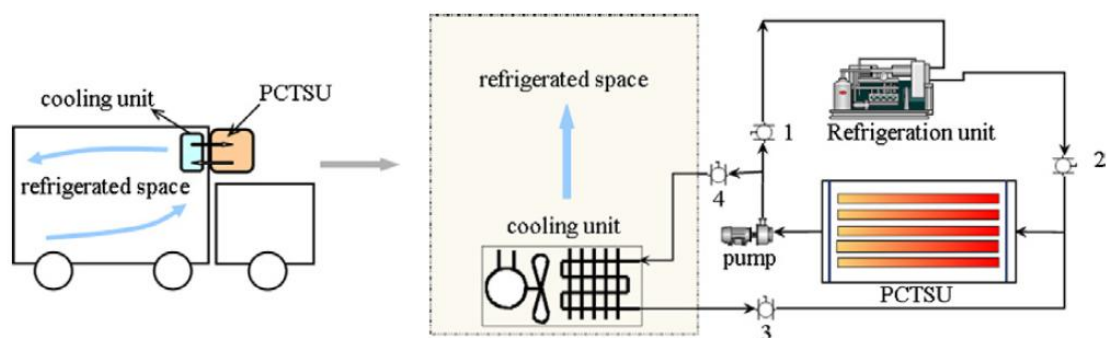


Figura 2.7 Esquema del sistema de refrigeración para camiones mediante depósito de PCM propuesto por Liu et al. [41].

Aunque la mayoría de aplicaciones para generación de frío se centran en el enfriamiento de un depósito para su posterior uso, también se ha estudiado el uso de PCM en el lado de disipación. Una ventaja de los últimos frente a los primeros es que la temperatura de acumulación es más cercana a la temperatura ambiente reduciendo las pérdidas térmicas y, por tanto, las necesidades de aislamiento.

Zhao y Tan [42] [43] estudiaron el uso de un depósito de PCM como foco alternativo de disipación para sistemas termoeléctricos (uso de efecto Peltier) y para sistemas de aire acondicionado convencional. Se evaluó la posibilidad de utilizar alternativamente el ambiente exterior o el tanque de PCM como foco de disipación en función de la temperatura exterior, optando siempre por la opción que proporcionara un mayor COP a la instalación. Se utilizó un PCM con temperatura de fusión de 22°C ubicado en un depósito cilíndrico con un paso del fluido caloportador por un conducto axial concéntrico aleteado. El calor almacenado en el tanque de PCM era disipado al exterior por la noche. Con estas condiciones, se obtuvieron ahorros energéticos de un 35.3% para el sistema termoeléctrico y una mejora del COP del 25.6% para el sistema de aire acondicionado.

2.4. Modelización de los materiales de cambio de fase

Para poder modelar el comportamiento de un depósito de almacenamiento térmico, uno de los aspectos más importantes es conocer las propiedades y el comportamiento del PCM, especialmente durante su cambio de fase.

Un método utilizado comúnmente para determinar las propiedades de un PCM es el *T-history method* [44]. Este método consiste en la medición de la temperatura de un PCM y de un material de referencia con propiedades conocidas durante un proceso de enfriamiento. La comparación de las gráficas de temperatura en función del tiempo de ambos materiales permite obtener la temperatura de cambio de fase, calor latente y calor sensible del PCM.

En la Figura 2.8 se muestra un ejemplo de gráfica obtenida mediante el *T-history method*. En ella se ha representado el perfil de enfriamiento real e ideal de una sal hidratada. En el caso ideal, el material presenta tres etapas diferenciadas: inicialmente, comienza a una temperatura superior a la de cambio de fase, reduciendo su temperatura al ceder calor sensible; a continuación cambia de fase a una temperatura constante y finalmente vuelve a reducir su temperatura. En el caso real, a diferencia del ideal, se observa, por una parte, un subenfriamiento previo al cambio de fase y, por otro lado, un cambio de fase menos preciso que en el caso ideal.

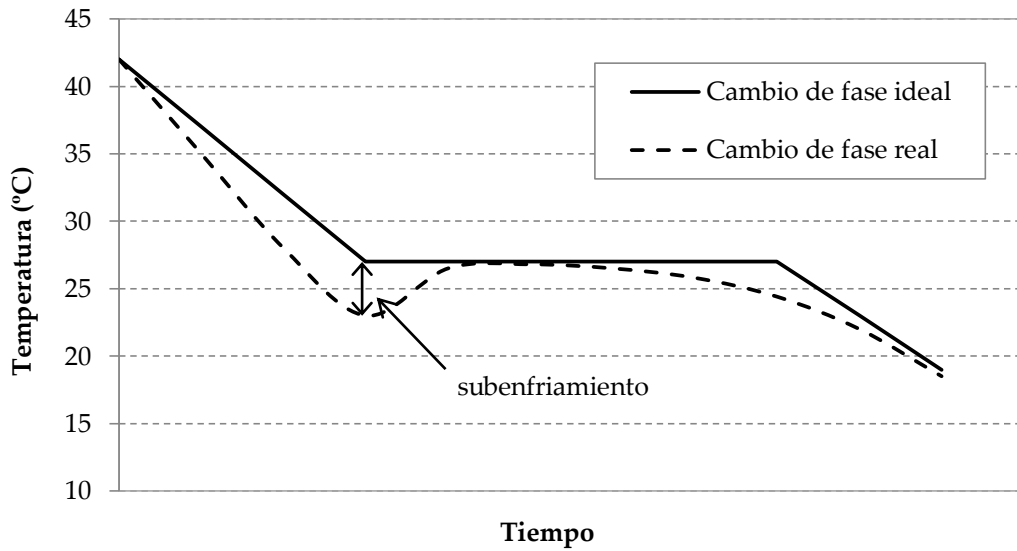


Figura 2.8 Perfil de fusión teórico y real mediante el *T-history method* para un PCM con temperatura de fusión de 27°C.

Una mejora de este método fue propuesta por Marín et al. [45], donde, mediante un procedimiento similar al del *T-history method*, se proporciona una curva T-H (entalpía frente a temperatura) con la que se pueden obtener las propiedades del PCM en función de la temperatura.

Análogamente al método anterior, el perfil de fusión en un diagrama T-H de una sal hidratada difiere del perfil teórico de cambio de fase de un material (Figura 2.9). Por una parte, el cambio de fase no se produce a temperatura constante si no en un rango de temperaturas. Por otra parte, el perfil de fusión no es idéntico durante el calentamiento y el enfriamiento si no que existe normalmente una pequeña histéresis. Además, en el caso del enfriamiento, para una sal hidratada, se produce un subenfriamiento antes del cambio de fase.

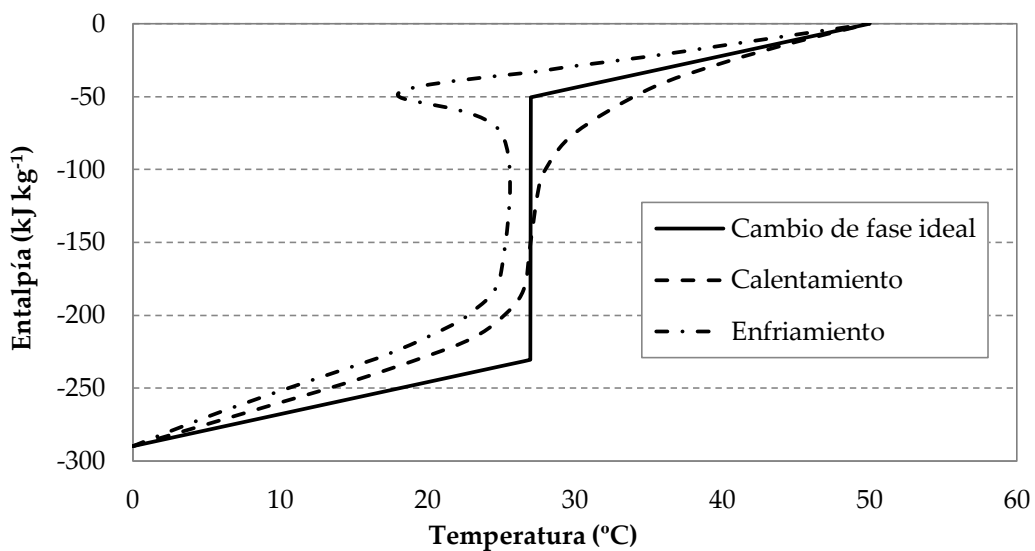


Figura 2.9 Diagrama T-H teórico y real para un PCM con temperatura de fusión de 27°C.

D'Avignon y Kummert [46] han utilizado este método para estudiar las propiedades del PCM S27, material utilizado en el depósito de almacenamiento térmico estudiado en esta tesis. Los resultados muestran variaciones superiores al 25% en la entalpía global de enfriamiento y calentamiento entre 5 y 50°C (Figura 2.10). También se observaron temperaturas de subenfriamiento de entre 11.2 y 15°C, las cuales suponen entre 15.8 y 12°C desde la temperatura de cambio de fase del material.

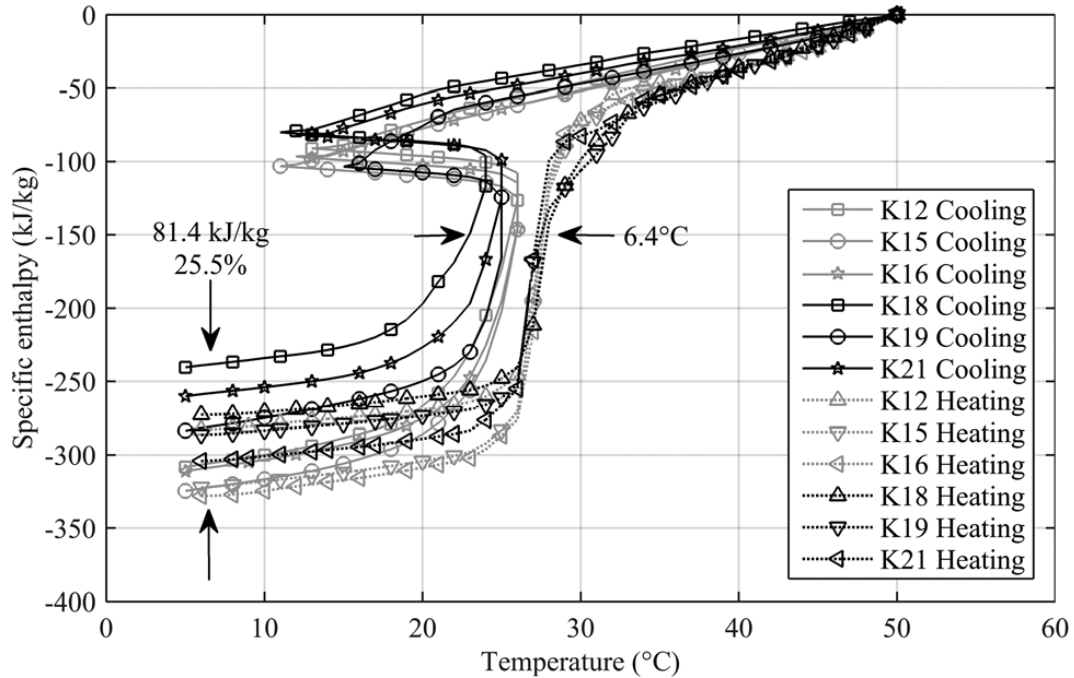


Figura 2.10 Curvas de entalpía-temperatura para distintas muestras de PCM S27 analizada por D'Avignon y Kummert [46]

En los resultados se observan importantes variaciones entre los distintos ensayos debido al pequeño tamaño de las muestras analizadas mediante este método y a la heterogeneidad del material. Esto hace que sea difícil calcular las propiedades del material con una única muestra.

Para modelar estos procesos de fusión algunos autores optan por representar el cambio de fase del PCM como una expresión polinómica de la entalpía en función de la temperatura [47] (Ec. 2.5):

$$H = f(T) = a_n T^n + a_{n-1} T^{n-1} + \dots + a_0 \tag{Ec. 2.5}$$

Como inconveniente, esta fórmula no permite expresar el comportamiento del PCM en función de su calor específico y su calor latente de fusión, además de ser válida solo para un determinado rango de temperaturas.

Otro método para representar el cambio de fase de un material es el que propone J. Ning-Wei [48]. Este método consiste en representar el calor latente de fusión (L_f) como una Delta de Dirac (D) centrada en la temperatura de cambio de fase del material y con una amplitud que

dependerá de las características del PCM. Este calor latente se superpondrá al calor específico del material:

$$Cp = \begin{cases} Cp_{sol} + L_f D(T) & T < T_f \\ Cp_{liq} + L_f D(T) & T > T_f \end{cases} \quad (\text{Ec. 2.6})$$

Una función Delta de Dirac (Figura 2.11) permite representar el calor latente de un PCM con precisión ya que, debido a su forma acampanada, concentra la mayor parte de su área (calor latente en el caso aplicado a PCM) en un intervalo determinado (entorno de la temperatura de cambio de fase) reduciendo su valor al alejarse de este intervalo. Además, al tener su área un valor unitario, puede expresarse la fracción líquida del PCM a una cierta temperatura como la integral de la función $D(T)$.

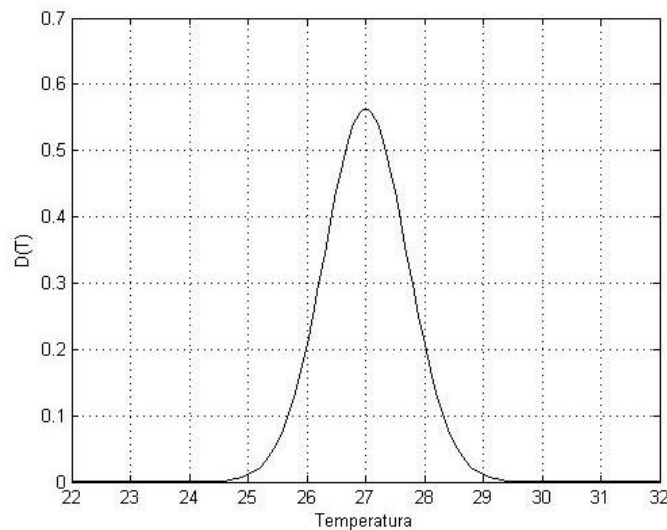


Figura 2.11 Ejemplo de función Delta de Dirac para un cambio de fase de 27°C.

2.5. Conclusiones

Los materiales de cambio de fase son productos comerciales ampliamente utilizados por su capacidad de almacenamiento térmico en un estrecho rango de temperaturas.

Muchos autores han estudiado su aplicación en sistemas de climatización como depósito de acumulación de frío para su posterior uso. También existen estudios de sistemas de climatización con tanques de PCM como foco de disipación. Estos estudios utilizan contenedores cilíndricos aleteados para almacenar el material de cambio de fase, centrando sus análisis en el proceso de fusión e intercambio térmico del contenedor de PCM.

En este capítulo se han descrito también distintos métodos para analizar las propiedades térmicas de los PCM. El comportamiento real de estos materiales suele mostrar algunas desviaciones con respecto al cambio de fase teórico de un material, como el subenfriamiento que muestran las sales hidratadas o un cambio de fase progresivo en un rango de temperaturas.

La modelización de este proceso de cambio de fase supone un reto a la hora de representar el comportamiento de un depósito de almacenamiento térmico. Se han mostrado dos posibles soluciones. Una de ellas consiste en representar la entalpía del PCM en función de la temperatura mediante una ecuación polinómica, mientras que la otra representa el calor latente del PCM como una función Delta de Dirac superpuesta al calor específico del material.

3. Instalación experimental y planificación de ensayos

3.1. Introducción

En este capítulo se describirá el desarrollo experimental que se ha llevado a cabo para la obtención de los ensayos de funcionamiento del sistema de compresión de vapor y del uso de un depósito de almacenamiento térmico mediante material de cambio de fase.

En primer lugar, se realizará una descripción de la instalación experimental sobre la que se llevarán a cabo los ensayos necesarios para caracterizar los componentes del sistema de climatización propuesto. Se detallará la instrumentación utilizada para la obtención de las mediciones, así como su precisión.

A continuación, se describirán los parámetros energéticos que se van a calcular, a partir de las variables medidas en los ensayos realizados, para determinar el funcionamiento de la instalación. Asimismo se calculará la incertidumbre en que se incurre debido a la precisión de los aparatos de medida.

Por último, se llevará a cabo una planificación detallada de los ensayos experimentales a realizar, identificando las variables de interés a monitorizar, así como los objetivos que se persiguen con los mismos.

3.2. Descripción de la instalación

Para la realización de los ensayos y la validación del modelo que represente el comportamiento del sistema de climatización propuesto, se ha adaptado una instalación experimental completamente monitorizada compuesta por un circuito principal que simula el comportamiento de un ciclo de compresión de vapor y dos circuitos secundarios que operan como focos de disipación (Figura 3.1).

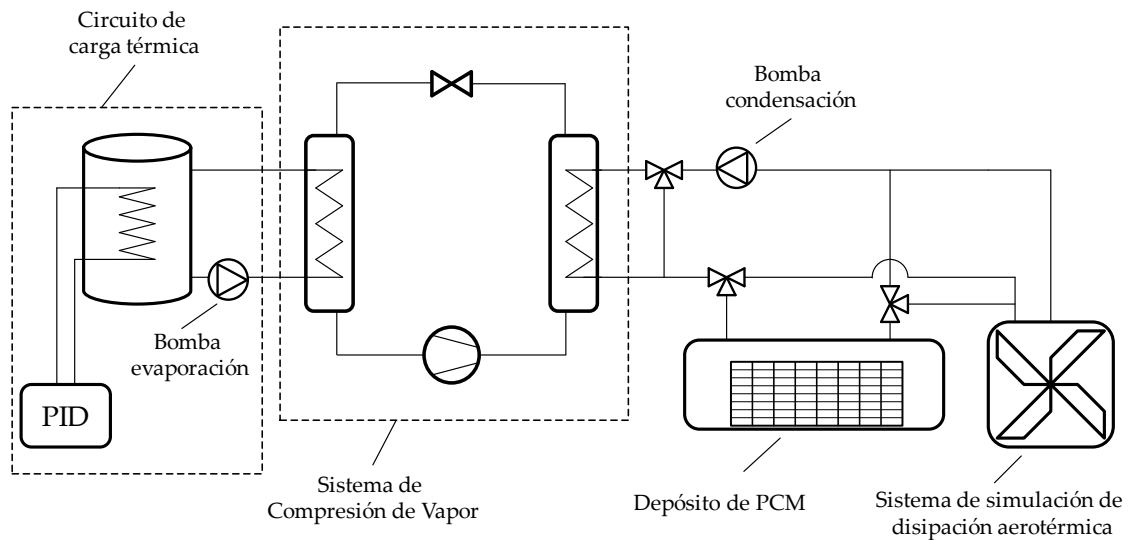


Figura 3.1 Esquema de la instalación experimental utilizada para la realización de los ensayos

Los circuitos secundarios utilizados en el banco de pruebas experimental son los definidos a continuación:

- Por el lado de evaporación, el circuito de carga térmica permite simular la estancia a climatizar y dispone de un depósito con una mezcla de agua y glicol, con temperatura controlada mediante un PID que modula la alimentación eléctrica de un conjunto de resistencias sumergidas en el tanque.
- Por el lado de condensación, existe la posibilidad de utilizar dos focos de disipación diferentes: un sistema de disipación aerotérmica y el depósito de acumulación térmica mediante PCM, los cuales son las dos alternativas objeto de comparación de esta tesis doctoral.

Esta instalación está conectada a un PC mediante un sistema de adquisición de datos SCXI de National Instruments que recibe las mediciones y las procesa. Se ha desarrollado un software que monitoriza y almacena los valores de los principales parámetros de funcionamiento del sistema en un breve periodo de tiempo.

3.2.1. Sistema de compresión de vapor

El sistema de compresión de vapor utilizado para simular el comportamiento como enfriadora es un banco de ensayos completamente monitorizado (Figura 3.2).



Figura 3.2 Sistema de compresión de vapor

La instalación consta de cuatro elementos principales enumerados a continuación:

- Un condensador aislado carcasa tubos (1-2) Cofrica RS-25, con un área de intercambio térmico externa de 2.87 m^2 donde el refrigerante fluye por la carcasa mientras que el fluido secundario pasa a través de los tubos (Figura 3.3a).
- Un compresor alternativo abierto Bitzer V impulsado por un motor eléctrico de 7.5 kW y accionado por un variador de frecuencia (Figura 3.3b).
- Un evaporador de placas SWEP B25Tx20 con un área de transferencia de calor de 1.13 m^2 totalmente aislado (Figura 3.3c).
- Una válvula de expansión termostática Danfoss compatible con R134a (Figura 3.3d).

La instalación utiliza como refrigerante el fluido R134a, uno de los fluidos utilizados en enfriadoras de agua para instalaciones de climatización. La Tabla 3.1 muestra las principales propiedades de este refrigerante.

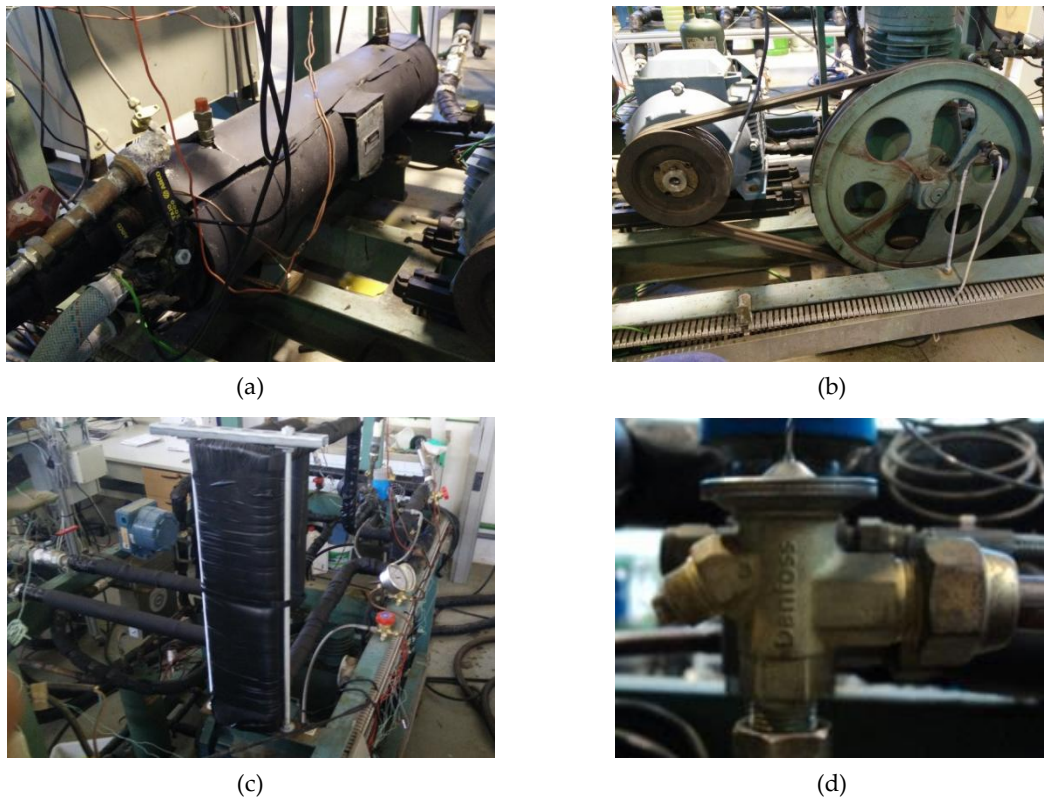


Figura 3.3 Principales elementos del sistema de compresión de vapor: condensador (a), compresor (b), evaporador (c) y válvula de expansión (d).

Propiedad	Unidades	
Fórmula química		CH ₂ F-CF ₃
Peso molecular	(kg kmol ⁻¹)	102
Punto de ebullición	(°C)	-26.2
Punto de congelación	(°C)	-101
Temperatura crítica	(°C)	101.1
Presión crítica	(bar)	40.67
Presión de vapor (25°C)	(bar)	6.657
Densidad del líquido (25°C)	(kg L ⁻¹)	1.206
Densidad del vapor (25°C)	(kg m ⁻³)	32.25
Calor específico del líquido (25°C)	(kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	1.425
Calor específico del vapor (25°C)	(kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	1.032
Conductividad térmica del líquido (25°C)	(mW m ⁻¹ K ⁻¹)	81.13
Conductividad térmica del vapor (25°C)	(mW m ⁻¹ K ⁻¹)	13.82

Tabla 3.1 Principales propiedades térmicas del refrigerante R134a.

3.2.2. Circuito de carga térmica

Para poder analizar el comportamiento del sistema de climatización en condiciones normales de funcionamiento es necesario disponer de una carga térmica que permita representar el local a



Figura 3.4 Depósito de carga térmica.

climatizar. Para ello se dispone de un depósito térmicamente aislado (Figura 3.4) que cuenta con un conjunto de resistencias eléctricas con una potencia máxima de 15kW. Estas resistencias son reguladas mediante un controlador PID, permitiendo fijar la temperatura en el interior del tanque.

El fluido caloportador es una mezcla comercial de agua y glicol (Tabla 3.2). Para el trasiego del fluido se dispone de una bomba de frecuencia variable que nos permite controlar el caudal circulante y, por tanto, el salto térmico a la entrada y la salida del circuito secundario. De este modo, el SCV puede trabajar bajo unas condiciones de evaporación controladas.

Propiedad	Unidades	
Temperatura de congelación	(°C)	-41
Densidad (25°C)	(kg m ⁻³)	1075.89
Densidad (5°C)	(kg m ⁻³)	1087.01
Calor específico (25°C)	(kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	3.34
Calor específico (5°C)	(kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	3.26
Conductividad térmica (25°C)	(W m ⁻¹ K ⁻¹)	0.40
Conductividad térmica (5°C)	(W m ⁻¹ K ⁻¹)	0.41
Viscosidad cinemática (25°C)	(mm ² s ⁻¹)	3.82
Viscosidad cinemática (5°C)	(mm ² s ⁻¹)	7.90

Tabla 3.2 Principales propiedades térmicas de la mezcla de agua y glicol utilizada en el circuito de carga térmica.

3.2.3. Circuito de simulación de disipación aerotérmica

La instalación experimental cuenta con un circuito de disipación compuesto, por una parte, por un aerodisipador BTU AB-223 6M con una potencia térmica de disipación de 35.5kW (Agua 85°/75°C, Aire 15/53°C) y un consumo eléctrico de 190W; y, por otra parte, una enfriadora CLIMA ROCA YORK LCA-90-1-21/B de 7.9kW de potencia (Figura 3.5). Se utilizará agua como fluido de trabajo en este circuito.

El aerodisipador tendrá dos usos principales en los ensayos experimentales. En primer lugar, se utilizará como una de las dos alternativas de disipación que se pretenden comparar en la presente tesis: la disipación aerotérmica. En segundo lugar, se utilizará para la disipación del calor acumulado en el depósito tras su uso, es decir, para solidificar los PCM.

Por otro lado, la enfriadora se utilizará como apoyo al aerodisipador en el caso de que una temperatura ambiente elevada no permita la realización de los ensayos de enfriamiento del PCM al no poderse enfriar el agua proveniente del depósito de PCM hasta una temperatura que permita la correcta solidificación de este material.

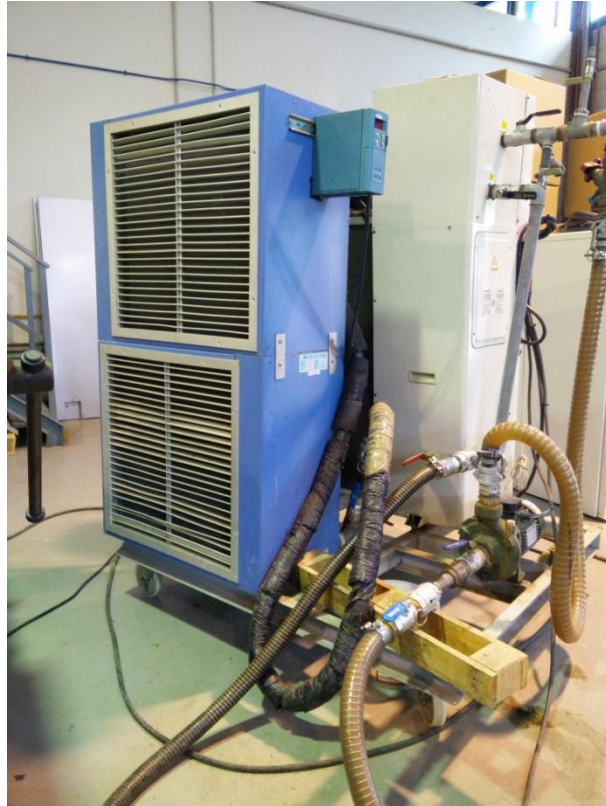


Figura 3.5 Aerodisipador y enfriadora.

3.2.4. Depósito de PCM

El depósito de almacenamiento térmico consiste en un tanque de material polimérico, de dimensiones exteriores 3 x 0.75 x 0.75 metros (Figura 3.6), conectado al condensador en paralelo al conjunto aerodisipador-enfriadora, siendo la segunda alternativa de disipación del sistema.



Figura 3.6 Depósito de almacenamiento térmico.

En su interior se han dispuesto 192 contenedores de PCM divididos en 16 alturas de 12 unidades por altura. El calor latente total de los PCM es de algo más de 50kWh, cantidad que permite disipar 6kW térmicos (valor razonable para una vivienda unifamiliar o un comercio de pequeño tamaño) durante algo más de 8 horas.

Los contenedores de PCM se han colocado en el centro del tanque dejando dos espacios de medio metro de longitud a ambos extremos para la correcta homogeneización del flujo de agua (Figura 3.7). El agua se introduce y extrae del depósito mediante conductos de PVC en forma de T con múltiples perforaciones para conseguir una mejor mezcla del agua.

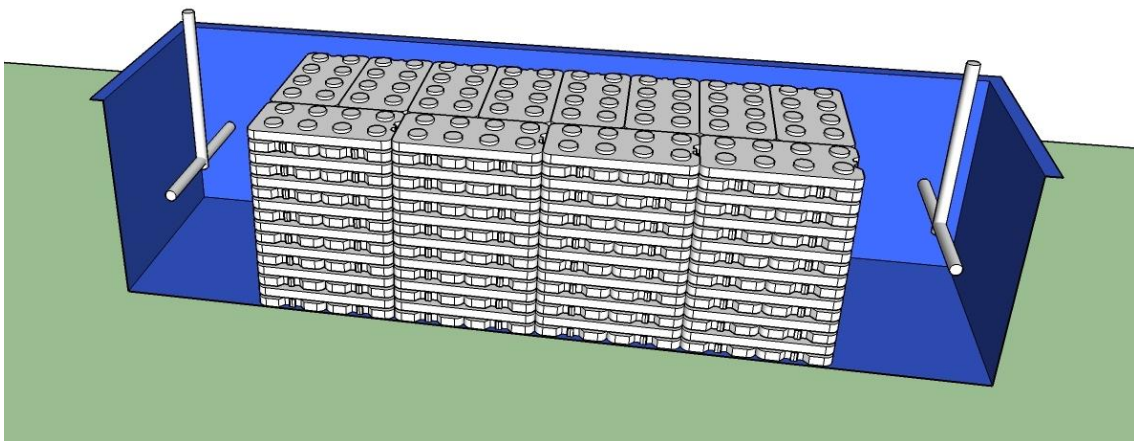


Figura 3.7 Disposición de los contenedores de PCM en el interior del tanque.

El PCM que se va a estudiar en el presente trabajo de tesis es el S27 de la empresa británica PCM Products Ltd. Se trata de una sal hidratada comercial con un punto de fusión de 27°C. Las principales características de este producto se muestran en la Tabla 3.3. El calor latente del material se ha obtenido del estudio realizado por Barreneche et al. [49].

Propiedad	Unidades	Valor
Temperatura de fusión	(°C)	27
Densidad	(kg m ⁻³)	1530
Calor latente	(kJ kg ⁻¹)	150
Calor específico	(kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	2.20
Conductividad térmica	(W m ⁻¹ K ⁻¹)	0.540

Tabla 3.3 Propiedades de la sal hidratada S27.

El PCM S27 viene encapsulado en contenedores de Polietileno de Alta Densidad (PEAD) de 500 mm de largo, 250 mm de ancho y 32 mm de alto (Figura 3.8).

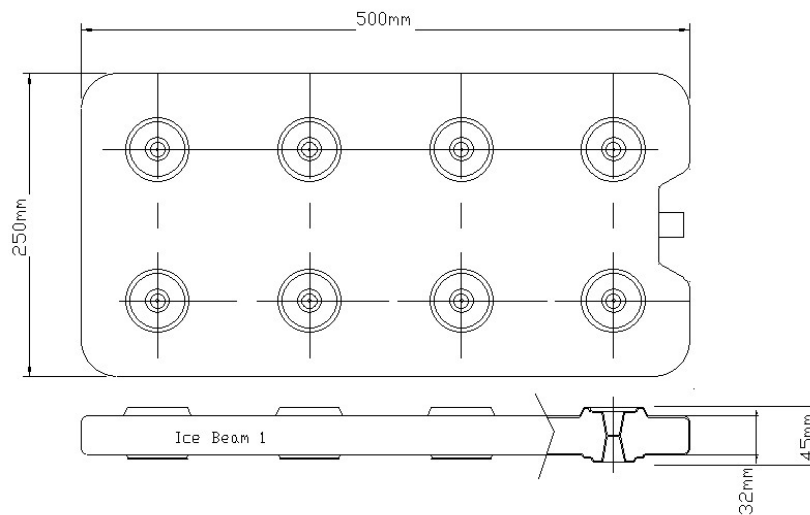


Figura 3.8 Contenedor del PCM [50].

3.3. Instrumentación

Para la correcta evaluación del funcionamiento de la instalación y la toma de resultados se han dispuesto una serie de sensores (Figura 3.9) a lo largo de los principales componentes.

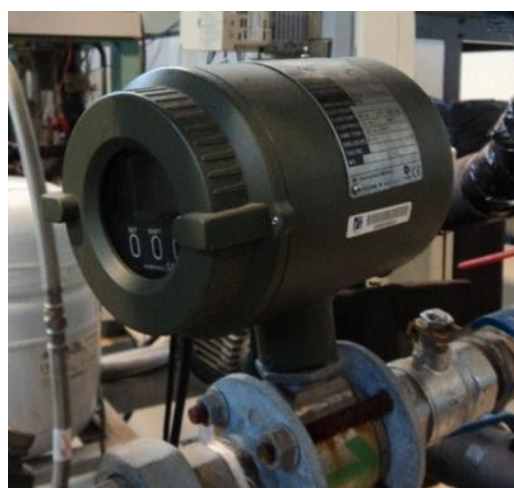
El sistema de compresión de vapor cuenta con termopares tipo K y transductores de presión a la entrada y salida de los principales componentes (compresor, evaporador, condensador y válvula de expansión). El caudal de refrigerante se mide mediante un caudalímetro de efecto Coriolis instalado en la línea de líquido, mientras que la potencia del compresor se mide mediante un vatímetro.

En los circuitos secundarios también se han instalado termopares tipo K a la entrada y salida del evaporador y condensador, así como en la entrada y salida del tanque de PCM.

El caudal del circuito de carga térmica así como el del circuito de disipación de calor (tanto para aerodisipador como para tanque de PCM) se miden mediante caudalímetros electromagnéticos.



(a)



(b)



(c)

Figura 3.9 Instrumentación de medición: Caudalímetro Coriolis (a), Caudalímetro electromagnético (b), Termopares y transductores de presión (c).

Las características principales de estos sensores se han resumido en la Tabla 3.4.

Parámetro	Sensor	Error de medición
Temperatura (K)	Termopares tipo K	$\pm 0.3K$
Presión (kPa)	Transductores de presión piezoeléctricos	$\pm 7kPa$
Caudal másico ($kg\ s^{-1}$)	Caudalímetro Coriolis	$\pm 0.22\%$ (medida)
Caudal volumétrico ($m^3\ s^{-1}$) (Circuitos secundarios) Rango: $147.278 \cdot 10^{-6} - 4908.611 \cdot 10^{-6}$	Caudalímetro electromagnético	$\pm 0.33\%$ (rango)
Potencia eléctrica (kW)	Vatímetro digital	$\pm 0.152\%$ (medida)

Tabla 3.4 Características de los sensores de la instalación.

La Figura 3.10 muestra un esquema de la ubicación de los sensores así como de las variables medidas. En la Tabla 3.5 puede verse una descripción de los símbolos que se utilizarán para representar cada variable.

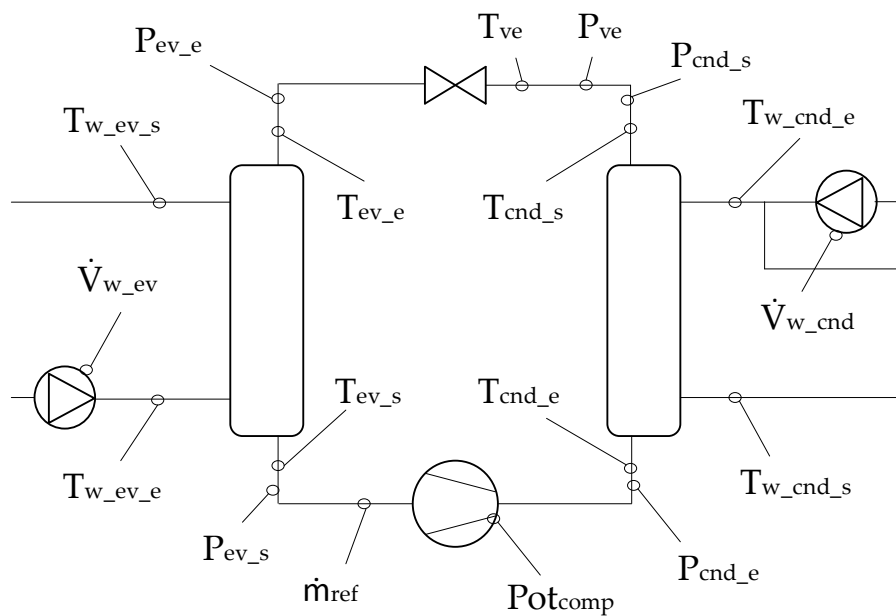


Figura 3.10 Ubicación de los sensores y variables medidas.

Símbolo	Descripción
T_{ev_e}	Temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador (°C)
T_{ev_s}	Temperatura del refrigerante a la salida del evaporador (°C)
T_{cnd_e}	Temperatura del refrigerante a la entrada del condensador (°C)
T_{cnd_s}	Temperatura del refrigerante a la salida del condensador (°C)
T_{ve}	Temperatura del refrigerante a la entrada de la válvula de expansión (°C)
$T_{w_{ev_e}}$	Temperatura del fluido secundario a la entrada del evaporador (°C)
$T_{w_{ev_s}}$	Temperatura del fluido secundario a la salida del evaporador (°C)
$T_{w_{cnd_e}}$	Temperatura del fluido secundario a la entrada del condensador (°C)
$T_{w_{cnd_s}}$	Temperatura del fluido secundario a la salida del condensador (°C)
T_{dep_e}	Temperatura del fluido secundario a la entrada del depósito de PCM (°C)
T_{dep_s}	Temperatura del fluido secundario a la salida del depósito de PCM (°C)
P_{ev_e}	Presión del refrigerante a la entrada del evaporador (Pa)
P_{ev_s}	Presión del refrigerante a la salida del evaporador (Pa)
P_{cnd_e}	Presión del refrigerante a la entrada del condensador (Pa)
P_{cnd_s}	Presión del refrigerante a la salida del condensador (Pa)
P_{ve}	Presión del refrigerante a la entrada de la válvula de expansión (Pa)
\dot{m}_{ref}	Caudal másico del refrigerante (kg s^{-1})
\dot{V}_{ev}	Caudal volumétrico del fluido secundario en el evaporador ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$)
\dot{V}_{cnd}	Caudal volumétrico del fluido secundario en el condensador ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$)
Pot_{comp}	Potencia eléctrica consumida por el conjunto motor-compresor (W)

Tabla 3.5 Descripción de las variables medidas en la instalación experimental.

3.4. Principales parámetros energéticos

A partir de las mediciones realizadas por los sensores descritos en la sección 0 se calcularán los principales parámetros energéticos que definen el comportamiento de la instalación experimental.

En primer lugar se calcularán las entalpías del refrigerante a la entrada y salida de cada intercambiador. Estas entalpías quedan definidas para un refrigerante conociendo su presión y temperatura en ese punto ((Ec. 3.1), (Ec. 3.2), (Ec. 3.3) y (Ec. 3.4)). En el caso de la entalpía de entrada al evaporador, la temperatura y la presión del refrigerante no definen su entalpía ya que nos encontramos dentro de la campana de mezcla vapor-líquido. Por ello se utilizarán la temperatura y presión anteriores a la válvula de expansión para calcular la entalpía en ese

punto que coincidirá con la de entrada al evaporador ya que la expansión se considerará isoentálpica.

$$H_{cnd_e} = f(T_{cnd_e}, P_{cnd_e}) \quad (\text{Ec. 3.1})$$

$$H_{cnd_s} = f(T_{cnd_s}, P_{cnd_s}) \quad (\text{Ec. 3.2})$$

$$H_{ev_e} = f(T_{ve}, P_{ve}) \quad (\text{Ec. 3.3})$$

$$H_{ev_s} = f(T_{ev_s}, P_{ev_s}) \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Con estas entalpías se puede calcular la potencia térmica cedida por el refrigerante en el condensador (Ec. 3.5) así como la potencia térmica absorbida por el refrigerante en el evaporador (Ec. 3.6). Estas se calcularán como el producto del caudal másico de refrigerante y el incremento de entalpía en cada intercambiador:

$$q_{cnd} = \dot{m}_{ref} (H_{cnd_e} - H_{cnd_s}) \quad (\text{Ec. 3.5})$$

$$q_{ev} = \dot{m}_{ref} (H_{ev_e} - H_{ev_s}) \quad (\text{Ec. 3.6})$$

Estos parámetros también pueden calcularse del lado de los fluidos secundarios en ambos intercambiadores (Ec. 3.7) y (Ec. 3.8) a partir de las mediciones de temperatura a la entrada y salida de cada elemento y tomando la densidad (ρ) y calor específico (Cp) de cada fluido para la temperatura media:

$$q_{w_cnd} = \dot{V}_{cnd} \rho Cp (T_{w_cnd_s} - T_{w_cnd_e}) \quad (\text{Ec. 3.7})$$

$$q_{w_ev} = \dot{V}_{ev} \rho Cp (T_{w_ev_e} - T_{w_ev_s}) \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Del mismo modo, en el caso de disipar calor al depósito de almacenamiento térmico también se puede calcular la potencia térmica en el depósito (Ec. 3.9)

$$q_{dep} = \dot{V}_{w_cnd} \rho C_p (T_{dep_e} - T_{dep_s}) \quad (\text{Ec. 3.9})$$

También se calculará el rendimiento de la instalación (COP) como la relación entre la potencia térmica en el evaporador calculada del lado del refrigerante y la medición de consumo eléctrico del conjunto motor-compresor (Ec. 3.10):

$$COP = \frac{q_{ev}}{Pot_{comp}} \quad (\text{Ec. 3.10})$$

3.5. Análisis de incertidumbres

Los errores de medición de los aparatos de medida provocarán errores indirectos al realizar los cálculos de estos parámetros. Para trasladar estas incertidumbres utilizaremos la siguiente fórmula:

$$\varepsilon_{parametro} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left| \frac{\partial f(parametro)}{\partial x_i} \right|^2 \varepsilon_{instrumento,i}^2} \quad (\text{Ec. 3.11})$$

Se ha seleccionado un punto de funcionamiento promedio para poder calcular los errores asumiéndose estos aplicables al resto de puntos de funcionamiento. Los resultados pueden verse en la Tabla 2.1.

Parámetro calculado	Error
q _{cnd}	0.60%
q _{ev}	0.71%
q _{w_cnd}	7.73%
q _{w_ev}	8.69%
q _{w_dep}	7.63%
COP	0.72%

Tabla 3.6 Errores indirectos relativos de los parámetros calculados.

3.6. Planificación de los ensayos

Los ensayos que se han planificado en el presente apartado tienen como principal propósito caracterizar el comportamiento de los componentes del sistema de climatización para su posterior modelización. Se definirán los siguientes conjuntos de ensayos:

- Ensayos para la caracterización del sistema de compresión de vapor en modo enfriadora y validación del modelo de comportamiento.
- Ensayos para la caracterización del depósito de PCM y validación del modelo de comportamiento. Cubriendo, estos ensayos, el funcionamiento durante su calentamiento (descarga) y enfriamiento (carga). Asimismo, también se ha previsto el uso en funcionamiento intermitente.

En los siguientes subapartados se describirán, para cada conjunto de ensayos experimentales, los objetivos del experimento, las variables cuya influencia en la respuesta del sistema se desea estudiar (*factores tratamiento*), las fuentes de variación que, aun no deseándose estudiar, se considerarán para reducir su variabilidad (*factores nuisance*), el diseño experimental y las variables de interés que se monitorizarán como respuesta del sistema.

3.6.1. Ensayos para la caracterización del sistema de compresión de vapor

Para poder modelar el sistema de climatización con modelos de caja negra o caja gris, un primer paso consiste en caracterizar su comportamiento. En este sentido, se realizarán ensayos para la caracterización y desarrollo del modelo y ensayos para su validación. El objetivo de este experimento consiste en obtener un modelo numérico que permita determinar los principales parámetros energéticos del SCV en modo enfriadora a partir sus condiciones de operación.

El funcionamiento de una enfriadora depende de una serie de parámetros, algunos de los cuales son invariantes, mientras que otros pueden variar según las condiciones de operación.

Entre los primeros, se encuentran las características geométricas de los componentes como el área de intercambio térmico del condensador y el evaporador o el volumen de aspiración del compresor. Las propiedades del refrigerante constituyen otro parámetro de funcionamiento invariante.

Por el lado de los parámetros que sí pueden presentar variación y que, por lo tanto, son los que debemos considerar como variables independientes en el modelado de una enfriadora, se encuentran, por una parte, las condiciones de condensación y evaporación. Estas vienen determinadas por los caudales y temperaturas de entrada a los intercambiadores de los fluidos secundarios ($T_{w_cnd_e}$, \dot{V}_{cnd} , $T_{w_ev_e}$ y \dot{V}_{ev}). Por otra parte, el régimen de giro del compresor (N), junto con las condiciones de evaporación y condensación y el rendimiento volumétrico del compresor, definirán el caudal másico de refrigerante.

Además de estas variables, es necesaria una ecuación adicional para cerrar el sistema. Esta ecuación viene definida por la configuración de la instalación y depende de la carga de

refrigerante [51] y del ajuste de la válvula de expansión. En nuestro caso, dada la carga de refrigerante, podemos cerrar las ecuaciones con el grado de subenfriamiento en el condensador (GS), valor invariante fijado por el diseño del SCV, y el grado de recalentamiento en el evaporador (GR), que viene determinado por la configuración de la válvula de expansión [52].

Por otra parte, la temperatura ambiente determinará las pérdidas térmicas al exterior que, aunque se han tratado de minimizar mediante aislamiento térmico, pueden provocar pequeñas modificaciones en el punto de funcionamiento de la instalación.

Ya que el propósito de esta tesis es valorar el efecto que distintas estrategias de disipación tienen en el rendimiento de la instalación, se seleccionará como factores tratamiento las condiciones del fluido secundario en el condensador ($T_{w_cnd_e}$ y \dot{V}_{cnd}), mientras que se mantendrán constantes aquellas variables que influyen en el comportamiento del sistema y cuyo efecto no se pretende analizar. Esto permitirá, en primer lugar, un análisis más claro de los resultados ya que únicamente afectarán al rendimiento las variables de interés y, por otra parte, permitirá un diseño más sencillo del modelo (ver apartado 5.2).

Por ello, se fijarán las condiciones de funcionamiento en evaporación manteniendo fija la temperatura de retorno de agua fría ($T_{w_ev_e}$), objetivo del controlador PID, en torno a 12°C y el caudal del fluido secundario en evaporación (\dot{V}_{ev}) en un valor que, en condiciones normales de operación, permita obtener una temperatura de impulsión ($T_{w_ev_s}$) en el entorno de los 7°C, simulando las condiciones de funcionamiento de un sistema hidráulico convencional. Este último valor podrá oscilar ligeramente en función de la potencia térmica en el evaporador (q_{ev}) que puede variar según las condiciones de operación.

También se mantendrá fijo el régimen de funcionamiento del compresor y la configuración de la válvula de expansión que determina el GR. De esta forma, los dos únicos parámetros que definirán el punto de funcionamiento de la instalación y, por tanto, su rendimiento, serán la temperatura y el caudal del fluido secundario en el condensador.

Las variables de interés que se observarán en los experimentos serán: la potencia eléctrica consumida en el compresor, la potencia térmica absorbida por el refrigerante en el evaporador, la potencia térmica cedida por el refrigerante en el condensador y el COP de la instalación.

A continuación, se realiza un resumen de los factores a tener en cuenta en este conjunto de experimentos:

- Factores tratamiento: $T_{w_cnd_e}$ y \dot{V}_{cnd} .
- Factores “nuisance”:
 - Factores controlados: $T_{w_ev_e}$, \dot{V}_{ev} , N y GR
 - Factores no controlados: T_{amb}
- Variables de interés: Pot_{comp} , q_{cnd} , q_{ev} y COP

Se realizará un diseño factorial completo en el que se definirán tres niveles de la variable $T_{w_cnd_e}$ (20, 30 y 40 °C) y cuatro niveles de la variable \dot{V}_{cnd} (0.70, 0.95, 1.20 y 1.45 m³ h⁻¹), alrededor de las condiciones de diseño del sistema. La Tabla 3.7 muestra un resumen del diseño de los experimentos y en la Figura 3.11 se ha representado un esquema de los ensayos a realizar.

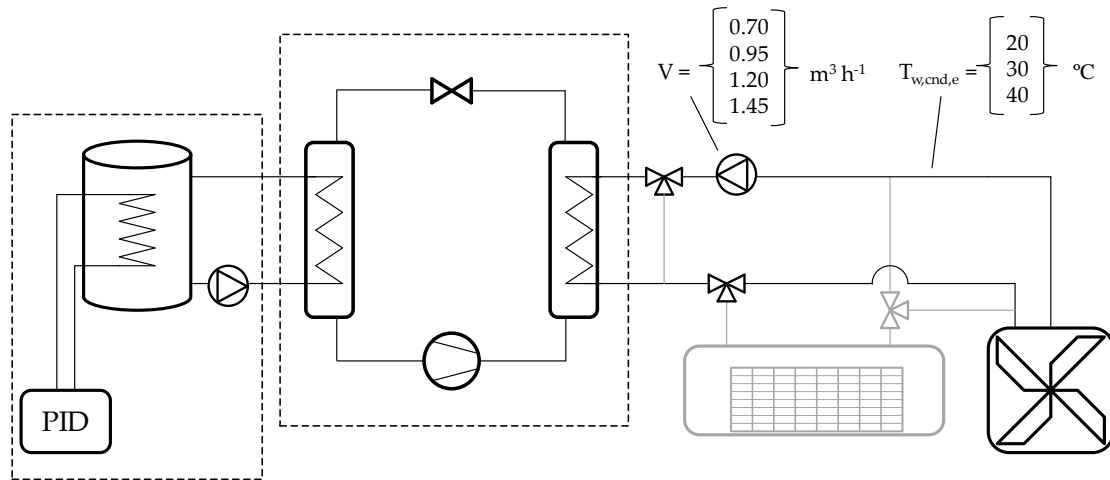


Figura 3.11 Esquema de los ensayos para la caracterización del SCV.

		Nivel de caudal ($\text{m}^3 \text{h}^{-1}$)			
		0.70	0.95	1.20	1.45
Nivel de temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	20	Ensayo 1.1	Ensayo 1.2	Ensayo 1.3	Ensayo 1.4
	30	Ensayo 1.5	Ensayo 1.6	Ensayo 1.7	Ensayo 1.8
	40	Ensayo 1.9	Ensayo 1.10	Ensayo 1.11	Ensayo 1.12

Tabla 3.7 Descripción de los ensayos para la caracterización del sistema de compresión de vapor.

Por otra parte, con el fin de minimizar la influencia en los resultados que pueda provocar el factor “nuisance” no controlado, así como las posibles oscilaciones que puedan existir en los factores “nuisance” controlados, se realizará cada ensayo tres veces dando lugar a un total de 36 mediciones.

Las mediciones obtenidas de estos ensayos deberán tomarse durante un funcionamiento estacionario de la instalación según normativa [53]. La instalación deberá estar funcionando, durante al menos 15 minutos, con todos los intercambiadores de calor en condiciones estables y sin modificar ningún parámetro que afecte a su funcionamiento, para considerar su estado estacionario. Una vez confirmado el estado estacionario en cada medición, se tomará, para cada ensayo, los últimos 5 minutos de la misma y se calculará la media de cada parámetro medido para reducir el efecto de posibles ruidos en las mediciones.

Adicionalmente a los 36 ensayos necesarios para desarrollar el modelo de la enfriadora, se realizarán otros 6 ensayos para su posterior validación. Estos últimos se realizarán con valores de temperatura y caudal del fluido secundario en condensación dentro de los rangos considerados anteriormente.

3.6.2. Ensayos para la caracterización del depósito de PCM

El otro componente de la instalación sobre el que se realizarán ensayos para obtener un modelo de comportamiento será el depósito de PCM. Este conjunto de ensayos tendrá dos objetivos. En primer lugar, se desea analizar el comportamiento del depósito de PCM como foco de disipación de una enfriadora. En segundo lugar, estas mediciones se utilizarán para validar el modelo propuesto en el capítulo 5.

Para ello, se realizarán ensayos de funcionamiento durante su calentamiento (descarga) y enfriamiento (carga). Así mismo, también se ha previsto el uso en funcionamiento intermitente.

3.6.2.1. Ensayos de calentamiento (descarga) del depósito de PCM

Los factores que determinan el proceso de calentamiento del depósito son el caudal de agua que llega al depósito (\dot{V}_{dep}) y la potencia térmica suministrada al mismo (q_{dep}) que también puede observarse a través de la temperatura de entrada al depósito ($T_{dep,e}$). Los ensayos de calentamiento del depósito tendrán una duración aproximada de 8 horas a lo largo de las cuales la temperatura del mismo irá aumentando. Este aumento supondrá un cambio en las condiciones de funcionamiento del SCV, lo que provocará que la potencia térmica suministrada al depósito no pueda mantenerse constante. Por este motivo, se mantendrán constantes las condiciones de operación del SCV y se monitorizará la potencia térmica suministrada.

Al tratarse de un experimento en el que se desea observar el comportamiento de un sistema que no permanecerá en estado estacionario, se deberá tener en cuenta la variación de estos factores a lo largo del tiempo y no como un valor puntual. Por lo tanto, se deberá considerar el perfil de potencia térmica suministrada al depósito (o el perfil de temperatura del agua de entrada al mismo).

La temperatura ambiente será un factor “nuisance” que provocará pérdidas al ambiente que pueden modificar ligeramente el comportamiento del depósito.

Otro factor que puede influir en el comportamiento del depósito es la configuración geométrica del mismo. Sin embargo, no es objeto de esta tesis el estudio de este factor, por lo que se mantendrá una configuración constante y no se considerará este factor en los ensayos.

La variable de interés en estos ensayos será la temperatura de salida del agua del depósito ($T_{dep,s}$). Del mismo modo que los factores tratamiento, en este caso también se deberá considerar el valor de esta variable a lo largo de todo el experimento.

A continuación, se realiza un resumen de los factores a tener en cuenta en este conjunto de experimentos:

- Factores tratamiento: \dot{V}_{dep}
- Factores “nuisance”:
 - Factores controlados: configuración del SCV, configuración del depósito de PCM.
 - Factores no controlados: T_{amb}
- Variables de interés: $T_{dep,s}$

En cada ensayo se partirá de una temperatura inferior a la de fusión del PCM para terminar el mismo cuando el tanque entregue una temperatura holgadamente superior a la de fusión del PCM. Estas temperaturas, inicial y final, del ensayo se seleccionarán de forma que pueda apreciarse completamente el proceso de cambio de fase del PCM, aproximadamente $T_f \pm 10^\circ\text{C}$.

Se realizarán ensayos en los que se utilizarán cuatro niveles del único factor tratamiento, el caudal de agua (0.70, 0.95, 1.20 y 1.45 $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$). Cada ensayo se realizará dos veces para comprobar que no exista una variación significativa en la variable de interés debida a los factores “nuisance”. La Tabla 3.8 muestra un resumen del diseño de los experimentos y en la Figura 3.12 se ha representado un esquema de los ensayos a realizar.

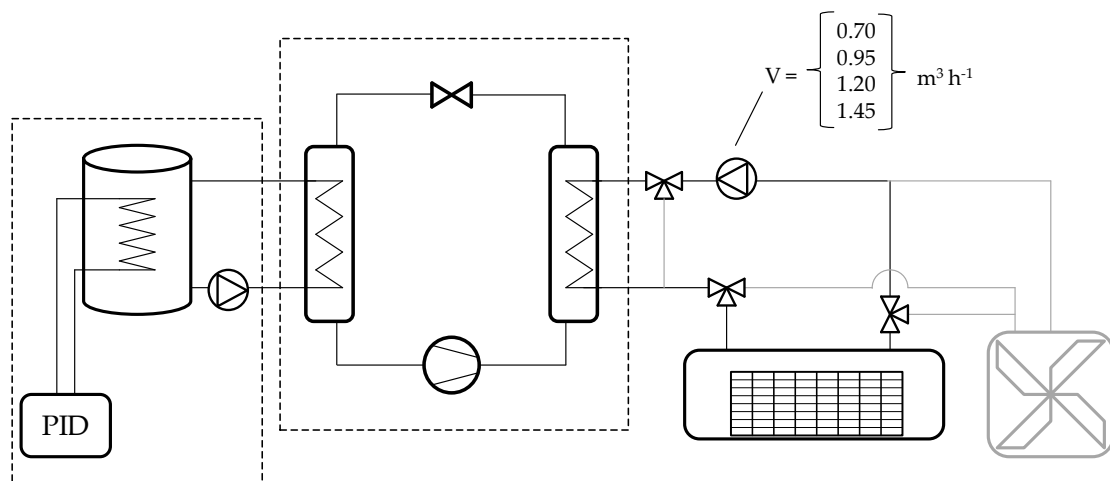


Figura 3.12 Esquema de los ensayos para la caracterización depósito de PCM durante su calentamiento.

	Nivel de caudal ($\text{m}^3 \text{h}^{-1}$)			
	0.70	0.95	1.20	1.45
Primera tanda	Ensayo 2.1	Ensayo 2.2	Ensayo 2.3	Ensayo 2.4
Segunda tanda	Ensayo 2.5	Ensayo 2.6	Ensayo 2.7	Ensayo 2.8

Tabla 3.8 Descripción de los ensayos para la caracterización del depósito de PCM durante su calentamiento.

Tras la realización de los ensayos descritos en este apartado se decidió, adicionalmente, realizar un ensayo con un nivel inferior de potencia térmica disipada en el depósito, con el fin de comprobar, también, la validez del modelo del depósito de PCM en estas condiciones de funcionamiento. Se realizó un único ensayo con una potencia térmica q_{dep} aproximadamente un 15% inferior a la del resto y con un caudal de $0.95 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$.

3.6.2.2. Ensayos de enfriamiento (carga) del depósito de PCM

Otro aspecto importante en el funcionamiento del sistema de climatización que se va a estudiar es el enfriamiento del depósito de PCM. Aunque el modelo obtenido del apartado anterior se utilizará tanto para calentamiento como enfriamiento del depósito, será necesario validarlo también durante su enfriamiento. Por lo tanto, el objetivo de estos ensayos será disponer de datos experimentales del proceso de enfriamiento del depósito para validar el modelo propuesto.

En estos ensayos se utilizará un aerodisipador para disipar el calor acumulado en el depósito al ambiente. Estas mediciones se llevarán a cabo por la noche para conseguir temperaturas lo suficientemente bajas. En el caso de que la temperatura ambiente no sea lo suficientemente baja, se utilizará la enfriadora del circuito de disipación de calor como apoyo.

Los factores que determinan el proceso de enfriamiento del depósito de PCM son los mismos que determinan el proceso de calentamiento descritos en el apartado 3.5.2: el caudal de agua que llega al depósito (\dot{V}_{dep}) y la potencia térmica que se extrae de él (q_{dep}) que, nuevamente, puede observarse a través de la temperatura de entrada al depósito (T_{dep_e}). Sin embargo, a diferencia de los ensayos de calentamiento del depósito, en este caso, la potencia térmica extraída del depósito dependerá de la temperatura ambiente, por lo que, no solo variará a lo largo de los ensayos, si no que, además, no podremos controlar esta variación.

Sin embargo, ya que estos ensayos únicamente se utilizarán para validar el modelo propuesto para el depósito de PCM, será suficiente con obtener una medición de los factores tratamiento, independientemente de si podemos controlarlos o no.

La variable de interés en estos ensayos será la temperatura de salida del depósito (T_{dep_s}). Igual que para el calentamiento del depósito, se considerará esta variable a lo largo de todo el experimento para comparar su perfil con el obtenido del modelo.

A continuación se realiza un resumen de los factores a tener en cuenta en este conjunto de experimentos:

- Factores tratamiento: \dot{V}_{dep}
- Factores “nuisance”:
 - Factores controlados: configuración del depósito de PCM.
 - Factores no controlados: T_{amb} , q_{dep}
- Variables de interés: T_{dep_s}

Serán necesarios ensayos en los que se parta de una temperatura del depósito superior a la temperatura de fusión del PCM, finalizando el ensayo en una temperatura inferior a ésta, con la suficiente holgura como para apreciar el cambio de fase del material. En este caso, se utilizará una temperatura inicial del tanque aproximada de $T_f + 10^\circ\text{C}$ y se finalizará el ensayo cuando la temperatura de salida del tanque sea, al menos, de $T_f - 7^\circ\text{C}$. Aunque este valor vendrá condicionado por la temperatura ambiente. La Figura 3.13 muestra un esquema de los ensayos a realizar.

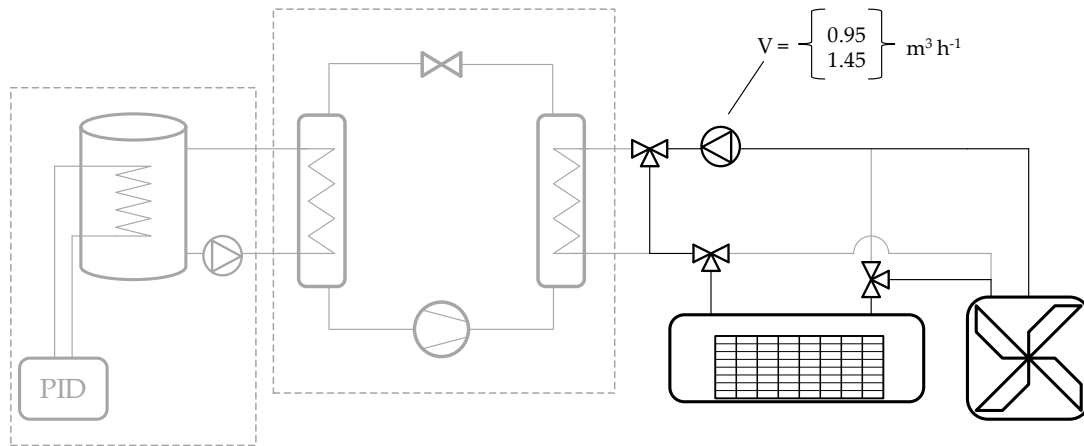


Figura 3.13 Esquema de los ensayos para la caracterización de un depósito de PCM durante su enfriamiento.

Se realizarán dos ensayos con dos niveles distintos de caudal (0.95 y $1.45 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$) para estudiar la validez del modelo durante el proceso de enfriamiento del depósito.

3.6.2.3. Ensayo de calentamiento intermitente del depósito de PCM

Uno de los principales problemas de los materiales de cambio de fase es su elevada resistencia térmica, tanto del material en sí como del contenedor, que provoca que, en algunas situaciones, a pesar de disponer de una gran capacidad térmica, no se pueda absorber o ceder la potencia térmica requerida.

En particular, en el caso de los depósitos de almacenamiento térmico, puede llegar a ocurrir que el fluido de trabajo haya alcanzado una temperatura que ya no resulte útil a pesar de que una parte del PCM todavía no haya completado el cambio de fase y, por lo tanto, aún disponga de energía en forma de calor latente que no vamos a poder utilizar.

Una forma de suministrar menor potencia al depósito es trabajar en un régimen intermitente, como ocurre en muchas aplicaciones de climatización. En este régimen intermitente de funcionamiento la enfriadora alternará periodos de funcionamiento en condiciones nominales con periodos de reposo.

Cuando la enfriadora esté disipando en el depósito, lo hará bajo las mismas condiciones que se han definido en los ensayos de calentamiento del depósito del apartado 3.6.2.1. Cuando la enfriadora esté en reposo no se suministrará potencia térmica al depósito, por lo que el agua del

mismo, que estará a mayor temperatura que el PCM cederá calor a éste reduciendo su temperatura. Cuando la enfriadora vuelva a ponerse en funcionamiento, el agua habrá reducido su temperatura y el PCM habrá absorbido energía en forma de calor latente. La potencia media cedida al depósito en este modo de funcionamiento será una media ponderada entre los periodos de funcionamiento y los de paro, siendo la potencia nula en los últimos.

El objetivo de este ensayo será disponer de una medición experimental para validar el modelo en condiciones de funcionamiento intermitente.

Los factores que influyen en el ensayo así como la variable de interés serán idénticos a los descritos en el apartado 3.6.2.1, a excepción del factor de carga (porcentaje de tiempo que la enfriadora está en funcionamiento).

Se realizará un único ensayo con el fin de validar el modelo para este funcionamiento intermitente y será con este modelo con el que se estudiará la influencia del factor de carga en el comportamiento del depósito.

En este ensayo, una vez alcanzada la temperatura de cambio de fase del PCM se alternarán periodos de 30 minutos de disipación en el depósito con periodos de 30 minutos en los que se apagará la enfriadora y se dejará el depósito en reposo permitiendo que el PCM y el agua intercambien calor hasta que alcancen (o se aproximen) a un estado de equilibrio. Se ha utilizado un caudal \dot{V}_{dep} de $1.20 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$.

3.7. Conclusiones

En este capítulo se ha descrito toda la componente experimental en la que se basan los resultados de esta tesis. Por una parte, se ha presentado la instalación experimental dispuesta para la realización de los ensayos, detallando la instrumentación utilizada para la toma de datos, así como las variables de interés que han sido monitorizadas para, posteriormente, calcular los parámetros energéticos que definirán el comportamiento de la instalación.

Por otra parte se ha realizado una planificación de los ensayos que serán llevados a cabo. Estos ensayos serán utilizados tanto para la evaluación experimental del comportamiento de cada uno de los sistemas que conforman la instalación de climatización con disipación usando depósito PCM, como para el desarrollo y posterior validación del modelo de comportamiento de cada uno de ellos. En esta planificación se han descrito los factores que influyen en la respuesta del sistema, así como las variables de interés que se monitorizarán en cada ensayo.

4. Análisis de resultados experimentales

4.1. Introducción

En este cuarto capítulo se realizará un análisis de los ensayos experimentales presentados en el capítulo anterior. Este análisis comprenderá tanto el SCV como el depósito de PCM. En primer lugar, se realizará una comprobación de las mediciones realizadas en el SCV mediante un balance térmico, comparando las potencias térmicas en el condensador y en el evaporador del lado del refrigerante y de los fluidos secundarios. También se realizará una comprobación de la repetibilidad del comportamiento del depósito de PCM frente a ciclos de calentamiento siendo utilizado como foco de disipación de la enfriadora. A continuación, se analizará la influencia que tienen las condiciones de condensación en los parámetros energéticos que definen su funcionamiento como enfriadora. Por último, se analizarán los ensayos de calentamiento, enfriamiento y calentamiento intermitente del depósito de almacenamiento térmico prestando especial atención al comportamiento del PCM.

4.2. Comprobación de las mediciones realizadas

En este apartado se realizará, por una parte, una comprobación de las mediciones realizadas en el SCV y, por otra parte, una comprobación de la repetibilidad del comportamiento del depósito de PCM durante ciclos de calentamiento completos funcionando como foco de disipación de la enfriadora.

Como medida para verificar la bondad de las mediciones tomadas del SCV, se ha realizado un balance térmico en evaporador y condensador. En estos balances se comprobará que la energía intercambiada en el condensador y en el evaporador sea similar calculada del lado del refrigerante y del lado del fluido secundario. Se comprobará que no exista una variación en estos valores superior al 10%.

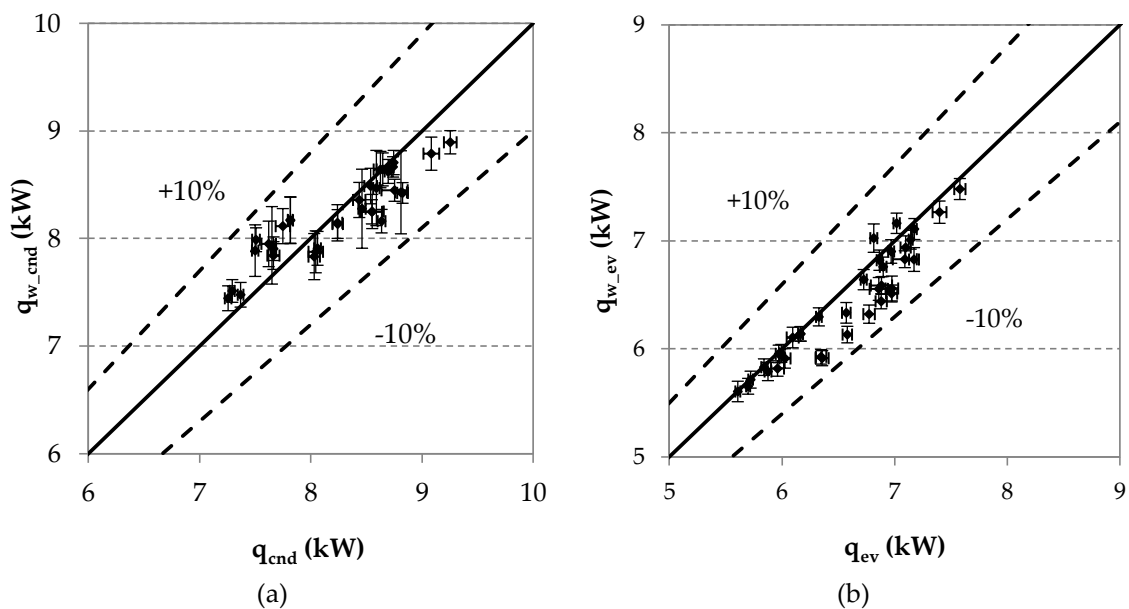


Figura 4.1 Balance térmico en el condensador (a) y en el evaporador (b)

La Figura 4.1a compara la potencia térmica intercambiada en el condensador, calculada del lado del refrigerante frente a la potencia térmica calculada del lado del fluido secundario. Por su parte, la Figura 4.1b compara la potencia térmica intercambiada en el evaporador, calculada del lado del refrigerante frente a la potencia térmica calculada del lado del fluido secundario.

Como puede observarse, los puntos se encuentran contenidos en un rango de coincidencia de $\pm 10\%$ siendo su desviación inferior al 5% en la mayoría de los casos.

A continuación, para poder obtener un modelo que represente el comportamiento del depósito de PCM, como se propone en la presente tesis, es necesario comprobar la repetibilidad de su comportamiento en ensayos con iguales condiciones.

Para comprobar dicha repetibilidad en su comportamiento, se ha realizado cada uno de los ensayos por duplicado en igualdad de condiciones (salvo la temperatura exterior que no puede ser controlada en el laboratorio). La Figura 4.2 muestra una comparación de las temperaturas de

entrada y salida del agua del depósito para los ensayos 2.3 y 2.7 mientras que en la Figura 4.3 se comparan las potencias térmicas almacenadas en el depósito de PCM en ambos ensayos.

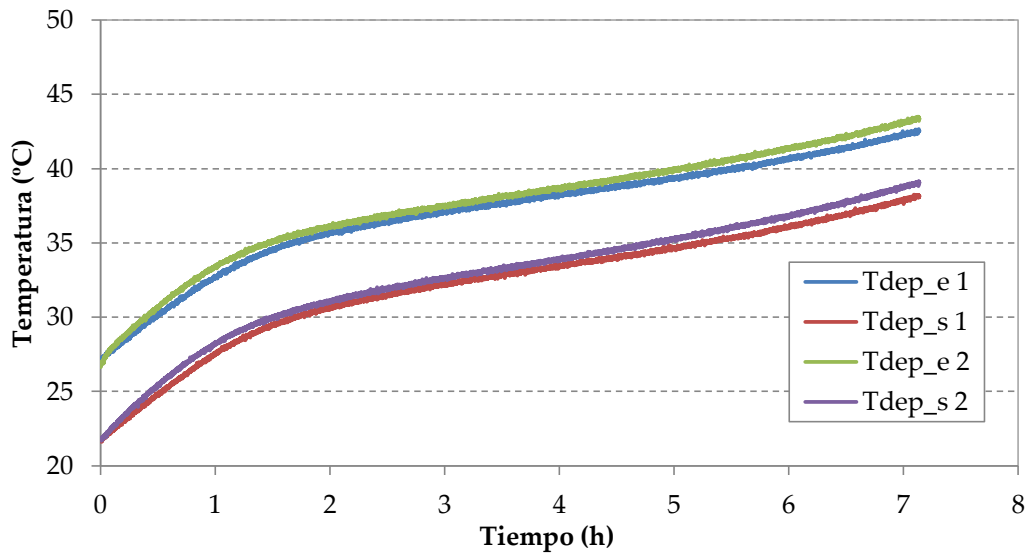


Figura 4.2 Comparación de temperaturas de entrada y salida al depósito en los ensayos 2.3 y 2.7.

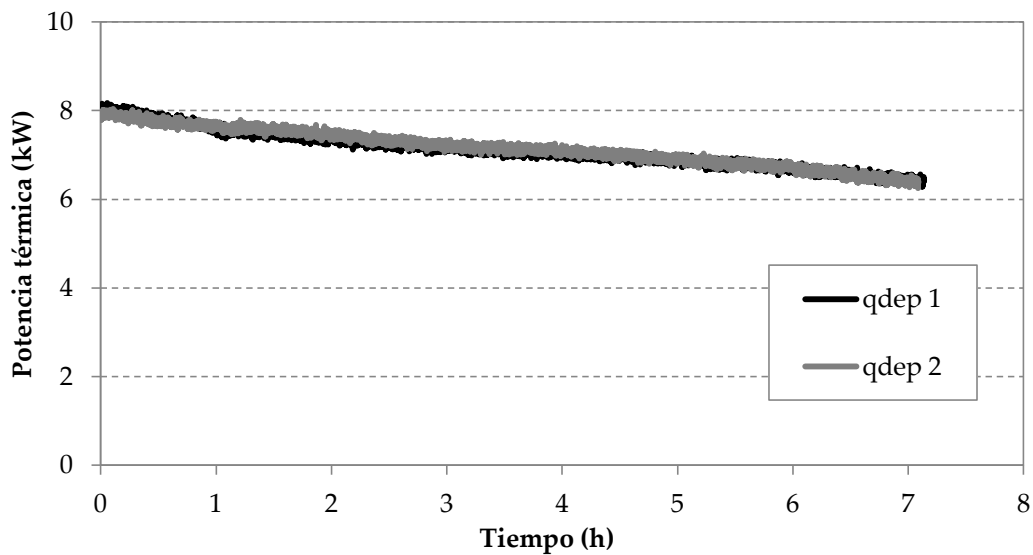


Figura 4.3 Comparación de las potencias térmicas almacenadas en el depósito en los ensayos 2.3 y 2.7.

Como puede observarse en las gráficas, el comportamiento del depósito de almacenamiento térmico tiene una elevada repetibilidad. Este comportamiento se observa también en las otras tres parejas de ensayos, apreciándose en todas ellas diferencias de temperaturas inferiores en todo momento a 2°C.

4.3. Análisis de las mediciones de la enfriadora

En este apartado se analizará, como se ha explicado en el capítulo anterior, el efecto de las condiciones de condensación en los parámetros de funcionamiento de una enfriadora para, en capítulos posteriores, poder ver cómo el uso de un sistema de almacenamiento térmico puede influir en ella modificando dichas condiciones.

Las dos variables que van a definir las condiciones de condensación serán la temperatura y el caudal del fluido secundario en el condensador. Por lo tanto, los ensayos llevados a cabo y descritos en el apartado anterior, han fijado las otras variables que determinan el funcionamiento de la enfriadora ($T_{w_ev_e}$, \dot{V}_{ev} , N y GR) para estudiar únicamente la influencia de aquellas dos variables en los principales parámetros energéticos de interés.

En primera instancia, el caudal y la temperatura del fluido secundario influyen, de forma directa, en la presión de condensación. Una mayor temperatura del fluido secundario obliga al SCV a trabajar a una mayor temperatura de condensación y, por lo tanto, a una mayor presión de condensación, para poder disipar el calor (Figura 4.4a). Por otra parte, un menor caudal del fluido secundario a una determinada temperatura de entrada obliga a un mayor salto térmico entre éste y el refrigerante, por lo que también supone un aumento de la presión de condensación (Figura 4.4b).

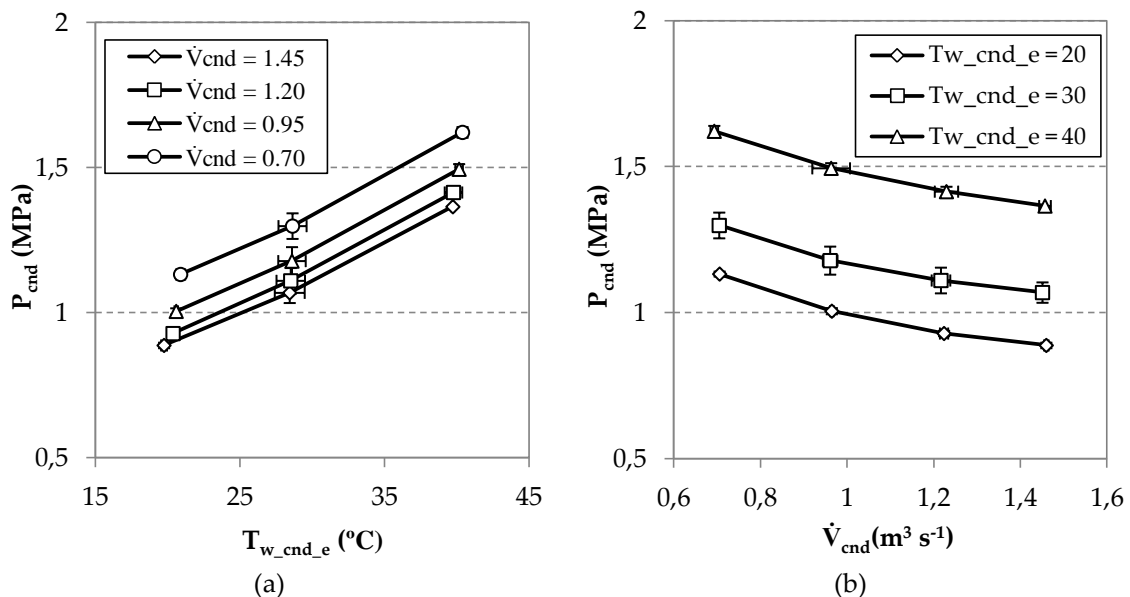


Figura 4.4 Efecto de la temperatura (a) y el caudal (b) del fluido secundario en la presión de condensación.

Como consecuencia de la mayor presión de condensación se obtiene una mayor tasa de compresión (cociente entre la presión de condensación y la de evaporación). Esto implica un mayor consumo del compresor para trasegar el refrigerante (Figura 4.5).

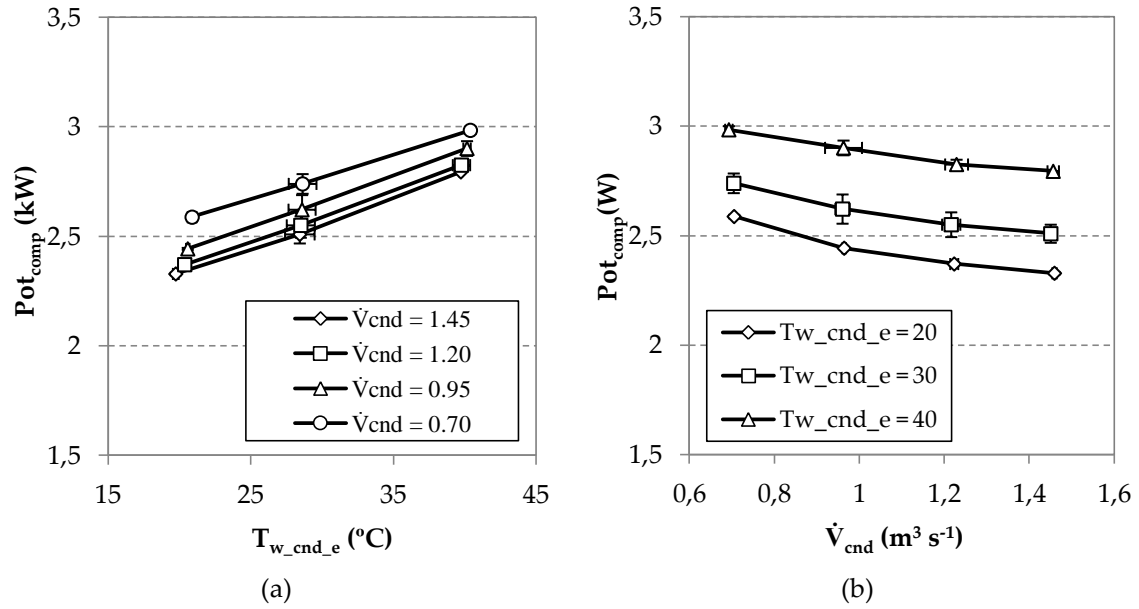


Figura 4.5 Efecto de la temperatura (a) y el caudal (b) del fluido secundario en la potencia consumida por el compresor.

Esta mayor tasa de compresión provoca, a su vez, un menor rendimiento volumétrico del compresor lo que conlleva un caudal de refrigerante menor (Figura 4.6). Como consecuencia de este menor caudal las potencias térmicas en los intercambiadores también se ven afectadas (Figura 4.7 y Figura 4.8).

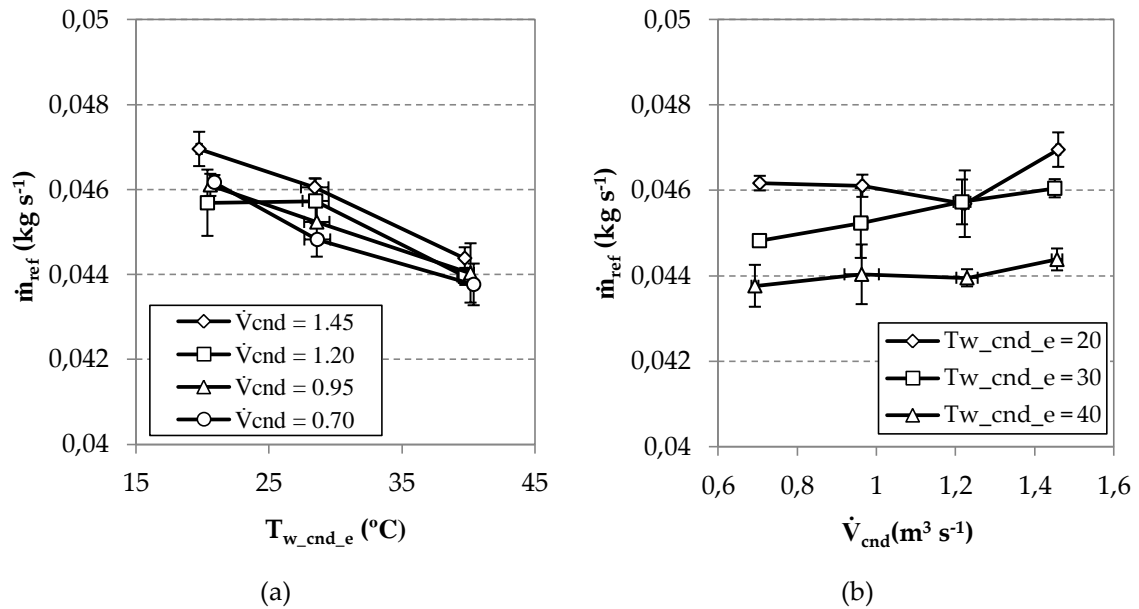


Figura 4.6 Efecto de la temperatura (a) y el caudal (b) del fluido secundario en el caudal másico de refrigerante.

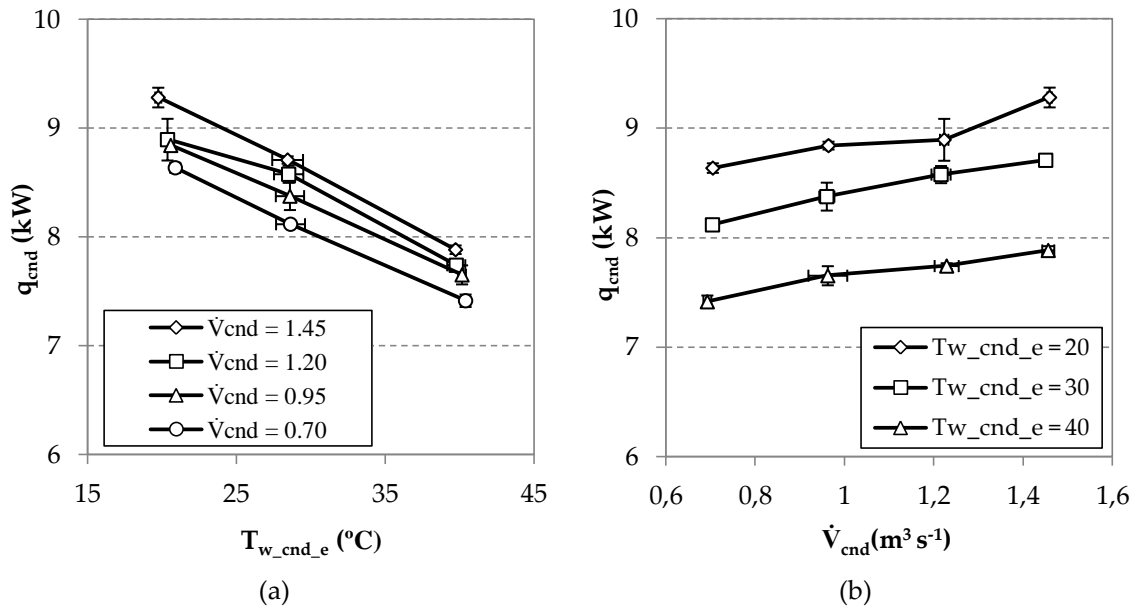


Figura 4.7 Efecto de la temperatura (a) y el caudal (b) del fluido secundario en la potencia térmica en el condensador.

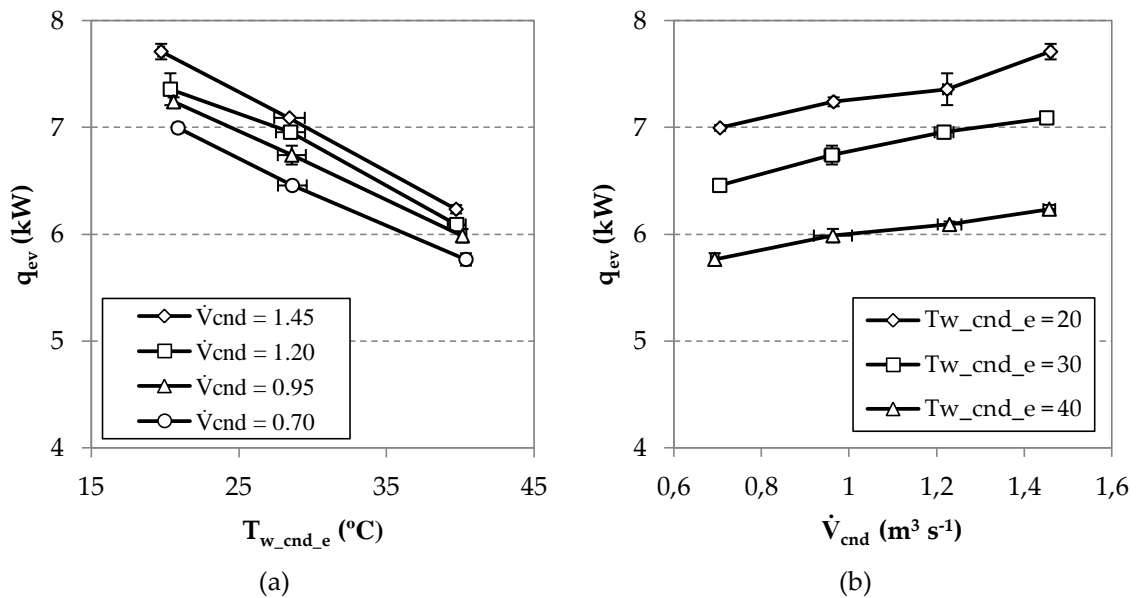


Figura 4.8 Efecto de la temperatura (a) y el caudal (b) del fluido secundario en la potencia térmica en el evaporador.

Finalmente, como consecuencia de un mayor consumo eléctrico en el compresor y de una menor potencia térmica extraída en el evaporador, el aumento en la presión de condensación provoca una disminución en el COP de la enfriadora (Figura 4.9).

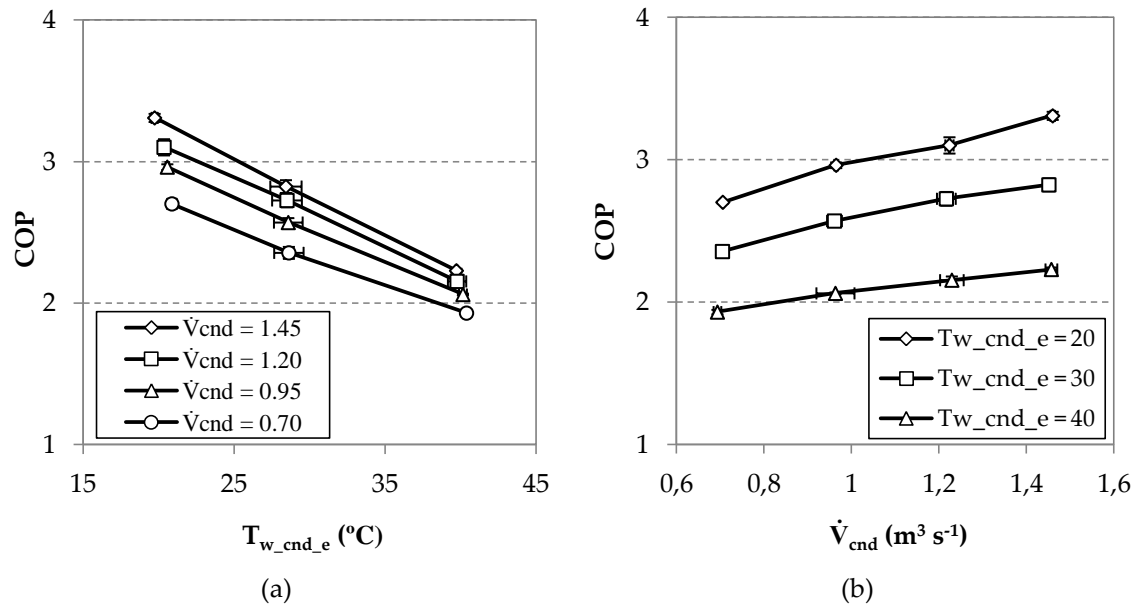


Figura 4.9 Efecto de la temperatura (a) y el caudal (b) del fluido secundario en el COP de la enfriadora.

Por lo tanto, se puede concluir que el COP de la instalación aumenta al aumentar el caudal del fluido secundario a una determinada temperatura de entrada del mismo en el condensador y disminuye al aumentar su temperatura de entrada a un determinado caudal, como cabría esperar.

4.4. Análisis de las mediciones del depósito de PCM

En este apartado se analizarán los ensayos experimentales de calentamiento, enfriamiento y calentamiento intermitente del depósito de almacenamiento térmico descritos en la planificación de ensayos. Se estudiará el comportamiento del PCM, así como su efecto en el comportamiento de la enfriadora.

4.4.1. Análisis de los ensayos de calentamiento (descarga) del depósito de PCM

Tal y como se describió en la planificación de los ensayos, para la realización de las mediciones experimentales en el depósito de PCM, se ha conectado el circuito secundario del condensador de la enfriadora al depósito de PCM. Se han fijado las variables que definen el funcionamiento de la enfriadora del mismo modo que se hizo en las mediciones realizadas para caracterizar el SCV. De este modo, el funcionamiento de la enfriadora depende únicamente de la temperatura y el caudal del fluido secundario en el condensador ($T_{w_cnd_e}$ y \dot{V}_{cnd}) que vienen determinados por el comportamiento del depósito.

Para este análisis se ha seleccionado arbitrariamente el ensayo 2.3 con un caudal de $1.20 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, siendo todas las observaciones y conclusiones que se obtengan extrapolables al resto de ensayos.

La Figura 4.10 muestra la evolución de las temperaturas de entrada y salida del agua del depósito a lo largo del ensayo.

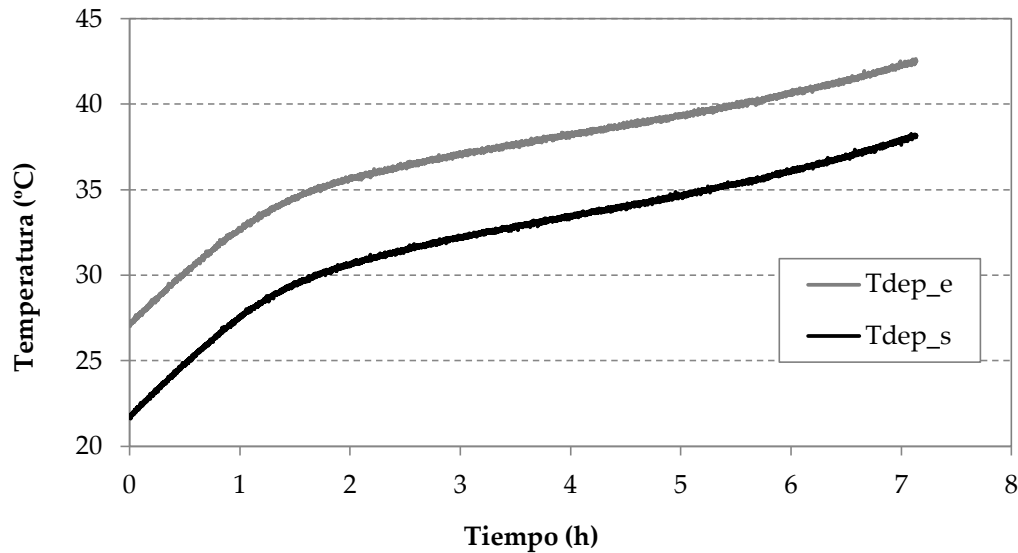


Figura 4.10 Temperatura de entrada y de salida del agua del depósito durante el ensayo 2.3.

En la gráfica pueden apreciarse tres zonas diferenciadas: una primera en la que el PCM absorbe calor sensible, una segunda en la que el PCM cambia de fase absorbiendo calor latente y una tercera en la que el PCM ha fundido y absorbe nuevamente calor sensible. La transición entre estas tres etapas no es brusca, sino más bien progresiva, especialmente la segunda, ya que, una vez fundida la mayor parte del PCM, aparece una resistencia por convección natural entre el PCM sólido y el contenedor que dificulta el intercambio térmico. Esto hace que el calor latente del PCM, cuando su fracción líquida es cercana a 1, sea difícil de aprovechar y se absorba progresivamente durante un periodo de tiempo mayor, mientras que el resto del PCM ya fundido está cediendo calor sensible.

Como consecuencia de este ascenso progresivo de la temperatura del agua de salida del depósito, existirá un aumento en la temperatura de entrada del agua al condensador. Esto provocará, como se ha visto en el apartado anterior, un aumento de la presión de condensación y, por consiguiente, una disminución de la potencia térmica, tanto en condensación como en evaporación (Figura 4.11), así como una disminución del COP (Figura 4.12).

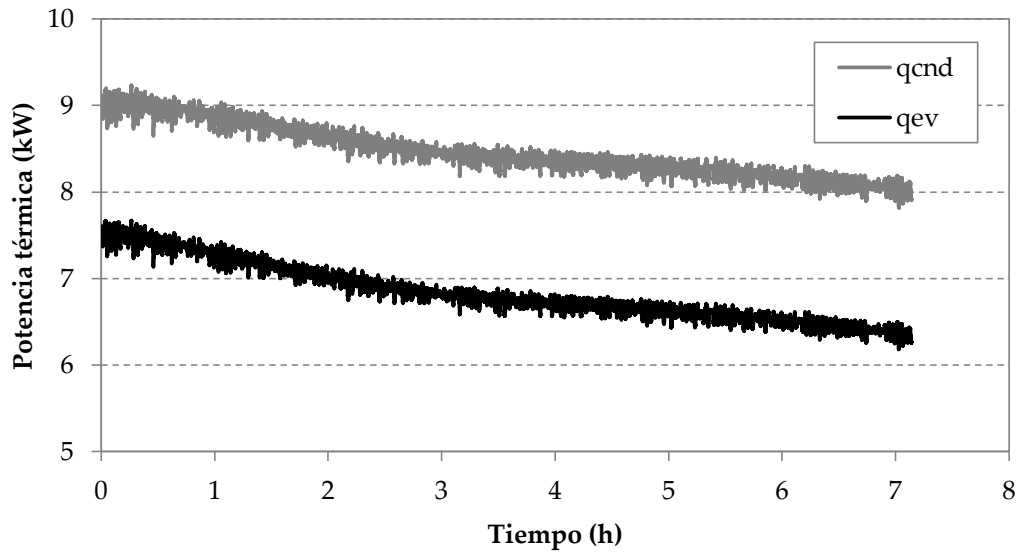


Figura 4.11 Potencia térmica en el condensador y evaporador del lado del refrigerante durante el ensayo 2.3.

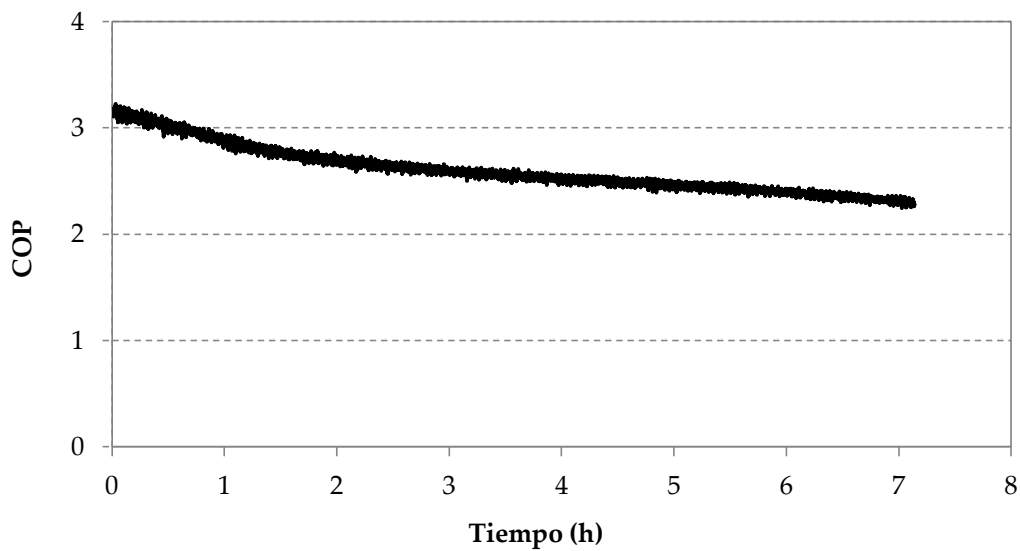


Figura 4.12 COP de la enfriadora durante el ensayo 2.3.

Como consecuencia de este progresivo descenso de la potencia disipada en el condensador (q_{cnd}) la potencia absorbida por el depósito de PCM (q_{dep}) también sufrirá un descenso similar (Figura 4.13). La diferencia entre estas dos potencias térmicas se debe a las pérdidas al ambiente, tanto en el propio condensador, como en las conducciones que lo conectan con el depósito.

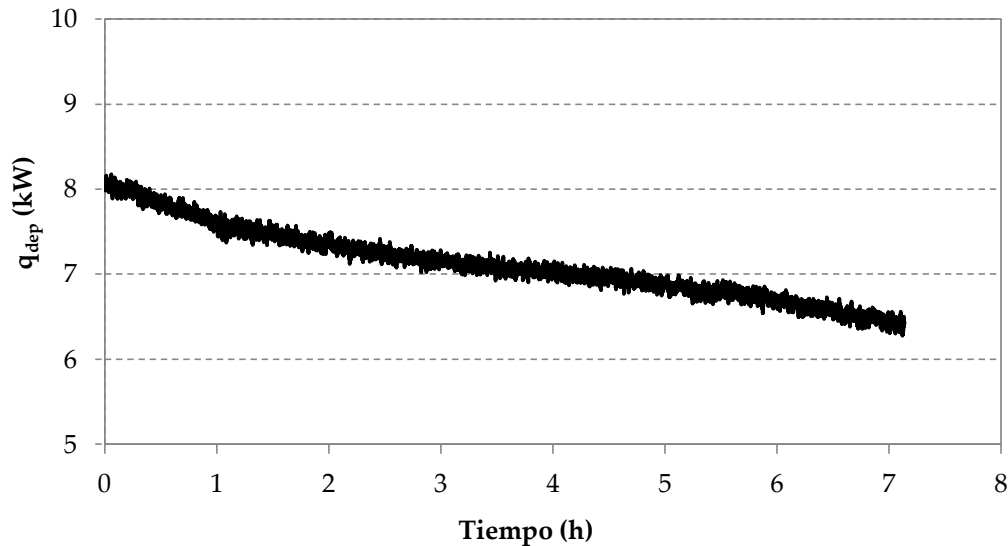


Figura 4.13 Potencia térmica cedida al depósito durante el ensayo 2.3.

Esta menor potencia a elevadas temperaturas también condiciona la pendiente de la curva de temperaturas de la Figura 4.10 haciendo que ésta sea menos acusada después del cambio de fase del PCM que antes de éste.

Para observar el comportamiento del PCM disipando en él una potencia constante y realizar un estudio a distintas potencias, deberemos utilizar un modelo que permita simular estas condiciones que no son reproducibles en la instalación experimental. Dichas simulaciones podrán verse posteriormente.

Por último, debido a la variación que provoca el caudal de condensación en la potencia de condensación del SCV, no es posible realizar una comparación correcta de la influencia del caudal en el comportamiento del depósito de PCM con este tipo de ensayos. No se podría distinguir el efecto en el depósito de PCM provocado por el caudal de condensación del efecto provocado por la potencia de condensación del SCV. Esta comparación se realizará también más adelante haciendo uso del modelo.

4.4.2. Análisis de los ensayos de enfriamiento (carga) del depósito de PCM

Una vez utilizado el depósito de PCM como foco de disipación, éste deberá ser enfriado de nuevo para su posterior uso. Este proceso será llevado a cabo de noche aprovechando el descenso de la temperatura ambiente. En los ensayos realizados ha sido necesario el apoyo de la enfriadora del circuito de disipación ya que la temperatura del laboratorio no posibilitaba el enfriamiento completo del PCM.

La Figura 4.14 muestra la temperatura de entrada y salida del depósito de PCM durante uno de los ensayos de enfriamiento del mismo. En ella puede apreciarse cómo la temperatura se estabiliza durante el cambio de fase del PCM. Una vez el PCM ha cambiado de fase, la

temperatura de salida del depósito tiende a estabilizarse, a diferencia de los ensayos de calentamiento en los que, tras el cambio de fase, la temperatura continuaba aumentando. Esto es debido a que, en este caso, se está disipando el calor del depósito contra la temperatura ambiente, siendo imposible que la temperatura del depósito descienda por debajo de este valor.

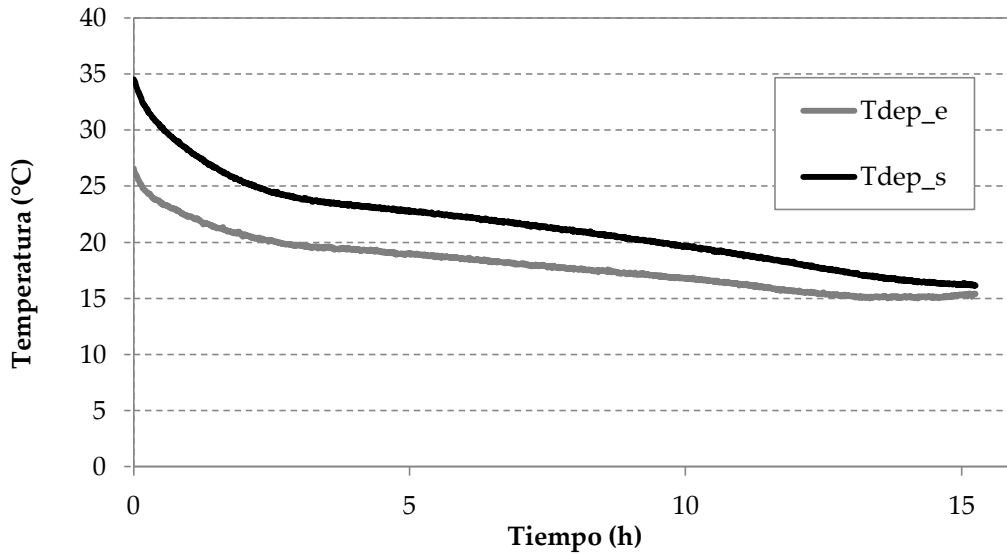


Figura 4.14 Temperatura de entrada y salida del depósito durante el ensayo de enfriamiento del depósito de PCM.

En la Figura 4.15 puede verse cómo la potencia extraída del depósito es muy elevada inicialmente, debido a la elevada diferencia entre la temperatura exterior y la temperatura del depósito. A continuación se estabiliza durante el cambio de fase del PCM y, posteriormente, desciende hasta casi anularse al no poderse extraer más calor del depósito.

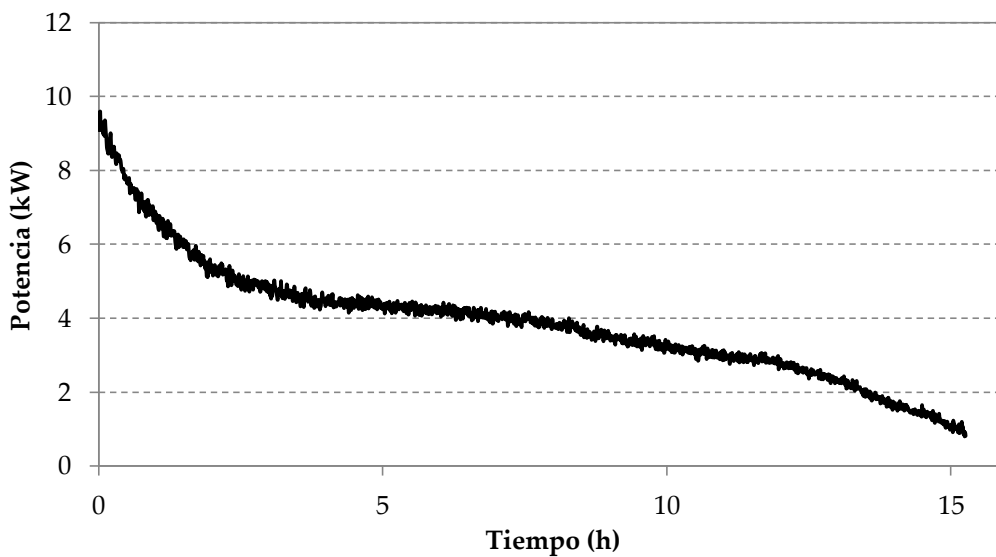


Figura 4.15 Potencia térmica disipada durante el ensayo de enfriamiento del depósito de PCM.

4.4.3. Análisis de los ensayos de calentamiento intermitente del depósito de PCM

Por último, se ha realizado un ensayo de funcionamiento intermitente de la instalación. Para ello, se han alternado, una vez superada la temperatura de cambio de fase del PCM, periodos de funcionamiento de 30 minutos con periodos de reposo de 30 minutos.

En la Figura 4.16 puede verse cómo, durante los periodos de funcionamiento, la temperatura del depósito se comporta de forma similar a los ensayos de calentamiento vistos anteriormente. Sin embargo, tras los periodos de reposo, la temperatura parte de un nivel inferior. Esto es debido, como se ha comentado en el capítulo anterior, a que el PCM, que se encuentra a una temperatura inferior a la del agua, intercambia calor con ésta durante los periodos de reposo, permitiendo un mejor aprovechamiento del calor latente del mismo.

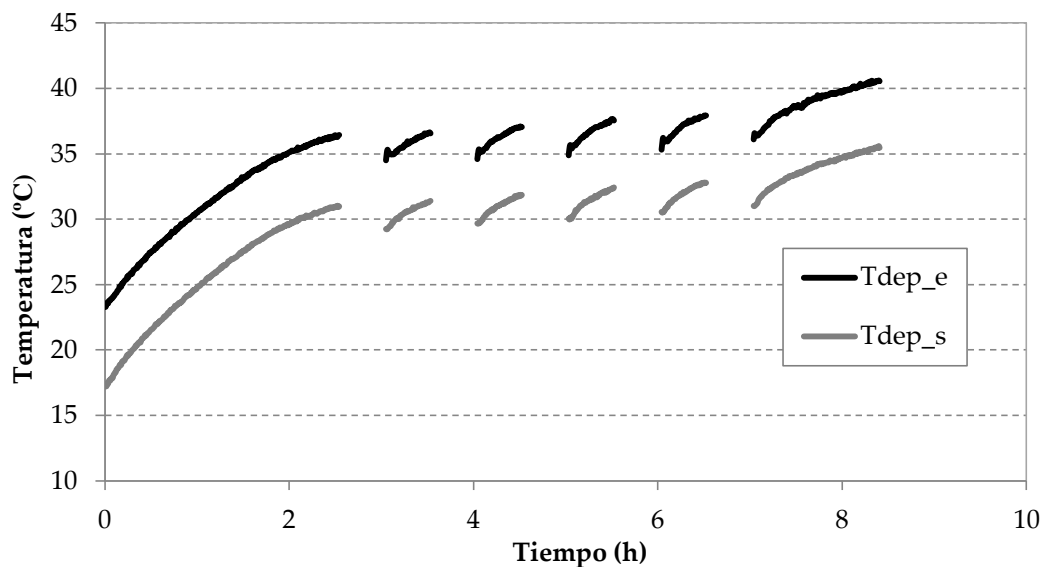


Figura 4.16 Temperatura de entrada y salida del depósito durante el ensayo de calentamiento intermitente del PCM.

Puede apreciarse cómo, ante un ensayo de calentamiento intermitente, la temperatura media del depósito durante el cambio de fase del PCM es algo inferior a la del ensayo de calentamiento continuo.

4.5. Conclusiones

En este apartado se han analizado los ensayos experimentales descritos en el apartado 3.6.

En primer lugar, se ha llevado a cabo una comprobación de los ensayos realizados en la enfriadora mediante un balance térmico en los intercambiadores, donde se ha comprobado que las desviaciones eran, en todas las mediciones, inferiores al 10%.

También se han comparado, dos a dos, los ensayos realizados en el depósito de PCM en iguales condiciones y se ha comprobado que el depósito muestra una repetibilidad en su comportamiento. En estos ensayos se observan perfiles de temperatura similares, siendo la diferencia de temperaturas entre ellos, en todos los casos, inferiores a 2°C.

A continuación, se ha analizado la influencia del caudal y la temperatura del fluido secundario en condensación en los principales parámetros energéticos de la enfriadora, observándose, como era de esperar, que el rendimiento de la instalación es mayor cuanto menor es la temperatura y mayor es el caudal.

Por el lado del depósito de PCM, se ha analizado su comportamiento frente a ensayos de calentamiento, enfriamiento y calentamiento intermitente. Se ha observado que existe una estabilización de la temperatura de salida del agua del depósito cuando se produce el cambio de fase del PCM. La potencia térmica almacenada en el depósito se estabilizaba durante el cambio de fase del PCM en los ensayos de calentamiento, disminuyendo ligeramente a continuación. Del mismo modo, la energía extraída del depósito en los ensayos de enfriamiento se estabilizaba durante el cambio de fase del PCM, tendiendo a cero tras completarse el cambio de fase y acercarse la temperatura del depósito a la temperatura ambiente.

En los ensayos de calentamiento intermitente se ha comprobado cómo, al alternar periodos en los que se almacena calor en el depósito con periodos de reposo, se concede más tiempo al PCM para intercambiar calor con el agua, con lo que la temperatura de salida del depósito se aleja menos de la temperatura de cambio de fase del PCM que en los ensayos de calentamiento continuo. Esto, según se ha visto en el análisis del SCV, supondrá un mayor rendimiento de la enfriadora.

Estos ensayos se utilizarán en el próximo capítulo de esta tesis para proponer y validar un modelo que simule el comportamiento de la instalación.

5. Modelización

5.1. Introducción

Tras la caracterización experimental del SCV y del depósito de PCM, en este capítulo se diseñará un modelo para la simulación de cada uno de los componentes de la instalación.

En primer lugar, se propondrá y validará un modelo de regresión que permita calcular los principales parámetros energéticos del funcionamiento del SCV como enfriadora, tomando como variables independientes el caudal y la temperatura de entrada al condensador del fluido secundario.

A continuación se propondrá un modelo que represente el comportamiento del depósito de almacenamiento térmico. Este modelo se validará comparando sus resultados con los ensayos experimentales realizados.

Por último, se propondrá un modelo del aerodisipador que permita obtener la potencia térmica disipada a partir del caudal y temperatura del agua y de la temperatura exterior.

El acoplamiento de estos modelos independientes permitirá realizar simulaciones del comportamiento del sistema con la ventaja, por una parte, de poder estudiar condiciones de funcionamiento que no puedan ser reproducidas en el laboratorio y, por otra parte, de permitir la realización de simulaciones en un tiempo mucho menor al que costaría su reproducción experimental.

5.2. Modelo del sistema de compresión de vapor

Como primer paso para la correcta modelización de todo el sistema de climatización, es necesario obtener un modelo que represente el funcionamiento del SCV en su funcionamiento como enfriadora.

Como ya se vio anteriormente, el funcionamiento de un SCV depende de una serie de parámetros, algunos de los cuales, vienen determinados por el diseño de la instalación, como el área de intercambio térmico del condensador y del evaporador, el tipo de refrigerante o el grado de subenfriamiento (GS). Otros parámetros pueden variar en función de las condiciones de operación como son los caudales y temperaturas de entrada al condensador y evaporador de los fluidos secundarios ($T_{w_cnd_e}$, \dot{V}_{cnd} , $T_{w_ev_e}$ y \dot{V}_{ev}), el régimen de giro del compresor (N) o el grado de recalentamiento (GR). Por último, la temperatura del ambiente se puede considerar como un ruido al provocar pequeñas variaciones en el funcionamiento del SCV debido a las pérdidas térmicas al ambiente.

Bajo estas condiciones se puede plantear un modelo que determine el comportamiento de la enfriadora (Figura 5.1).

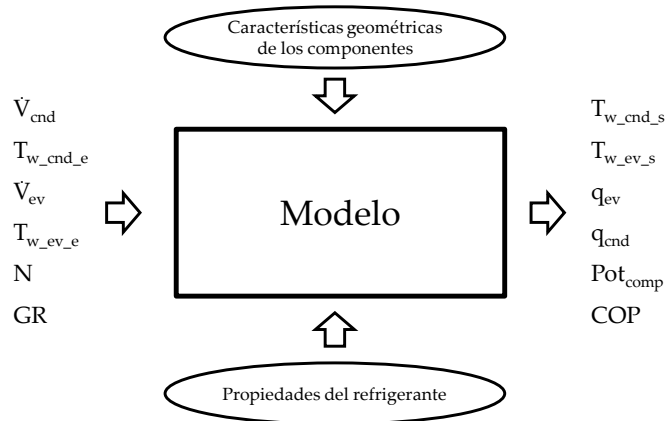


Figura 5.1 Ejemplo de modelo del sistema de compresión de vapor.

Se ha demostrado que un modelo de este tipo puede predecir los parámetros del sistema de compresión de vapor con un error relativo máximo del 10% [52].

El modelo que se propone en esta tesis para el ciclo de compresión de vapor de la enfriadora es una simplificación de este modelo general. Esta simplificación se debe a los siguientes motivos:

- El objetivo de esta tesis es estudiar el efecto en la enfriadora de distintas condiciones de operación en el condensador ($T_{w_cnd_e}$ y \dot{V}_{cnd}) en función del sistema de disipación de calor seleccionado (aerodisipador o depósito de PCM). Para observar el efecto de estas variables con mayor nitidez, es conveniente que el resto de variables de entrada al modelo permanezcan inalteradas de modo que no influyan en el funcionamiento de la enfriadora. Por lo tanto, si estos parámetros (N , GR , \dot{V}_{ev} y $T_{w_ev_e}$) van a permanecer constantes, el considerarlos como variables de entrada en el modelo supone una complicación innecesaria del mismo.

- El uso de un modelo como el descrito anteriormente supone el cálculo para cada instante de un complejo sistema de ecuaciones. Ésto, para un modelo como el que se pretende utilizar y para simulaciones de largos periodos de duración supone un elevado tiempo de cálculo. Por este motivo y, ya que un modelado más detallado de la enfriadora se aleja de los propósitos de esta tesis, se propondrá un modelo simplificado para reducir los tiempos de cálculo siempre que la precisión de éste sea compatible con los objetivos propuestos.

Bajo estas condiciones, se propone un modelo simplificado de la enfriadora basado en una regresión con dos variables independientes: caudal y temperatura del fluido secundario que actúa como agente condensante (Figura 5.2).



Figura 5.2 Esquema del modelo simplificado propuesto del sistema de compresión de vapor.

Este modelo de regresión nos permite calcular mediante una ecuación polinómica la potencia térmica cedida por el refrigerante en el condensador (Ec. 5.1) y en el evaporador (Ec. 5.2) y la potencia eléctrica consumida por el grupo motor-compresor (Ec. 5.3):

$$q_{cnd} = f(T_{w_cnd_e}, \dot{V}_{cnd}) \quad (\text{Ec. 5.1})$$

$$q_{ev} = f(T_{w_cnd_e}, \dot{V}_{cnd}) \quad (\text{Ec. 5.2})$$

$$Pot_{comp} = f(T_{w_cnd_e}, \dot{V}_{cnd}) \quad (\text{Ec. 5.3})$$

El COP del ciclo puede calcularse a partir de la potencia térmica en el evaporador y el consumo eléctrico del compresor. Sin embargo, se ha comprobado que se obtiene una mayor precisión si este valor se calcula directamente mediante un modelo de regresión a partir de la temperatura y el caudal del agua de condensación, como se ha hecho con los anteriores parámetros (Ec. 5.4):

$$COP = f(T_{w_cnd_e}, \dot{V}_{cnd}) \quad (\text{Ec. 5.4})$$

Para el cálculo de estos modelos de regresión se han utilizado los 36 puntos que se han obtenido en los ensayos 1.1 al 1.12, presentados en el capítulo 3. Las figuras 5.3, 5.4, 5.5 y 5.6 muestran

las superficies resultado del modelo de regresión que determinan el valor de cada variable dependiente (eje vertical) en función de las dos variables independientes (ejes horizontales):

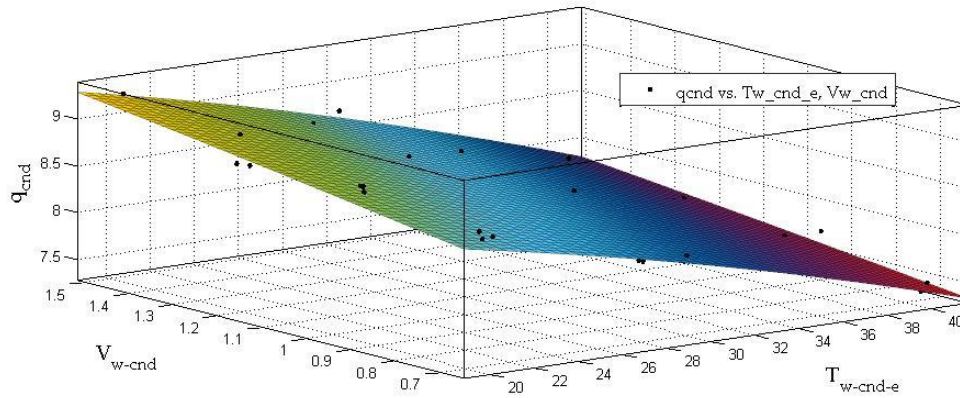


Figura 5.3 Modelo de regresión de la potencia térmica en el condensador.

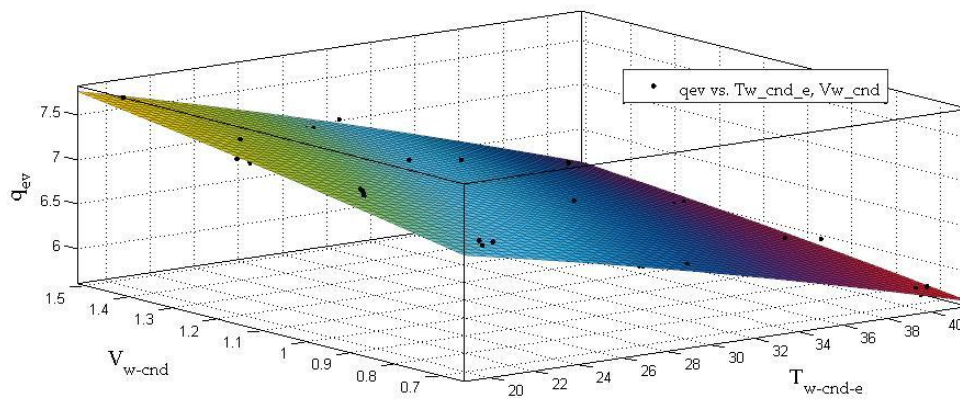


Figura 5.4 Modelo de regresión de la potencia térmica en el evaporador.

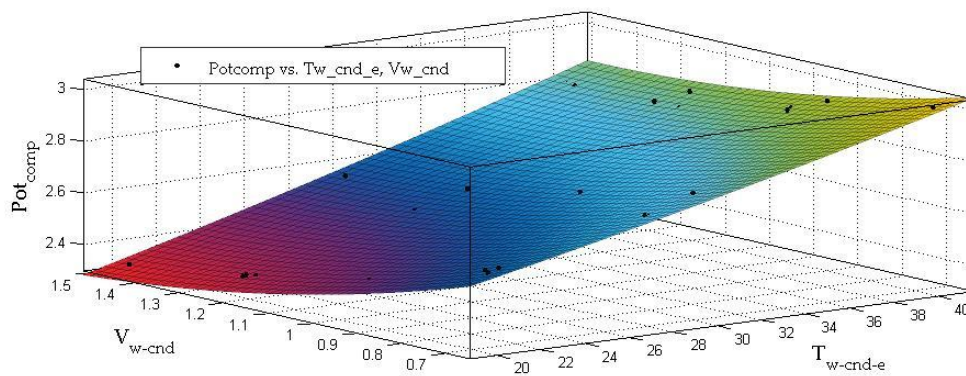


Figura 5.5 Modelo de regresión de la potencia eléctrica del compresor.

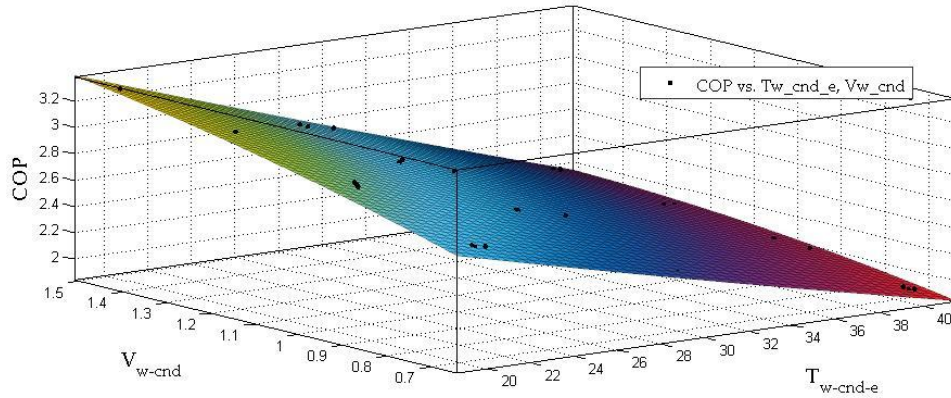


Figura 5.6 Modelo de regresión del COP de la instalación.

Para validar la bondad del modelo de regresión se utilizará el coeficiente de determinación corregido (\bar{R}^2). Este valor, igual que el coeficiente de determinación (R^2), mide el porcentaje de variación de la variable dependiente que es debido a las variables independientes, pero, a diferencia de éste, añade una corrección que tiene en cuenta el número de variables que se utilizan en el modelo, dando un resultado más preciso.

Los coeficientes \bar{R}^2 de los cuatro parámetros son superiores a 0.95 y en el caso del COP, que es el de mayor interés para los resultados de esta tesis, el coeficiente es superior a 0.99. Estos coeficientes se muestran en la Tabla 5.1.

Parámetro	\bar{R}^2 ajustado
q_{cnd}	0.9558
q_{ev}	0.9738
P_{otcomp}	0.9912
COP	0.9958

Tabla 5.1 Coeficientes \bar{R}^2 ajustados de los parámetros calculados mediante modelo de regresión.

Una vez conocida la potencia térmica disipada en el condensador, puede conocerse, asumiendo que no existen pérdidas térmicas en el mismo, la temperatura de salida del fluido secundario en condensación (Ec. 5.5):

$$T_{w_cnd_s} = T_{w_cnd_e} + \frac{q_{cnd}}{(\dot{V} \rho C_p)_{w_cnd}} \quad (\text{Ec. 5.5})$$

Del mismo modo, conocida la potencia térmica intercambiada en el evaporador, puede calcularse, nuevamente asumiendo la ausencia de pérdidas térmicas, la temperatura de salida del fluido secundario en evaporación (Ec. 5.6):

$$T_{w_ev_s} = T_{w_ev_e} - \frac{q_{ev}}{(\dot{V} \rho C_p)_{w_ev}} \quad (\text{Ec. 5.6})$$

5.3. Modelo del depósito de almacenamiento térmico

El modelo del depósito de almacenamiento térmico debe permitir obtener la temperatura de salida del agua del mismo en función de su caudal y temperatura de entrada. Para obtener estos valores, será necesario conocer también la temperatura del PCM (T_{PCM}) y su fracción líquida (f) en caso de que se encuentre en fase de fusión. Como se verá más adelante en este apartado, la fracción líquida del PCM durante su fusión se podrá expresar en función de la temperatura promedio dentro del contenedor de PCM, por lo tanto, únicamente será necesario considerar esta última variable. También se deberá definir la geometría del tanque y de los contenedores de PCM, así como las propiedades del mismo, para conocer la resistencia térmica entre éste y el agua. Finalmente, para poder utilizar el modelo en el siguiente instante de cálculo, será necesario conocer la temperatura actualizada del PCM. La Figura 5.7 muestra un esquema de los parámetros que forman parte del modelo propuesto.

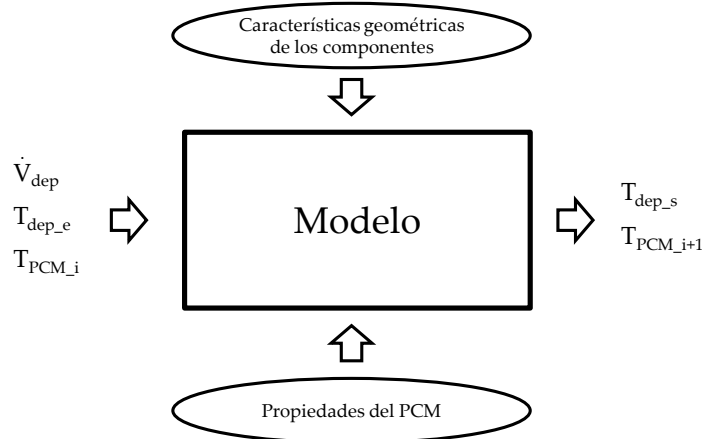


Figura 5.7 Modelo del tanque de almacenamiento térmico.

El tanque de almacenamiento térmico, como ya se ha descrito en el capítulo 3, tiene una longitud de 3 metros, donde los 2 metros centrales están ocupados por el PCM, mientras que los 0.5 metros al inicio y al final del tanque son zonas de acumulación de agua que se dejan libres de PCM para una correcta homogeneización de la temperatura del agua.

Inicialmente, el agua de entrada al tanque pasa por la primera zona de acumulación. En esta zona se produce una mezcla entre el agua que entra en el depósito y el agua de la zona de acumulación provocando, en el caso de calentamiento del depósito, un aumento de la temperatura de esta última. Este aumento de temperatura puede calcularse igualando la energía que gana la zona de acumulación a la diferencia de energía que existe entre el agua que entra a ella y la que sale, teniendo en cuenta que la temperatura del agua a la salida será igual a la de la zona de acumulación antes de producirse la mezcla (Ec. 5.7):

$$m_{ac1} C_p \Delta T_{ac1} = \dot{V}_{dep} \rho_w C_p \Delta t \Delta T_w \quad (\text{Ec. 5.7})$$

De donde puede despejarse la temperatura de la zona de acumulación tras la entrada del agua caliente al depósito (Ec. 5.8):

$$T_{ac1_{i+1}} = T_{ac1_i} + \dot{V}_{dep} \rho_w \Delta t \frac{(T_{dep_e} - T_{ac1_i})}{m_{ac1}} \quad (\text{Ec. 5.8})$$

Donde m_{ac1} es la masa total de agua en el acumulador 1 y Δt es el intervalo de tiempo entre el instante "i" e "i+1".

Una vez homogeneizada el agua, ésta pasa con una temperatura igual a la de la zona de acumulación (T_{ac1}), y, según el principio de conservación de la masa, con un caudal igual al caudal de entrada al depósito (\dot{V}_{dep}) a la zona donde se encuentran los contenedores de PCM.

El PCM no puede considerarse como una única unidad, ya que la zona más cercana a la entrada funde más rápidamente que la zona más cercana a la salida. Por este motivo, se ha dividido la zona de PCMs del tanque en 8 secciones independientes coincidentes en tamaño con el ancho de un contenedor (Figura 5.8).

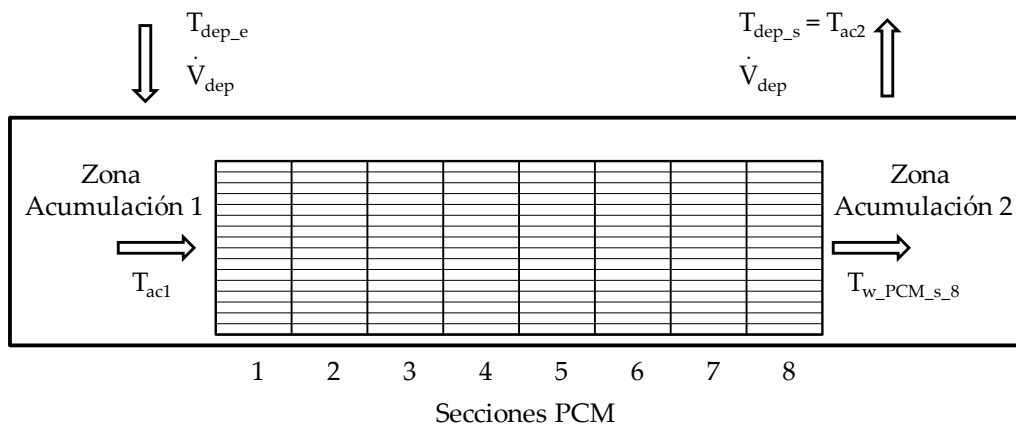


Figura 5.8 Esquema del depósito de PCM.

En cada una de estas secciones existe un intercambio térmico entre el agua y el PCM que se ha modelizado como si se tratase de un intercambiador térmico. Para ello, se ha utilizado el

método Eficiencia-NTU (donde NTU proviene de las siglas en inglés de Número de Unidades de Transferencia).

En primer lugar, es necesario calcular la resistencia térmica que existe entre el agua y el PCM (Figura 5.9). Esta resistencia será distinta durante los tres estados por los que pasa el PCM: sólido, cambio de fase y líquido. Una vez obtenida esta resistencia térmica podrá calcularse el calor intercambiado mediante la analogía eléctrica-térmica.

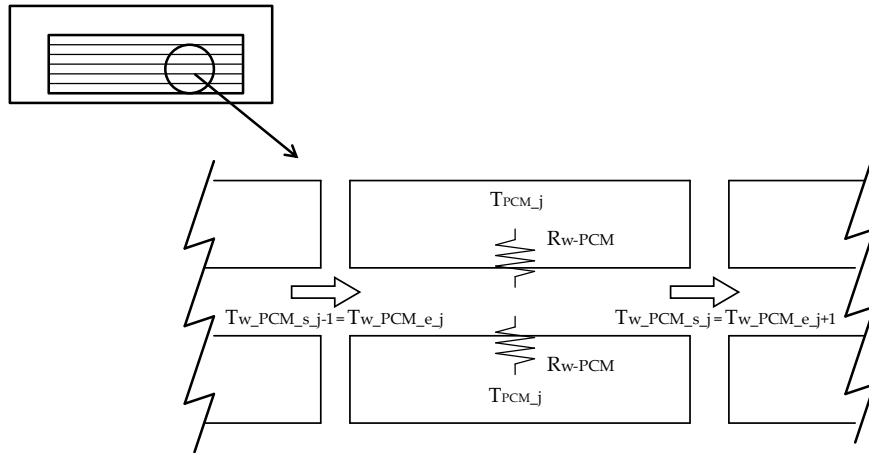


Figura 5.9 Detalle de intercambio térmico en una sección del depósito de PCM.

Durante el estado sólido, la resistencia entre el agua y el PCM estará compuesta por una resistencia de convección entre el agua y el contenedor de plástico y una resistencia de conducción en el propio contenedor (Ec. 5.9).

$$R_{w-PCM} = R_{w-cont} + R_{cont} \quad (\text{Ec. 5.9})$$

La resistencia de convección se calcula a partir del coeficiente de convección (h) y del área de intercambio térmico (A) (Ec. 5.10).

$$R = \frac{1}{h A} \quad (\text{Ec. 5.10})$$

El coeficiente de convección se calculará a partir del número de Nusselt (Nu) (Ec. 5.11). Para la obtención del número de Nusselt se han evaluado diferentes correlaciones, siendo la ecuación de Dittus-Boelter [54] la que muestra mayor concordancia con los resultados experimentales.

$$Nu = \frac{h d_h}{k} \quad (\text{Ec. 5.11})$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (\text{Ec. 5.12})$$

Donde Re es el número de Reynolds, Pr es el número de Prandtl, n toma un valor de 0.4 para calentamiento del fluido y 0.3 para enfriamiento del fluido, k es la conductividad del fluido y d_h el diámetro hidráulico que para este caso se calcula mediante la (Ec. 5.13):

$$d_h = 4 \frac{A}{p} \quad (\text{Ec. 5.13})$$

Donde A es la sección de paso del fluido y p el perímetro de la sección de paso.

De estas ecuaciones puede obtenerse el coeficiente de convección, quedando entonces la resistencia de convección entre el agua y el contenedor del PCM definida por la siguiente expresión:

$$R_{w-cont} = \frac{1}{h_{w-cont} A_{w-cont}} \quad (\text{Ec. 5.14})$$

Donde A_{w-cont} es el área total de intercambio térmico de cada sección entre el contenedor y el agua. Por su parte, las resistencias de conducción de un material quedan definidas por:

$$R = \frac{L}{kA} \quad (\text{Ec. 5.15})$$

Donde L es el espesor del material en la dirección en que se produce el intercambio de calor, k su conductividad y A el área de intercambio térmico.

Así, la resistencia total entre el agua y el PCM cuando este permanece en estado sólido puede expresarse según la (Ec. 5.16):

$$R_{w-PCM(sol)} = \frac{1}{h_{w-cont} A_{w-cont}} + \frac{L_{cont}}{k_{cont} A_{cont}} \quad (\text{Ec. 5.16})$$

Donde A_{cont} , L_{cont} y k_{cont} son respectivamente el área total de intercambio térmico, el espesor y la conductividad del contenedor de PCM.

Cuando el PCM comienza a fundir, aparece entre el contenedor y el PCM sólido una película de PCM líquido que añade una resistencia térmica por convección natural.

La convección natural en espacios cerrados puede representarse mediante una única resistencia térmica a partir de un coeficiente de convección obtenido mediante el número de Nusselt que tendrá la siguiente forma genérica [55] [56]:

$$Nu = cRa^n \quad (\text{Ec. 5.17})$$

Donde Ra es el número de Rayleigh y c y n son dos constantes que dependen de la geometría del sistema. En este caso, estos valores han sido ajustados mediante los datos experimentales obteniéndose los siguientes valores:

$$c = 0.45 \quad (\text{Ec. 5.18})$$

$$n = 0.105 \quad (\text{Ec. 5.19})$$

Para este caso de convección natural entre dos superficies, la longitud característica (L_{cn}), necesaria para el cálculo del coeficiente de convección (Ec. 5.20), viene determinada por la distancia entre estas dos superficies. Esta longitud característica irá aumentando a medida que aumente la fracción líquida de PCM (Ec. 5.21).

$$Nu = \frac{h L_{cn}}{k} \quad (\text{Ec. 5.20})$$

$$L_{cn} = L f \quad (\text{Ec. 5.21})$$

Donde L es el ancho total del interior del contenedor de PCM según muestra la Figura 5.10.

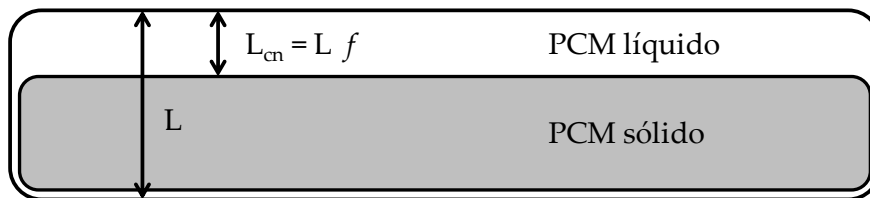


Figura 5.10 Sección de un contenedor con parte sólida y líquida de PCM.

Sustituyendo, se puede expresar la resistencia total cuando el PCM se encuentra cambiando de fase como función de la fracción líquida de PCM:

$$R_{w-PCM}(cf) = \frac{1}{h_{w-cont} A_{w-cont}} + \frac{L_{cont}}{k_{cont} A_{cont}} + \frac{f}{h_{cont-PCM} A_{cont-PCM}} \quad (\text{Ec. 5.22})$$

$$R_{w-PCM}(cf) = R_{w-cont} + R_{cont} + R_{cont-PCM} f \quad (\text{Ec. 5.23})$$

Una vez el PCM ha fundido por completo, la longitud característica de convección natural será el ancho total del contenedor de PCM y la fracción líquida tomará un valor de 1 (Ec. 5.24).

$$R_{w-PCM}(liq) = \frac{1}{h_{w-cont} A_{w-cont}} + \frac{L_{cont}}{k_{cont} A_{cont}} + \frac{1}{h_{cont-PCM} A_{cont-PCM}} \quad (\text{Ec. 5.24})$$

Una vez calculada la resistencia térmica entre el PCM y el agua para una sección, podemos aplicar el método Eficiencia-NTU. En primer lugar, calculamos el Número de Unidades de Transferencia (NTU):

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (\text{Ec. 5.25})$$

Donde C_{min} es la capacidad calorífica mínima entre los dos fluidos y, en nuestro caso, consideraremos que siempre será la del agua. El numerador de la anterior fracción se obtiene a partir de la resistencia térmica:

$$UA = \frac{1}{R} \quad (\text{Ec. 5.26})$$

$$C_{min} = \dot{V}_{dep} \rho_w C_{p_w} \quad (\text{Ec. 5.27})$$

Una vez conocido el valor de NTU, podemos calcular la eficiencia del intercambio térmico. Para el caso de un solo flujo intercambiando con un medio a temperatura constante (consideraremos que la variación de temperatura del PCM es lo suficientemente lenta como para considerarla constante), C_{max} es muy superior a C_{min} , por lo que se puede utilizar la siguiente expresión:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (\text{Ec. 5.28})$$

Esta eficiencia puede expresarse como la relación entre la potencia intercambiada y la máxima potencia intercambiable (aquella que se intercambiaría si el agua alcanzase la temperatura del PCM):

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (\text{Ec. 5.29})$$

$$q_{max} = C_{min}(T_{w_dep_e} - T_{PCM}) \quad (\text{Ec. 5.30})$$

Esta energía térmica intercambiada en una sección j puede expresarse como:

$$q_j = \dot{V}_{dep} \rho_w C_{p_w} \Delta T \quad (\text{Ec. 5.31})$$

De donde puede despejarse la temperatura de salida del agua de dicha sección, que corresponderá con la temperatura de entrada a la siguiente sección (Ec. 5.32).

$$T_{w_PCM_s_j} = T_{w_PCM_e_j} - \frac{q_j}{\dot{V}_{dep} \rho_w C_{p_w}} \quad (\text{Ec. 5.32})$$

Finalmente, cuando el agua sale de la última sección de PCM, alcanza la segunda zona de acumulación en la que volverá a producirse un incremento de temperatura análogo al calculado en la primera zona de acumulación (Ec. 5.8):

$$T_{ac2_i+1} = T_{ac2_i} + \dot{V}_{w_PCM_s_8} \rho_w \Delta t \frac{(T_{w_PCM_s_8} - T_{ac2_i})}{m_{ac2}} \quad (\text{Ec. 5.33})$$

Consideraremos que el agua sale del depósito con una temperatura igual a T_{ac2} .

A continuación deben realizarse los cálculos del lado del PCM para, conocido el estado inicial del PCM y la energía térmica intercambiada, obtener su estado final. Para ello, es necesaria una expresión del calor específico del PCM que contemple tanto el calor específico de los estados sólido ($C_{p_{sol}}$) y líquido ($C_{p_{liq}}$), como el calor latente del cambio de estado. Además, debe contemplar un cambio de fase progresivo a lo largo de un estrecho intervalo de temperaturas, así como la superposición de fase líquida o sólida con el cambio de fase. Este estado deberá expresarse en función de la temperatura del PCM. J. Ning-Wei [48] propone la siguiente ecuación:

$$Cp(T) = H(T_f - T) Cp_{sol} + D(T) L_f + H(T - T_f) Cp_{liq} \quad (\text{Ec. 5.34})$$

Donde T_f es la temperatura de fusión del PCM, H representa la función Heaviside de Matlab y D es la aproximación de la función Delta de Dirac cuyos valores son:

$$H(x) = \begin{cases} 0 & x < 0 \\ 1 & x > 0 \end{cases} \quad (\text{Ec. 5.35})$$

$$D(T) = \frac{e^{-\left(\frac{T-T_f}{b}\right)^2}}{\sqrt{\pi}b} \quad (\text{Ec. 5.36})$$

Donde b es una constante que determina la amplitud de la campana que forma la función Delta de Dirac.

De esta forma, el calor específico del PCM vale Cp_{sol} para valores inferiores a la temperatura de fusión y Cp_{liq} para valores superiores a la temperatura de fusión, con un solapamiento del calor latente en el entorno de la temperatura de fusión.

Una vez conocida la temperatura del PCM, puede calcularse el grado de fusión del PCM como la integral de la función Delta de Dirac:

$$f = \int_{-\infty}^T D(T) dT \quad (\text{Ec. 5.37})$$

Para el caso de enfriamiento del depósito se utilizarán las mismas ecuaciones donde el calor, en este caso, fluirá del PCM al agua.

Por último, para poder modelar un funcionamiento intermitente del depósito, es necesario calcular el intercambio térmico en estado de reposo. Cuando, tras un calentamiento (o enfriamiento) del depósito, éste se deja en reposo, la temperatura del agua del tanque será distinta a la del PCM. Por lo tanto, existirá un intercambio térmico entre ambos hasta que se alcance un equilibrio.

Para poder valorar este intercambio térmico, se ha definido una resistencia térmica entre el agua y el PCM basándose en la resistencia calculada para el caso anterior ((Ec. 5.16), (Ec. 5.22) y (Ec. 5.24) según el estado del PCM) en la que se ha sustituido la resistencia por convección forzada entre el contenedor y el agua por una resistencia por convección natural.

Una vez calculada esta resistencia, el calor intercambiado con el agua del depósito puede hallarse mediante la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{T_w - T_{PCM}}{R_{w-PCM}(\text{reposo})} \Delta t \quad (\text{Ec. 5.38})$$

5.4. Modelo del aerodisipador

Para modelar el comportamiento del aerodisipador, será necesario calcular la temperatura del agua de salida en función de la temperatura y el caudal del agua de entrada, la geometría del aerodisipador y la temperatura ambiente. Teniendo en cuenta los datos conocidos de temperatura de entrada, tanto del agua como del aire, se vuelve a utilizar el método de la Eficiencia-NTU.

Este método, ampliamente utilizado, permite calcular la eficiencia del intercambiador en función de la configuración del mismo. En este caso, se considerará flujo cruzado sin mezcla de los fluidos. A partir de la eficiencia y la máxima potencia intercambiable (calculada de forma análoga al apartado anterior) se puede hallar la potencia térmica intercambiada en el aerodisipador

$$\varepsilon = \frac{q_{aero}}{q_{max}} \quad (\text{Ec. 5.39})$$

Una vez conocida la potencia térmica intercambiada, podemos calcular la temperatura de salida del agua del aerodisipador (Ec. 5.40).

$$T_{aero_s} = T_{aero_e} - \frac{q}{(\dot{V} \rho C_p)_w} \quad (\text{Ec. 5.40})$$

5.5. Validación experimental de los modelos propuestos

En este apartado se realizará una validación de los modelos propuestos para el SCV y para el depósito de almacenamiento térmico. En ambos casos, se utilizarán las mediciones experimentales descritas en capítulos anteriores, comparando los valores de salida medidos con los calculados mediante el modelo.

5.5.1. Validación del modelo del sistema de compresión de vapor

Para la validación del modelo del sistema de compresión de vapor obtenido mediante un modelo de regresión, se han tomado 6 puntos adicionales, no incluidos en el cálculo de la regresión. En primer lugar, se han calculado los parámetros a validar de estos puntos, ya que son conocidas todas las variables necesarias para ello. Posteriormente, se han calculado estos parámetros utilizando el modelo, en función de las dos variables consideradas independientes: la temperatura y el caudal del fluido secundario de evaporación.

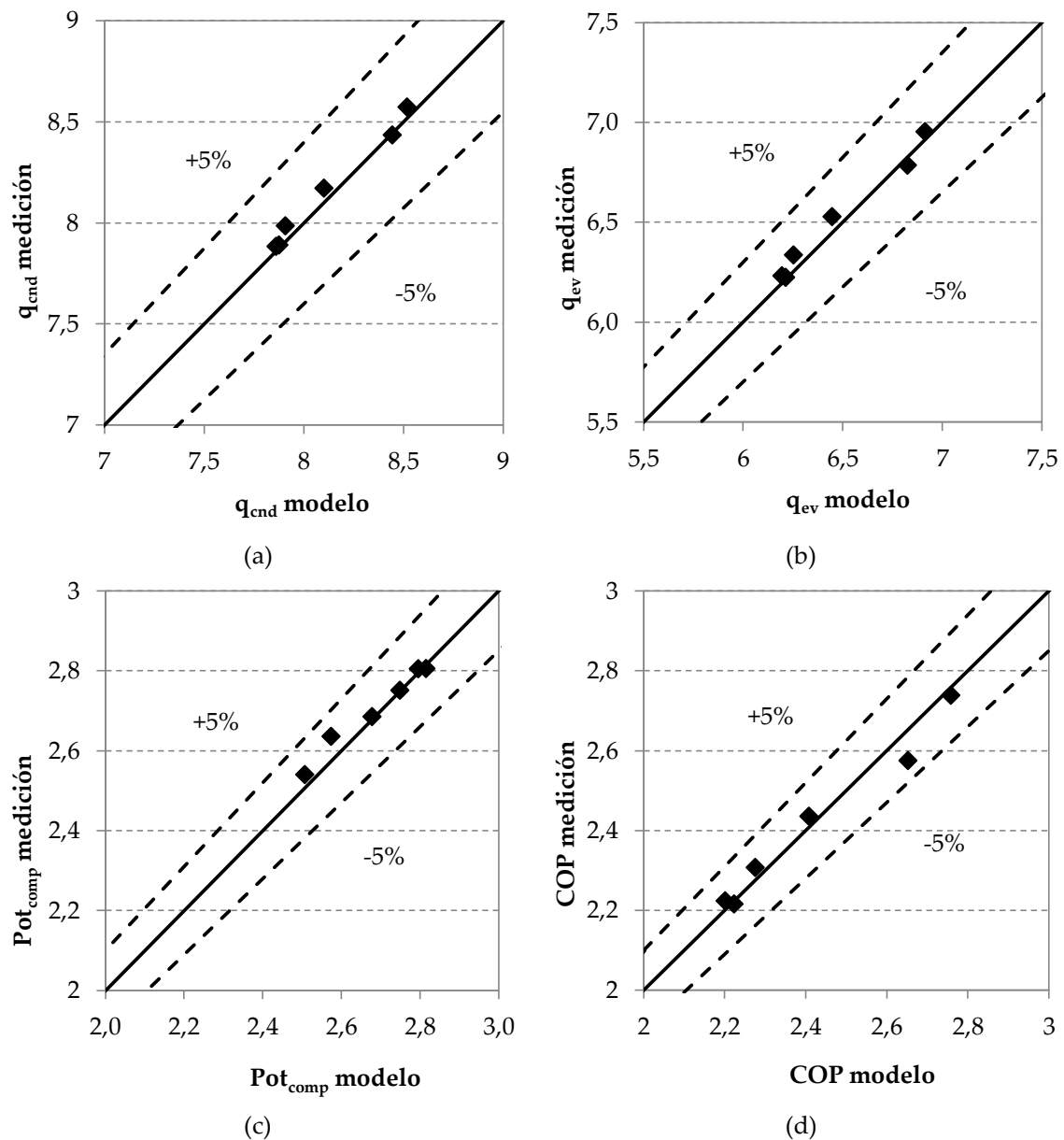


Figura 5.11 Validación de la potencia de condensación (a), potencia de evaporación (b), potencia eléctrica del compresor (c) y COP (d) calculados mediante el modelo de regresión.

Las gráficas de la Figura 5.11 muestran la comparación de estos dos valores. En ellas se han incluido unos márgenes de $\pm 5\%$ que, como puede comprobarse, no son superados en ningún caso.

5.5.2. Validación del modelo del depósito de almacenamiento térmico

Para la validación del modelo del depósito se ha calculado la temperatura de salida del agua del mismo utilizando el modelo y se ha comparado con el valor experimental obtenido en las mediciones. Las Figuras 5.12, 5.13, 5.14 y 5.15 muestran los resultados para los distintos caudales.

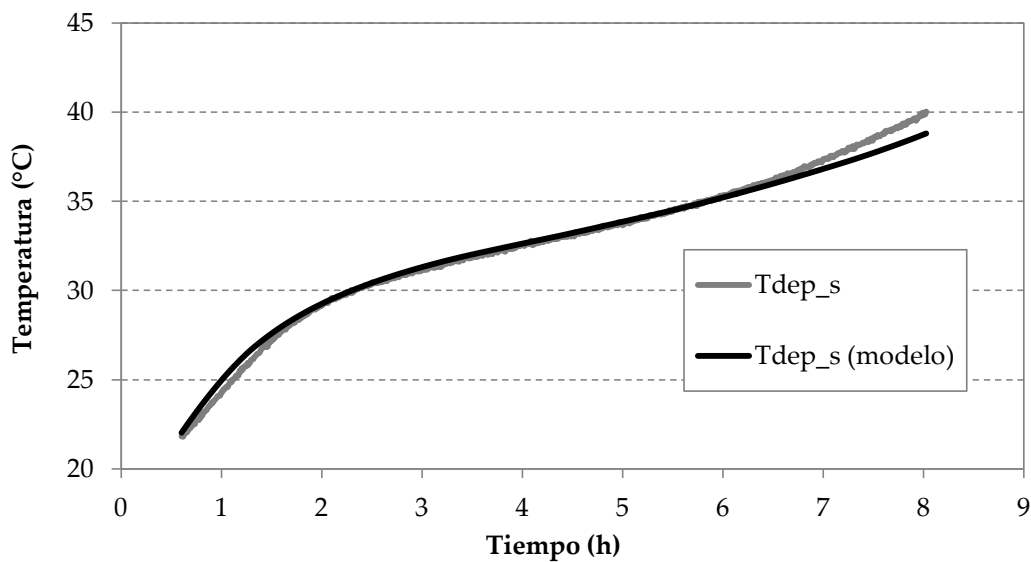


Figura 5.12 Validación del modelo del depósito de PCM. $\dot{V}_{dep} = 0.70 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$.

La diferencia entre la temperatura medida y la calculada mediante el modelo alcanza un valor máximo en el último instante del experimento de 1.2°C .

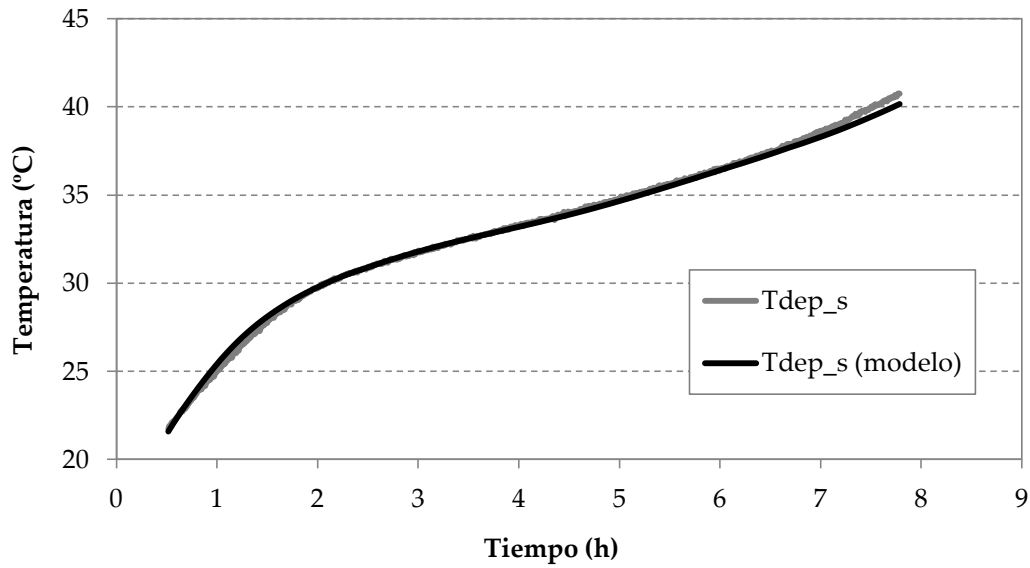


Figura 5.13 Validación del modelo del depósito de PCM. $\dot{V}_{dep}=0.95 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$.

La diferencia entre la temperatura medida y la calculada mediante el modelo alcanza un valor máximo en el último instante del experimento de 0.6°C.

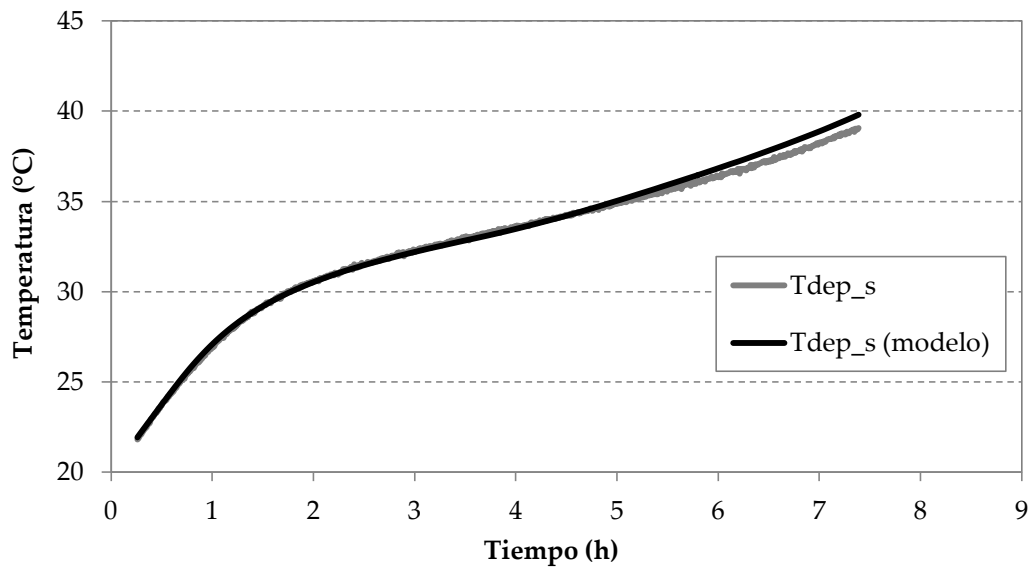


Figura 5.14 Validación del modelo del depósito de PCM. $\dot{V}_{dep}=1.20 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$.

La diferencia entre la temperatura medida y la calculada mediante el modelo alcanza un valor máximo en el último instante del experimento de 0.7°C.

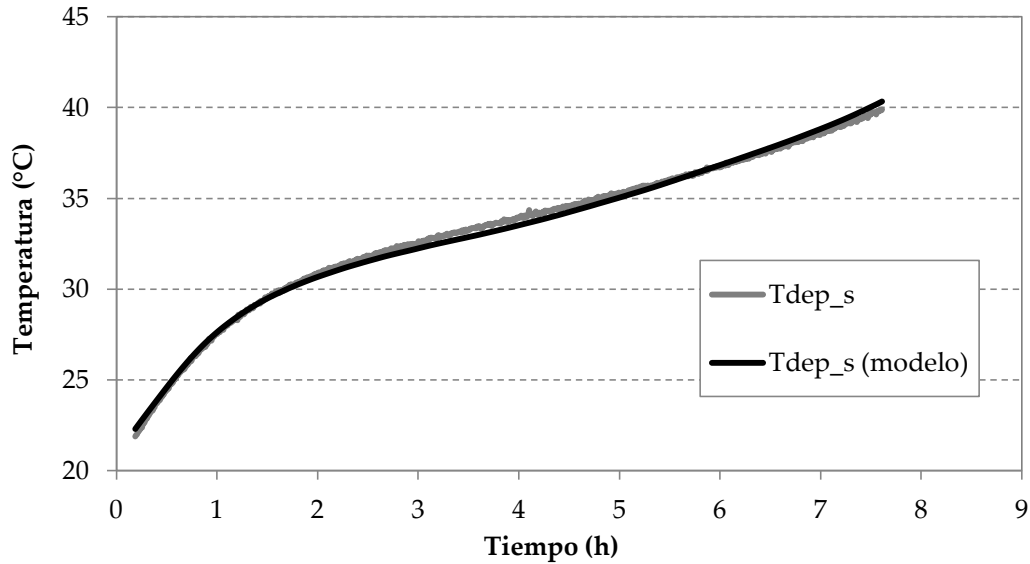


Figura 5.15 Validación del modelo del depósito de PCM. $\dot{V}_{dep} = 1.45 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$.

La diferencia entre la temperatura medida y la calculada mediante el modelo alcanza un valor máximo en el último instante del experimento de 0.5°C .

Se puede observar cómo el modelo representa, con una elevada fiabilidad, el comportamiento del depósito de PCM, especialmente, durante los periodos de cambio de fase que son los de mayor interés para el desarrollo de esta tesis. Las mayores diferencias entre las medidas experimentales y los datos obtenidos del modelo se dan al final de los ensayos, donde las elevadas temperaturas provocan pérdidas térmicas en los componentes de la instalación que implican mayor dificultad de predicción por parte del modelo.

A continuación, se han comparado los ensayos de enfriamiento del depósito con los valores obtenidos del modelo (Figura 5.16). Nuevamente, la precisión del modelo es bastante elevada con una diferencia de temperaturas final de 0.3°C .

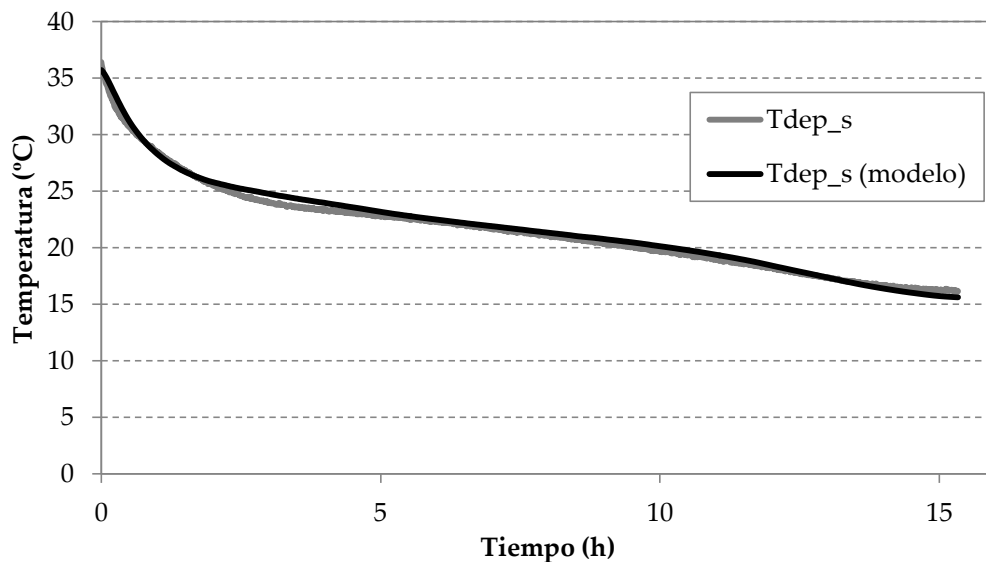


Figura 5.16 Validación del modelo del depósito para un ensayo de enfriamiento.

Asimismo, se ha comprobado el funcionamiento del modelo para el ensayo a menor potencia (Figura 5.17) obteniéndose, igualmente, un resultado muy similar a la medición realizada, siendo la diferencia de temperaturas al final del experimento inferior a 0.1°C .

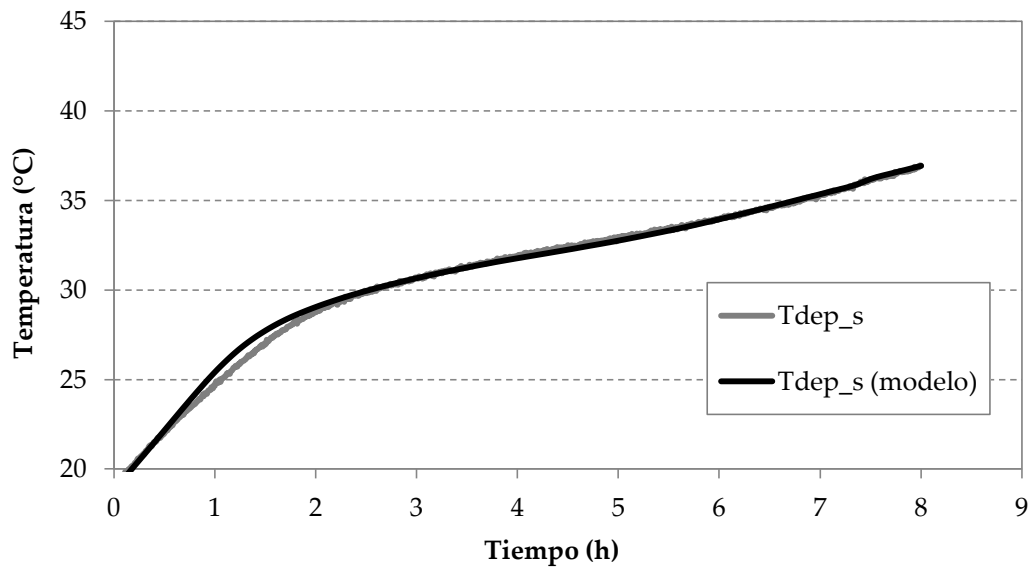


Figura 5.17 Validación del modelo del depósito para baja potencia

Por último, se desea comprobar la validez del modelo frente a un funcionamiento intermitente del depósito (Figura 5.18). Esto es, periodos de disipación de calor al depósito alternados por periodos de reposo.

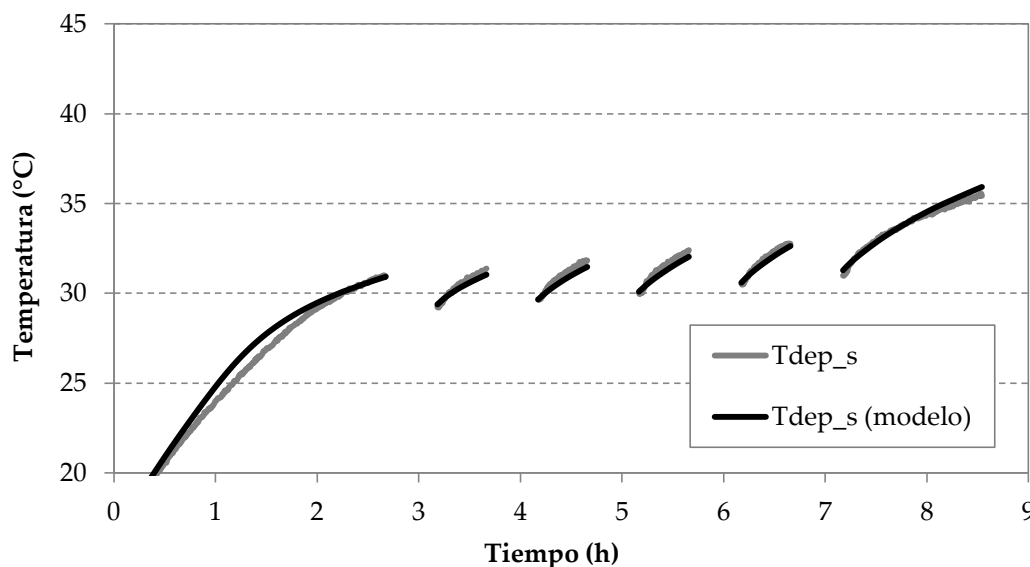


Figura 5.18 Validación del modelo del depósito para funcionamiento intermitente.

Nuevamente, el modelo representa el funcionamiento del depósito con un bajo nivel de error, siendo la diferencia entre la temperatura medida experimentalmente y la calculada con el modelo al final de la simulación de 0.2°C .

5.6. Conclusiones

En este capítulo, se ha propuesto un modelo de regresión lineal para representar el comportamiento de la enfriadora utilizando las mediciones experimentales realizadas. Este modelo permite calcular, a partir del caudal y la temperatura de entrada al condensador del fluido secundario, las potencias térmicas en condensador y evaporador, la potencia eléctrica en el compresor y el COP de la enfriadora. Se ha obtenido un coeficiente de correlación corregido (\bar{R}^2) en todos los parámetros dependientes superior a 0.95. Este modelo ha sido validado utilizando otras mediciones tomadas para tal fin observándose una buena predictibilidad de los resultados.

Asimismo, se ha propuesto un modelo para representar el comportamiento del depósito de almacenamiento térmico. Este modelo permite calcular la temperatura de salida del agua del depósito a partir del caudal y la temperatura de entrada y de la temperatura del PCM. Tras validar el modelo, utilizando las mediciones experimentales realizadas en el depósito de PCM, se ha observado una buena predictibilidad de los resultados. La mayor diferencia observada entre el modelo y las mediciones es de 1.2°C, siendo muy baja en los periodos de cambio de fase.

Se ha propuesto, a su vez, un modelo de similares características para describir el comportamiento del aerodisipador.

Estos modelos serán acoplados en el capítulo siguiente para simular el comportamiento de la instalación de climatización propuesta en esta tesis.

6. Caracterización del sistema y aplicaciones

6.1. Introducción

En este capítulo se utilizarán los modelos obtenidos en el capítulo anterior para caracterizar el comportamiento del sistema formado por una enfriadora con dos posibles focos de disipación. La Figura 6.1 representa la instalación que se simulará en el presente capítulo.

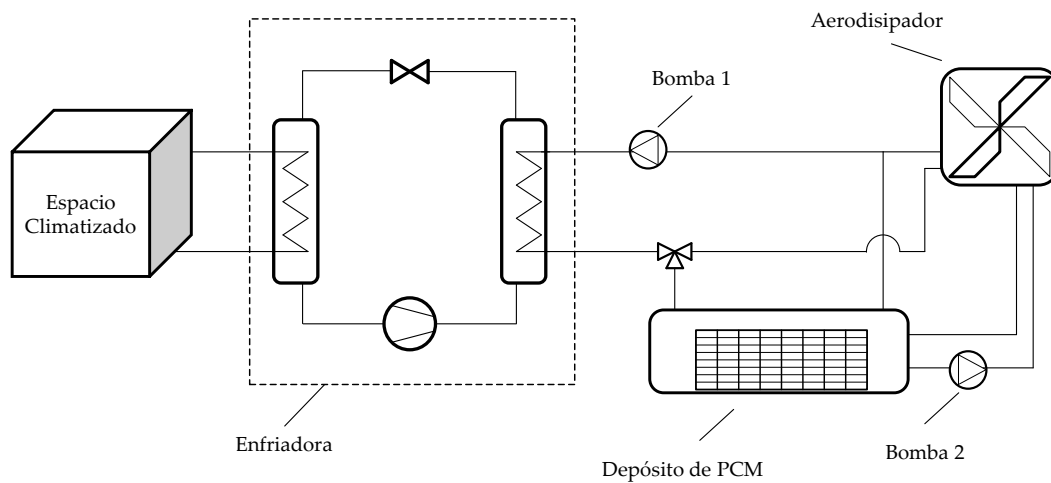


Figura 6.1 Esquema de la instalación propuesta de enfriadora con dos posibles focos de disipación.

Para el correcto análisis de las condiciones de condensación, tal y como se ha explicado en capítulos anteriores, se considerarán constantes las condiciones de producción de agua fría.

Se han considerado dos bombas hidráulicas. La bomba 1 conecta el condensador tanto con el aerodisipador como con el depósito de PCM. La bomba 2 conecta el depósito de PCM con el aerodisipador. Ambas bombas han sido dimensionadas en el segundo apartado de este capítulo.

En esta instalación no se tendrán en cuenta las pérdidas térmicas al ambiente en los componentes y conductos de la instalación, con el fin de centrar el estudio en el efecto de las condiciones de disipación.

Bajo estas premisas, se han diseñado una serie de casos de simulación que se describirán a lo largo de este capítulo con el objetivo de caracterizar el comportamiento del depósito de PCM y de la instalación en conjunto, así como las posibles ventajas en el uso de PCM como foco de disipación.

En primer lugar, se realizará un análisis del comportamiento del depósito de PCM trabajando a distintos caudales y a distintas potencias térmicas de disipación. Este análisis no se pudo realizar en las mediciones experimentales debido a que no era posible controlar la potencia térmica disipada en el depósito como se explicó en el apartado 4.4.

A continuación, se calcularán los costes energéticos de funcionamiento de la enfriadora con cada opción de disipación de calor. Se obtendrán los costes para distintas condiciones de uso del depósito de PCM y se analizará la opción de disipación más eficiente para distintos valores de temperatura ambiente.

Finalmente, se simulará el funcionamiento de la instalación para un día tipo y unas condiciones de demanda reales y se comparará con el de una instalación con disipación aerotérmica convencional para valorar la mejora en el rendimiento.

6.2. Dimensionado de las bombas de circulación

Para poder calcular los costes energéticos del funcionamiento del sistema de climatización, es necesario definir el consumo de bombeo del fluido secundario del circuito de condensación. En este apartado realizaremos un dimensionado de las dos bombas hidráulicas descritas en el apartado anterior. Se seleccionarán los parámetros de diseño para una instalación tipo como la que se pretende estudiar.

La potencia eléctrica de cada bomba se ha definido según la (Ec. 6.1):

$$Pot_b = \frac{\dot{V} \Delta P}{\eta} \quad (\text{Ec. 6.1})$$

Donde \dot{V} es el caudal de agua trasegado, ΔP el incremento de presión suministrada al fluido (equivalente a la pérdida de carga del fluido en el tramo recorrido) y η es el rendimiento global de la bomba. Se ha seleccionado un rendimiento del 0.55 para ambas bombas. La bomba 1 se ha dimensionado para una pérdida de carga correspondiente al condensador, el depósito de PCM o el aerodisipador y el tramo de tuberías de 30 m.c.a. (294 kPa). La bomba 2 se ha dimensionado para una pérdida de carga correspondiente a un tramo mínimo de tuberías de conexión entre aerodisipador y depósito, asumiendo una ubicación cercana de los dos elementos a conectar para minimizar el coste de disipación, y las pérdidas correspondientes a los elementos de 5 m.c.a. (49 kPa).

Para seleccionar el caudal óptimo de funcionamiento de la bomba 1, se ha calculado el COP global de la instalación con disipación aerotérmica (Ec. 6.2) a una temperatura ambiente de 33°C (valor medio razonable para las condiciones en que se desea estudiar la instalación), para un rango de caudales de la bomba a dimensionar entre 0.9 y 1.7 m³ h⁻¹. La Figura 6.2 muestra un esquema de los casos simulados, mientras que la Figura 6.3 muestra el COP total de la instalación con disipación aerotérmica (COP_{aero}) de la instalación para los distintos caudales estudiados.

$$COP_{aero} = \frac{q_{ev}}{Pot_{comp} + Pot_{aero} + Pot_{b1}} \quad (\text{Ec. 6.2})$$

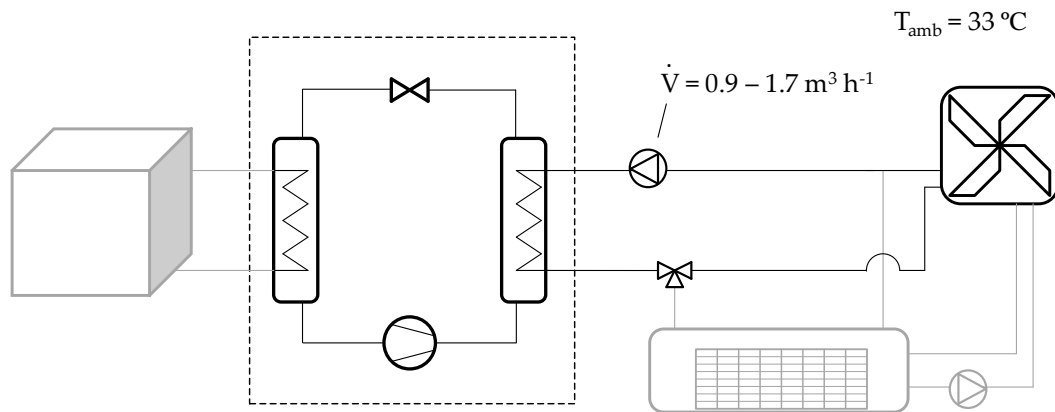


Figura 6.2 Esquema de los casos simulados para el dimensionado de la bomba 1.

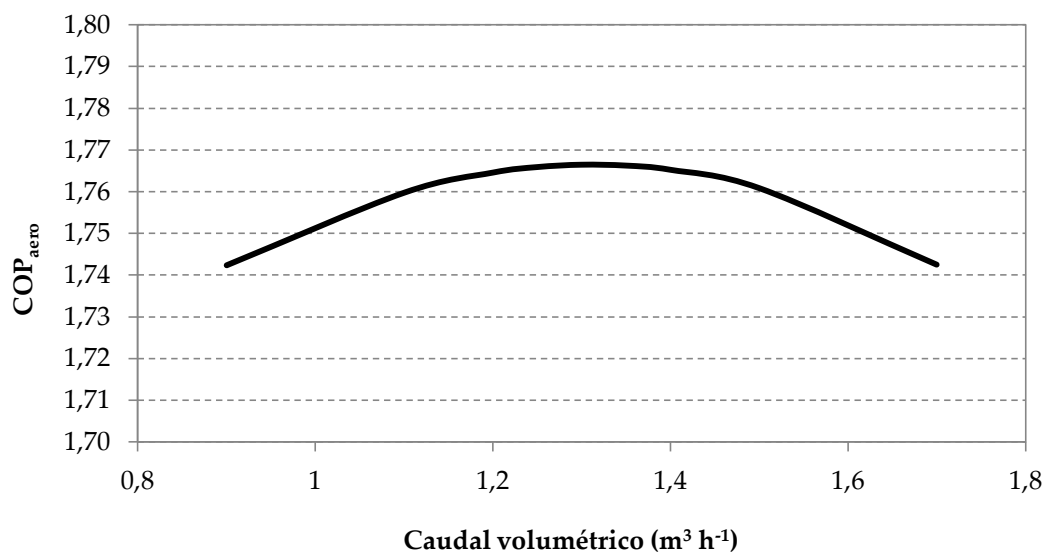


Figura 6.3 COP de la enfriadora para distintos caudales de la bomba 1.

A la vista de los resultados, se selecciona un caudal de $1.3 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ que maximiza el COP global de la instalación. Para este nivel de caudal la potencia de la bomba es de 193 W.

Para dimensionar el caudal de la bomba 2, se tendrán en cuenta dos criterios: por una parte, el caudal seleccionado debe permitir disipar la mayor cantidad de calor del depósito en un tiempo determinado. Por otra parte, el consumo eléctrico para disipar este calor debe ser el menor posible.

Para realizar esta comparación, definiremos la variable *coste eléctrico de disipación de calor* (CE_{dc}) para un periodo de tiempo t como el consumo eléctrico en ese periodo debido al aerodisipador y a la bomba 2 dividido por el calor total disipado del depósito (Q_d):

$$CE_{dc} \left(\frac{J_e}{J_t} \right) = \frac{\int_0^t (Pot_{aero} + Pot_{b2}) dt}{Q_d} = \frac{W_{aero} + W_{b2}}{Q_d} \quad (\text{Ec. 6.3})$$

El CE_{dc} permite expresar, para un cierto periodo, la energía eléctrica que se ha consumido para disipar cada unidad de calor del depósito.

El caudal de la bomba 2 se ha calculado para que maximice el calor disipado y minimice el CE_{dc} durante el periodo de disipación. Para ello, se han realizado un conjunto de simulaciones en condiciones normales de funcionamiento. Partiendo del depósito de PCM a 35°C (PCM fundido tras haber calentado el depósito) y con una temperatura ambiente de 19°C (temperatura nocturna razonable para el enfriamiento del depósito), se ha simulado el proceso de disipación durante 5 horas (periodo de tiempo razonable en el que la temperatura ambiente permita el enfriamiento del depósito). La Figura 6.4 muestra un esquema de estas simulaciones. En ellas se ha calculado el calor total disipado del depósito al cabo de las 5 horas (Figura 6.5) y el CE_{dc} para este periodo (Figura 6.6).

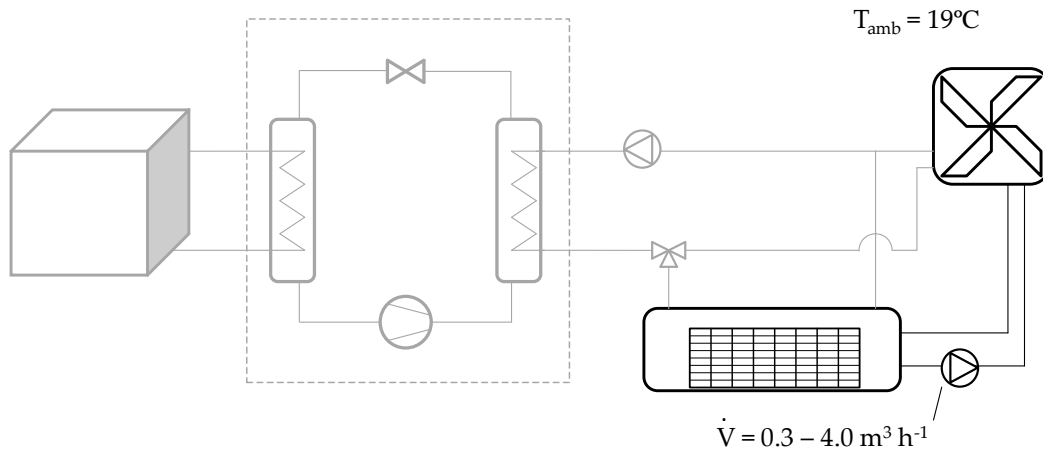


Figura 6.4 Esquema de los casos simulados para el dimensionado de la bomba 2.

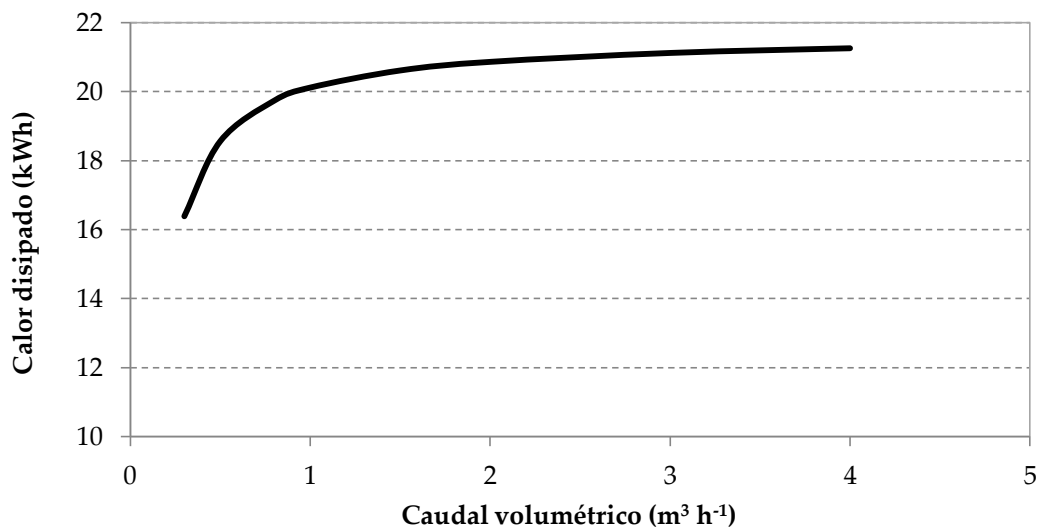


Figura 6.5 Calor total disipado del depósito en los casos simulados para el dimensionado de la bomba 2.

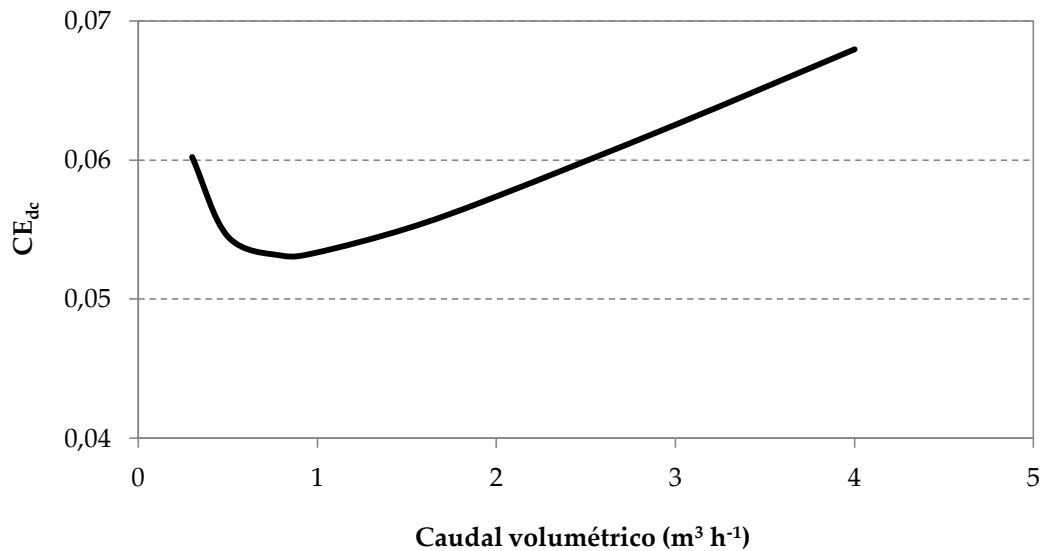


Figura 6.6 CE_a para el periodo de 5 horas simulado para el dimensionado de la bomba 2.

Como puede observarse en las gráficas, no existe un valor de caudal que optimice tanto el calor disipado como el CE_{dc} . Para valores por debajo de $1 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, el CE_{dc} aumenta a la vez que el calor disipado disminuye, por lo que no será eficiente seleccionar valores en esta dirección. Para valores por encima de $1 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, aumentan ambos valores aunque el CE_{dc} lo hace linealmente mientras que el calor disipado parece estabilizarse en torno a un valor máximo.

A la vista de los gráficos, se ha seleccionado un valor de caudal para la bomba 2 de $1,5 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$. Para este caudal se disipará un calor cercano al máximo que muestra la Figura 6.5 con un coste ligeramente por encima del mínimo que muestra la Figura 6.6. Valores mayores de caudal supondrían pequeños aumentos en el calor disipado mientras que aumentaría considerablemente el CE_{dc} . En las simulaciones posteriores se utilizará siempre este caudal para la bomba 2.

6.3. Análisis del comportamiento del depósito de PCM

Uno de los objetivos que se perseguían al realizar los ensayos experimentales era conseguir una mejor comprensión del comportamiento del depósito de PCM. Para ello, es interesante estudiar la influencia de los principales parámetros de diseño en su funcionamiento. Los dos parámetros de mayor interés son el caudal de agua y la potencia térmica suministrada al depósito.

En la caracterización experimental llevada a cabo en el capítulo 4, se observó que un aumento en el caudal de agua provocaba una mayor potencia térmica disipada en el condensador que era conducida al depósito de PCM. Por lo tanto, no era posible distinguir el efecto aislado de la variación del caudal de agua en el depósito de PCM.

Utilizando el modelo aislado del depósito de PCM, se han diseñado cuatro casos de simulación en los cuales únicamente se variará el caudal volumétrico de agua suministrada al depósito

(Figura 6.7). Se han seleccionado cuatro valores de caudal para la bomba 1 cercanos al óptimo calculado en el apartado anterior para la enfriadora ($\dot{V} = 1.3 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$). Los caudales seleccionados son 0.7, 0.95, 1.2 y $1.45 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$. Se ha seleccionado una potencia térmica a disipar en el depósito constante de 7 kW , valor de diseño de la enfriadora.

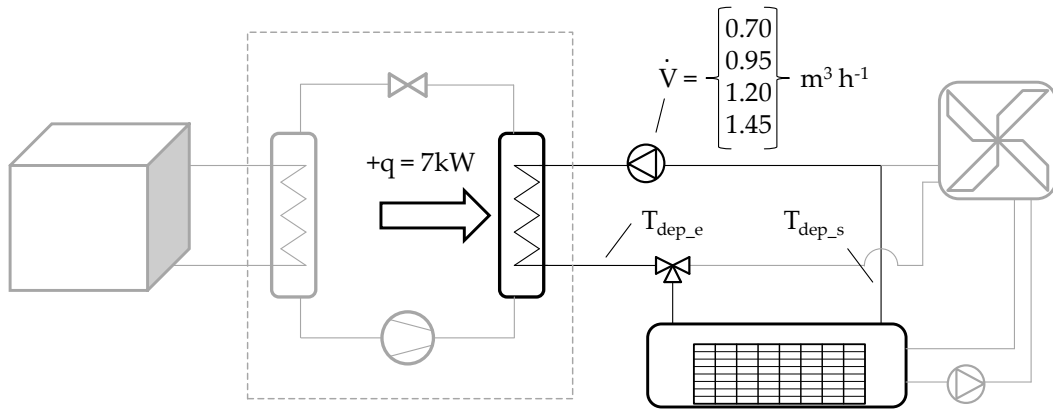


Figura 6.7 Esquema de los ensayos para el análisis del depósito de PCM a distintos caudales.

Cada simulación partirá con el depósito a una temperatura uniforme (tanto el agua como el PCM) holgadamente inferior a la temperatura de fusión del PCM. Se ha seleccionado una temperatura inicial de 18°C . Esta temperatura, aunque lejana a las temperaturas de disipación de que se dispondrá en casos reales, nos permitirá, en las simulaciones de este apartado, obtener una mejor perspectiva del comportamiento del PCM, analizándolo en un rango de temperaturas algo más amplio del que será aplicable a casos reales.

A partir de la temperatura de salida del depósito de PCM y la potencia disipada en él, se calculará la temperatura de entrada al mismo:

$$T_{dep_e} = T_{dep_s} + \frac{q_{dep}}{\dot{V}_{w_cnd} \rho_w C p_w} \quad (\text{Ec. 6.4})$$

La variable que se observará para determinar la influencia del caudal será la temperatura de salida del agua del depósito T_{dep_s} . Un menor valor de esta variable supondría un mayor intercambio con el PCM y repercutiría en un mayor rendimiento de la enfriadora (menor temperatura de entrada al condensador).

A la vista de la Figura 6.8, la diferencia en la temperatura de salida del agua del depósito y, por tanto, en el intercambio térmico con el PCM es mínima entre los cuatro casos analizados y prácticamente inapreciable en la zona de cambio de fase del PCM.

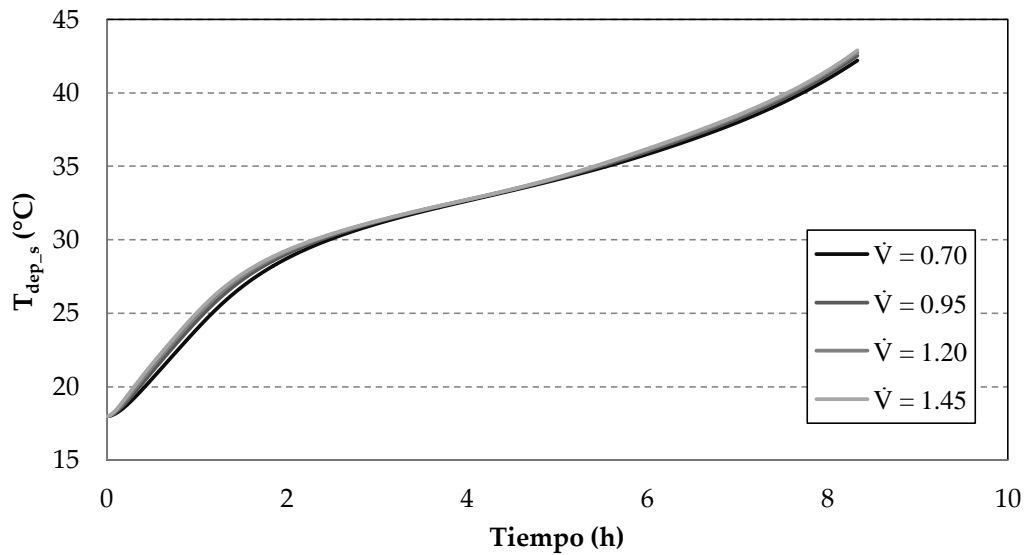


Figura 6.8 Temperatura de salida del depósito para 4 caudales de agua distintos.

La variación del caudal influye principalmente en la temperatura de entrada al depósito (Ec. 6.4) y en el coeficiente de convección entre el agua y el contenedor de PCM (Ec. 5.12). El efecto de estos dos factores es contrario. Mientras que un mayor caudal aumenta el coeficiente de convección entre el agua y el contenedor mejorando el intercambio térmico, también supone una menor temperatura de entrada al depósito y, por lo tanto, un menor salto térmico con respecto al PCM lo que dificulta el intercambio térmico.

Además, un mayor caudal únicamente influye en una de las resistencias que componen la resistencia total entre el PCM y el agua (Ec. 5.16, Ec. 5.22 y Ec. 5.24), por lo que su influencia en la resistencia total será limitada. Se ha comprobado, mediante el uso del modelo, que un aumento del caudal de 0.70 a 1.20 $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$ (+71%) únicamente supone un descenso de la resistencia global del 20%. Esto es debido a que, una vez comienza el cambio de fase del PCM, la resistencia interna del contenedor tiene un peso mayor que la resistencia externa.

Por otra parte, al reducir el caudal de entrada al depósito, también estaremos reduciendo el rendimiento de la enfriadora (Figura 4.9). La influencia del caudal en la enfriadora es de mayor magnitud que en el depósito de PCM, por lo que, a la vista de los resultados obtenidos, éste deberá diseñarse para optimizar el rendimiento de la primera y no del segundo.

El segundo parámetro a estudiar es la potencia térmica a disipar en el depósito. Dado un depósito con una capacidad térmica determinada por la masa de PCM, una potencia térmica muy elevada puede provocar que el PCM no sea capaz de absorber toda la energía, dando lugar a una fusión ineficiente del PCM y, por lo tanto, a una temperatura elevada de salida del depósito. Por otro lado, una potencia térmica muy baja, aunque reduzca la temperatura de salida del depósito, supone una mayor relación capacidad/potencia y, por lo tanto, un coste elevado del depósito en relación al potencial ahorro de energía.

Una correcta comprensión del comportamiento del depósito frente a distintas potencias térmicas, aunque con la limitación de la configuración estudiada, puede ayudar a determinar la relación capacidad/potencia del mismo para una determinada aplicación.

Para estudiar el efecto de este parámetro, se han diseñado cuatro casos de simulación en los cuales únicamente se ha variado la potencia térmica suministrada al depósito (Figura 6.9). Se han seleccionado cuatro valores de potencia cercanos al valor de diseño de la potencia de condensación de la enfriadora (aproximadamente $q_{dep} = 7$ kW). Las potencias seleccionadas para cada caso son 3, 5, 7 y 9 kW. Se ha utilizado el caudal volumétrico calculado anteriormente para optimizar el rendimiento de la enfriadora, $\dot{V} = 1.3$ m³ h⁻¹. La temperatura inicial del depósito, así como el cálculo de la temperatura de entrada al mismo, serán análogos a los del caso anterior.

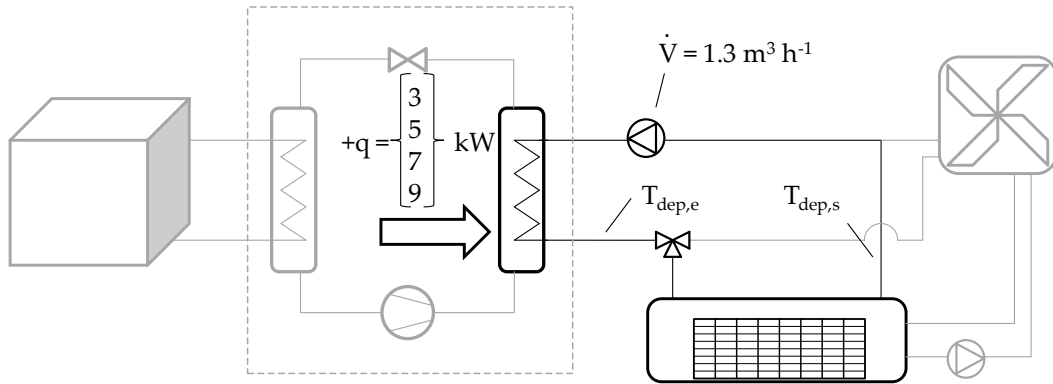


Figura 6.9 Esquema de los ensayos para el análisis del depósito de PCM a distintas potencias térmicas.

En este caso, se han seleccionado como parámetros de interés para monitorizar el comportamiento del depósito tanto la temperatura de salida del depósito, como la fracción líquida del PCM. El primero, igual que en el caso anterior, determinará el rendimiento de la enfriadora. El segundo, combinado con el primero, nos indicará el aprovechamiento del calor latente del PCM a cada temperatura.

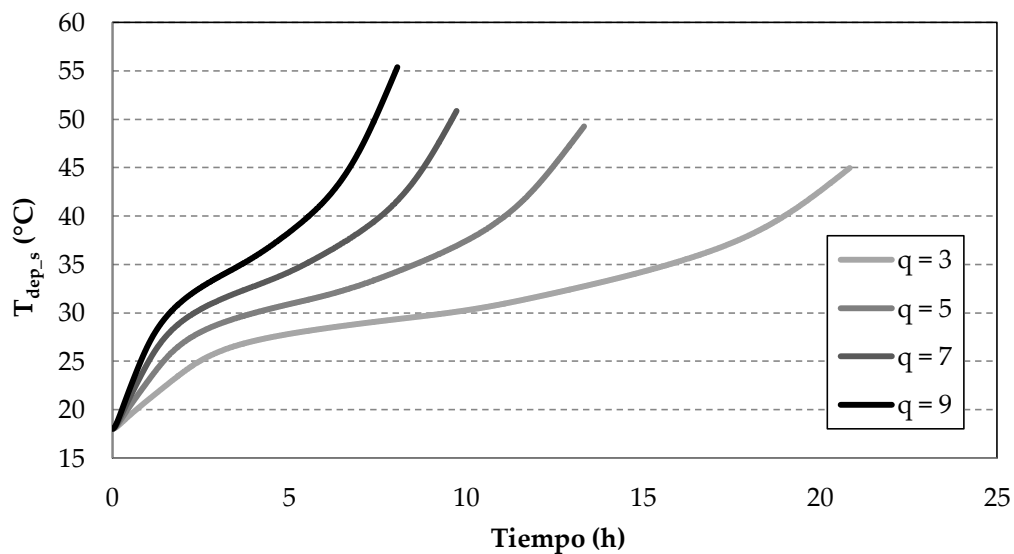


Figura 6.10 Temperatura de salida del depósito para cuatro potencias térmicas distintas.

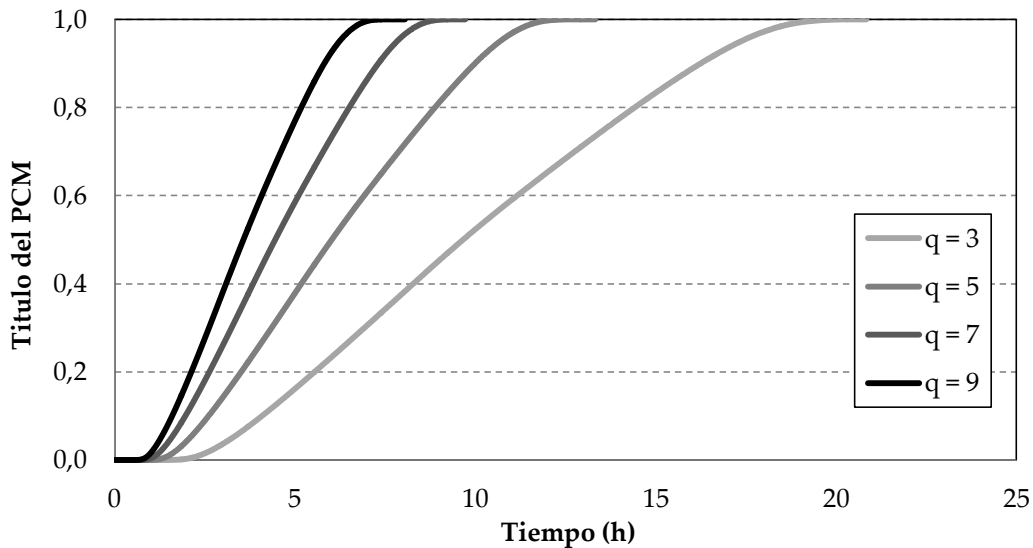


Figura 6.11 Fracción líquida del PCM para cuatro potencias térmicas distintas.

Como puede verse en la Figura 6.10 y la Figura 6.11, una elevada potencia térmica a disipar en el depósito de PCM supone una mayor temperatura de salida del mismo, así como una mayor pendiente de la temperatura durante el cambio de fase del PCM. Para potencias muy elevadas en relación al tamaño del depósito de PCM, el cambio de fase puede llegar a pasar inadvertido con el correspondiente bajo aprovechamiento del calor latente del PCM [57].

Además, comparando las dos gráficas, puede observarse que esta elevada temperatura, no se debe únicamente a una fusión más rápida del PCM, si no que este aumento se debe a una fusión ineficiente del PCM. Esto puede observarse comparando, en cada momento, la temperatura de salida del depósito con el nivel de fusión del PCM. La Tabla 6.1 muestra la fracción líquida del PCM cuando la temperatura de salida del depósito de PCM alcanza los 35°C. Como puede comprobarse, para una potencia de 9kW, solo se ha aprovechado el 52% del calor latente del PCM, frente al 87% que se habrá aprovechado para una potencia de 3kW.

Potencia térmica seleccionada (kW)	Fracción líquida del PCM
3	0.87
5	0.77
7	0.65
9	0.52

Tabla 6.1 Fracción líquida del PCM cuando la temperatura de salida del depósito alcanza los 35°C a distintos niveles de potencia.

Los resultados de este apartado coinciden con los de otros autores, demostrando que la transmisión de calor del PCM en el interior del contenedor es el factor limitante en el intercambio térmico y, por lo tanto, en el rendimiento del sistema. Una mejor conductividad

posibilitaría un mayor aprovechamiento del calor latente del PCM lo que permitiría reducir el tamaño del depósito [58].

Por este motivo, numerosos autores han estudiado posibles métodos para mejorar la conductividad de estos materiales [59]. Uno de los métodos más estudiados consiste en la utilización de contenedores aleteados [60], sin embargo, esto requiere el uso de contenedores de metal que presentan incompatibilidades con las sales hidratadas. Otro método consiste en la mezcla del PCM con partículas de un material que incremente su conductividad [61] [62]. En este caso, existen materiales compatibles con las sales hidratadas como puede ser la fibra de carbono [63].

6.4. Análisis de los costes eléctricos para cada opción de disipación

6.4.1. Definición de los costes eléctricos para cada modo de funcionamiento

Para poder realizar una correcta comparación entre los dos modos de disipación de la enfriadora es necesario poder valorar los rendimientos de ambos: con aerodisipador o utilizando el depósito de PCM. El parámetro más extendido para valorar el rendimiento de una instalación de climatización es el COP (Ec. 3.10). Sin embargo, en la utilización del depósito de PCM, existe un consumo eléctrico de enfriamiento del depósito que es difícil de valorar en términos de COP, por lo tanto, para poder expresar el rendimiento de la instalación con el uso del depósito de PCM, será necesario poder añadir este consumo de recarga del depósito al consumo de producción de frío.

Estos consumos eléctricos son provocados por cuatro elementos de la instalación: el compresor de la enfriadora ($P_{ot_{comp}}$), el aerodisipador ($P_{ot_{aero}}$), la bomba hidráulica que conecta la enfriadora con el aerodisipador o el depósito de PCM ($P_{ot_{b1}}$) y la bomba hidráulica que conecta el depósito con el aerodisipador para realizar la recarga del depósito de PCM ($P_{ot_{b2}}$).

A su vez, existen tres posibles modos de funcionamiento cuyo consumo eléctrico debe ser evaluado: la producción de frío con disipación aerotérmica, la producción de frío con disipación en depósito de PCM y el enfriamiento o recarga del PCM mediante el aerodisipador (disipación del calor previamente almacenado en el depósito).

En el caso de producción de frío mediante disipación aerotérmica, la energía eléctrica consumida durante un periodo de tiempo t_1 (E_{aero}) será debida al compresor, el aerodisipador y la bomba 1 (Ec. 6.5).

$$E_{aero} = \int_0^{t_1} (Pot_{comp} + Pot_{aero} + Pot_{b1})dt = W_{comp} + W_{aero} + W_{b1} \quad (\text{Ec. 6.5})$$

En el caso de producción de frío con disipación en el depósito de PCM, el consumo eléctrico durante el periodo de producción de frío t_1 (E_{fPCM}) será debido al compresor y a la bomba 1 (Ec. 6.6).

$$E_{fPCM} = \int_0^{t_1} (Pot_{comp} + Pot_{b1})dt = W_{comp} + W_{b1} \quad (\text{Ec. 6.6})$$

Por último, durante el periodo de recarga del depósito de PCM t_2 , el consumo eléctrico (E_{dPCM}) será debido al aerodisipador y a la bomba 2 (Ec. 6.7).

$$E_{dPCM} = \int_0^{t_2} (Pot_{aero} + Pot_{b2})dt = W_{aero} + W_{b2} \quad (\text{Ec. 6.7})$$

El consumo eléctrico total para la producción de frío mediante el depósito de PCM (E_{PCM}) podrá calcularse como la suma de los dos consumos anteriores (Ec. 6.8).

$$E_{PCM} = E_{fPCM} + E_{dPCM} = W_{comp} + W_{b1} + W_{aero} + W_{b2} \quad (\text{Ec. 6.8})$$

Es importante recalcar que, para poder realizar la suma de consumos anterior, la energía disipada durante la recarga del depósito no solo debe ser la misma que la energía almacenada en él durante la producción de frío, sino que debe devolver al depósito al nivel de fracción líquida previo al calentamiento del depósito.

Expresado de otra manera, considérese una cantidad de frío Q_{ev} producida en el evaporador y una cantidad de calor producido como consecuencia en el condensador Q_{cnd} que será almacenado en el depósito de PCM. Si este calor provoca un cambio en la fracción líquida del PCM de un nivel f_1 a otro nivel f_2 , la E_{dPCM} asociada a la generación de Q_{ev} deberá calcularse con el trabajo ($W_{aero} + W_{b2}$) necesario para que la fracción líquida del PCM descienda de f_2 nuevamente a f_1 .

Para un correcto análisis del comportamiento del sistema propuesto, resulta útil expresar el anterior consumo eléctrico con relación a la energía frigorífica producida en ese periodo (Q_{ev}). Llamaremos **coste eléctrico total de producción de frío mediante disipación en PCM** (CE_{PCM}) a la relación entre la energía eléctrica consumida y la energía frigorífica generada (Ec. 6.9).

$$CE_{PCM} = \frac{E_{PCM}}{Q_{ev}} \quad (\text{Ec. 6.9})$$

El CE_{PCM} puede expresarse en términos de potencia dividiendo el numerador y el denominador de la expresión anterior por el tiempo de funcionamiento de la enfriadora (t_1).

$$CE_{PCM} = \frac{(W_{comp} + W_{b1} + W_{aero} + W_{b2})/t_1}{Q_{ev}/t_1} = \frac{Pot_{PCM}}{q_{ev}} \quad (\text{Ec. 6.10})$$

Es importante recalcar que la potencia eléctrica consumida para la generación de frío mediante uso de PCM (Pot_{PCM}) no puede obtenerse como suma de las potencias de cada elemento, ya que los consumos durante el enfriamiento del depósito se producen en un periodo de tiempo t_2 distinto a t_1 . Pot_{PCM} es una potencia ficticia que se utilizará para facilitar la expresión de los consumos del sistema y que resulta de trasladar la energía eléctrica consumida durante el periodo de recarga del depósito al periodo de generación de frío (Figura 6.12).

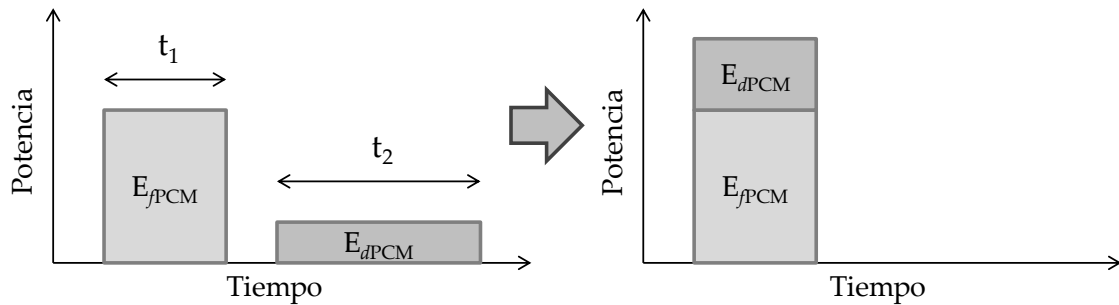


Figura 6.12 Consumos eléctricos durante el uso del depósito de PCM en sus dos periodos de funcionamiento y unificación de los mismos en el periodo de producción de frío t_1 .

Una vez expresado el coste total de la producción de frío en términos de potencia, podrá calcularse el *COP de la enfriadora con disipación en el depósito de PCM* (COP_{PCM}) como:

$$COP_{PCM} = \frac{1}{CE_{PCM}} \quad (\text{Ec. 6.11})$$

La Figura 6.13 muestra un esquema de los valores de calor y trabajo utilizados en la definición de los parámetros anteriores:

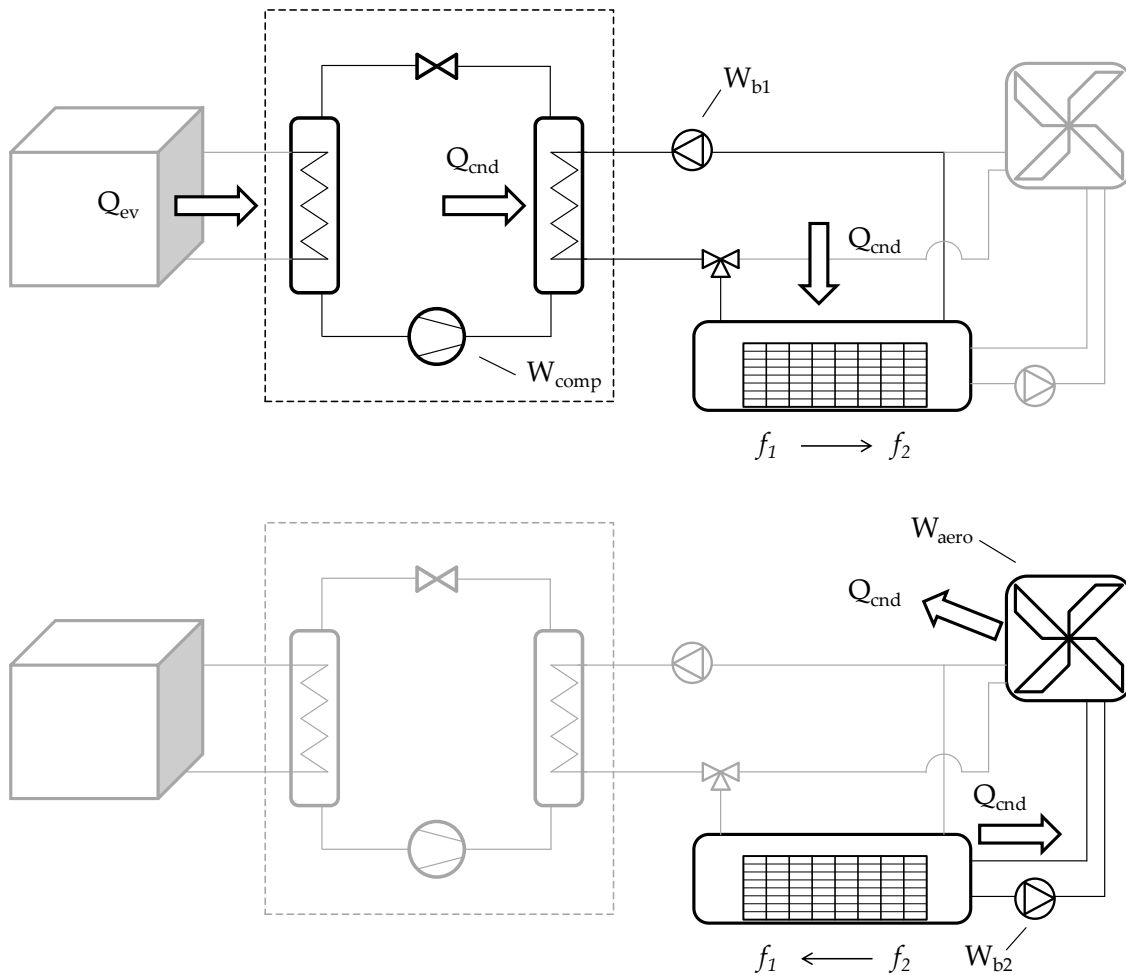


Figura 6.13 Valores de calor y trabajo considerados en el cálculo del CE_{PCM} durante la producción de frío (arriba) y durante la recarga del depósito (abajo).

Asimismo, resultará útil expresar el resto de consumos eléctricos en relación a la energía frigorífica generada.

De este modo, se define el *coste eléctrico de producción de frío mediante disipación en PCM* (CE_{fPCM}) como la energía eléctrica consumida en un periodo de tiempo t_1 para producir una cantidad de frío Q_{ev} (Ec. 6.12).

$$CE_{fPCM} = \frac{W_{comp} + W_{b1}}{Q_{ev}} = \frac{(W_{comp} + W_{b1})/t_1}{Q_{ev}/t_1} \quad (\text{Ec. 6.12})$$

Por otra parte, se definirá el *coste eléctrico de disipación* (CE_{dPCM}) como la energía eléctrica consumida para disipar del depósito de PCM el calor acumulado al producir una cantidad de frío Q_{ev} :

$$CE_{dPCM} = \frac{W_{aero} + W_{b2}}{Q_{ev}} = \frac{(W_{aero} + W_{b2})/t_1}{Q_{ev}/t_1} \quad (\text{Ec. 6.13})$$

Obsérvese que, para expresar el CE_d en términos de potencia, se ha dividido por t_1 para trasladar estos consumos al periodo de generación de frío, como se ha explicado anteriormente. De esta forma puede expresarse el CE_{PCM} como la suma del CE_{fPCM} y el CE_{dPCM}

$$CE_{PCM} = CE_{fPCM} + CE_{dPCM} \quad (\text{Ec. 6.14})$$

Finalmente, también resultará útil, con el fin de comparar los dos modos de disipación del sistema, expresar el COP de la enfriadora con disipación aerotérmica en términos comparables a los anteriores como *coste eléctrico de producción de frío mediante disipación aerotérmica* (CE_{aero}):

$$CE_{aero} = \frac{1}{COP_{aero}} = \frac{Pot_{comp} + Pot_{b1} + Pot_{aero}}{q_{ev}} \quad (\text{Ec. 6.15})$$

6.4.2. Coste eléctrico de producción de frío con disipación aerotérmica

Las enfriadoras con disipación aerotérmica convencionales se dividen en dos tipos: aquellas que utilizan directamente el aire como fluido condensante y las que hacen uso de un fluido secundario (generalmente agua) como fluido condensante. En el primer caso, la utilización del depósito de PCM estudiado en esta tesis implica una modificación más profunda del sistema de climatización lo que reducirá el beneficio tanto energético como económico proporcionado por éste. Por lo tanto, se estudiará en esta tesis, únicamente, la aplicación del depósito de PCM a las enfriadoras con condensación mediante agua.

El modo de funcionamiento que se analizará a continuación es el tradicional de una enfriadora condensando con agua y con disipación aerotérmica, en el cual, todo el consumo eléctrico coincidirá en tiempo con la producción de frío, a diferencia del modo con uso de PCM. Los consumos eléctricos presentes son el compresor, el aerodisipador y la bomba hidráulica que conecta la enfriadora y el aerodisipador (Ec. 6.16).

$$Pot_{(Enf-Aero)} = Pot_{comp} + Pot_{aero} + Pot_{b1} \quad (\text{Ec. 6.16})$$

En este modo de funcionamiento el coste de generación está vinculado a la temperatura ambiente a la que se puede disipar el calor. Una elevada temperatura exterior provocará una

elevada temperatura del agua a la entrada del condensador. Esto supondrá, como se ha visto en capítulos anteriores, una menor potencia térmica extraída en el evaporador y un mayor consumo eléctrico en el compresor, lo que implicará un menor rendimiento de la instalación.

Para poder valorar el coste eléctrico para este modo de funcionamiento, se han realizado una serie de casos de simulación en los que se ha conectado directamente la enfriadora al aerodisipador (Figura 6.14). El caudal de agua se ha fijado en $1.3 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ y la temperatura ambiente tomará valores entre 20 y 40°C .

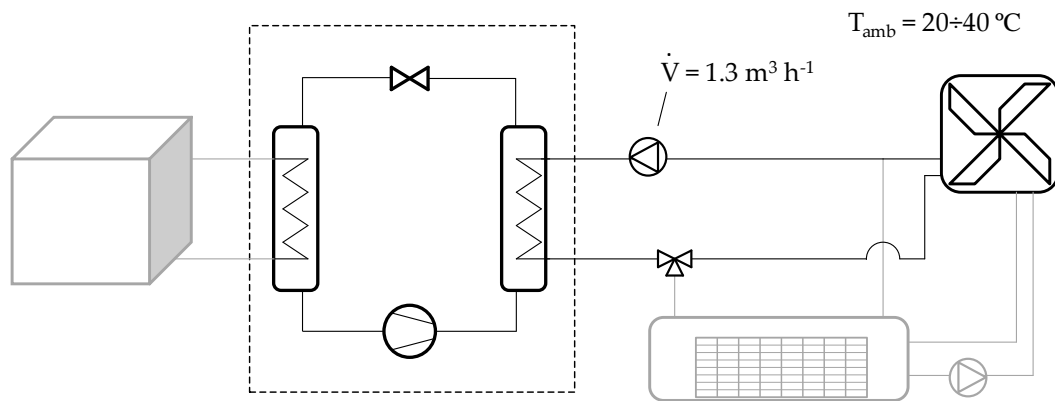


Figura 6.14 Esquema de los ensayos para el cálculo del coste eléctrico de producción de frío mediante disipación aerotérmica a distintas temperaturas de disipación.

La Figura 6.15 muestra el coste eléctrico de producción de frío con disipación aerotérmica calculado mediante el modelo. Puede observarse cómo este coste aumenta de forma exponencial con la temperatura ambiente.

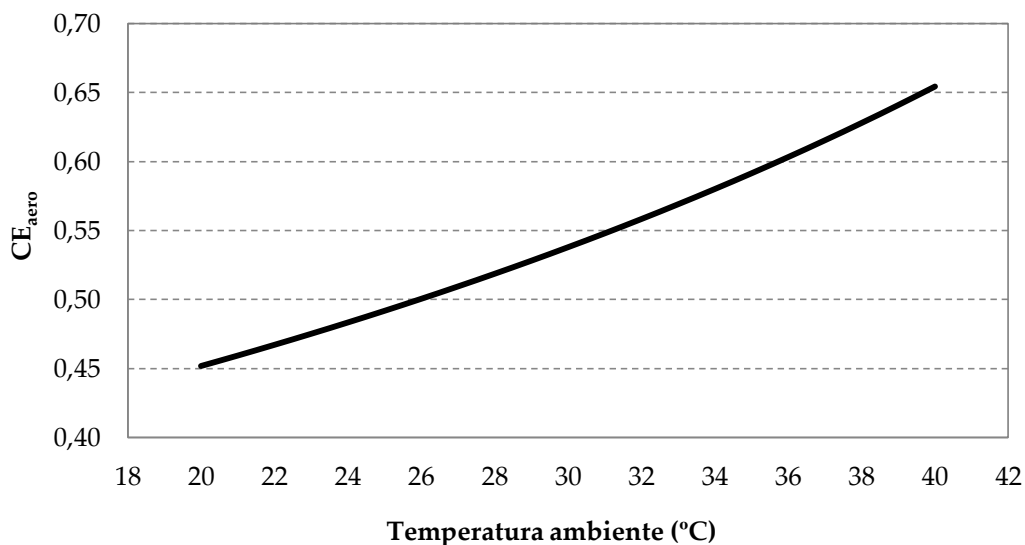


Figura 6.15 Coste eléctrico de producción de frío mediante disipación aerotérmica a distintas temperaturas ambiente.

6.4.3. Coste eléctrico de producción de frío mediante disipación en depósito de PCM

En este modo de funcionamiento la enfriadora disipa el calor en el depósito de PCM. En este punto, sólo veremos el coste durante la producción de frío, sin tener en cuenta el consumo energético posterior de recarga/enfriamiento del PCM, que se tratará en el siguiente punto. Así, los consumos eléctricos a considerar serán los debidos al compresor y a la bomba hidráulica que conecta la enfriadora con el depósito de PCM (Ec. 6.17).

$$Pot_{(Enf-PCM)} = Pot_{comp} + Pot_{b1} \quad (\text{Ec. 6.17})$$

En este caso, el coste de generación es independiente de la temperatura ambiente y únicamente dependerá de la temperatura del depósito que irá aumentando a medida que se disipe calor en él, como se vio en el apartado 4.4, lo que provocará que la temperatura de entrada al condensador aumente en la misma medida, disminuyendo el rendimiento de la enfriadora.

Para valorar el coste de eléctrico en este modo de funcionamiento, se realizará un caso de simulación en el que se conectará la enfriadora directamente al depósito de PCM (Figura 6.16). El depósito partirá de una temperatura inicial de 18°C y el caudal de agua se ha fijado en 1.3 m³ h⁻¹.

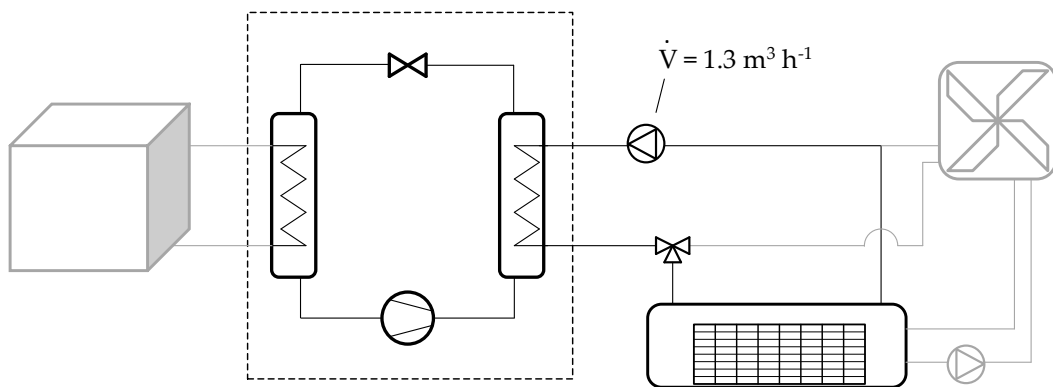


Figura 6.16 Esquema del ensayo para el cálculo del coste eléctrico de producción de frío con disipación en el depósito de PCM.

En este caso, el coste eléctrico de generación de frío debe expresarse en función del estado del depósito de PCM. La Figura 6.17 muestra el coste de generación en función de la energía almacenada en el depósito (Q_{dep}). Esta energía almacenada estará compuesta por el calor sensible del PCM, el calor latente del PCM y el calor sensible del agua, partiendo de cero a una temperatura de 18°C (Ec. 6.18).

$$Q_{dep} = m_w c_{p_w} (T - 18) + m_{PCM} c_{p_{PCM}} (T - 18) + \int_{18}^T D(T) L_{PCM} \quad (\text{Ec. 6.18})$$

En esta gráfica puede apreciarse un coste relativamente estable en la zona de cambio de fase del PCM, aumentando rápidamente cuando este ha fundido por completo.

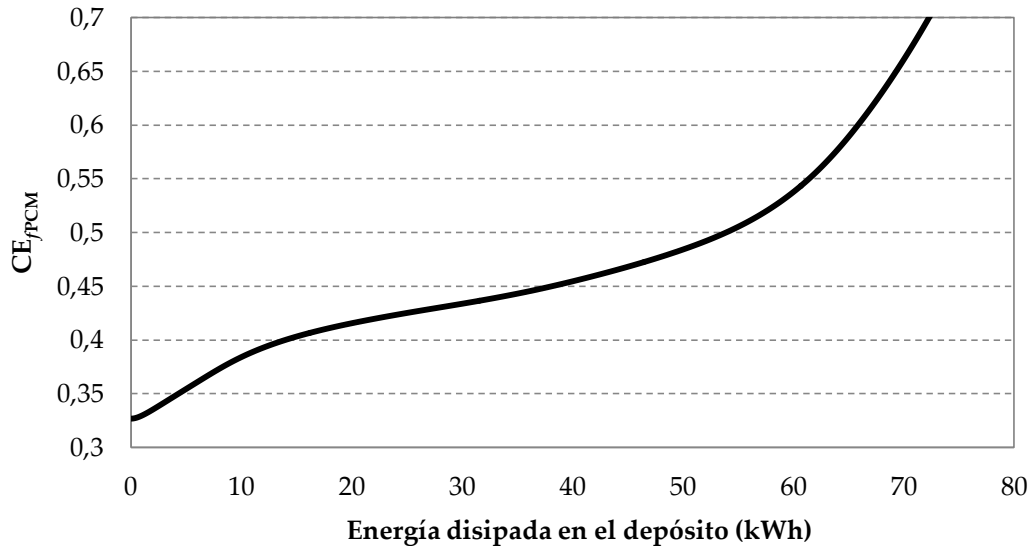


Figura 6.17 Coste eléctrico de producción de frío mediante disipación en el depósito de PCM expresado en función de la energía almacenada en el depósito.

Sin embargo, la zona de mayor interés es la zona de cambio de fase del PCM, ya que es donde se produce un mayor ahorro como se verá más adelante. Por este motivo, resulta útil mostrar el coste de producción en función de la fracción líquida del PCM (Figura 6.18).

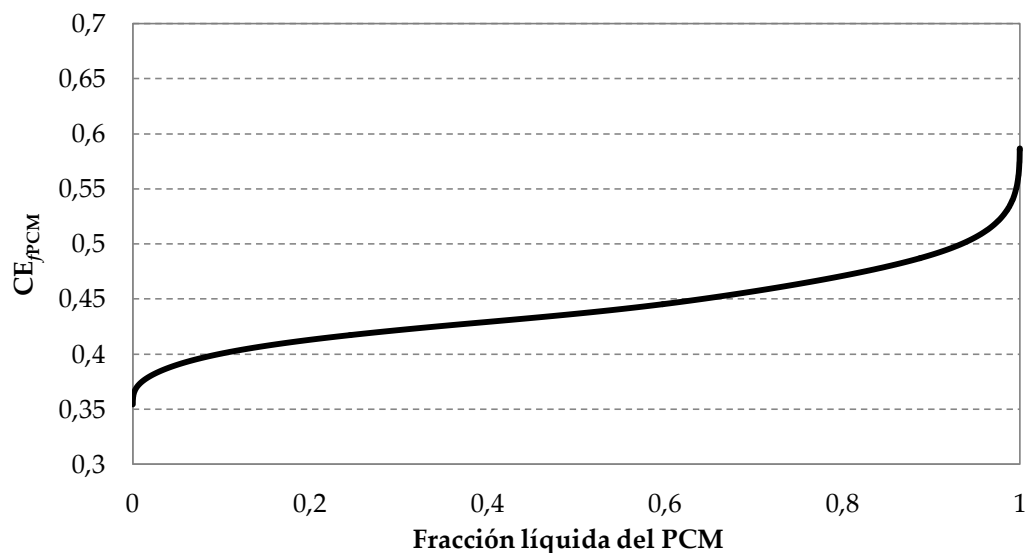


Figura 6.18 Coste eléctrico de producción de frío mediante disipación en el depósito de PCM expresado en función de la fracción líquida del PCM.

Como se observa, los costes de generación son más bajos para una fracción líquida del PCM cercana a 0, sin embargo, como se verá más adelante, ésta también es la zona de mayor coste de disipación de calor del depósito, por lo que será necesaria una visión de conjunto de los dos costes.

El coste eléctrico de producción de frío aumenta significativamente cuando la fracción líquida se acerca a 1, ya que, como se vio en el apartado 4.4, este tramo del PCM es costoso de fundir debido al aumento de la resistencia por convección natural en el interior del contenedor.

Combinando los costes eléctricos de producción de frío utilizando el depósito de PCM con los costes eléctricos utilizando disipación aerotérmica, podemos calcular el *ahorro eléctrico de producción de frío* (AE_f) que supone la disipación en el depósito frente a la disipación en el aerodisipador para distintas temperaturas (Ec. 6.19).

$$AE_f = CE_{aero} - CE_{fPCM} \quad (\text{Ec. 6.19})$$

Las Figuras Figura 6.19 y Figura 6.20 muestran este ahorro en función de la energía almacenada en el depósito y de la fracción líquida del PCM, respectivamente, para cinco valores de temperatura ambiente.

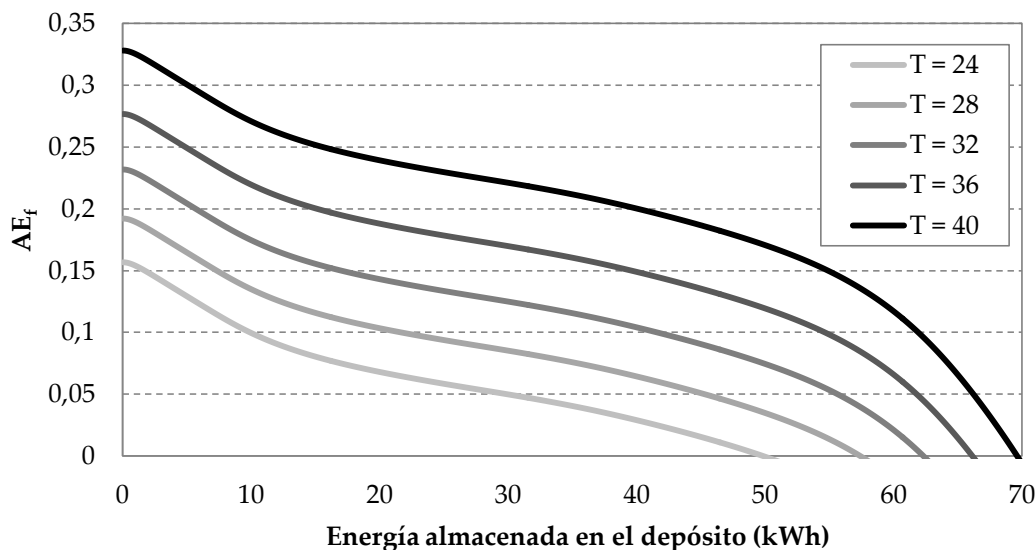


Figura 6.19 Ahorro eléctrico de producción de frío debido al uso del depósito frente al aerodisipador a distintas temperaturas de disipación en función de la energía almacenada en el depósito de PCM.

En estas gráficas se puede apreciar cómo el ahorro es relativamente estable en los tramos de cambio de fase del PCM, mientras que su variación es más brusca en los tramos en los que se aprovecha el calor sensible del depósito.

Es importante recalcar que los ahorros observados en la Figura 6.19 son inicialmente muy elevados debido a que se han iniciado las simulaciones con temperaturas de 18°C en el depósito de PCM, valor que, como se ha explicado anteriormente, no podrá alcanzarse en aplicaciones

reales y únicamente se utiliza para obtener una perspectiva más amplia en la caracterización del sistema de disipación.

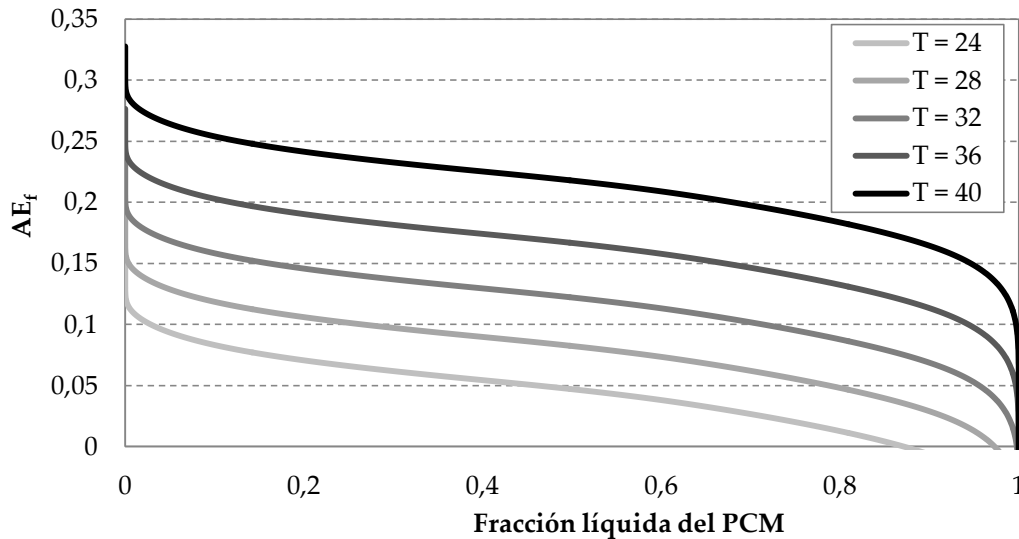


Figura 6.20 Ahorro eléctrico de producción de frío debido al uso del depósito de PCM frente al aerodisipador a distintas temperaturas de disipación en función de la fracción líquida del PCM.

En la Figura 6.20 se observa cómo el ahorro se reduce rápidamente cuando la fracción líquida del PCM se acerca a 1 debido a la dificultad de aprovechar el calor latente del material, como ya se ha explicado en este mismo apartado.

La generación de frío resulta más económica energéticamente disipando en el depósito prácticamente en todo el rango de temperaturas exteriores y grados de fusión del PCM. No obstante, es necesario considerar también el coste eléctrico de disipación del calor acumulado en el depósito.

6.4.4. Coste eléctrico de disipación del depósito de PCM

Aquí se analizará la recarga del depósito, ya que, tras haber disipado el calor en el depósito de PCM, éste debe ser enfriado nuevamente antes de volver a ser utilizado. Para ello, se conecta el depósito al aerodisipador mediante la bomba hidráulica secundaria, disipando el calor al ambiente cuando desciende la temperatura exterior. En este modo de funcionamiento, los consumos eléctricos presentes son el ventilador y la bomba hidráulica que lo conecta con el depósito de PCM (Ec. 6.20).

$$Pot_{(PCM-Aero)} = Pot_{aero} + Pot_{b2} \quad (\text{Ec. 6.20})$$

El coste eléctrico de enfriamiento del depósito variará en función de la temperatura ambiente, siendo energéticamente más económico disipar el calor a temperaturas bajas.

Con el fin de valorar estos costes, se ha diseñado una serie de casos de simulación, mediante el uso del modelo, en los que se ha conectado el depósito de PCM al aerodisipador (Figura 6.21). Se utilizará un caudal de la bomba 2 de $1.5 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, valor calculado anteriormente para optimizar el proceso de disipación del calor del depósito de PCM. Se ha realizado el ensayo para cuatro valores de temperatura ambiente (20, 18, 16 y 14°C). Se ha seleccionado, del mismo modo que en las simulaciones de calentamiento del depósito, una temperatura inicial de las simulaciones de 38°C . Este valor es holgadamente superior a la temperatura de fusión del PCM de modo que pueda considerarse totalmente fundido el PCM.

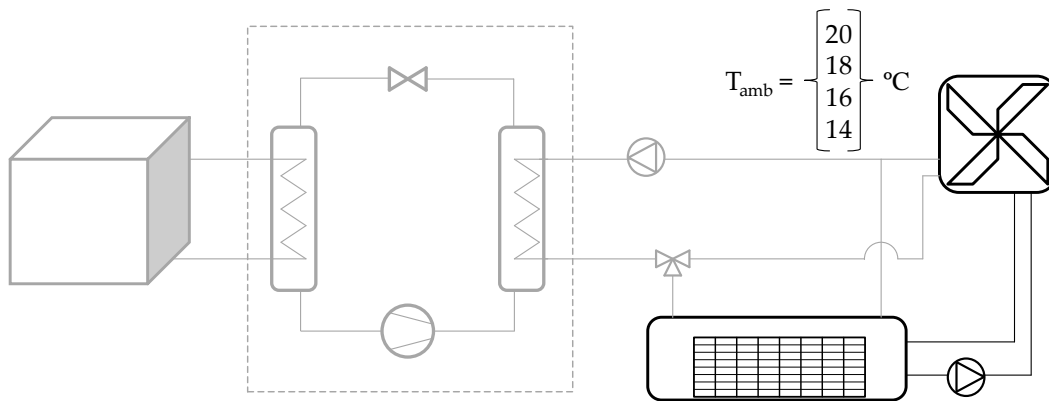


Figura 6.21 Esquema del ensayo para el cálculo del coste eléctrico de disipación del calor acumulado en el depósito mediante el ventilador para cuatro valores de temperatura ambiente.

La Figura 6.22 muestra el coste de disipación en función de la energía extraída del depósito. Esta energía extraída será análoga a la energía almacenada considerada en el apartado anterior partiendo de cero, en este caso, a una temperatura de 38°C a la que se inician las simulaciones.

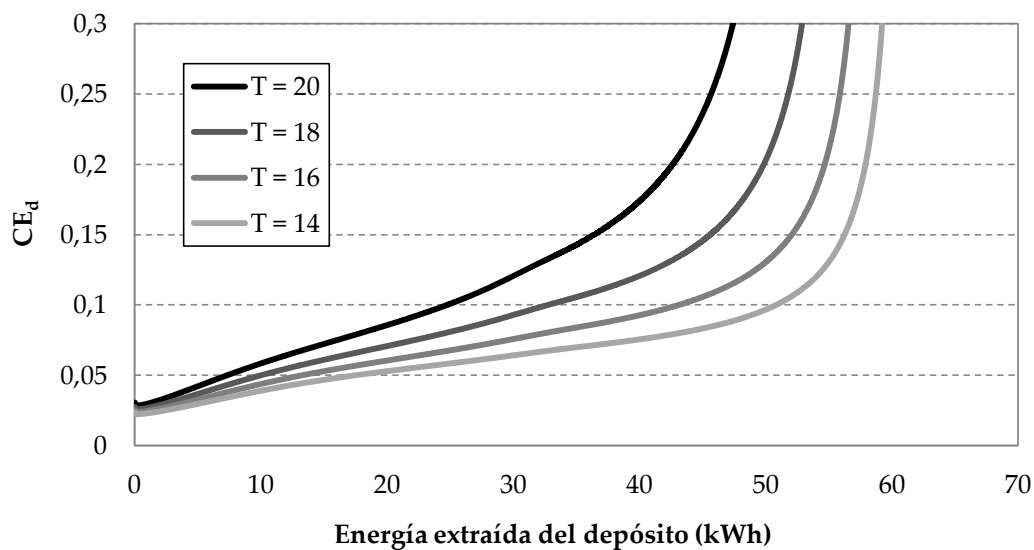


Figura 6.22 Coste eléctrico de disipación del depósito de PCM para distintas temperaturas exteriores en función de la energía disipada del depósito.

Nuevamente, resulta interesante mostrar este coste en función de la fracción líquida del PCM (Figura 6.23), ya que será durante su cambio de fase cuando resultará más económico trabajar, como se verá más adelante.

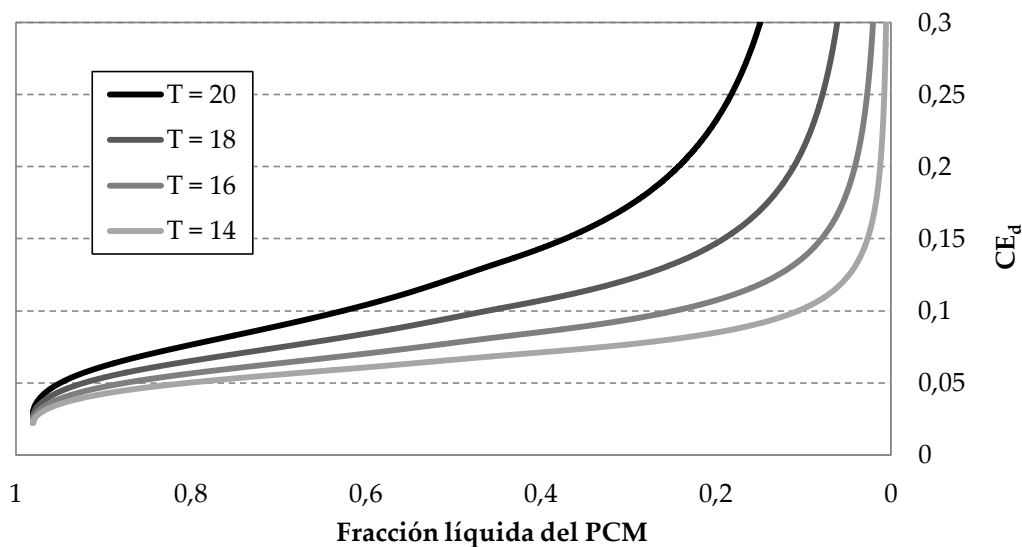


Figura 6.23 Coste eléctrico de disipación del depósito de PCM para distintas temperaturas exteriores en función de la fracción líquida del PCM.

En el anterior apartado, se ha demostrado que el ahorro energético era mayor cuando el PCM estaba en valores de fracción líquida cercanos a 0. Sin embargo, las gráficas anteriores demuestran que estas zonas son también las más costosas de regenerar, por lo que será necesaria una visión conjunta de ambos costes para ver los puntos más rentables de funcionamiento.

En las gráficas se observa un ascenso muy acusado del coste de disipación cuando la fracción líquida del PCM se acerca a 0. Esto es debido a que, a diferencia de los ensayos de calentamiento del depósito, se está intercambiando calor contra una temperatura ambiente constante, por lo que, al descender la temperatura del PCM, la diferencia de temperaturas con el ambiente se estrecha reduciéndose de forma proporcional el calor intercambiado, mientras que el consumo eléctrico permanece constante.

6.4.5. Coste eléctrico total de producción de frío con disipación en depósito de PCM y posterior enfriamiento

Como se ha visto anteriormente, el coste eléctrico total de producción de frío mediante disipación en PCM se divide en el coste de generación de frío disipando en el depósito más el posterior coste de enfriamiento del depósito (Ec. 6.14). En este apartado se analizará el CE_{PCM} a partir de los CE de producción de frío y disipación de calor del depósito de PCM vistos en los dos apartados anteriores.

La Figura 6.24 muestra el coste total de generación de frío con disipación en el PCM para distintas temperaturas exteriores durante el enfriamiento del depósito de PCM. Esta gráfica resulta de sumar el coste eléctrico mostrado en las Figuras 6.18 y 6.23 para cada valor de fracción líquida del PCM.

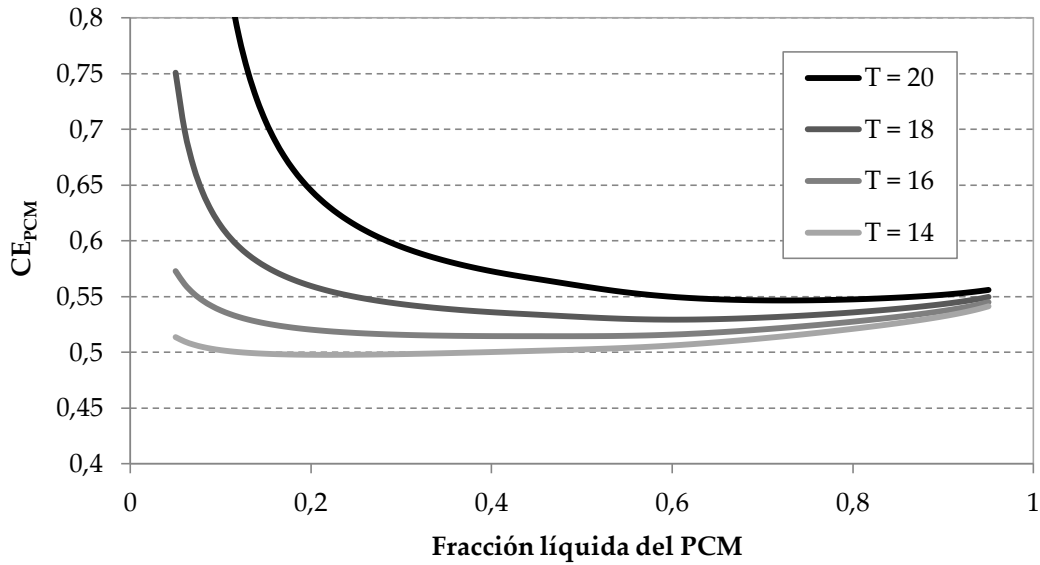


Figura 6.24 Coste eléctrico total de producción de frío con disipación en el depósito de PCM para distintas temperaturas exteriores durante la disipación en función de la fracción líquida del PCM.

Una vez unificados estos costes, es posible calcular el COP de la enfriadora con disipación en el depósito de PCM (teniendo en cuenta el coste de disipación del depósito) según se indica en la Ec. 6.11. En la Figura 6.25 se muestra el COP_{PCM} en función de la fracción líquida del PCM.

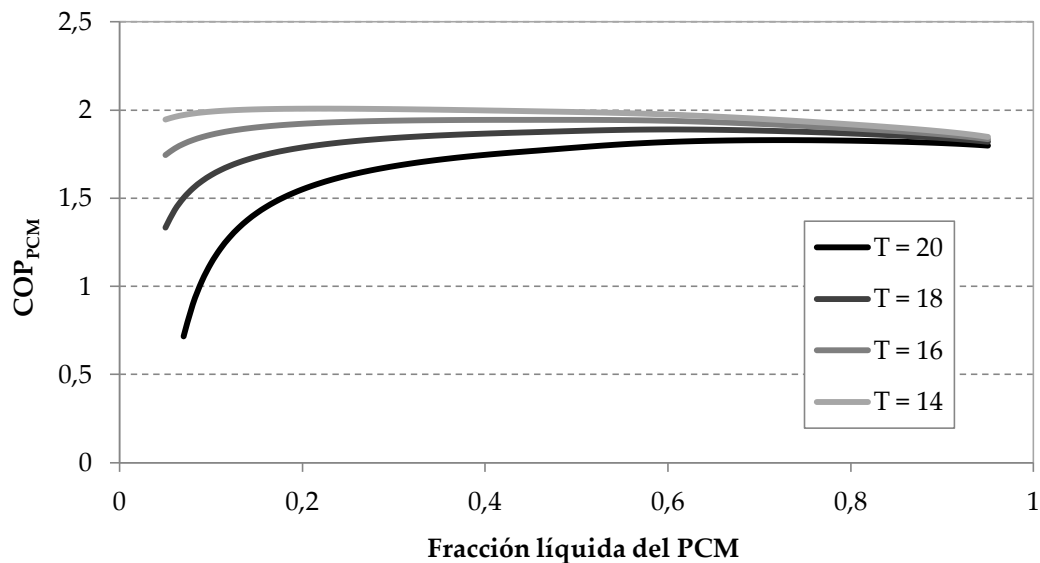


Figura 6.25 COP global de producción de frío con disipación en el depósito de PCM para distintas temperaturas exteriores durante la disipación en función de la fracción líquida del PCM.

De las dos gráficas anteriores puede deducirse que el máximo rendimiento de la instalación se obtiene durante el aprovechamiento del calor latente con una fracción líquida del PCM cercana a 0.5. Para valores de la fracción líquida cercanos a 1, la dificultad de aprovechamiento del calor latente reduce ligeramente el rendimiento. Para valores de la fracción líquida cercanos a 0, el rendimiento global es muy dependiente de la temperatura exterior disponible para extraer el calor del depósito. Se puede observar que, para una temperatura exterior de 20°C, el aprovechamiento del calor latente para valores de fracción líquida inferiores a 0.3 no resulta rentable energéticamente. Sin embargo, para una temperatura de disipación de 14°C, resulta rentable el aprovechamiento de la totalidad del calor latente del PCM.

6.5. Cálculo de ahorros eléctrico y selección de puntos de funcionamiento

Como puede verse en el apartado anterior, el posible ahorro eléctrico derivado del uso del depósito de PCM depende de varios factores, como son la temperatura ambiente durante la generación y durante la disipación o el grado de fusión del PCM.

Para calcular estos ahorros es necesario comparar el coste eléctrico de generación de frío mediante disipación aerotérmica, calculado en el apartado 6.4.2, con el coste eléctrico total de generación de frío mediante disipación en el depósito de PCM calculado en el apartado 6.4.5. Definiremos, para ello, el *ahorro eléctrico asociado al uso del depósito de PCM* (AE_{PCM}) como la diferencia de costes eléctricos entre esta estrategia de disipación y la disipación aerotérmica:

$$AE_{PCM} = CE_{aero} - CE_{PCM} \quad (\text{Ec. 6.21})$$

Como se ha visto en los apartados anteriores, el CE_{PCM} depende de la fracción líquida del PCM, así como de la temperatura exterior a la que disipemos el depósito (Ec. 6.22), mientras que el CE_{aero} depende únicamente de la temperatura exterior durante la producción de frío (Ec. 6.23).

$$CE_{PCM} = f(T_{amb}, f) \quad (\text{Ec. 6.22})$$

$$CE_{aero} = f(T_{amb}) \quad (\text{Ec. 6.23})$$

Para realizar esta comparación es necesario definir una temperatura ambiente durante la generación mediante aerodisipador y una temperatura ambiente durante la disipación del depósito. Es común simular la temperatura diaria como una senoidal [64] a partir de una temperatura media (T_m) y una amplitud (A) equivalente a la distancia entre T_m y la temperatura máxima y entre T_m y la temperatura mínima (Figura 6.26).

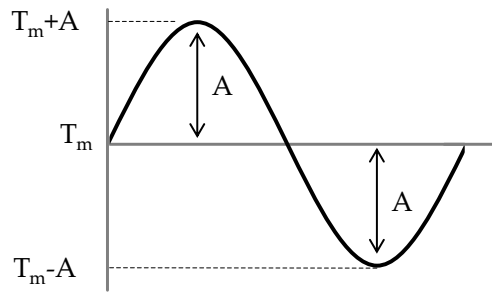


Figura 6.26 Perfil de temperatura de un día aproximado a una senoidal.

Bajo estas premisas, en este apartado se comparará el CE de producción de frío utilizando disipación aerotérmica (Figura 6.27a) frente al CE de producción de frío utilizando disipación en el depósito de PCM (Figura 6.27b).

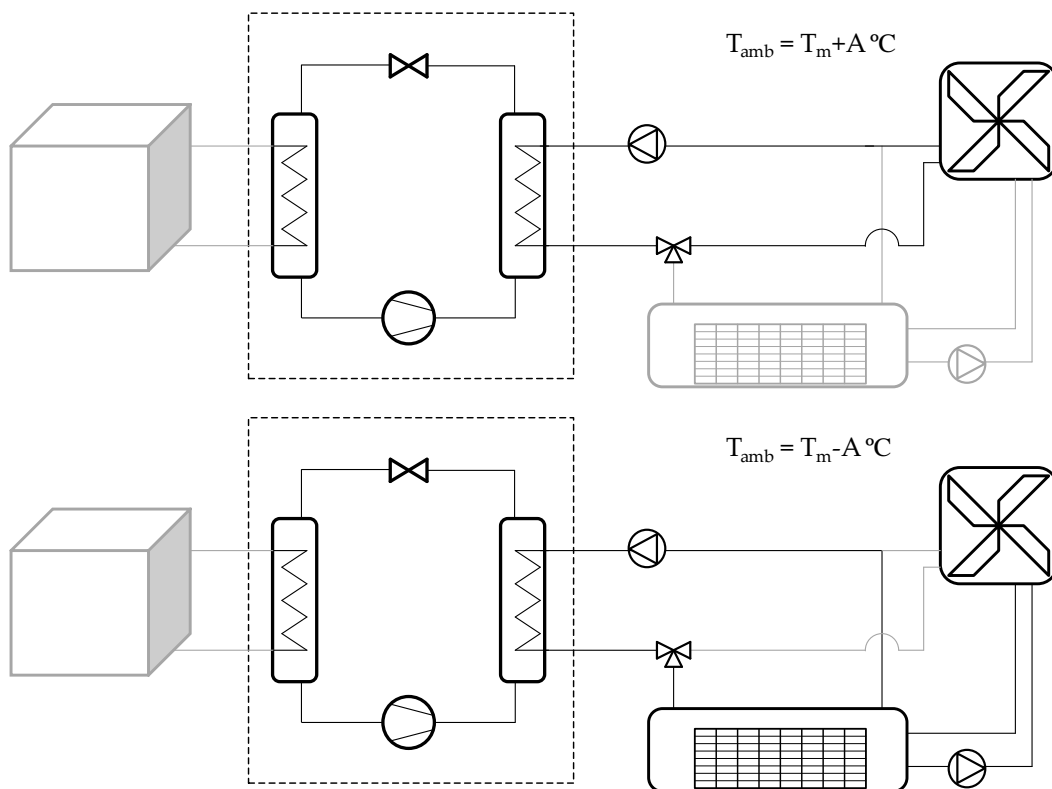


Figura 6.27 Esquema del ensayo para la comparación del CE de generación de frío mediante disipación aerotérmica (arriba) y mediante disipación en el depósito de PCM (abajo).

6.5.1. Caso 1: Comparación de costes para distintas temperaturas de disipación

Para realizar una valoración de los posibles ahorros energéticos obtenidos por el uso del depósito de PCM se va a estudiar, en primer lugar, cómo influye el perfil de temperaturas exteriores en dicho ahorro.

Se han realizado, para ello, dos conjuntos de simulaciones con distintos grupos de temperaturas. El primero de ellos, variando la temperatura media y, el segundo, la amplitud.

Como primera aproximación a un caso real, en este apartado se considerará la temperatura ambiente durante la producción de frío igual a la temperatura máxima del día (T_{m+A}) y la temperatura ambiente durante el periodo de enfriamiento del depósito igual a la temperatura mínima del día (T_{m-A}).

En primer lugar, se desea estudiar cómo influye la temperatura ambiente media en el rendimiento del sistema de climatización propuesto. Una menor temperatura media supondrá un menor coste de disipación del depósito pero también supondrá un menor ahorro en la generación de frío. Por el contrario, una mayor temperatura media aumentará el coste de disipación del depósito pero también supondrá un mayor ahorro al utilizar el mismo como disipación durante la generación de frío.

Para este ensayo se ha seleccionado una amplitud constante de 8°C (valor lo suficientemente elevado como para obtener valores de AE_{PCM} positivos) y se estudiará el ahorro energético para cuatro niveles de T_m (23, 25, 27 y 29°C). La Tabla 6.2 resume las condiciones consideradas en este ensayo.

T_m (°C)	T^a generación ($T_m + 8$) (°C)	T^a disipación ($T_m - 8$) (°C)
23	31	15
25	33	17
27	35	19
29	37	21

Tabla 6.2 Temperaturas ambiente de generación y disipación consideradas en el ensayo para distintas T_m y amplitud constante de 8°C.

En primer lugar, se calculará el CE_{aero} para la temperatura ambiente de cada uno de los supuestos. A continuación, se calculará el CE_{PCM} para la temperatura ambiente de cada uno de los supuestos con simulaciones de iguales características a las realizadas en el apartado anterior. Se comenzará con una temperatura del depósito de 18°C y se utilizarán los caudales de las bombas calculados al comienzo de este capítulo. Cada simulación dará lugar a una curva de CE_{PCM} dependiente de la fracción líquida del PCM como la obtenida en la Figura 6.24. El cálculo del AE_{PCM} según la (Ec. 6.21) dará lugar a una curva de ahorro en función de la fracción líquida de PCM para cada pareja de temperaturas.

La Figura 6.28 muestra el ahorro obtenido para cada conjunto de temperaturas en función de la fracción líquida del PCM. Puede observarse como, a igual amplitud, las T_m elevadas dificultan la disipación del depósito por la noche, eliminando el ahorro energético para valores de fracción líquida del PCM bajos y presentan ahorros más elevados para valores de fracción líquida del PCM altos. En una aplicación con estos valores de temperatura no sería rentable energéticamente enfriar el PCM por debajo de cierto valor de fracción líquida.

Por su parte, las T_m bajas permiten la disipación del PCM hasta valores de fracción líquida bajos, pero presentan ahorros más reducidos a lo largo de toda la fusión del PCM debido a que el CE de generación mediante disipación aerotérmica no será elevado y, por lo tanto, el ahorro al utilizar el depósito de PCM será bajo. En una aplicación con estas características de temperatura, sería recomendable aprovechar todo el calor latente del PCM para maximizar los ahorros.

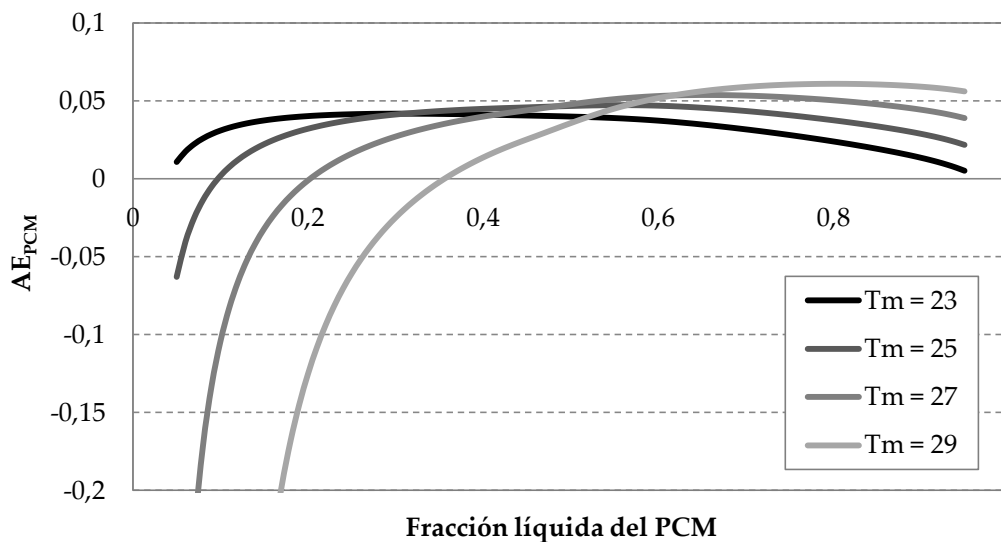


Figura 6.28 Ahorro por utilización del depósito de disipación para distintas T_m y amplitud constante de 8°C .

En este caso, una T_m de 25°C (2°C por debajo de la temperatura de cambio de fase) presenta el mejor equilibrio entre ahorros elevados y buen aprovechamiento de todo el rango de calor latente del PCM.

Además, se comprueba que el mayor ahorro se encuentra en la parte central del rango de fusión del PCM, siendo desaconsejable, en cuanto a rendimiento energético, la total congelación o fusión del PCM.

En el segundo ensayo se va a estudiar el ahorro para distintas amplitudes de temperatura. Una mayor amplitud supondrá temperaturas elevadas durante la generación de frío y temperaturas bajas durante la disipación del depósito, lo que beneficia los ahorros que se obtendrán por utilizar el depósito de PCM.

En este ensayo se ha fijado una T_m de 25°C (la que presentaba mejor perfil de ahorro en el ensayo anterior) y se estudiará el ahorro energético para cinco niveles distintos de amplitud (6, 7, 8, 9 y 10°C). La Tabla 6.3 resume las condiciones consideradas en este segundo ensayo.

A (°C)	T ^a generación (25 +A) (°C)	T ^a disipación (25 -A) (°C)
6	31	19
7	32	18
8	33	17
9	34	16
10	35	15

Tabla 6.3 Temperaturas ambiente de generación y disipación consideradas en el ensayo para distintas amplitudes y T_m constante de 25°C.

La Figura 6.29 muestra los ahorros para los cinco grupos de temperaturas estudiados. Se observa un mayor ahorro para elevadas diferencias entre la temperatura ambiente durante la generación y la disipación. De ella también se desprende que apenas pueden lograrse ahorros para diferencias entre la temperatura de generación y disipación inferiores a 12°C.

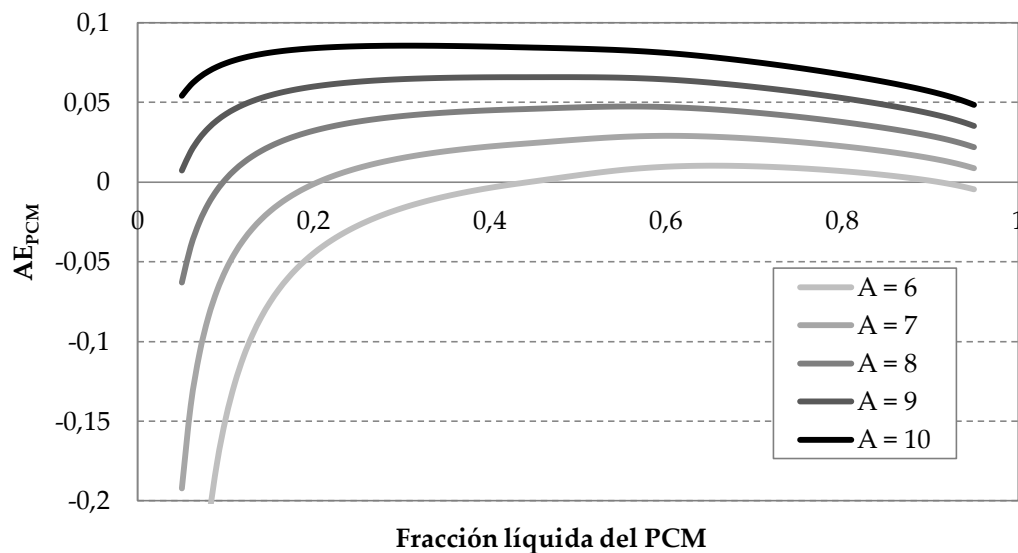


Figura 6.29 Ahorro eléctrico por utilización del depósito de disipación para distintas amplitudes y T_m constante de 25°C.

Así, hemos visto que, para obtener un mayor rendimiento, se ha de trabajar en puntos intermedios de fracción líquida del PCM, siendo el ahorro menor en los extremos (puntos cercanos a una total fusión o congelación del PCM). Por lo tanto, si el uso del depósito para disipación es limitado, podremos trabajar en los puntos de máximo ahorro. Sin embargo, si la demanda obliga a un mayor uso del depósito, nos veremos obligados a trabajar en puntos de menor rendimiento. No obstante, para un mayor aprovechamiento del depósito de PCM será conveniente maximizar su uso siempre en condiciones de ahorro positivo y dando prioridad a los puntos de mayor ahorro.

A continuación, se pretende estudiar a partir de qué temperatura ambiente se ha de optar por el uso del depósito de PCM como foco de disipación frente al aerodisipador. Esta selección dependerá de la energía total que se pretenda disipar en el depósito y de la temperatura a la que se prevea que se podrá disipar, posteriormente, la energía almacenada en el depósito.

Para ello, se han calculado los costes totales de producción de frío para tres perfiles distintos de carga (1, 3 y 5 horas de uso del depósito) y se han seleccionado tres niveles de temperatura ambiente para disipación del calor acumulado en el depósito (20, 18 y 16°C). En las simulaciones llevadas a cabo se ha trabajado en el rango de fracción líquida del PCM que presentaba un mayor AE_{PCM} .

La Figura 6.30 muestra una comparación de los costes de generación de frío para las nueve combinaciones de las variables anteriormente descritas frente al coste de generación de frío mediante disipación aerotérmica ya calculado en el apartado 6.4.2.

Los costes para generación mediante disipación en el depósito de PCM resultan en líneas horizontales al ser independientes de la temperatura ambiente durante el día. Sin embargo, la curva de costes para disipación aerotérmica sí varía con la temperatura ambiente, como se ha visto anteriormente.

La intersección entre la curva de coste para uso de disipación aerotérmica y los distintos costes de uso del depósito muestran las temperaturas a partir de las cuales es rentable el uso del depósito.

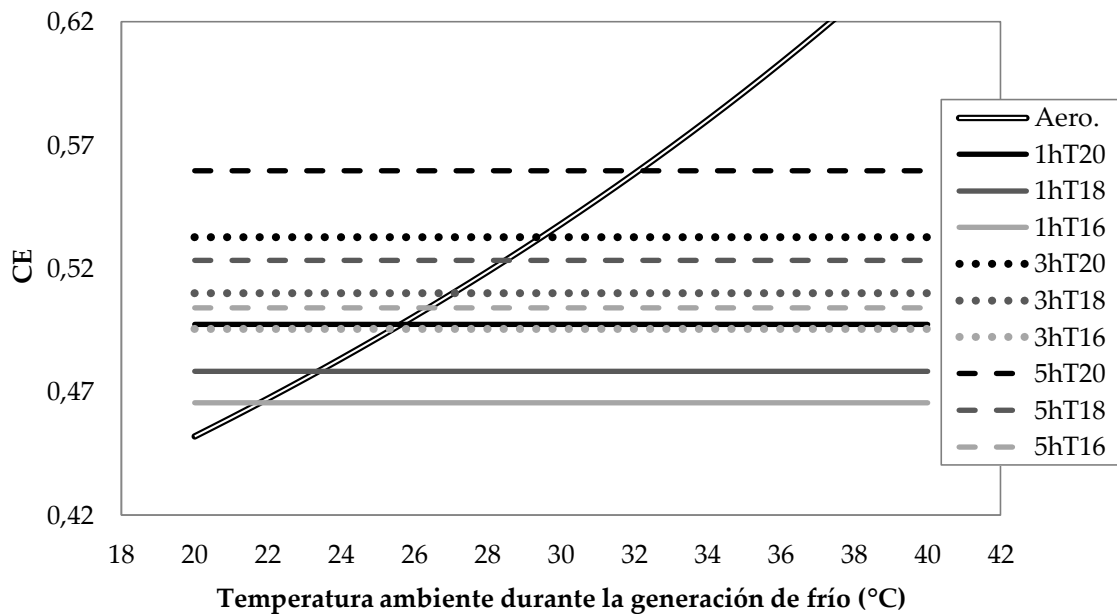


Figura 6.30 Coste total de producción de frío para disipación mediante aerodisipador y distintas condiciones de disipación mediante depósito de PCM.

Puede observarse cómo los costes totales de generación son menores para periodos de uso menores y para temperaturas de disipación nocturna menores.

Para una cierta temperatura diurna, la diferencia entre la curva de costes de disipación aerotérmica y la línea de costes del depósito significaría el ahorro obtenido en vatios eléctricos por cada vatio térmico generado.

6.5.2. Caso 2: Análisis de los ahorros en función del factor de carga

Como se ha visto en capítulos anteriores, un funcionamiento intermitente de la enfriadora permite un mejor aprovechamiento del calor latente del PCM. En un funcionamiento intermitente, la enfriadora alterna periodos de funcionamiento con periodos de reposo. En los primeros, se almacenará calor en el depósito mientras que en los segundos no, permitiendo que el agua del depósito ceda calor al PCM. Esto disminuirá la temperatura de salida del depósito mejorando el COP del sistema cuando la enfriadora vuelva a ponerse en funcionamiento.

En este apartado se analizará el efecto del funcionamiento intermitente en el rendimiento de la instalación. Definiremos, para ello, el factor de carga (F_c) de la instalación como el cociente entre el tiempo de funcionamiento de la enfriadora y el tiempo máximo que podría haber estado en funcionamiento.

El factor de carga tendrá influencia en el CE_{PCM} , por lo que se han diseñado un conjunto de casos de simulación con idénticas características a los realizados en el apartado 6.4.3 para distintos valores de F_c .

La Figura 6.31 muestra el CE_{PCM} para distintos F_c en función de la fracción líquida del PCM. Puede comprobarse como al disminuir el F_c del sistema disminuye el CE_{PCM} .

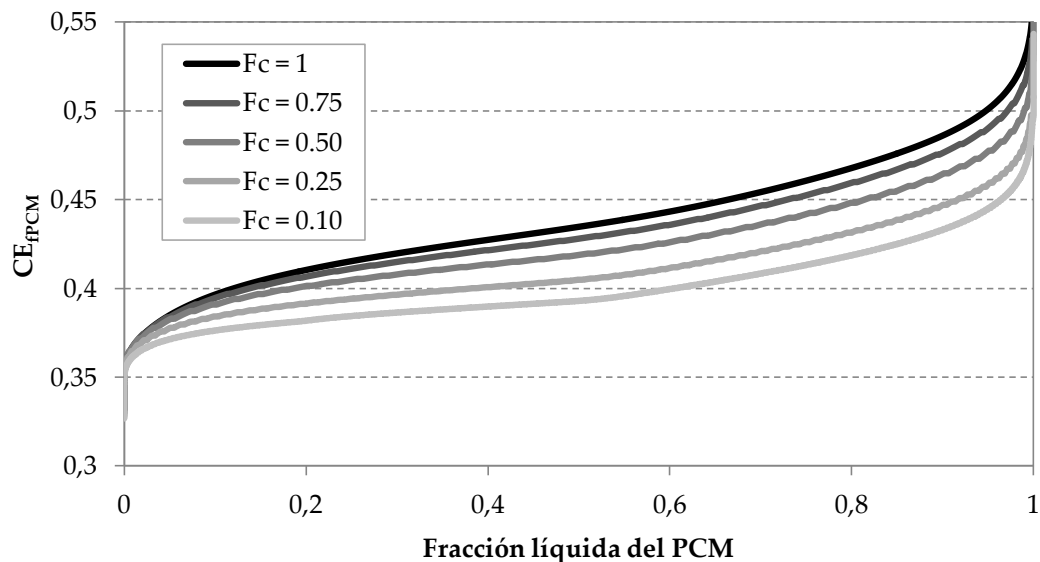


Figura 6.31 Coste eléctrico de producción de frío con disipación en el depósito de PCM para distintos factores de carga.

Definiremos el AE_F para un determinado F_c como la diferencia entre el coste eléctrico trabajando con un F_c unitario y el coste eléctrico trabajando para dicho F_c .

$$AE_F(F_c) = CE_{fPCM}(F_c = 1) - CE_{fPCM}(F_c) \quad (\text{Ec. 6.24})$$

Para poder estudiar la relación entre el factor de carga y el ahorro eléctrico obtenido se ha calculado el AE_F promedio para cada una de las curvas de la Figura 6.31. La Figura 6.32 muestra estos valores, donde puede apreciarse como la relación entre el F_c y el AE_F se ajusta con buena precisión a una ecuación de orden dos.

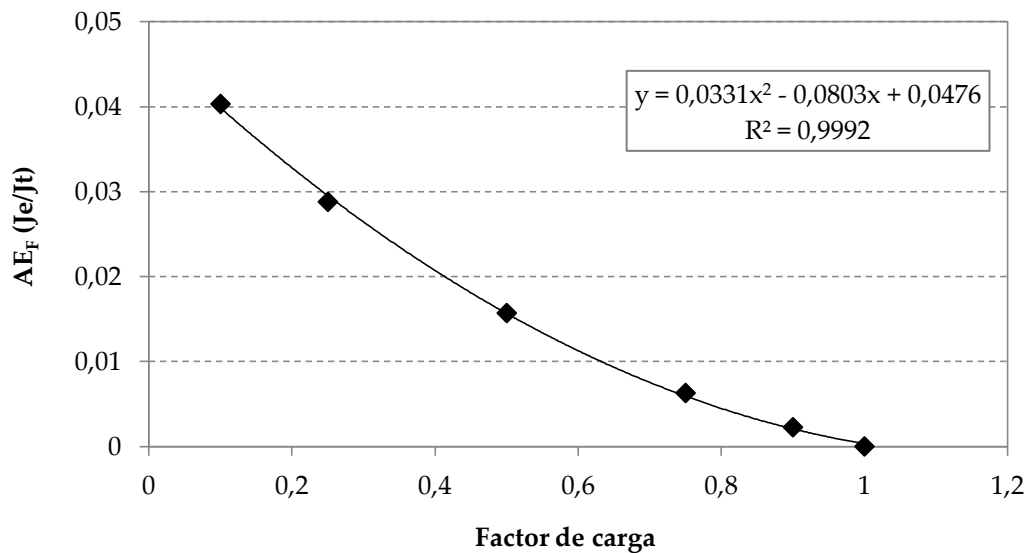


Figura 6.32 Ahorro eléctrico obtenido en la producción de frío en función del factor de carga.

6.5.3. Caso 3: Aplicación para condiciones reales de funcionamiento (demanda constante)

Para comprobar el funcionamiento del depósito de PCM y los potenciales ahorros eléctricos, se realizarán, en este apartado, una serie de casos de simulación basados en condiciones reales de funcionamiento. Se ha comprobado, en apartados anteriores, que el funcionamiento óptimo del sistema se consigue para perfiles de temperatura con medias ligeramente inferiores a la temperatura de fusión del PCM y con amplitudes elevadas, por lo tanto, se seleccionará un perfil de temperaturas senoidal basado en una ciudad real que cumpla estas características. Una de las ciudades de España con amplitudes más elevadas en su perfil de temperaturas es Granada. La Figura 6.33 muestra una comparación de siete días del mes de Julio de la ciudad de Granada frente a una senoidal de temperatura media 25°C y amplitud 9.6°C [65] (Ec. 6.25):

$$T = 25 + 9.6 \sin\left(\frac{2\pi}{24}t\right) \quad (\text{Ec. 6.25})$$

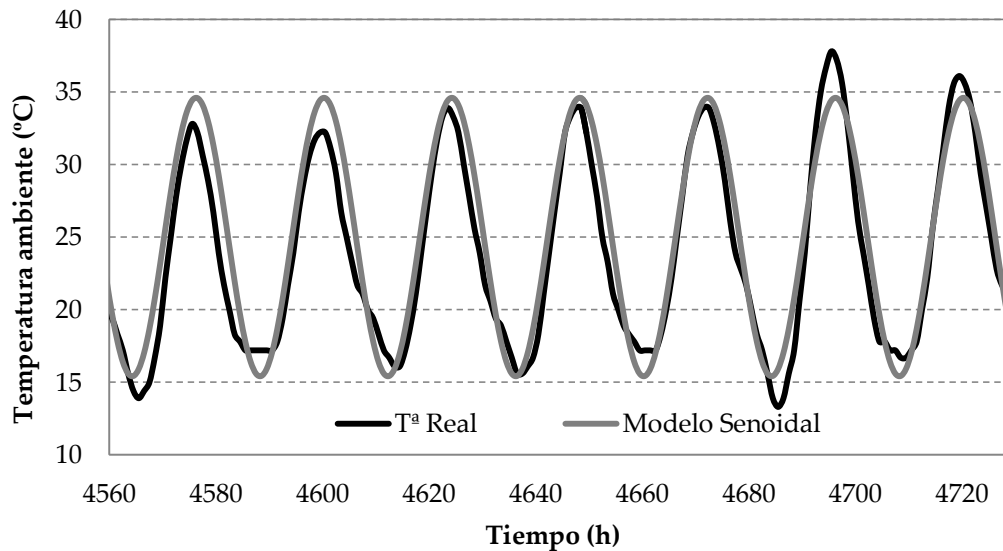


Figura 6.33 Comparación de la temperatura ambiente frente a un modelo senoidal.

Utilizando este perfil de temperaturas exteriores se van a plantear una serie de casos de simulación para ver la influencia de los principales parámetros que influyen en el funcionamiento de la instalación.

6.5.3.1. Caso 3 – Escenario 1

En este primer grupo de simulaciones, se comparará el funcionamiento de la enfriadora con disipación aerotérmica durante todo el periodo de demanda frente a un funcionamiento en el que se cubra el periodo de menor COP de la instalación con disipación en el depósito de PCM.

En estas simulaciones se considerará una demanda de 8 horas en los periodos de mayor temperatura exterior. Durante este periodo de demanda se considerará un factor de carga de 1 durante el funcionamiento con disipación aerotérmica, es decir, la enfriadora funcionará a plena carga. Se estudiarán dos simulaciones con el uso del depósito: una en la que este se utilice durante 3 horas y otra en la que se utilice durante 4.5 horas, en ambos casos en los periodos de mayor temperatura exterior.

Los resultados de las simulaciones con uso de depósito de PCM son muy dependientes de la temperatura inicial del depósito. Comenzar las simulaciones con el depósito a 18°C como en los ensayos anteriores supondría una ventaja artificial para los casos de uso de depósito. Para evitar este sesgo en las conclusiones, se realizarán simulaciones de ocho días idénticos de forma que el sistema alcance un equilibrio de funcionamiento. Se considerará como día tipo para la toma de datos el último día de la serie de simulación de modo que la temperatura inicial del tanque al comenzar la producción de frío sea la temperatura a la que quedó el tanque el día anterior (idéntico al día actual) tras la disipación nocturna. Es decir, tras el enfriamiento del depósito se dejará éste a la misma temperatura a la que estaba al comienzo del periodo de demanda.

Durante la utilización del depósito de PCM aumentará el COP de la instalación, lo que supondrá una mayor producción de frío. Para poder comparar correctamente todos los modos

de funcionamiento, se regulará el F_c de la instalación para igualar el frío producido (Q_{ev}) al del modo con disipación aerotérmica.

En cuanto al enfriamiento del depósito, éste comenzará, en ambos casos, cuando la temperatura exterior descienda por debajo de los 20°C y se detendrá cuando la diferencia de temperaturas entre el agua a la salida del depósito y la temperatura ambiente sea inferior a 5°C. Se han seleccionado estos valores de los parámetros de disipación del depósito de PCM tras comprobarse que son adecuados para estas condiciones de funcionamiento. Más adelante se estudiará la influencia de estos parámetros en el rendimiento de la instalación.

La Tabla 6.4 muestra las condiciones de simulación para estos tres casos:

	Aero	PCM (4.5h)	PCM (3h)
Demanda (h)	8	8	8
T^a inicio-fin demanda (°C)	29.8	29.8	29.8
Uso PCM (h)	-	4.5	3
T^a inicio-fin PCM (°C)	-	33.0	33.9
T^a inicio disipación (°C)	-	20	20
ΔT paro disipación (°C)	-	5	5
F_c	1	0.88	0.87

Tabla 6.4 Condiciones de simulación para los casos estudiados en el Escenario 1.

En la Tabla 6.5 se muestran los principales parámetros energéticos de estos casos de simulación, así como su porcentaje de variación con respecto al funcionamiento con disipación aerotérmica. Para una mejor comprensión del uso del depósito del PCM, se ha distinguido entre la energía eléctrica consumida durante la producción de frío y la consumida durante el enfriamiento del depósito.

	Aero	PCM (4.5h)		PCM (3h)	
Q_{ev} (kWh)	46.71	46.79	+0.16%	47.31	+1.29%
W producción frío (kWh)	26.42	22.90	-7.26%	23.80	-4.52%
W enfriamiento PCM (kWh)	-	1.60		1.43	
COP	1.768	1.910	+8.01%	1.876	+6.08%

Tabla 6.5 Resultados obtenidos en los casos estudiados en el Escenario 1 y variación porcentual con respecto al caso con disipación aerotérmica.

Como puede verse en los resultados, el uso del depósito de PCM puede incrementar el COP en un 8.01% en el caso de utilizarse durante 4.5 horas. Al utilizarse durante 3 horas, aunque el CE sea menor durante su uso, como se ha demostrado anteriormente, el aumento del COP es

menor que en el caso anterior. Esto se debe a que el mayor rendimiento del uso del depósito no compensa el menor ahorro energético por un menor uso.

6.5.3.2. Caso 3 – Escenario 2

En esta simulación se estudiará la mejora que puede aportar el uso del depósito de PCM en un sistema de climatización con un factor de carga menor al del caso anterior.

Para ello, se considerará una demanda de 12 horas (un 50% superior al caso anterior) con un F_c para el funcionamiento con disipación aerotérmica de 0.67 lo que supone un total de 8 horas de funcionamiento (como en el Escenario anterior).

Se estudiarán nuevamente dos perfiles de uso del depósito de PCM: uno que cubrirá las 6.75 horas de mayor temperatura y otro que cubrirá las 4.5 horas de mayor temperatura (ambos periodos son un 50% superiores a los del caso anterior). Las condiciones de disipación serán idénticas a las del Escenario 1.

Nuevamente, el F_c durante el uso del PCM se ajustará para igualar la producción de frío a la del caso de referencia con disipación aerotérmica.

La Tabla 6.6 muestra las condiciones de simulación para los tres casos analizados en este Escenario.

	Aero	PCM (6.75h)	PCM (4.5h)
Demanda (h)	12	12	12
Tª inicio-fin demanda (°C)	25	25	25
Uso PCM (h)	-	6.75	4.5
Tª inicio-fin PCM (°C)	-	31.1	33.0
Tª inicio disipación (°C)	-	20	20
ΔT paro disipación (°C)	-	5	5
F_c	0.67	0.60	0.57

Tabla 6.6 Condiciones de simulación para los casos estudiados en el Escenario 2.

La Tabla 6.7 muestra los parámetros energéticos resultado de este grupo de casos de simulación, así como su variación porcentual con respecto al funcionamiento con aerodisipador.

	Aero	PCM (6.75h)		PCM (4.5h)	
Q_{ev} (kWh)	48.20	48.60	+0.81%	48.62	+0.86%
W producción frío (kWh)	26.32	22.95	-6.71%	23.57	-5.07%
W enfriamiento PCM (kWh)	-	1.60		1.42	
COP	1.831	1.979	+8.07%	1.946	+6.24%

Tabla 6.7 Resultados obtenidos en los casos estudiados en el Escenario 2 y variación porcentual con respecto al caso con disipación aerotérmica.

En ambos casos de disipación en depósito de PCM vuelven a apreciarse mejoras en el COP con respecto al uso de disipación aerotérmica. También se aprecian mejoras significativas del COP con respecto a los casos estudiados en el Escenario 1 debido al menor F_c . Sin embargo, la mejora del COP con disipación aerotérmica hace que esta mejora absoluta no se traduzca en una mejora porcentual. Los porcentajes de mejora del COP son similares a los del Escenario 1.

6.5.3.3. Caso 3 – Escenario 3

En este Escenario de simulación se comparará la sustitución total del sistema de disipación aerotérmica por el depósito de PCM. Para ello, se considerará una demanda de 8 horas con un factor de carga de 0.67, lo que da lugar a un perfil de demanda que puede ser cubierto en su totalidad haciendo uso del depósito de PCM. Se simulará, por una parte, el funcionamiento de la instalación con disipación aerotérmica. Por otra parte, se simulará la cobertura total de la demanda utilizando el depósito de almacenamiento térmico como foco de disipación.

Las condiciones de disipación seleccionadas son idénticas a las consideradas en el Escenario 1. La Tabla 6.8 muestra las condiciones de simulación para los dos casos considerados mientras que la Tabla 6.9 muestra los parámetros energéticos resultado de la simulación, así como la variación porcentual de los mismos.

	Aero	PCM
Demanda (h)	8	8
T^a inicio-fin demanda (°C)	29.8	29.8
Uso PCM (h)	-	8
T^a inicio-fin PCM (°C)	-	29.8
T^a inicio disipación (°C)	-	20
ΔT paro disipación (°C)	-	5
F_c	0.67	0.61

Tabla 6.8 Condiciones de simulación para los casos estudiados en el Escenario 3

	Aero	PCM	
Q_{ev} (kWh)	31.09	31.33	+0.77
W producción frío (kWh)	17.59	14.12	-10.41
W enfriamiento PCM (kWh)	-	1.64	
COP	1.768	1.988	+12.48

Tabla 6.9 Resultados obtenidos en los casos estudiados en el Escenario 3 y variación porcentual con respecto al caso con disipación aerotérmica

A la vista de los resultados, la mejora del COP (+12.48%) es mayor que en los escenarios anteriores. Además, este caso presenta el mayor COP de todos los casos estudiados. Esto es debido a que no se cubre parte de la demanda con disipación aerotérmica como en los casos anteriores, si no que el total de la demanda se cubre con disipación en el depósito de PCM. Además, al trabajar con el F_c más bajo se reduce el CE de producción de frío como se ha visto en apartados anteriores.

6.5.3.4. Caso 3 – Escenario 4

En esta simulación se estudiará la influencia de las condiciones impuestas durante el proceso de disipación en el rendimiento de la instalación.

Para estas simulaciones se considerará una demanda de 8 horas donde las 5 horas de mayor temperatura se cubrirán con disipación en el depósito de PCM.

Partiremos de las condiciones de disipación del Escenario 1, esto es, comenzar a enfriar el depósito cuando la temperatura exterior baje de 20°C y parar cuando la diferencia entre la temperatura de salida del depósito y la temperatura ambiente sea inferior a 5°C.

A partir de estas condiciones, se realizarán cuatro casos de simulación. En los dos primeros se variará la temperatura a la que se empezará a enfriar el depósito. En un caso se considerará una temperatura superior (22°C) y, en otro, una temperatura inferior (18°C). En los dos restantes se variará la diferencia de temperaturas a la cual se detiene el proceso de enfriamiento del depósito de PCM. Se estudiará una diferencia superior (8°C) y una diferencia inferior (2°C)

Las Tablas 6.10 y 6.11 muestran las condiciones de simulación y los resultados obtenidos para los casos analizados en este apartado.

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Demanda (h)	8	8	8	8	8
T^a inicio-fin demanda (°C)	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8
Uso PCM (h)	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5
T^a inicio-fin PCM (°C)	33	33	33	33	33
T^a inicio disipación (°C)	20	22	18	20	20
ΔT paro disipación (°C)	5	5	5	8	2
F_c	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88

Tabla 6.10 Condiciones de simulación para los casos estudiados en el Escenario 4

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Q_{ev} (kWh)	46.79	46.93 (+0.31%)	46.56 (-0.48%)	46.21 (-1.23%)	47.03 (+0.53%)
W producción frío (kWh)	22.90	22.85 (-0.22%)	22.98 (+0.34%)	23.10 (+0.86%)	22.82 (-0.37%)
W enfriamiento PCM (kWh)	1.60	1.75 (+9.24%)	1.44 (-9.95%)	1.22 (-23.85%)	1.94 (+21.48%)
COP	1.910	1.908 (-0.01%)	1.907 (-0.15%)	1.901 (-0.48%)	1.900 (-0.53%)

Tabla 6.11 Resultados obtenidos en los casos estudiados en el Escenario 4 y variación porcentual con respecto al caso 1

En los casos de variación de la temperatura de inicio del proceso de disipación del calor del depósito de PCM, se observa cómo un aumento de este valor hace que se empiece a disipar a una temperatura muy elevada, donde el CE de la disipación será elevado por el escaso salto térmico entre el agua y la temperatura exterior. Esto hace que se deba prolongar el proceso de disipación de calor, aumentando el coste de enfriamiento del PCM. Por otra parte, comenzar a disipar a una temperatura menor, aunque reduzca el coste, no permite un correcto enfriamiento del depósito, lo que reduce la producción de frío y aumenta el coste de ésta.

En los casos de variación de la condición de paro del proceso de disipación de calor, el comportamiento del sistema es similar. Detener el proceso para una potencia elevada reduce la energía consumida en el proceso de disipación, pero conlleva una disipación incompleta, lo que disminuye la producción de frío y aumenta su coste. Por otra parte, prolongar el proceso de disipación hasta que la potencia disipada sea muy baja, mejora el enfriamiento del depósito pero conlleva un coste del proceso de disipación muy elevado que reduce el COP global.

En ambos casos existe un óptimo para las condiciones de disipación que dependerá del perfil de demanda y de temperaturas exteriores. Sin embargo, puede observarse en los resultados que la selección de estos parámetros tiene un efecto limitado en el COP global del sistema ya que, para el amplio rango de valores simulado, la variación del COP ha sido inferior al 1%.

6.5.4. Caso 4: Aplicación para condiciones reales de funcionamiento (perfil de demanda variable)

Por último, en este apartado se estudiará el funcionamiento del sistema de climatización mediante disipación en el depósito de PCM considerando un perfil real de demanda.

Para este grupo de simulaciones se ha adaptado el perfil de demanda calculado para la vivienda *SMLsystem*. Esta vivienda fue diseñada para participar en el concurso *Solar Decathlon 2012* de viviendas energéticamente sostenibles, para la cual se diseñó un sistema de climatización similar al estudiado en la presente tesis [66]. La Figura 6.34 muestra este perfil de demanda junto al perfil de temperatura ambiente diario considerado. La demanda se ha expresado como el porcentaje de la potencia máxima de la enfriadora, de modo que los resultados obtenidos sean extrapolables a equipos de distinta potencia al estudiado en esta tesis.

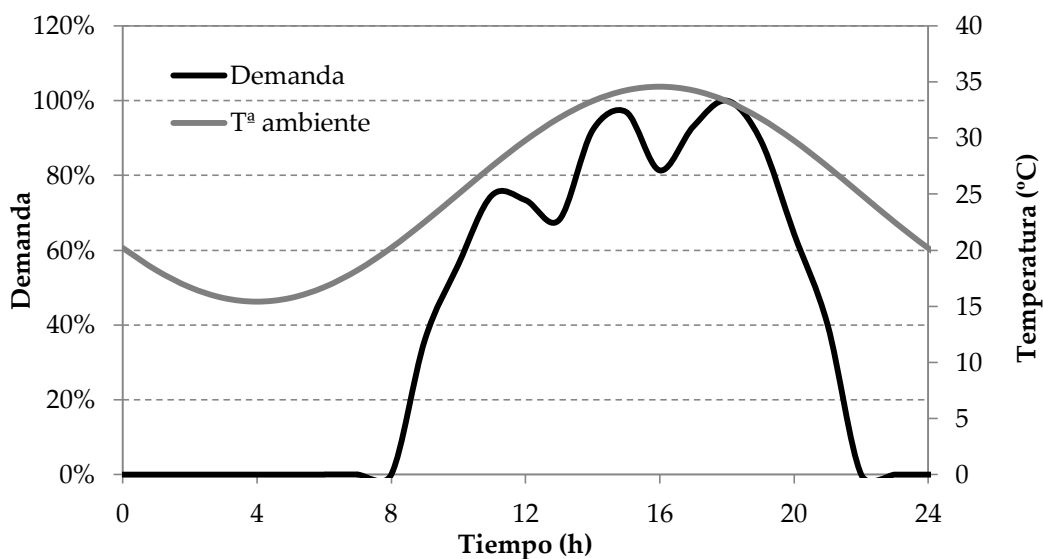


Figura 6.34 Perfil de demanda térmica y temperatura ambiente considerados para este grupo de simulaciones

En estas simulaciones se estudiará la eficiencia del sistema de climatización para distintos periodos de uso del depósito de PCM. Para ello, se simulará el uso del depósito de PCM desde 1 hasta 8 horas, centrando estos periodos siempre en las horas de mayor temperatura exterior para un mejor aprovechamiento del sistema. El resto de la demanda se cubrirá mediante disipación aerotérmica.

Se simulará, para ello, un local a climatizar al que se le ha asignado una masa térmica equivalente a 600 m³ de aire. Este local aumentará su temperatura debido a la demanda térmica

anteriormente descrita. Se configurará el sistema de climatización para mantener la temperatura del local entre 23 y 25°C. Para ello se activará el sistema de climatización cuando la temperatura del local supere los 25°C y se desactivará cuando la temperatura descienda por debajo de 23°C.

Las condiciones de enfriamiento del depósito de PCM se seleccionarán para optimizar el funcionamiento del sistema en cada caso. Para periodos de uso de pocas horas, al haber poco calor acumulado en el depósito, éste se enfriará en las horas de menor temperatura. Para periodos de uso de más horas, al haber más calor acumulado en el depósito, se deberá ampliar el periodo de enfriamiento comenzando a temperaturas más elevadas.

Bajo estas condiciones se ha calculado el consumo eléctrico para cubrir la demanda propuesta en cada caso. La Figura 6.35 muestra este consumo para los distintos tiempos de uso del depósito de PCM. Puede observarse cómo existe un consumo mínimo para 6 horas de uso de PCM. En este punto se obtiene un ahorro en el consumo eléctrico de un 6.8%.

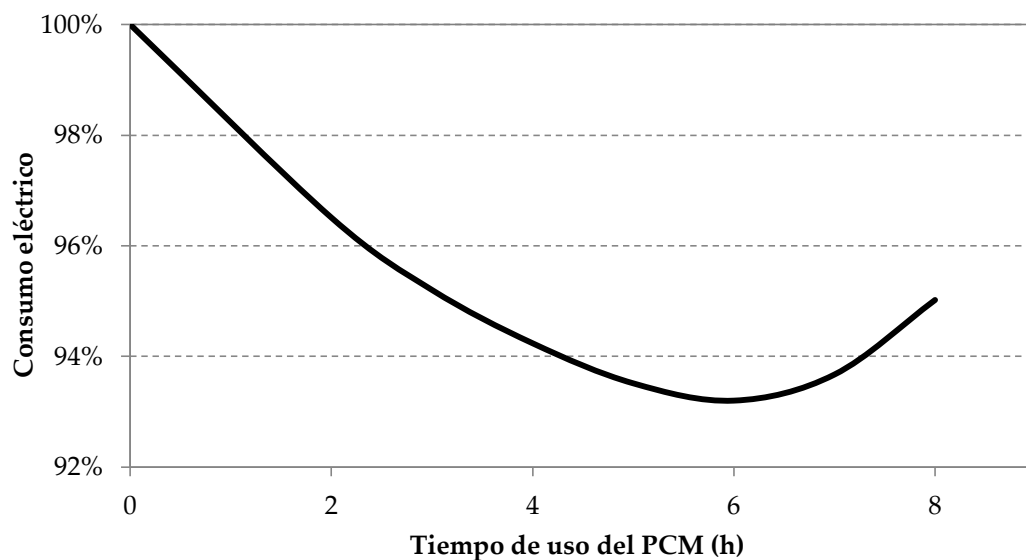


Figura 6.35 Consumo eléctrico del sistema de climatización para distintos periodos de usos del depósito de PCM.

Este resultado puede expresarse también mediante el COP global de la instalación (Figura 6.36). El máximo COP coincide con el mínimo consumo eléctrico para un uso del depósito de PCM de 6 horas. La mejora del COP en este caso con respecto al caso de referencia con disipación aerotérmica es de un 7.4%.

La Figura 6.37 muestra que este punto óptimo de funcionamiento coincide con el punto de máximo aprovechamiento del calor latente del PCM que, para las condiciones consideradas en estos casos de simulación, asciende a un 68%. Para periodos de uso del PCM superiores a 6 horas no se consigue un mayor aprovechamiento del calor latente del PCM, si no que se almacena energía en forma de calor sensible trabajando a una temperatura superior al rango de cambio de fase del PCM.

En estos casos, el periodo de tiempo y la temperatura ambiente disponibles para enfriar el depósito no permiten recuperar la totalidad del calor latente del PCM para su posterior uso en el ciclo siguiente sin empeorar el COP de la instalación. Esto se debe a que, al ampliar el uso del

PCM por encima de 6 horas, se están sustituyendo periodos de funcionamiento con disipación aerotérmica con cada vez mayor COP, por lo que, a partir de este punto, el ahorro generado por el uso del depósito para disipación no compensa el coste de enfriamiento nocturno que, por otra parte, cada vez resulta más costoso al tener que ampliar el periodo de enfriamiento a horas con mayor temperatura exterior.

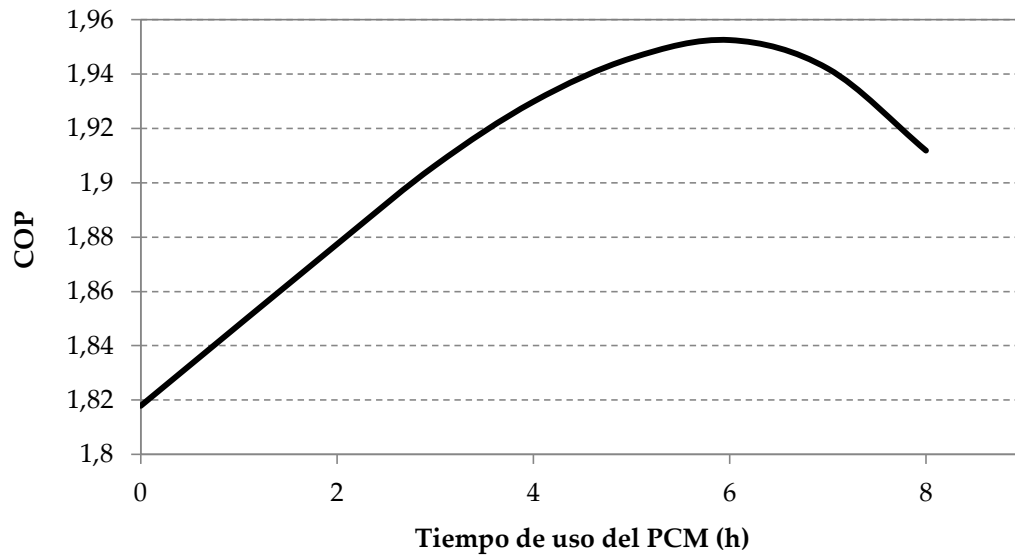


Figura 6.36 COP global del sistema de climatización para distintos periodos de usos del depósito de PCM.

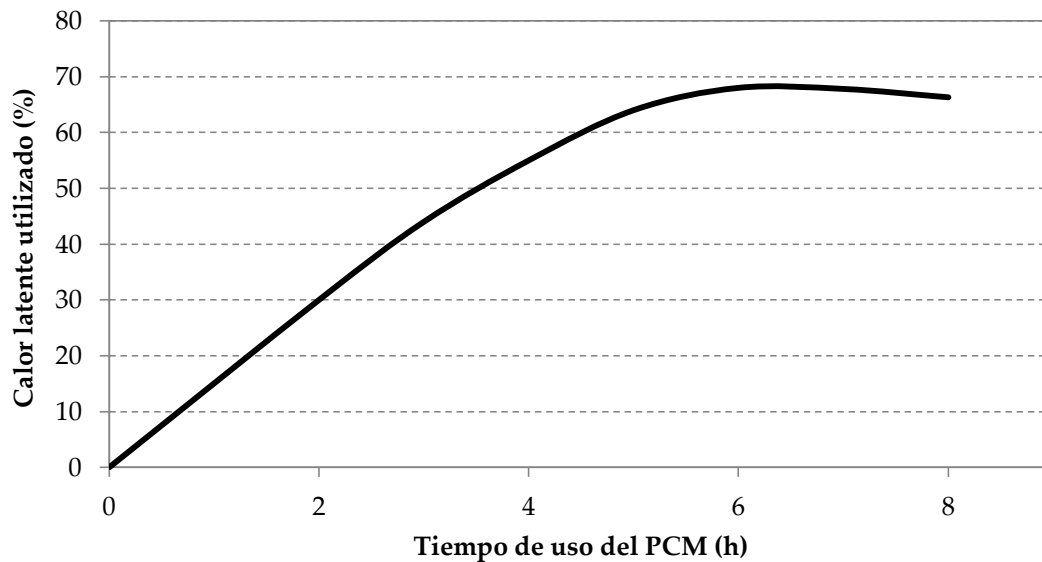


Figura 6.37 Calor latente utilizado para distintos periodos de usos del depósito de PCM.

Los resultados obtenidos en este apartado son únicamente válidos para los perfiles de demanda y temperatura considerados en estas simulaciones. Distintos perfiles pueden llevar a datos distintos, sin embargo, se pueden extraer de este apartado una serie de conclusiones de carácter genérico:

- Dados un perfil de demanda y de temperatura exterior existirá un periodo óptimo de utilización del depósito de PCM que, no necesariamente supondrá el aprovechamiento total del calor latente del mismo.
- Para periodos de uso superiores al óptimo anterior, el ahorro por uso del PCM será cada vez menor debido a la menor temperatura exterior y el coste de enfriamiento del depósito será cada vez mayor ya que se deberá trabajar a temperaturas mayores. Esto lleva a que, para cierto periodo de uso, un mayor aprovechamiento del calor latente del PCM conlleve un menor COP de la instalación.
- El mayor rendimiento de la instalación se consigue para perfiles de temperatura exterior de mayor amplitud y para perfiles de demanda con la mayor producción de frío posible concentrada en las horas de mayor temperatura exterior.

6.6. Conclusiones

En este capítulo se ha utilizado el modelo diseñado en el capítulo anterior para caracterizar el comportamiento del sistema de climatización mediante enfriadora con disipación en depósito de PCM.

Se ha comprobado que el caudal del depósito de PCM no tiene un efecto significativo en el comportamiento del mismo. Sin embargo, la potencia térmica disipada en el mismo sí muestra una influencia importante en el perfil de temperaturas del depósito. Para potencias elevadas la temperatura del depósito se incrementaba rápidamente sin dar tiempo a un correcto aprovechamiento del calor latente del PCM, mientras que, para potencias bajas, se conseguía un mejor aprovechamiento del calor latente y una menor temperatura a la salida del depósito. Como inconveniente, una menor potencia disipada supone un mayor tamaño del depósito en relación a la potencia generada.

A continuación, se ha realizado un análisis de los costes energéticos de los dos modos de disipación considerados (disipación aerotérmica y disipación en el depósito de PCM). Se han unificado los consumos eléctricos de la producción de frío con disipación en el depósito de PCM con los consumos eléctricos debidos al enfriamiento del depósito, obteniendo el rendimiento global de este modo de funcionamiento.

Se ha estudiado el comportamiento del sistema para distintos factores de carga, obteniendo mejores rendimientos del sistema al utilizar el depósito de PCM para factores de carga más bajos.

Una vez valorados los costes de funcionamiento de la instalación se ha analizado la influencia en estos del perfil de temperaturas exteriores. Para el sistema estudiado se ha obtenido el mejor funcionamiento para un perfil de temperaturas con una temperatura media 2°C inferior a la T_f del PCM. También se ha observado que los beneficios del uso del depósito son mayores cuanto mayor es la amplitud del perfil de temperaturas. Para amplitudes inferiores a 6°C el uso del depósito de PCM no reporta beneficio alguno.

A continuación, se ha seleccionado un perfil de temperaturas exteriores estudiando el comportamiento del sistema para un perfil de demanda constante ante distintas configuraciones

de funcionamiento. Se han obtenido mejoras en el COP superiores al 12% en el caso de una total sustitución de la disipación aerotérmica por el uso del depósito de PCM. También se han estudiado las condiciones de enfriamiento del depósito, observándose que, aunque existe una configuración óptima, pequeñas desviaciones respecto a este óptimo apenas suponían un empeoramiento en el funcionamiento de la instalación.

Por último, se ha evaluado el funcionamiento del sistema ante unos perfiles de demanda y temperatura ambiente reales. Se ha valorado el periodo óptimo de uso del depósito obteniéndose, para el caso estudiado, un periodo de uso de 6 horas. En este caso, se ha alcanzado una mejora en el COP de un 7.4% haciéndose uso de, únicamente, el 68% del calor latente del PCM. Se ha comprobado que un uso mayor del mismo suponía un empeoramiento del funcionamiento de la instalación.

7. Conclusiones y trabajos futuros

Como punto final de esta tesis se valorará la consecución de los objetivos planteados en el primer capítulo y se propondrán futuras líneas de investigación que permitan ampliar los resultados obtenidos.

7.1. Conclusiones

En la presente tesis se ha realizado un análisis del uso de un depósito de PCM para mejorar la condensación en enfriadoras de agua para climatización. Este estudio se ha basado en la modelización de los sistemas en su uso, modelos que han sido validados mediante datos experimentales.

Así, se ha preparado una instalación experimental y se han realizado los ensayos necesarios para caracterizar el funcionamiento, tanto del depósito de almacenamiento térmico, como del sistema de compresión de vapor. Con los resultados obtenidos en los ensayos anteriores se ha propuesto y validado un modelo para cada componente de la instalación. El ciclo de compresión de vapor, en su funcionamiento como enfriadora, ha sido representado mediante un modelo de regresión lineal con dos variables independientes (el caudal volumétrico y la temperatura de entrada al condensador del fluido secundario) obteniéndose un coeficiente de correlación corregido (\bar{R}^2) en todos los parámetros dependientes superior a 0.95.

Para representar el comportamiento del depósito de almacenamiento térmico se ha propuesto un modelo que ha sido validado con los ensayos experimentales anteriormente mencionados, observándose una elevada predictibilidad.

Por último, se ha representado el comportamiento del aerodisipador y de las bombas hidráulicas mediante un modelo de su comportamiento.

Con los modelos parciales de cada componente se ha diseñado el modelo global de una instalación basada en una enfriadora con posibilidad de alternar entre disipación aerotérmica y disipación en el depósito de almacenamiento térmico. Con este modelo se ha caracterizado el comportamiento de la instalación y se ha podido valorar la mejora energética aportada por el depósito de PCM obteniéndose las siguientes conclusiones:

- Se ha analizado la influencia que tienen en el comportamiento del depósito de PCM tanto el caudal de agua, como la potencia disipada en él, observándose una baja influencia del caudal de agua, mientras que la potencia térmica puede condicionar la cantidad de calor latente del PCM que es posible aprovechar. Se ha comprobado que la resistencia térmica en el interior del contenedor del PCM es el valor limitante que determina el comportamiento global del depósito y, por tanto, del conjunto de la instalación.
- Se ha estudiado el funcionamiento de la instalación bajo perfiles de temperatura senoidal obteniéndose un mejor comportamiento de la instalación para temperaturas medias 2°C inferiores a la temperatura de fusión del PCM. También se ha comprobado que el uso del depósito de PCM no presenta ninguna ventaja para diferencias entre las temperaturas máxima y mínima inferiores a 12°C.
- Se ha estudiado el efecto del factor de carga en el funcionamiento de la enfriadora con disipación en el depósito de almacenamiento térmico obteniéndose, para valores bajos del factor de carga, reducciones en el coste eléctrico de producción de frío.
- Se ha comparado el uso del depósito de PCM frente al uso del sistema con disipación aerotérmica para funcionamiento a plena carga durante 8 horas. Con la carga de PCM y la configuración ensayadas, se ha observado que, utilizando el depósito durante las 4.5 horas de mayor temperatura, se obtiene una mejora del COP del 8.01%.
- En un segundo escenario, se han considerado 12 horas de demanda con un factor de carga de 0.67, dando lugar a 8 horas de funcionamiento real de la enfriadora. Para un uso del depósito de PCM estudiado durante las 6.75 horas de mayor temperatura se ha obtenido una mejora del COP del 8.07%.
- Para una demanda de 8 horas con un factor de carga de 0.67 y con una sustitución total de la disipación aerotérmica por el depósito de PCM estudiado se han obtenido mejoras del COP del 12.48%.
- Se han estudiado las condiciones de enfriamiento del depósito de PCM que optimizan COP global de la instalación para un caso concreto. La variación en el COP, debida a estos parámetros, se ha demostrado que es reducida, por lo que, aunque deberá optimizarse para cada aplicación, no será un factor determinante en el funcionamiento de la instalación.
- Por último, se ha estudiado el uso del depósito de PCM para unos perfiles de temperatura ambiente y de demanda térmica reales. En este caso, se ha obtenido un funcionamiento óptimo del sistema de climatización para un uso de 6 horas del

depósito de PCM, dando lugar a una mejora del COP del 7.4%. En este caso sólo se ha podido aprovechar el 68% del calor latente del PCM.

7.2. Trabajos futuros

Como trabajos futuros que han ido abriéndose durante la realización de la presente tesis doctoral cabe destacar los siguientes:

- Aplicación de productos (contenedor PCM) con menor resistencia térmica
- Profundización en el análisis para diferentes perfiles de demanda.
- Comparación del uso de depósitos de PCM como almacenamiento de frío frente a su uso como foco de disipación.

En cuanto a la *aplicación de productos (contenedor PCM) con menor resistencia térmica*, en la presente tesis doctoral se ha demostrado cómo un depósito de almacenamiento térmico mediante PCM puede mejorar el rendimiento de una enfriadora utilizándose como foco de disipación. Sin embargo esta mejora del rendimiento se ha visto limitada, principalmente, por la resistencia térmica del interior del contenedor.

La resistencia térmica del interior del contenedor de PCM supone, según se ha visto, un factor limitante en el rendimiento del sistema de climatización. Por una parte, ante la necesidad de disipar potencias térmicas elevadas, se observan bajos aprovechamientos del calor latente del PCM. Por otra parte, esta resistencia supone una dificultad a la hora de enfriar el depósito para su posterior uso, haciendo necesario disponer de largos periodos de tiempo y bajas temperaturas para poder obtener una solidificación completa del PCM. Este proceso de enfriamiento se ha demostrado determinante en el rendimiento del sistema de climatización, limitando las horas de uso del mismo durante el día y el porcentaje de calor latente del PCM que es posible aprovechar.

Por lo tanto, el estudio de la aplicación al sistema de climatización propuesto de productos con una menor resistencia térmica, tanto propia como del sistema de encapsulado, puede llevar a mejoras importantes en los rendimientos obtenidos en esta tesis. Este estudio puede extenderse a la configuración del tanque, comprobando si distintas configuraciones del mismo dan lugar a mejores ratios de intercambio térmico.

En cuanto al *análisis del sistema propuesto para distintos perfiles de demanda*, se ha analizado el uso del sistema de climatización propuesto frente a un único perfil de demanda correspondiente a una vivienda unifamiliar. El comportamiento del sistema puede diferir frente a distintos perfiles de demanda, así como frente a distintos periodos y temperaturas de recarga del depósito.

Un estudio más detallado del comportamiento del sistema frente a distintos perfiles de demanda complementaría los resultados obtenidos en esta tesis y serviría de ayuda para determinar los potenciales ahorros energéticos para una aplicación concreta.

Por último, en cuanto a la *comparación del uso de depósitos de PCM como almacenamiento de frío frente a su uso como foco de disipación*, se han presentado algunas ventajas y desventajas del último con respecto al primero. Sin embargo, es necesaria una comparación más detallada de

estos dos tipos de aplicaciones de los depósitos de PCM y sus distintos rendimientos frente a diferentes perfiles climáticos y de demanda, de modo que, ante un posible caso de aplicación, se disponga de criterios objetivos que permitan optar por uno u otro sistema.

Referencias

- [1] “CMCC (2015). Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el cambio climático. En: Informe de la Conferencia de las Partes sobre su 21er período de sesiones. París, 30 de noviembre de 2015, Anexo (FCCC/CP/2015/L.9/Rev.1) CMCC, París, Francia.” .
- [2] B. C. O’Neill, M. Dalton, R. Fuchs, L. Jiang, S. Pachauri, and K. Zigova, “Global demographic trends and future carbon emissions.,” *Proc. Natl. Acad. Sci. U. S. A.*, vol. 107, no. 41, pp. 17521–6, 2010.
- [3] S. Pacala, “Stabilization Wedges: Solving the Climate Problem for the Next 50 Years with Current Technologies,” *Science (80-.)*, vol. 305, no. 5686, pp. 968–972, 2004.
- [4] L. Pérez-Lombard, J. Ortiz, and C. Pout, “A review on buildings energy consumption information,” *Energy Build.*, vol. 40, no. 3, pp. 394–398, 2008.
- [5] M. R. Anisur, M. H. Mahfuz, M. A. Kibria, R. Saidur, I. H. S. C. Metselaar, and T. M. I. Mahlia, “Curbing global warming with phase change materials for energy storage,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 18, pp. 23–30, 2013.
- [6] B. L. Ruddell, F. Salamanca, and A. Mahalov, “Reducing a semiarid city’s peak electrical demand using distributed cold thermal energy storage,” *Appl. Energy*, vol. 134, pp. 35–44, 2014.
- [7] J. P. García, C. Miguez, C. Monedero, and I. Rico, “Síntesis del Estudio Parques de Bombas de Calor de España.” IDAE, 2014.
- [8] J. Seem, “Adaptive Demand Limiting Control Using Load Shedding,” *HVAC&R Res.*, vol. 1, no. 1, pp. 21–34, Jan. 1995.
- [9] Y. Sun, S. Wang, F. Xiao, and D. Gao, “Peak load shifting control using different cold thermal energy storage facilities in commercial buildings: A review,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 71, no. July, pp. 101–114, 2013.
- [10] B. Zalba, J. M. Marín, L. F. Cabeza, and H. Mehling, *Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications*, vol. 23, no. 3. 2003.
- [11] A. Sharma, V. V. Tyagi, C. R. Chen, and D. Buddhi, “Review on thermal energy storage with phase change materials and applications,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, no. 2, pp. 318–345, 2009.
- [12] A. Abhat, “Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials,” *Sol. Energy*, vol. 30, no. 4, pp. 313–332, 1983.
- [13] P. Pinel, C. A. Cruickshank, I. Beausoleil-Morrison, and A. Wills, “A review of available methods for seasonal storage of solar thermal energy in residential applications,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 7, pp. 3341–3359, 2011.

-
- [14] Z. Khan, Z. Khan, and A. Ghafoor, "A review of performance enhancement of PCM based latent heat storage system within the context of materials, thermal stability and compatibility," *Energy Conversion and Management*, vol. 115. pp. 132–158, 2016.
- [15] C. Barreneche, M. E. Navarro, L. F. Cabeza, and A. I. Fernández, "New database to select phase change materials: Chemical nature, properties, and applications," *J. Energy Storage*, vol. 3, pp. 18–24, 2015.
- [16] M. K. Rathod and J. Banerjee, "Thermal stability of phase change materials used in latent heat energy storage systems: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 18. pp. 246–258, 2013.
- [17] M. M. Farid, A. M. Khudhair, S. A. K. Razack, and S. Al-Hallaj, "A review on phase change energy storage: Materials and applications," *Energy Conversion and Management*, vol. 45, no. 9–10. pp. 1597–1615, 2004.
- [18] N. Soares, J. J. Costa, A. R. Gaspar, and P. Santos, "Review of passive PCM latent heat thermal energy storage systems towards buildings' energy efficiency," *Energy and Buildings*, vol. 59. pp. 82–103, 2013.
- [19] M. Pomianowski, P. Heiselberg, and Y. Zhang, "Review of thermal energy storage technologies based on PCM application in buildings," *Energy and Buildings*, vol. 67. pp. 56–69, 2013.
- [20] E. Osterman, V. V. Tyagi, V. Butala, N. A. Rahim, and U. Stritih, "Review of PCM based cooling technologies for buildings," *Energy and Buildings*, vol. 49. pp. 37–49, 2012.
- [21] E. Rodriguez-Ubinas, L. Ruiz-Valero, S. Vega, and J. Neila, "Applications of Phase Change Material in highly energy-efficient houses," *Energy Build.*, vol. 50, pp. 49–62, 2012.
- [22] A. Waqas and Z. Ud Din, "Phase change material (PCM) storage for free cooling of buildings - A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 18. pp. 607–625, 2013.
- [23] F. Kuznik and J. Virgone, "Experimental assessment of a phase change material for wall building use," *Appl. Energy*, vol. 86, no. 10, pp. 2038–2046, 2009.
- [24] a. L. S. Chan, "Energy and environmental performance of building fa?? ades integrated with phase change material in subtropical Hong Kong," *Energy Build.*, vol. 43, pp. 2947–2955, 2011.
- [25] C. Zhang, Y. Chen, L. Wu, and M. Shi, "Thermal response of brick wall filled with phase change materials (PCM) under fluctuating outdoor temperatures," *Energy Build.*, vol. 43, no. 12, pp. 3514–3520, 2011.
- [26] J. Košný, K. Biswas, W. Miller, and S. Kriner, "Field thermal performance of naturally ventilated solar roof with PCM heat sink," *Sol. Energy*, vol. 86, no. 9, pp. 2504–2514, 2012.
- [27] A. G. Entrop, H. J. H. Brouwers, and A. H. M. E. Reinders, "Experimental research on the use of micro-encapsulated Phase Change Materials to store solar energy in concrete floors and to save energy in Dutch houses," *Sol. Energy*, vol. 85, no. 5, pp. 1007–1020, 2011.

- [28] B. Gin and M. M. Farid, "The use of PCM panels to improve storage condition of frozen food," *J. Food Eng.*, vol. 100, no. 2, pp. 372–376, 2010.
- [29] A. H. Mosaffa, L. Garousi Farshi, C. A. Infante Ferreira, and M. A. Rosen, "Energy and exergy evaluation of a multiple-PCM thermal storage unit for free cooling applications," *Renew. Energy*, vol. 68, pp. 452–458, 2014.
- [30] A. Waqas and S. Kumar, "Thermal performance of latent heat storage for free cooling of buildings in a dry and hot climate: An experimental study," *Energy Build.*, vol. 43, pp. 2621–2630, 2011.
- [31] A. Shukla, D. Buddhi, and R. L. Sawhney, "Solar water heaters with phase change material thermal energy storage medium: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, no. 8, pp. 2119–2125, 2009.
- [32] A. Hoshi, D. R. Mills, A. Bittar, and T. S. Saitoh, "Screening of high melting point phase change materials (PCM) in solar thermal concentrating technology based on CLFR," *Sol. Energy*, vol. 79, no. 3, pp. 332–339, 2005.
- [33] M. Medrano, A. Gil, I. Martorell, X. Potau, and L. F. Cabeza, "State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part 2-Case studies," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 1, pp. 56–72, 2010.
- [34] S. Canbazoglu, a Sahinaslan, a Ekmekyapar, Y. Aksoya, and F. Akarsu, "Enhancement of solar thermal energy storage performance using sodium thiosulfate pentahydrate of a conventional solar water-heating system," *Energy Build.*, vol. 37, no. 3, pp. 235–242, 2005.
- [35] Y. Tian and C. Y. Zhao, "A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications," *Appl. Energy*, vol. 104, pp. 538–553, 2013.
- [36] M. Mastani Joybari, J. Moffat, and P. Sra, "Heat and cold storage using phase change materials in domestic refrigeration systems: The state-of-the-art review," *Energy Build.*, vol. 106, pp. 111–124, 2015.
- [37] "Daikin." [Online]. Available: http://www.daikinme.com/vrv-iv/continuous_heating/. [Accessed: 15-Dec-2016].
- [38] F. Bruno, N. H. S. Tay, and M. Belusko, "Minimising energy usage for domestic cooling with off-peak PCM storage," *Energy Build.*, vol. 76, pp. 347–353, 2014.
- [39] R. Parameshwaran, S. Harikrishnan, and S. Kalaiselvam, "Energy efficient PCM-based variable air volume air conditioning system for modern buildings," *Energy Build.*, vol. 42, no. 8, pp. 1353–1360, 2010.
- [40] N. Chaiyat, "Energy and economic analysis of a building air-conditioner with a phase change material (PCM)," *Energy Convers. Manag.*, vol. 94, 2015.
- [41] M. Liu, W. Saman, and F. Bruno, "Development of a novel refrigeration system for refrigerated trucks incorporating phase change material," *Appl. Energy*, vol. 92, pp. 336–342, 2012.
- [42] D. Zhao and G. Tan, "Experimental evaluation of a prototype thermoelectric system

- integrated with PCM (phase change material) for space cooling," *Energy*, vol. 68, pp. 658–666, 2014.
- [43] D. Zhao and G. Tan, "Numerical analysis of a shell-and-tube latent heat storage unit with fins for air-conditioning application," *Appl. Energy*, vol. 138, pp. 381–392, 2015.
- [44] Z. Yinping and J. Yi, "A simple method , the T -history method , of determining the heat of fusion , specific heat and thermal conductivity of phase-change materials," *Meas. Sci. Technol.*, vol. 10, no. 3, pp. 201–205, 1999.
- [45] J. M. Marin, B. Zalba, L. F. Cabeza, and H. Mehling, "Determination of enthalpy temperature curves of phase change materials with the temperature-history method: improvement to temperature dependent properties," *Meas. Sci. Technol.*, vol. 14, no. 2, pp. 184–189, 2003.
- [46] K. D'Avignon and M. Kummert, "Assessment of T-History Method Variants to Obtain Enthalpy–Temperature Curves for Phase Change Materials With Significant Subcooling," *J. Therm. Sci. Eng. Appl.*, vol. 7, no. 4, p. 041015.1-9, 2015.
- [47] A. López-Navarro, J. Biosca-Taronger, J. M. Corberán, C. Peñalosa, A. Lázaro, P. Dolado, and J. Payá, "Performance characterization of a PCM storage tank," *Appl. Energy*, vol. 119, pp. 151–162, 2014.
- [48] Justin Ning-Wei Chiu, "Latent Heat Thermal Energy Storage for Indoor Comfort Control," KTH School of Industrial Engineering and Management, 2013.
- [49] C. Barreneche, A. Solé, L. Miró, I. Martorell, A. I. Fernández, and L. F. Cabeza, "Study on differential scanning calorimetry analysis with two operation modes and organic and inorganic phase change material (PCM)," *Thermochim. Acta*, vol. 553, pp. 23–26, 2013.
- [50] "PCMProducts." [Online]. Available: http://www.pcmproducts.net/Encapsulated_PCMS.htm. [Accessed: 18-Dec-2016].
- [51] J.M. Corberán and J. Gonzalez, "The matching problem on the modeling of vapor compression systems." International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 416, 1998.
- [52] J. M. Belman, J. Navarro-Esbrí, D. Ginestar, and V. Milian, "Steady-state model of a variable speed vapor compression system using R134a as working fluid," *Int. J. Energy Res.*, vol. 34, no. 11, 2010.
- [53] "AHRI Standard 550/590. 2003 Standard for Performance Rating Of Water –Chilling Packages Using The Vapor Compression Cycle." .
- [54] F. Dittus and L. Boelter, "Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type," *Univ. Calif. Publ. Eng. Berkeley*, vol. 2, pp. 443–461, 1930.
- [55] Y. A. Cengel, *Heat Transfer: A Practical Approach*. 1998.
- [56] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 2011.
- [57] P. Moreno, A. Castell, C. Solé, G. Zsembinszki, and L. F. Cabeza, "PCM thermal energy

- storage tanks in heat pump system for space cooling," *Energy Build.*, vol. 82, pp. 399–405, 2014.
- [58] F. Agyenim and N. Hewitt, "The development of a finned phase change material (PCM) storage system to take advantage of off-peak electricity tariff for improvement in cost of heat pump operation," *Energy and Buildings*, vol. 42, no. 9, pp. 1552–1560, 2010.
- [59] R. Velraj, R. V. Seeniraj, B. Hafner, C. Faber, and K. Schwarzer, "Heat Transfer Enhancement in a Latent Heat Storage System," *Sol. Energy*, vol. 65, no. 3, pp. 171–180, 1999.
- [60] S. Mat, A. A. Al-Abidi, K. Sopian, M. Y. Sulaiman, and A. T. Mohammad, "Enhance heat transfer for PCM melting in triplex tube with internal-external fins," *Energy Convers. Manag.*, vol. 74, pp. 223–236, 2013.
- [61] E. B. S. Mettawee and G. M. R. Assassa, "Thermal conductivity enhancement in a latent heat storage system," *Sol. Energy*, vol. 81, no. 7, pp. 839–845, 2007.
- [62] A. Sari and A. Karaipekli, "Thermal conductivity and latent heat thermal energy storage characteristics of paraffin/expanded graphite composite as phase change material," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, no. 8–9, pp. 1271–1277, 2007.
- [63] F. Frusteri, V. Leonardi, S. Vasta, and G. Restuccia, "Thermal conductivity measurement of a PCM based storage system containing carbon fibers," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 25, no. 11–12, pp. 1623–1633, 2005.
- [64] F. Kuznik, J. Virgone, and K. Johannes, "Development and validation of a new TRNSYS type for the simulation of external building walls containing PCM," *Energy Build.*, vol. 42, no. 7, pp. 1004–1009, 2010.
- [65] L. Perez-Lombard, "Spanish Weather for Energy Calculations (SWEC). Grupo de Termotecnia de la Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, España." [Online]. Available: https://energyplus.net/weather-location/europe_wmo_region_6/ESP//ESP_Granada.084190_SWEC. [Accessed: 12-Dec-2016].
- [66] A. Real, V. García, L. Domenech, J. Renau, N. Montés, and F. Sánchez, "Improvement of a heat pump based HVAC system with PCM thermal storage for cold accumulation and heat dissipation," *Energy Build.*, vol. 83, pp. 108–116, 2014.