



**UNIVERSIDAD
DE BURGOS**

DAVID GONZÁLEZ PEÑA

TESIS DOCTORAL

**Optimización del diseño de
panel solar híbrido para
edificación**

Dirigida por las Doctoras:

CRISTINA ALONSO TRISTÁN

MONTSERRAT DIEZ MEDIAVILLA

Julio 2019

UNIVERSIDAD DE BURGOS

Cristina Alonso Tristán y Monserrat Díez Mediavilla hacen constar:

Que el presente trabajo, titulado “Optimización del diseño de panel solar híbrido para edificación”, que presenta David González Peña para la obtención del título de doctor ha sido realizado bajo su supervisión, en el Programa de Doctorado en Eficiencia Energética y Sostenibilidad en Ingeniería y Arquitectura por la Universidad de Burgos, la Universidad de Vigo y la Universidad del País Vasco/Euskal Herriko Unibertsitatea (5600956; RD 99/2011).

Burgos, 17 de julio de 2019

Fdo. Cristina Alonso Tristán

Fdo. Montserrat Díez Mediavilla

Quiero agradecer de manera especial y sincera a mis tutoras Montserrat Díez Mediavilla y Cristina Alonso Tristán. Su apoyo y confianza en mi trabajo. El tiempo dedicado y su capacidad para enseñarme, han sido un pilar fundamental para completar este trabajo.

Quiero expresar también mi más sincero agradecimiento a Oscar Fernández por el tiempo que ha dedicado para aconsejarme en todos los aspectos técnicos del diseño de la instalación y aportar una visión de aplicación real en todas nuestras ideas de diseño.

Me gustaría extender mi agradecimiento a todos los compañeros de universidad que han colaborado en mayor o menor medida en el desarrollo de la tesis.

Y, por supuesto, el agradecimiento más profundo y sentido va para mi familia, amigos y personas queridas. Sin su constante apoyo, colaboración y paciencia habría sido imposible llevar a cabo esta tesis.

Esta tesis doctoral ha sido realizada gracias a la financiación del PROGRAMA DE FORMACIÓN DE PROFESORADO UNIVERSITARIO (Programa PIRTU ORDEN EDU/310/2015), la convocatoria de Movilidad para estudiantes de doctorado del Programa Propio de Investigación de la Universidad de Burgos (2018) y los proyectos de investigación:

1. **Medida y modelización de variables climáticas y radiativas para optimización y diseño de instalaciones fotovoltaicas integradas en edificios.** Programa Nacional de Proyectos de Investigación Fundamental. ENE-2011-27511. Ministerio de Ciencia e Innovación. 2012-2014.
2. **Análisis Espectral de la Radiación Solar:** Aplicaciones Climáticas, Energéticas y Biológicas, del Programa Estatal De I+D+i Orientada a los Retos de la Sociedad. RTI-2018-098900-B-I00. Ministerio de Universidades e Investigación (2019-2021).
3. **Desarrollo de paneles híbridos (PVT) Para Integración Arquitectónica** Programa de apoyo a Proyectos de Investigación cofinanciado por el Fondo Europeo de Desarrollo Regional. BU-358A-12-3. Junta de Castilla y León. (2012-2013).
4. **Medida y modelización de la iluminación solar para la optimización de técnicas de iluminación natural en la edificación.** Programa Estatal De I+D+i Orientada a los Retos de la Sociedad. ENE-2014-54601-R. Ministerio de Ciencia e Innovación. (2015-2018)



RESUMEN

Buscar sistemas de abastecimiento energético que aprovechen las energías renovables de forma eficiente es fundamental para la lucha contra el cambio climático. La energía solar híbrida permite generar electricidad y calor aprovechando la energía solar en el mismo colector solar. En este trabajo se muestra el desarrollo y construcción de varios paneles solar híbrido. El uso del PCM en el interior del panel solar híbrido permite almacenar el calor y mantener la temperatura durante su funcionamiento. Para mejorar la transferencia de calor en el PCM, el último diseño incorpora tubos de calor que transfieren el calor hacia la parte trasera del volumen de PCM, logrando un incremento en el calor almacenado.

Los diferentes diseños se han testado en el banco de pruebas donde se ha observado la eficacia del PCM en los paneles PV/T al incrementar su eficiencia eléctrica, así como los tubos de calor como medio de transferencia de calor en el PCM. Adicionalmente, se incluye una extensa comparativa de varios diseños de paneles solares híbridos realizada mediante simulación CFD. Los resultados muestran la necesidad de compartimentar el volumen de PCM para reducir los flujos convectivos en el PCM que provocan una acusada estratificación de temperaturas en el PCM líquido y la influencia del aislamiento frontal del panel, el cual produce un sobrecalentamiento del panel que limita su eficiencia.

ABSTRACT

Finding energy supply systems that take advantage of renewable energies efficiently is essential for the fight against climate change. The hybrid solar energy allows to generate electricity and heat in the same solar collector from the solar energy. This work shows the development and construction of several hybrid solar panels. The use of the PCM inside the hybrid solar panel allows to store the heat and maintain the temperature during its operation. To improve the heat

transfer in the PCM, the latest design incorporates heat pipes to transfer heat to the rear side of the PCM volume, achieving an increase in stored heat.

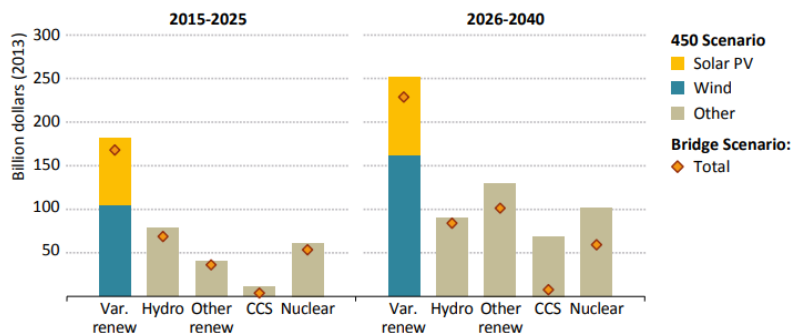
The different designs have been tested in the testing plant where the effectiveness of the use of PCM in PV/T panels has been observed by increasing their electrical efficiency, as well as the heat pipes as a way of heat transfer in the PCM. Additionally, an extensive comparison of several hybrid solar collector designs made using CFD simulation is included. The results show the need to divide the volume of PCM to reduce the convective flows in the PCM that cause a high temperature stratification in the liquid PCM volume and, also, the influence of the frontal isolation of the panel, which produces an overheating of the panel that limits its photovoltaic efficiency.

MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS DE LA TESIS

Según la Agencia Internacional de la Energía (IEA) [1] el consumo de energía primaria mundial crecerá hasta el año 2035 a un ritmo del 1,2% anual y el sector de la edificación será el mayor consumidor con un incremento superior a 29%. Paralelamente, la producción y el uso de la energía representan dos terceras partes de las emisiones mundiales de gases de efecto invernadero. El Panel Intergubernamental sobre el Cambio Climático (IPCC) marca como principal objetivo el mantenimiento por debajo de los 2°C del incremento de la temperatura media mundial [2]. En este escenario, el uso eficiente de las energías renovables se hace imprescindible para conseguir los objetivos propuestos. La Unión Europea fija en el 20% del consumo, la energía procedente de fuentes renovables como objetivo vinculante para el año 2020 y establece en su directiva *2009/28/CE de 23 de abril de 2009* [3] las medidas a establecer por los países miembros para fomentar el uso de energía procedente de fuentes renovables y la construcción eficiente. Todos los edificios públicos construidos a partir de 2018 deben ser edificios de consumo energético nulo (NZEB). En línea con los objetivos medioambientales europeos y nacionales, la *EEE-CyL-2020*, busca reducir en más de un 32,45% el consumo de energía y en 30,24 % las emisiones de CO₂ en Castilla y León hasta el año 2020 [4]. Estos objetivos regionales están 12 puntos porcentuales por encima del objetivo marcado por la Unión Europea.

Dentro de las energías renovables, las energías solar y eólica son las más abundantes en nuestro ecosistema. Las inversiones previstas en estas tecnologías superan ampliamente las de otras energías renovables (Figura 0.1). La integración

de las energías renovables en los edificios precisa del desarrollo de nuevas tecnologías para minimizar el espacio requerido para la integración, incrementar la eficiencia de las mismas y disminuir los costes. Por otro lado, el carácter variable de estas fuentes energéticas hace necesario, para su eficiente utilización, del complemento de técnicas de almacenamiento energético que permitan acoplar las curvas de generación y consumo. En muchos casos, el almacenamiento térmico es más económico que el almacenamiento de electricidad y además posibilita el aprovechamiento de focos de calor residual.



Note: Var. renew = variable renewables; other renew = other renewables.

Figura 0.1: Inversiones previstas (10^9 €) en energías renovables en los próximos años (Fuente: [1])

Esta tesis doctoral se enmarca en el desarrollo de tecnologías para conseguir una adecuada integración de las energías renovables. La complementariedad de las energías solar térmica y fotovoltaica hace que éstas sean las escogidas para los desarrollos propuestos.

La presente tesis doctoral es la culminación del trabajo que el autor ha desarrollado desde el año 2010 en el grupo de investigación Solar and Wind Feasibility Technologies (SWIFT) de la Universidad de Burgos, grupo con el que ha trabajado desde entonces, vinculado mediante diferentes becas de colaboración y contratos de investigación financiados a través de convocatorias públicas.

La primera experiencia como investigador del doctorando tuvo lugar mediante un contrato de colaboración con grupos de investigación, financiado por el Servicio de Empleo de la Junta de Castilla y León¹. Durante este periodo, el grupo

¹ Becas del Programa Específico de Formación mediante prácticas en materia de investigación e innovación tecnológica del ECyL (Orden EYE /962/2010, Resolución 24 de agosto 2010) 13/12/2010-30/06/2011.

participa y gana el II Concurso de Prototipos Comercializables de la Universidad de Burgos, con el primer prototipo de panel híbrido fotovoltaico/térmico, surgido de la experiencia previa del grupo ([5], [6]). Durante el curso 2011/12, mediante la Beca de Colaboración de Estudiantes en Departamentos Universitarios, del Ministerio de Educación², el doctorando colabora en el proyecto “Desarrollo de paneles híbridos (PVT) Para Integración Arquitectónica”³ (BU-358A-12-3). La investigación sobre hibridación energética continua mediante el Trabajo Fin de Grado en Ingeniería Mecánica [7], en este caso, mediante la construcción de un termogenerador basado en efecto Peltier, trabajo que resulta ganador en el III Concurso de Prototipos Comercializables [8] y el Trabajo Fin de Master en Ingeniería Industrial [9].

Todos los trabajos referenciados supusieron la base para la tesis doctoral ahora presentada. El objetivo fundamental de la tesis es el diseño y optimización de un panel híbrido fotovoltaico y térmico, refrigerado por líquido, capaz de cubrir las demandas de ACS y electricidad de una vivienda, mediante su adaptación a la cubierta de la misma. El diseño de la aplicación, parte de la utilización de paneles fotovoltaicos de silicio monocristalino, paneles que copan prácticamente el 90% de la producción mundial de módulos fotovoltaicos [10] y que alcanzan eficiencias eléctricas muy superiores al resto de tecnologías fotovoltaicas [11]. Sobre esta base, el trabajo busca la optimización del acoplamiento del colector térmico y analiza la incorporación de estrategias de almacenamiento energético, el aumento de la superficie de captación térmica y la mejora de los procesos de transmisión de calor hacia el fluido caloportador.

El trabajo tiene una gran componente experimental, pero se apoya, en gran medida, en la simulación mediante Mecánica de Fluidos Computacional de los procesos de transmisión de calor entre los diferentes elementos que forman los diseños de paneles híbridos desarrollados. En concreto, se ha utilizado el software Ansys Fluent 18.2 [12].

La tesis doctoral desarrollada está enfocada a la consecución de un producto comercializable, fabricado de modo industrial y con un coste final que permita su

² Becas de Colaboración de Estudiantes en Departamentos Universitarios, convocadas por el Ministerio de Educación. BOE de fecha 6 de Julio de 2011/Orden EDU/1868/2011, de 29 de junio). Proyecto “Desarrollo de paneles solares híbridos”

³ Programa de apoyo a Proyectos de Investigación cofinanciado por el Fondo Europeo de Desarrollo Regional. Junta de Castilla y León

introducción en el mercado. Estas premisas se han considerado en todas las etapas del proceso de diseño.

Por último, cabe destacar que una adaptación de la última versión del panel híbrido desarrollado se ha presentado a la V Edición de la Convocatoria Prueba de Concepto de la Universidad de Burgos, obteniendo financiación para la construcción de uno de los prototipos y la cobertura de los gastos asociados a la labor de consultoría especializada para su comercialización.

ESTRUCTURA DE LA TESIS

El documento se ha estructurado en cinco bloques, divididos a su vez en capítulos. El primer bloque, Estado del arte, hace, en su primer capítulo, una revisión completa acerca de la tecnología solar fotovoltaica y térmica, que se complementa con el Capítulo 2 sobre paneles solares híbridos centrándose en aquellos diseños que utilizan líquido como sistema de refrigeración. Se analizan tanto los aspectos teóricos de la tecnología como aquellos estudios que incluyen prototipos experimentales y/o simulación numérica. El tercer Capítulo en el Estado del Arte se refiere al almacenamiento térmico mediante materiales de cambio de fase (PCM). Se describen los materiales utilizados, sus características y criterios de selección y se resumen sus principales aplicaciones en el campo de aprovechamiento de la energía solar. El problema de la transmisión de calor en los procesos de cambio de fase se introduce en el Capítulo 4 de este primer bloque de la tesis, justificando la utilización de tubos de calor para mejorar la velocidad de la transmisión de calor en estos procesos. Estos dispositivos, los heat pipes, son exhaustivamente descritos, puesto que constituyen un aspecto diferenciador en el diseño final del panel híbrido. El capítulo 5 y último del Bloque 1 sobre el Estado del Arte, hace una revisión acerca de la aplicación de la simulación numérica y CFD de los paneles solares híbridos, incluyendo todos los aspectos analizados en los capítulos anteriores.

El segundo bloque hace referencia a la etapa de diseño y construcción de los paneles solares híbridos desarrollados en el trabajo. La descripción se realiza de manera temporal en la evolución de los diseños a través de la construcción de los distintos prototipos referenciando los resultados, tanto teóricos como

experimentales, que provocaron las diferentes modificaciones y que se describen con detalle en los bloques posteriores.

El tercer bloque detalla la etapa experimental de la tesis. En el capítulo 11 se justifica la selección del material empleado como material de cambio de fase para el almacenamiento energético. Adicionalmente, el capítulo 12, describe el proceso de selección del tubo de calor, que se caracteriza en el capítulo 13 de esta sección. Posteriormente, en el capítulo 14, se describe el experimento que permite caracterizar el comportamiento del tubo de calor embebido en un material de cambio de fase, que es la forma en la que va a trabajar el dispositivo en la aplicación final. El bloque finaliza con el capítulo 15, que describe la instalación de prueba de paneles híbridos diseñada para la caracterización “outdoor” de los prototipos diseñados y construidos en condiciones reales de funcionamiento.

El cuarto bloque, Modelado de paneles híbridos mediante métodos numéricos y CFD, detalla los pasos previos realizados para la simulación por ordenador de los distintos subsistemas en que se divide el panel híbrido. Después de la introducción, en el capítulo 16 se explica el modelado de las secciones de tubo para colectores térmicos, que permite la optimización de la superficie de intercambio entre el sistema captador y el sistema extractor de energía térmica en el panel híbrido. El capítulo 17 analiza numéricamente los límites de funcionamiento de los tubos de calor con el fin de establecer las condiciones más adecuadas de colocación de los mismos en el diseño final. El último capítulo de simulación se refiere al modelo completo establecido para la simulación de los diferentes prototipos diseñados, atendiendo a distintas geometrías y bajo condiciones estándar de funcionamiento.

Por último, en el bloque V se muestran los resultados de las simulaciones de CFD descritas en el bloque anterior. También se incluyen aquí los valores experimentales obtenidos de las pruebas que se están realizando a los diferentes prototipos construidos en el trabajo.

El documento resume después del bloque V las principales conclusiones del estudio, enumera los resultados más sobresalientes y plantea las líneas de investigación futuras que deberán desarrollarse en posteriores trabajos y proyectos.

ÍNDICE

RESUMEN	1
ABSTRACT	1
MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS DE LA TESIS	3
ÍNDICE	9
ÍNDICE DE FIGURAS	13
ÍNDICE DE TABLAS	21
BLOQUE I. ESTADO DEL ARTE	23
CAPÍTULO 1. ENERGÍA SOLAR TÉRMICA Y FOTOVOLTAICA	27
1.1. Energía solar: fotovoltaica.....	28
1.2. Energía solar térmica.....	30
CAPÍTULO 2. ENERGÍA SOLAR HÍBRIDA	33
2.1. PV/T refrigerados por aire.....	37
2.2. PV/T refrigerados por líquido.....	40
2.3. Paneles híbridos mixtos	43
2.4. Panel híbrido de concentración	44
CAPÍTULO 3. MATERIALES DE CAMBIO DE FASE (PCM)	45
3.1. Clasificación de los PCM	47
CAPÍTULO 4. TUBOS DE CALOR (HEAT PIPES)	53
4.1. Tipos de Heat Pipes	54
4.2. Funcionamiento de un Heat Pipe.....	56
CAPÍTULO 5. DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)	65
BLOQUE II. EVOLUCIÓN DEL DISEÑO DEL PANEL PV/T	67

CAPÍTULO 6.	ANTECEDENTES	71
CAPÍTULO 7.	PRIMER PROROTIPO: PV/T: PV + COLECTOR TÉRMICO	75
7.1.	Puesta en funcionamiento y resultados	78
7.2.	Planteamiento de las primeras mejoras en el diseño.	81
CAPÍTULO 8.	SEGUNDO PROTOTIPO: PV + COLECTOR SOLAR CON SECCIÓN SEMICIRCULAR	85
8.1.	Puesta en funcionamiento del prototipo	87
CAPÍTULO 9.	TERCER PROTOTIPO: PV + COLECTOR TÉRMICO + PCM	89
9.2.	Análisis del diseño	95
CAPÍTULO 10.	CUARTO PROTOTIPO: PV + COLECTOR TÉRMICO + PCM + HEAT PIPES	97
10.1.	Consideraciones para el diseño por el uso de Heat pipe.	99
10.2.	Construcción del prototipo	100
BLOQUE III.	DESARROLLO EXPERIMENTAL	105
CAPÍTULO 11.	SELECCIÓN DEL PCM.....	109
11.1.	Propiedades termofísicas del Ácido Láurico.....	111
CAPÍTULO 12.	SELECCIÓN DEL TUBO DE CALOR.....	117
CAPÍTULO 13.	CARACTERIZACIÓN DEL HEAT-PIPE.....	123
13.1.	Banco de ensayos de tubos de calor	124
13.2.	Resultados experimentales del ensayo del tubo de calor con diferentes inclinaciones.....	128
CAPÍTULO 14.	CARACTERIZACIÓN DEL HEAT PIPE EMBEBIDO EN pcm	135
14.1.	Procedimiento y equipo experimental.....	136
14.2.	Resultados experimentales.	141
CAPÍTULO 15.	BANCO DE PRUEBAS DE PANELES SOLARES HÍBRIDOS	145
15.1.	Emplazamiento.....	146
15.2.	Características de la instalación	149
15.3.	Sistema de medida y adquisición de datos	150
15.4.	Instalación eléctrica.....	153

15.5.	Instalación hidráulica	160
15.6.	Control de la instalación.....	163
BLOQUE IV. MODELADO DE PANELES HIBRIDOS MEDIANTE MÉTODOS NUMÉRICOS Y CFD.....		165
CAPÍTULO 16. COMPARATIVA DE SECCIONES DE TUBO PARA COLECTORES TÉRMICOS		169
16.1.	Geometrías del estudio	170
16.2.	Resultados	175
CAPÍTULO 17. SIMULACIÓN DE LOS HEAT-PIPES.....		181
17.1.	Análisis de los límites de funcionamiento del heat pipe mediante EES	182
17.2.	Simulación CFD de Heat-Pipe	188
CAPÍTULO 18. SIMULACIÓN DE PANELES SOLARES HÍBRIDOS		197
18.1.	Modelos de cálculos aplicados en las simulaciones.....	199
18.2.	Casos analizados.....	208
BLOQUE V. RESULTADOS		217
CAPÍTULO 19. RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES 2D en CFD de PANELES PV/T		221
19.1.	Panel fotovoltaico	222
19.2.	Panel fotovoltaico con PCM	224
19.3.	Panel fotovoltaico con PCM con aislamiento térmico trasero...228	
19.4.	Panel solar híbrido.....	233
19.5.	Panel solar híbrido con PCM	236
CAPÍTULO 20. RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES EN 3D.....		245
20.1.	Panel fotovoltaico	246
20.2.	Paneles solares híbridos.....	247
CAPÍTULO 21. ANÁLISIS GLOBAL DE RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES		253

CAPÍTULO 22. RESULTADOS EXPERIMENTALES DE LOS PROTOTIPOS DE PANEL PV/T	257
CONCLUSIONES	267
LINEAS DE INVESTIGACION FUTURAS	271
EXTENDED SUMMARY	275
MOTIVATION AND OBJECTIVES OF THE THESIS	277
SECTION I: STATE OF ART	281
SECTION II: PV/T PANEL DESIGN EVOLUTION.....	295
SECTION III: EXPERIMENTAL STUDIES	309
SECTION IV: MODELING OF HYBRID PANELS THROUGH NUMERICAL METHODS AND CFD	329
SECTION V: RESULTS.....	353
CONCLUSIONS.....	389
FUTURE RESEARCH LINES.....	393
BIBLIOGRAFÍA	395

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 0.1: INVERSIONES PREVISTAS (109\$) EN ENERGÍAS RENOVABLES EN LOS PRÓXIMOS AÑOS	4
FIGURA I.1: CLASIFICACIÓN DE LOS COLECTORES SOLARES.....	28
FIGURA I.2: DISTINTAS POSIBILIDADES DE INTEGRACIÓN FOTOVOLTAICA EN UN EDIFICIO A) FACHADA; B) CUBIERTA INCLINADA; C) CUBIERTA PLANA; D) TOLDOS	29
FIGURA I.3: EVOLUCIÓN DEL COSTE DE LOS MÓDULOS FOTOVOLTAICOS CLASIFICADOS POR TECNOLOGÍAS.	29
FIGURA I.4: TIPOS DE COLECTORES SOLARES TÉRMICOS. (U.S. DEPARTMENT OF ENERGY).	31
FIGURA I.5: EFICIENCIA FOTOVOLTAICO CON LA TEMPERATURA PARA DIFERENTES TIPOS DE CÉLULAS.....	33
FIGURA I.6: COLECTORES SOLARES HÍBRIDOS PVT A) REFRIGERADO POR AGUA, B) REFRIGERADO POR AIRE	34
FIGURA I.7: ESQUEMA TÍPICO DE UN SISTEMA PV/T, CON ALMACENAMIENTO Y APOYO TÉRMICO.....	35
FIGURA I.8: TIPOS DE TECNOLOGÍAS HÍBRIDAS PV/T.	35
FIGURA I.9: REVISIÓN DE LAS TECNOLOGÍAS BIPV/T.....	36
FIGURA I.10: CLASIFICACIÓN DE PANELES SOLARES HÍBRIDOS (PV/T).	37
FIGURA I.11: ESQUEMA DE COLECTORES DE AIRE PARA SISTEMAS HÍBRIDOS PV/T , DE PASO SIMPLE (MODELOS I Y II) Y DE PASO DOBLE (MODELOS III Y IV), JUNTO CON SU MODELO FÍSICO	38
FIGURA I.12: ESQUEMA DE COLECTOR DE AIRE CON ALETAS Y MODELADO FÍSICO DE LA TRANSMISIÓN DE CALOR[43]; A) ALETAS PLANAS; B) CON CONCENTRADORES PARABÓLICOS QUE CONCENTRAN LA RADIACIÓN SOLAR HACIA LA CÉLULA.....	39
FIGURA I.13: DIFERENTES ESTRATEGIAS DE CONFIGURACIÓN DE COLECTORES PARA PANELES HÍBRIDOS PV/T REFRIGERADOS POR AIRE PARA INCREMENTAR LA SUPERFICIE DE CONTACTO	39
FIGURA I.14: CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS HÍBRIDOS PV/T REFRIGERADOS POR LÍQUIDO	40
FIGURA I.15: DIFERENTES CONFIGURACIONES PARA EL COLECTOR TÉRMICO DE UN PANEL HÍBRIDO PV/T REFRIGERADO POR LÍQUIDO	41
FIGURA I.16: DIFERENTES GEOMETRÍAS DE COLECTORES TÉRMICOS PARA PANELES HÍBRIDOS PV/T [48]	42
FIGURA I.17: DIFERENTES POSIBILIDADES EN LA FORMA DEL TUBO DEL COLECTOR TÉRMICO DE UN PANEL PV/T (SECCIÓN EN FORMA RECTANGULAR ES LA QUE MEJOR RENDIMIENTO TÉRMICO Y ELÉCTRICO OBTIENE).....	43
FIGURA I.18: DIFERENTES POSIBILIDADES DE ACOPLAMIENTO DEL COLECTOR DE AGUA Y DE AIRE PARA PANELES HÍBRIDOS PV/T MIXTOS (REFERENCIA).....	43
FIGURA I.19: SISTEMAS DE ALMACENAMIENTO ELÉCTRICO DE ENERGÍA FOTOVOLTAICA	45

FIGURA I.20: SISTEMAS DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO PARA ENERGÍA FOTOVOLTAICA	46
FIGURA I.21: COMPARATIVA DE MECANISMOS DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA: A) CALOR SENSIBLE B) CALOR LATENTE C) QUÍMICO.	47
FIGURA I.22: ENTALPÍAS DE FUSIÓN EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA PARA DIFERENTES COMPUESTOS. ■ FLUORUROS; ■ CARBONATOS; ■ CLORUROS; ■ ALEACIONES METÁLICAS; ■ HIDROXIDOS; ■ NITRATOS; ■ POLIOLES; ■ ÁCIDOS GRASOS; ■ SALES HIDRATADAS; ■ PARAFINAS; ■ OTROS ORGÁNICOS; ■ EUTÉCTICOS	49
FIGURA I.23: CLASIFICACIÓN DE LOS PCMs SEGÚN SU COMPOSICIÓN QUÍMICA.	50
FIGURA I.24: ESQUEMA DE UN HEAT PIPE.	54
FIGURA I.25: TIPOS DE MECHAS MÁS COMUNES.	56
FIGURA I.26: GRÁFICO DE LAS DIFERENTES CURVAS DE LOS LÍMITES DE FUNCIONAMIENTO DE UN HEAT PIPE.	58
FIGURA I.27: CIRCUITO TÉRMICO EQUIVALENTE DE LA CONDUCCIÓN UNIDIMENSIONAL EN UN TUBO DE CALOR.	59
FIGURA I.28: DIFERENTES GEOMETRÍAS DE SISTEMAS ALETEADOS PARA LA MEJORA DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR HACIA EL PCM	66
FIGURA II.1: CÉLULA FOTOVOLTAICA REFRIGERADA MEDIANTE UN DISIPADOR DE ALETAS. [74]	71
FIGURA II.2: SISTEMA DE REFRIGERACIÓN MEDIANTE ASPERSIÓN DE AGUA EN PANELES PV. [74].....	72
FIGURA II.3: DISEÑOS PLANTEADOS EN EL TRABAJO DE HASAN ET AL. DE CÉLULA FOTOVOLTAICA CON PCM.	73
FIGURA II.4: ESQUEMA DE TERMO-GENERACIÓN ELÉCTRICA MEDIANTE CÉLULAS PELTIER EN UN PANEL FOTOVOLTAICO.	73
FIGURA II.5: DISPOSICIÓN DE CÉLULAS PELTIER EN EL PANEL PV. (IZDA.: AGRUPADAS. DCHA.: INDEPENDIENTES).....	74
FIGURA II.6.: DISTRIBUCIONES DE ESTUDIO: CENTRAL, REPARTIDA, EXTERIOR Y UNIFORME. TODAS ELLAS CONSTAN DEL MISMO NÚMERO DE PELTIER	74
FIGURA II.7: ESTUDIO COMPARATIVO DE PANEL FOTOVOLTAICO (DERECHA) Y PANEL PV/T (IZQUIERDA). 76	
FIGURA II.8: COLECTOR TÉRMICO UTILIZADO PARA EL PROTOTIPO DE PV/T	77
FIGURA II.9: DISPOSICIÓN Y ADHESIÓN DEL COLECTOR TÉRMICO SOBRE EL PANEL PV.....	77
FIGURA II.10: INSTALACIÓN DE PRUEBA DE PANEL PV/T PORTÁTIL INCLINABLE.	78
FIGURA II.11: ENERGÍA ELÉCTRICA GENERADA POR LOS PANELES DURANTE LAS PRUEBAS.....	79
FIGURA II.12: TEMPERATURA SUPERFICIAL DE CADA PANEL.	80
FIGURA II.13: POTENCIA TÉRMICA GENERADA EN EL PANEL PV/T Y TEMPERATURA DEL FLUIDO A LA SALIDA.	80
FIGURA II.14: SECCIONES DE TUBO ESTUDIADAS.	81
FIGURA II.15: PÉRDIDA DE PRESIÓN POR CADA METRO DE LONGITUD DE TUBO.....	82
FIGURA II.16: COMPARATIVA DE TEMPERATURAS SUPERFICIAL RELATIVA DEL PANEL RESPECTO DE LA SECCIÓN CIRCULAR.....	82
FIGURA II.17: APLICACIÓN DEL ADHESIVO CRESTABOND M1-30 SOBRE EL COLECTOR TÉRMICO (IZQUIERDA) Y DE PEGADO AL PANEL FOTOVOLTAICO (DERECHA).	86
FIGURA II.18: SEGUNDO PROTOTIPO DE PANEL PV/T COLOCADO EN LA INSTALACIÓN DE PRUEBA.....	86

FIGURA II.19: INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA DEL PANEL FOTOVOLTAICO EN LA TENSIÓN Y CORRIENTE GENERADA.	90
FIGURA II.20: PROTOTIPO PV/T+PCM CON EL TUBO RECUPERADOR DE CALOR Y LOS TERMOPARES COLOCADOS. PASO PREVIO AL VERTIDO DEL PCM	93
FIGURA II.21: TERMOPARES EMBEBIDOS DENTRO DEL PCM.	94
FIGURA II.22: LLENADO DEL PANEL CON EL PCM	94
FIGURA II.23: PROTOTIPO UNA VEZ FINALIZADO.....	95
FIGURA II.24: VISTA FRONTAL Y TRASERA DEL PROTOTIPO PV/T + PCM + HP.....	98
FIGURA II.25: ESQUEMA DEL FLUJO ENERGÉTICO EN EL ÚLTIMO DISEÑO DE PANEL SOLAR HÍBRIDO.....	99
FIGURA II.26: ESQUEMA DE POSICIONADO DE LOS HEAT-PIPES EN EL PANEL SOLAR HÍBRIDO	100
FIGURA II.27: PANEL PV/T CON EL COLECTOR DE COBRE, MARCOS DE ALUMINIO Y PRENSAESTOPAS....	101
FIGURA II.28: HEAT PIPE UNA VEZ COLOCADO EN EL PANEL (IZQUIERDA). DISPOSICIÓN DE LOS TERMOPARES A DISTINTAS DISTANCIAS SOBRE LA SUPERFICIE DEL PANEL FOTOVOLTAICO. (DERECHA)	102
FIGURA II.29: PROTOTIPO DE PANEL PV/T CON ACUMULACIÓN DE CALOR MEDIANTE PCM Y HEAT PIPES PARA MEJORAR EL PROCESO DE FUSIÓN DEL PCM	103
FIGURA III.1: DENSIDAD DEL ÁCIDO LÁURICO RESPECTO DE LA TEMPERATURA.....	114
FIGURA III.2: CALOR ESPECÍFICO DEL ÁCIDO LÁURICO RESPECTO DE LA TEMPERATURA	114
FIGURA III.3: VISCOSIDAD DEL ÁCIDO LÁURICO RESPECTO DE LA TEMPERATURA	115
FIGURA III.4: CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DEL ÁCIDO LÁURICO RESPECTO DE LA TEMPERATURA.....	116
FIGURA III.5: GRÁFICO COMPARATIVO DE DISTINTOS FLUIDOS CON SU RANGO TEMPERATURAS DE FUNCIONAMIENTO PARA SU USO EN HEAT PIPE.....	118
FIGURA III.6: GRÁFICO DEL NÚMERO DE MERIT RESPECTO DE LA TEMPERATURA PARA DIFERENTES FLUIDOS UTILIZADOS EN LOS HEAT-PIPES.	120
FIGURA III.7: TIPOS DE MECHAS MÁS COMUNES PARA HEAT PIPES.].....	120
FIGURA III.8: ESQUEMA DE POSICIONADO DE LOS HEAT PIPES EN EL PROTOTIPO DE PANEL SOLAR HÍBRIDO.	121
FIGURA III.9: INSTALACIÓN DE TESTADO DE HEAT-PIPES.	124
FIGURA III.10: EVAPORADOR PARA EL HEAT PIPE FORMADO POR UN BLOQUE DE ALUMINIO.	125
FIGURA III.11: FUENTE DC DE ALIMENTACIÓN POWER SUPPLY EA-PS 2042-20B. $V_{MAX} = 42V$ $I_{MAX} = 20A$ $P_{MAX} = 320W$	125
FIGURA III.12: CONDENSADOR PARA EL HEAT PIPE. IZQUIERDA: DISEÑO ORIGINAL. DERECHA: DISEÑO FINAL EN IMPRESIÓN 3D.....	126
FIGURA III.13: CAUDALÍMETRO DE LA INSTALACIÓN. OMEGA FTB-421	126
FIGURA III.14: HEAT-PIPE CON LOS TERMOPARES INSTALADOS.....	127
FIGURA III.15: ENSAYOS DEL HEAT-PIPES EN POSICIONES INCLINADAS.	128
FIGURA III.16: GRÁFICO CON LAS TEMPERATURAS DEL ENSAYO DEL HEAT PIPE EN POSICIÓN HORIZONTAL.	129
FIGURA III.17: DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS A LO LARGO DEL HEAT-PIPE EN POSICIÓN HORIZONTAL.	130

FIGURA III.18: RELACIÓN DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE EL EVAPORADOR Y EL CONDENSADOR PARA CADA INCLINACIÓN ESTUDIADA Y LOS DIFERENTES NIVELES DE POTENCIA TÉRMICA EN EL CONDENSADOR.	131
FIGURA III.19: CONDUCTIVIDAD TÉRMICA EQUIVALENTE DEL HEAT PIPE PARA LAS DIFERENTES INCLINACIONES Y NIVELES DE POTENCIA TÉRMICA EN EL CONDENSADOR	132
FIGURA III.20: AJUSTE DE LA CONDUCTIVIDAD TÉRMICA EQUIVALENTE DEL HEAT PIPE EN LAS DIFERENTES INCLINACIONES ENSAYADAS.	133
FIGURA III.21: INSTALACIÓN DE PRUEBA DEL HEAT PIPE EMBEBIDO EN EL PCM	136
FIGURA III.22: ESQUEMA DEL DEPÓSITO DE PCM	137
FIGURA III.23: ESQUEMA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA EL EVAPORADOR DEL HEAT PIPE.	138
FIGURA III.24: POSICIONES DE LOS TERMOPARES EN EL INTERIOR DEL PCM	139
FIGURA III.25: DISPOSICIÓN DE LOS TERMOPARES DE LAS SECCIONES A-B-C.....	139
FIGURA III.26: DISTRIBUCIÓN DE LOS TERMOPARES EN LA SECCIÓN D.....	140
FIGURA III.27: TANQUE EN PROCESO DE LLENADO DE PCM CON LOS TERMOPARES COLOCADOS.	141
FIGURA III.28: EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA MEDIA DEL PCM PARA LAS DIFERENTES POSICIONES. $T = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$	142
FIGURA III.29: EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL PCM EN EL PLANO MEDIO DEL HEAT PIPE $T = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$	143
FIGURA III.30: EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL PCM EN EL PLANO MEDIO DEL HEAT PIPE. $T = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$	143
FIGURA III.31: EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL PCM EN EL PROCESO DE ENFRIAMIENTO.	144
FIGURA III.32: MAPA DEL EMPLAZAMIENTO DE LA INSTALACIÓN DE PRUEBAS PARA PANELES SOLARES HÍBRIDOS. (FUENTE: GOOGLE MAPS).....	146
FIGURA III.33: PARCELA DONDE SE HA EMPLAZADO LA INSTALACIÓN DE PRUEBAS DE PROTOTIPOS.	147
FIGURA III.34: IMAGEN DE LAS ESTRUCTURAS DE SOPORTE DE PANELES FOTOVOLTAICOS DONDE SE COLOCARÁN LOS PANELES HÍBRIDOS. TIENEN ORIENTACIÓN SUR Y PERMITEN REGULACIÓN DE LA INCLINACIÓN	148
FIGURA III.35 DATOS DE IRRADIACIÓN SOLAR GLOBAL HORIZONTAL PROMEDIO MENSUAL EN ASTUDILLO, PALENCIA A LO LARGO DE LOS AÑOS 2007 AL 2011.....	148
FIGURA III.36: DATOS DE TEMPERATURA PROMEDIO MENSUAL EN LA LOCALIDAD DE ASTUDILLO, PALENCIA A LO LARGO DE LOS AÑOS 2007 AL 2011.....	149
FIGURA III.37: DATALOGGER CR1000X (IZQUIERDA) MULTIPLEXOR AM16/32B (DERECHA)	151
FIGURA III.38: ESQUEMA ELÉCTRICO DEL CIRCUITO REDUCTOR DE TENSIÓN.	151
FIGURA III.39: CAUDALÍMETRO LIQUI-VIEW BASE LVB-10P.....	153
FIGURA III.40: RESPUESTA I-V (NEGRO) Y P-V (VERDE) DE UN PANEL FOTOVOLTAICO.	154
FIGURA III.41: VARIACIÓN DE LA CURVA I-V CON LA RADIACIÓN (IZQUIERDA) Y LA TEMPERATURA (DERECHA) (FUENTE: [135])	154
FIGURA III.42: ESQUEMA DE LA INSTALACIÓN FOTOVOLTAICA AISLADA PARA CADA PANEL.	155
FIGURA III.43: VARIACIÓN DE LAS CURVAS I-V EN FUNCIÓN DE LA RADIACIÓN Y DE LA TEMPERATURA, Y LA RECTA DE LA CARGA CONECTADA (LÍNEA NEGRA).....	156

FIGURA III.44: DIFERENTES CIRCUITOS EQUIVALENTES DE CÉLULAS PV PARA DIFERENTES MODELOS. (FUENTE: PROPIA).....	157
FIGURA III.45: DIAGRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO DE CÁLCULO DE LOS VALORES DE LA CURVA CARACTERÍSTICA I-V SEGÚN EL MODELO PLANTEADO.....	159
FIGURA III.46: ESQUEMA HIDRÁULICO DE LA INSTALACIÓN.	161
FIGURA III.47: IMAGEN DE LA INSTALACIÓN HIDRÁULICA PARA LA PRUEBA DE PROTOTIPOS.	161
FIGURA III.48: ESQUEMA DE LA MODIFICACIÓN FINAL DE LA INSTALACIÓN HIDRÁULICA, DONDE ES POSIBLE PROBAR HASTA 3 PANELES AL MISMO TIEMPO.....	162
FIGURA III.49: IMAGEN DEL DISEÑO FINAL DE LA INSTALACIÓN DE PRUEBAS DE PANELES SOLARES HÍBRIDOS	163
FIGURA IV.1: ESQUEMA PARA LA COMPARATIVA DE SECCIONES.....	170
FIGURA IV.2: SECCIONES DE TUBO ANALIZADAS. (COTAS EN MM).....	171
FIGURA IV.3: EJEMPLOS DE MALLADO DE LA CAPA LÍMITE PARA UN Y+ DE 1 Y 15 CAPAS.	174
FIGURA IV.4: TEMPERATURA DEL COLECTOR PARA FLUJO DE CALOR 6000 W/M2Y 2 L/MIN.	175
FIGURA IV.5: MAPA DE COLORES DE TEMPERATURAS EN LA BASE DEL COLECTOR.....	176
FIGURA IV.6: TEMPERATURA RELATIVA DEL FLUIDO A LA SALIDA RESPECTO DE LA TEMPERATURA OBTENIDA POR LA SECCIÓN CIRCULAR.	177
FIGURA IV.7: MAPA DE COLORES DE TEMPERATURAS EN LA SECCIÓN DE SALIDA.....	178
FIGURA IV.8: PÉRDIDA DE PRESIÓN POR METRO DE TUBO.....	179
FIGURA IV.9: POTENCIA TÉRMICA TRANSMITIDA ENTRE EVAPORADOR Y CONDENSADOR (W) EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL EVAPORADOR, CUANDO EL TUBO DE CALOR FUNCIONA EN POSICIÓN HORIZONTAL. (●) LÍMITE POR CAPILARIDAD. (●) LÍMITE SÓNICO. (●) LÍMITE POR FRICCIÓN. (●) LÍMITE POR EBULLICIÓN. (●) LÍMITE POR VISCOSIDAD	183
FIGURA IV.10: POTENCIA TÉRMICA TRANSMITIDA ENTRE EVAPORADOR Y CONDENSADOR (W) EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL EVAPORADOR, CUANDO EL TUBO DE CALOR ESTÁ FUNCIONANDO CON UNA INCLINACIÓN A) +30º; B) 30º. (●) LÍMITE POR CAPILARIDAD. (●) LÍMITE SÓNICO. (●) LÍMITE POR FRICCIÓN. (●) LÍMITE POR EBULLICIÓN. (●) LÍMITE POR VISCOSIDAD.....	184
FIGURA IV.11: INFLUENCIA DEL DIÁMETRO DEL TUBO DE CALOR EN LA POTENCIA TÉRMICA TRANSMITIDA PARA TEMPERATURAS DE EVAPORADOR A) 20ºC; B) 35 ºC; C) 50ºC Y D) 65ºC. (●) LÍMITE POR CAPILARIDAD. (●) LÍMITE SÓNICO. (●) LÍMITE POR FRICCIÓN. (●) LÍMITE POR EBULLICIÓN. (●) LÍMITE POR VISCOSIDAD	185
FIGURA IV.12: VARIACIÓN DEL LÍMITE POR CAPILARIDAD DEL TUBO DE CALOR EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE INCLINACIÓN PARA DIFERENTES TEMPERATURAS DE TRABAJO DEL EVAPORADOR.....	186
FIGURA IV.13: ANÁLISIS DE LA POTENCIA MÁXIMA TRANSPORTADA POR EL TUBO DE CALOR PARA DISTINTAS LONGITUDES A) DE CONDENSADOR; B) DE EVAPORADOR.	187
FIGURA IV.14: POTENCIA MÁXIMA TRANSMITIDA EN EL TUBO DE CALOR EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL EVAPORADOR PARA DIFERENTES LONGITUDES DE LA ZONA ADIABÁTICA N ; A) IGUAL LONGITUD DE CONDENSADOR Y EVAPORADOR EN UN ELEMENTO DE 400 MM DE LONGITUD TOTAL; B) PARA EL CASO PARTICULAR DE $L_{COND}=L_{EVAP}=50$ MM.....	187
FIGURA IV.15: GEOMETRÍA PARA LA SIMULACIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS DE TUBOS DE CALOR	190

FIGURA IV.16: COMPARATIVA DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN LA SIMULACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL BLOQUE DEL EVAPORADOR PARA LAS MALLAS DE CARACTERÍSTICAS INDICADAS EN LA TABLA IV.5. SE INDICA LA TEMPERATURA MEDIA DEL BLOQUE DE ALUMINIO COMPLETO. LOS RESULTADOS DE CADA MALLA Y CAUDAL DE AGUA EN EL CONDENSADOR ENSAYADOS SE CODIFICAN SEGÚN MI-FI.	191
FIGURA IV.17: MODELADO DE LA POTENCIA TÉRMICA ABSORBIDA EN EL CONDENSADOR PARA LAS MALLAS DE CARACTERÍSTICAS INDICADAS EN LA TABLA IV.5. LOS RESULTADOS DE CADA MALLA Y CAUDAL DE AGUA EN EL CONDENSADOR ENSAYADOS SE CODIFICAN SEGÚN MI-FI	191
FIGURA IV.18: RESULTADOS DE LA TEMPERATURA MEDIA DEL FLUIDO PARA LAS MALLAS DE CARACTERÍSTICAS INDICADAS EN LA TABLA IV.5. LOS RESULTADOS DE CADA MALLA Y CAUDAL DE AGUA EN EL CONDENSADOR ENSAYADOS SE CODIFICAN SEGÚN MI-FI.	192
FIGURA IV.19: : REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE LAS CONDICIONES DE CONTORNO PARA LA SIMULACIÓN EN EL SOFTWARE FLUENT	193
FIGURA IV.20: EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL CONDENSADOR, EVAPORADOR Y ZONA ADIABÁTICA DEL TUBO DE CALOR EN FUNCIÓN DEL TIEMPO PARA DIFERENTES POTENCIAS TÉRMICAS DISIPADAS EN EL EVAPORADOR. LAS LÍNEAS CONTINUAS SON LOS VALORES OBTENIDOS EN LOS ENSAYOS EXPERIMENTALES Y LAS LÍNEAS DISCONTINUAS LOS RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN CFD	195
FIGURA IV.21: DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE LOS DATOS EXPERIMENTALES Y DE CFD	196
FIGURA IV.22: ESQUEMA TÉRMICO DEL PANEL FOTOVOLTAICO.	201
FIGURA IV.23: COMPOSICIÓN DE UN PANEL FOTOVOLTAICO Y SU CONDUCTIVIDAD TÉRMICA. [160] [161]	203
FIGURA IV.24: GEOMETRÍA PANEL PV	209
FIGURA IV.25: ESQUEMA DE CÁLCULO PARA LOS PANELES FOTOVOLTAICOS	209
FIGURA IV.26: MODELO IMPLEMENTADO PARA EL PANEL FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO TÉRMICO MEDIANTE PCM	210
FIGURA IV.27: ESQUEMA DE CÁLCULO PARA LOS PANELES FOTOVOLTAICOS CON ALMACENAMIENTO TÉRMICO MEDIANTE PCM CON AISLAMIENTO FRONTAL Y POSTERIOR.	211
FIGURA IV.28: GEOMETRÍA 3D DEL PANEL SOLAR HÍBRIDO EN SERPENTÍN.	212
FIGURA IV.29: GEOMETRÍA 3D DEL PANEL SOLAR HÍBRIDO EN PARRILLA	212
FIGURA IV.30: SECCIONES DE TUBO DE LOS COLECTORES TÉRMICOS.	213
FIGURA IV.31: VALORES OBTENIDOS DEL PARÁMETRO γ +. IZQUIERDA: A) TUBO CIRCULAR. VALOR MEDIO 1.04; B) TUBO SEMICIRCULAR, VALOR MEDIO 0.92	214
FIGURA IV.32: ESQUEMA DE CÁLCULO PARA LOS PANELES PV/T	215
FIGURA IV.33: ESQUEMA DE CÁLCULO PARA LOS PANELES PV/T + PCM	216
FIGURA V.1: DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS EN EL PANEL FOTOVOLTAICO AL ALCANZARSE EL ESTADO ESTACIONARIO. (EJE Y: x5)	222
FIGURA V.2: EVOLUCIÓN DE LA POTENCIA ELÉCTRICA Y LA TEMPERATURA DEL PANEL PV	223
FIGURA V.3: DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS EN LOS PANELES PV + PCM. (EJE Y: x2)	225
FIGURA V.4: PERFIL DE VELOCIDADES DEL PANEL PV + PCM (EJE Y: x2)	225
FIGURA V.5: ESTUDIO TRANSITORIO DE LAS POTENCIAS TÉRMICAS Y ELÉCTRICAS Y LA FRACCIÓN LÍQUIDA DEL PCM PARA EL PANEL PV+PCM CON UN ESPESOR DE 10 MM.	226

FIGURA V.6: ESTUDIO TRANSITORIO DE LAS POTENCIAS TÉRMICAS Y ELÉCTRICAS Y LA FRACCIÓN LÍQUIDA DEL PCM PARA EL PANEL PV+PCM CON UN ESPESOR DE 20 MM.	226
FIGURA V.7: EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DE LOS PANELES PV+PCM CON DIFERENTES ESPESORES DE PCM	227
FIGURA V.8: DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS EN EL PANEL PV + PCM AISLADO EN LA PARTE POSTERIOR. (EJE Y: x2)	229
FIGURA V.9: PERFIL DE VELOCIDADES DEL PANEL PV + PCM 35 MM AISLADO EN LA POSTERIOR. (EJE Y: x2)	230
FIGURA V.10: ESTUDIO TRANSITORIO DE LAS POTENCIAS TÉRMICAS Y ELÉCTRICAS Y LA FRACCIÓN LÍQUIDA DEL PCM PARA EL PANEL PV+PCM CON UN ESPESOR DE 35 MM AISLADO EN LA PARTE INFERIOR.	230
FIGURA V.11: CURVA COMPARATIVA DE LAS POTENCIA TÉRMICA Y ELÉCTRICA Y LA FRACCIÓN LÍQUIDA DEL PCM PARA EL PANEL PV+PCM 35 MM COMPLETAMENTE AISLADO.	231
FIGURA V.12: FRACCIÓN LIQUIDA DEL PCM DESPUÉS DE 6 HORAS DE CALENTAMIENTO EN UN PANEL PV+PCM AISLADO POR LA PARTE FRONTAL. (EJE Y: x2).	232
FIGURA V.13: TEMPERATURA DE TRABAJO DEL PANEL PV+PCM CON UN ESPESOR DE PCM DE 35 MM DURANTE EL PROCESO DE CALENTAMIENTO	232
FIGURA V.14: PERFILES DE TEMPERATURA EN EL PANEL PV/T CON EXTRACCIÓN DE CALOR MEDIANTE FLUIDO PARA DIFERENTES GEOMETRÍAS DE COLECTOR TÉRMICO A) COLECTOR CIRCULAR; B) COLECTOR SEMICIRCULAR	235
FIGURA V.15: PROCESO DE ESTABILIZACIÓN DE LAS POTENCIAS TÉRMICA (Q) Y ELÉCTRICA (E) DEL PANEL PV/T CON EXTRACCIÓN DE CALOR MEDIANTE COLECTOR CIRCULAR.	235
FIGURA V.16: PROCESO DE ESTABILIZACIÓN DE LAS POTENCIAS TÉRMICA (Q) Y ELÉCTRICA (E) DEL PANEL PV/T CON EXTRACCIÓN DE CALOR MEDIANTE COLECTOR SEMI-CIRCULAR.	236
FIGURA V.17: DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS EN EL PANEL PV/T + PCM CON AISLAMIENTO A) POSTERIOR; B) COMPLETO	238
FIGURA V.18: DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS EN EL PLANO MEDIO DEL PANEL FOTOVOLTAICO.	238
FIGURA V.19: RESULTADOS DE POTENCIA TÉRMICA Y ELÉCTRICA (W) Y FRACCIÓN DE LÍQUIDO EN EL PCM (%) OBTENIDOS EN LA SIMULACIÓN 2D DEL PANEL PV/T+PCM 35 MM AISLADO EN LA PARTE POSTERIOR.	240
FIGURA V.20: CURVA COMPARATIVA DE LAS POTENCIA TÉRMICA Y ELÉCTRICA Y LA FRACCIÓN LÍQUIDA DEL PCM PARA EL PANEL PV/T+PCM 35 MM COMPLETAMENTE AISLADO.	240
FIGURA V.21: PROCESO DE CARGA/DESCARGA DEL PANEL PV/T. FRACCIÓN LÍQUIDA DEL PANEL PV/T CON PCM Y AISLAMIENTO SOLO POSTERIOR; CALENTADO: A) 60MIN; B) 120 MIN; C) 180 MIN; D) 240MIN; E) 300 MIN; F) 360 MIN; ENFRIADO: G) 390 MIN; H)420 MIN; I) 450 MIN; J) 480 MIN; K) 510 MIN.	241
FIGURA V.22: PROCESO DE CARGA/DESCARGA DEL PANEL PV/T. FRACCIÓN LÍQUIDA DEL PANEL PV/T CON PCM Y AISLAMIENTO COMPLETAMENTE AISLADO; CALENTADO: A) 60MIN; B) 120 MIN; C) 180 MIN; D) 240MIN; E) 300 MIN; ENFRIADO: F) 330 MIN; G) 360 MIN; H)390 MIN; I) 420 MIN; J) 460 MIN; K) 490 MIN	242

FIGURA V.23: DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS DURANTE EL PROCESO DE CARGA/DESCARGA DEL PANEL PV/T CON PCM AISLADO EN LA PARTE POSTERIOR. ; CALENTADO: A) 60MIN; B) 120 MIN; C) 180 MIN; D) 240MIN; E) 300 MIN; F) 360 MIN; ENFRIADO: G) 390 MIN; H)420 MIN; I) 450 MIN; J) 480 MIN; K) 510 MIN.....	243
FIGURA V.24: DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS DURANTE EL PROCESO DE CARGA/DESCARGA DEL PANEL PV/T CON PCM Y COMPLETAMENTE AISLADO; CALENTADO: A) 60MIN; B) 120 MIN; C) 180 MIN; D) 240MIN; E) 300 MIN. ENFRIADO: F) 330 MIN; G) 360 MIN; H)390 MIN; I) 420 MIN; J) 460 MIN; K) 490 MIN	244
FIGURA V.25: PERFIL DE TEMPERATURAS DEL PANEL FOTOVOLTAICO.....	246
FIGURA V.26: PERFIL DE TEMPERATURAS DEL PANEL PV/T SERPENTÍN CIRCULAR.....	249
FIGURA V.27: PERFIL DE TEMPERATURAS DEL PANEL PV/T SERPENTÍN SEMI-CIRCULAR.....	249
FIGURA V.28: PERFIL DE TEMPERATURAS DEL PANEL PV/T PARRILLA CIRCULAR.....	250
FIGURA V.29: PERFIL DE TEMPERATURAS DEL PANEL PV/T PARRILLA SEMICIRCULAR	250
FIGURA V.30: POTENCIA ELÉCTRICA GENERADA POR LOS DIFERENTES TIPOS DE PANELES.	254
FIGURA V.31: FRACCIÓN LÍQUIDA DEL PCM EN LOS DIFERENTES PANELES.....	255
FIGURA V.32: FLUJO DE CALOR ALMACENADO EN EL PCM.....	256
FIGURA V.33: RADIACIÓN SOLAR Y TEMPERATURA DE LOS DÍAS ANALIZADOS.	259
FIGURA V.34: VALORES DE TENSIÓN Y CORRIENTE PARA LOS 4 PANELES.	260
FIGURA V.35: POTENCIA ELÉCTRICA DE CADA PANEL.	261
FIGURA V.36: TEMPERATURA MEDIA SUPERFICIE TRASERA DEL MÓDULO PCM.	262
FIGURA V.37 TEMPERATURAS DEL PCM PARA EL PANEL A. (SUP: SUPERFICIAL; MID: A 10 MM, BACK: A 20 MM DE PROFUNDIDAD).....	263
FIGURA V.38: TEMPERATURAS DEL PCM PARA EL PANEL B. (SUP: SUPERFICIAL; MID: A 10 MM, BACK: A 20 MM DE PROFUNDIDAD).....	264

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA I.1: EFICIENCIAS EN CELDA Y SUBMÓDULO MEDIDAS SEGÚN CONDICIONES AM1.5 (100 W/M ²) Y 25°C.....	30
TABLA I.2: PARÁMETROS TÍPICOS DE LOS TES	46
TABLA I.3: CARACTERÍSTICAS DE DIFERENTES MATERIALES PROPUESTOS COMO SS-PCM.	48
TABLA I.4: COMPARATIVA DE VENTAJAS E INCONVENIENTES DE LOS PCM ORGÁNICOS E INORGÁNICOS. ..	50
TABLA I.5: ORGANIC PCMS SUBSTANCES FOR PVT.....	51
TABLA I.6: EXPRESIONES DE LA CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LA MECHA SATURADA DE LÍQUIDO SEGÚN EL TIPO DE MECHA DEL TUBO DE CALOR.	64
TABLA II.1: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL PANEL LUXOR LX-100M.	92
TABLA III.1: CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE PCMS	110
TABLA III.2: PROPIEDADES TERMO-FÍSICAS DEL ÁCIDO LÁURICO.	112
TABLA III.3: DENSIDAD DEL ÁCIDO LÁURICO A DISTINTAS TEMPERATURAS.	112
TABLA III.4: CALOR ESPECÍFICO DEL ÁCIDO LÁURICO A DISTINTAS TEMPERATURAS.	112
TABLA III.5 CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE ÁCIDO LÁURICO CON LA TEMPERATURA. FUENTE	112
TABLA III.6: VISCOSIDAD DEL ÁCIDO LÁURICO CON LA TEMPERATURA.	113
TABLA III.7: PROPIEDADES DEL HEAT-PIPES SELECCIONADO.	121
TABLA III.8: PARÁMETROS DEL ENSAYO EXPERIMENTAL DE HEAT-PIPES.....	128
TABLA III.9: VALORES EXPERIMENTALES PARA LAS DIFERENTES INCLINACIONES ENSAYADAS. Q ES LA POTENCIA ENSAYADA (W); ΔT ES LA DIFERENCIA DE TEMPERATURAS ENTRE LOS EXTREMOS DEL HEAT PIPE (K) Y K ES LA CONDUCTIVIDAD TÉRMICA (W/MK).	131
TABLA III.10: LISTA DE SENSORES DEL BANCO DE PRUEBAS	153
TABLA IV.1: FLUJO DE CALOR Y CAUDAL ANALIZADO.....	171
TABLA IV.2: VALORES PARA EL CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA PRIMERA CAPA DE LA MALLA PARA UN $Y+ \leq 1$	173
TABLA IV.3: PARÁMETROS ESTADÍSTICOS DE LA CALIDAD DE LAS MALLAS USADAS EN CADA GEOMETRÍA	174
TABLA IV.4: PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DEL HEAT-PIPE QG-SHP-D5-400MN	182
TABLA IV.5: NÚMERO DE ELEMENTOS DE LAS MALLAS PARA CADA COMPONENTE.....	190
TABLA IV.6: PARÁMETROS ESTADÍSTICOS Y DE CALIDAD DE LA MALLA SELECCIONADA PARA LA SIMULACIÓN CFC DEL TUBO DE CALOR.....	192

TABLA IV.7: PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DE LOS ENCAPSULAMIENTOS FRONTAL Y POSTERIOR DEL PANEL FOTOVOLTAICO CONSIDERADO EN EL ESTUDIO CALCULADAS MEDIANTE LAS EXPRESIONES (IV.27)-(IV.29).....	204
TABLA IV.8: PARÁMETROS ESTADÍSTICOS DE LAS MALLAS PARA EL PANEL FOTOVOLTAICO (3D)	210
TABLA IV.9: PARÁMETROS ESTADÍSTICOS DE LAS MALLAS PARA EL PANEL FOTOVOLTAICO CON PCM (2D)	211
TABLA IV.10: PARÁMETROS ESTADÍSTICOS DE LA MALLA PARA EL PANEL PV/T SERPENTÍN Y SECCIÓN CIRCULAR (3D)	214
TABLA IV.11: PARÁMETROS ESTADÍSTICOS DE LA MALLA PARA EL PANEL PV/T SERPENTÍN Y SECCIÓN CIRCULAR (2D)	215
TABLA IV.12: PARÁMETROS ESTADÍSTICAS DE LAS MALLAS PV/T CON PCM (2D)	216
TABLA V.1 RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN DEL PANEL FOTOVOLTAICO.	222
TABLA V.2: RESULTADOS DEL PANEL PV + PCM EN ESTADO ESTACIONARIO	224
TABLA V.3: RESULTADOS DEL PANEL PV + PCM CON AISLAMIENTO EN ESTADO ESTACIONARIO.....	229
TABLA V.4: RESUMEN DE LOS RESULTADOS DE LA ENERGÍA ELÉCTRICA Y TÉRMICA OBTENIDOS EN LA SIMULACIÓN DE LOS PANELES PV+PCM AISLADOS.....	233
TABLA V.5: RESULTADOS OBTENIDOS EN LA SIMULACIÓN DE PANELES PV/T CON EXTRACCIÓN DE CALOR, CON DIFERENTES SECCIONES DE COLECTOR.....	234
TABLA V.6: RESULTADOS DEL ESTUDIO DE PANELES PV/T-PCM CON COLECTOR TÉRMICO EN CONDICIONES DE INSOLACIÓN BAJO DEMANDA TÉRMICA.....	237
TABLA V.7: RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN 3D DE LOS PANELES FOTOVOLTAICO.....	246
TABLA V.8: RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN 3D DE LOS PANELES PV/T CON COLECTOR EN SERPENTÍN	247
TABLA V.9: RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN DE LOS PANELES PV/T CON COLECTOR EN PARRILLA	248

BLOQUE I. ESTADO DEL ARTE

El punto de partida en todo trabajo de investigación debe ser el estudio del estado del arte. Esta tarea permite al investigador conocer los trabajos previos de otros autores en el campo de la investigación, aprendiendo metodologías, diseños, funcionamiento y materiales utilizados. Además, gracias a este estudio se han detectado nuevos aspectos de mejora donde centrar los esfuerzos del trabajo de investigación. En este bloque I se presenta un resumen sobre el estado del arte de la tecnología solar híbrida y los diferentes elementos que se han utilizado en los diseños propuestos en el trabajo: los materiales de cambio de fase como sistemas apropiados para almacenar energía térmica y los tubos de calor, dispositivos empleados para la mejora de la transmisión de calor entre el material que almacena el calor y el fluido caloportador, que lo transportará hasta el punto de utilización. También serán revisados en este bloque los procedimientos de simulación informática que se han utilizado para la optimización de los diseños. En todo momento el estudio del arte se restringe a aspectos y aplicaciones relacionados con la energía solar. Este bloque se estructura en los siguientes capítulos, que serán desarrollados a continuación:

- Energía solar fotovoltaica y térmica.
- Energía solar híbrida fotovoltaica y térmica (PV/T).
- Almacenamiento de calor mediante materiales de cambio de fase (PCM).
- Transferencia de calor mediante tubos de calor o heat pipes (HP).
- Simulaciones CFD para PCM.

CAPÍTULO 1. ENERGÍA SOLAR TÉRMICA Y FOTOVOLTAICA

Los compromisos medioambientales adquiridos por el país hacen indispensable reducir drásticamente las emisiones de gases de efecto invernadero, disminuir el consumo energético en los edificios tanto públicos como del sector residencial e incorporar las energías renovables como fuente principal de abastecimiento. La energía solar es, junto con la energía eólica, el recurso energético renovable más abundante en el planeta. El aprovechamiento de la energía solar puede realizarse bien a través de la conversión directa en electricidad mediante paneles fotovoltaicos o bien en forma de calor, mediante paneles térmicos. A los clásicos colectores solares fotovoltaicos y térmicos, se ha incorporado la tecnología solar híbrida (PV/T), que combina en un único elemento la posibilidad de generar tanto electricidad como calor. Una primera clasificación de los tres tipos de colectores se puede apreciar en la Figura I.1.

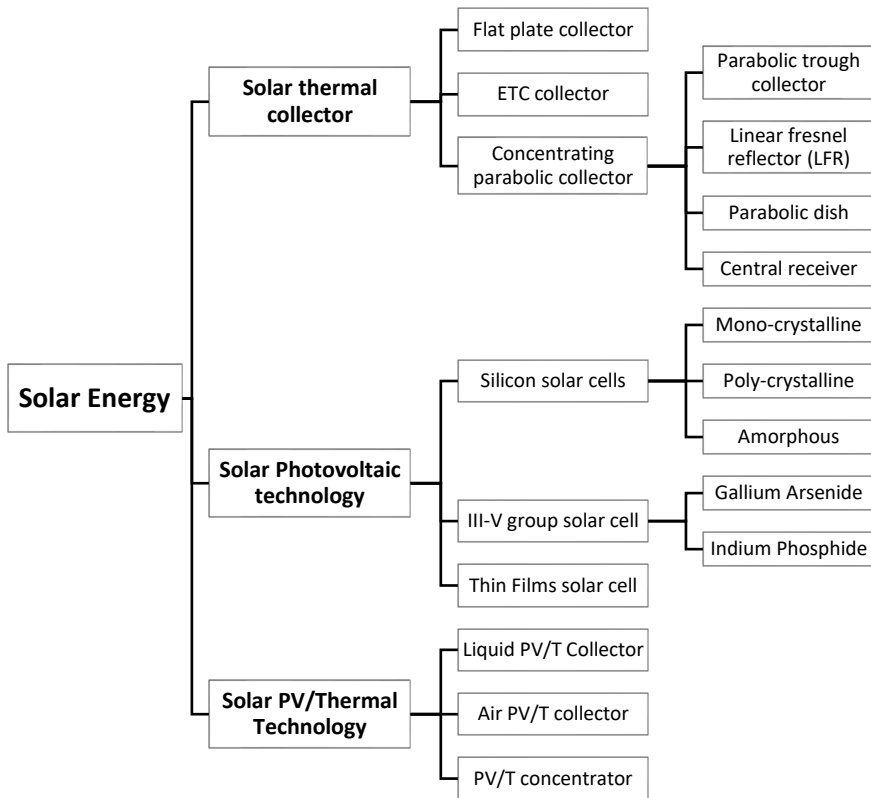


Figura 1.1: Clasificación de los colectores solares[13]

1.1. Energía solar: fotovoltaica.

La energía fotovoltaica (PV) es la que más rápido desarrollo ha experimentado comparado con otras energías renovables y es actualmente una tecnología madura y económicamente competitiva [1]. Los sistemas fotovoltaicos integrados en edificios (BIPV), juegan un papel importante en la generación distribuida de electricidad [14], [15] y su utilización en edificios de nueva construcción o rehabilitados, se establece como obligatoria en el Código Técnico de la Edificación (HE5-CTE) para uso propio o suministro a la red. Los sistemas fotovoltaicos utilizados en edificios pueden clasificarse en dos tipos: Adaptados (BAPV) o Integrados (BIPV). Los primeros se añaden al edificio sin efecto directo sobre la estructura. Los segundos, se integran en la envolvente reemplazando materiales constructivos tradicionales (Figura 1.2) [16].

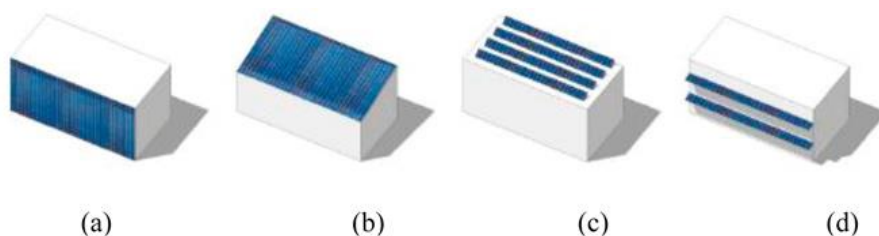


Figura I.2: Distintas posibilidades de integración fotovoltaica en un edificio a) fachada; b) cubierta inclinada; c) cubierta plana; d) toldos

La tecnología solar fotovoltaica es aún a día de hoy una de las formas más fáciles y extendidas para el aprovechamiento de la energía solar donde es posible transformar la radiación solar en electricidad de forma pasiva y directa.

Según el informe anual del 2018 de la International Renewable Energy Agency (IRENA) [17] el coste de las instalaciones fotovoltaicas se ha reducido un 77% desde el año 2010, convirtiéndose en una alternativa real y competitiva a los combustibles fósiles. En el gráfico de la Figura I.3 [17] se muestra la evolución del coste de los módulos fotovoltaicos clasificados por tecnologías. En la actualidad el coste medio total de una instalación fotovoltaica es de 1210 \$/kW. Pero a pesar del reducido coste, la tecnología presenta una eficiencia pequeña en comparación con otros recursos renovables (Tabla I.1).

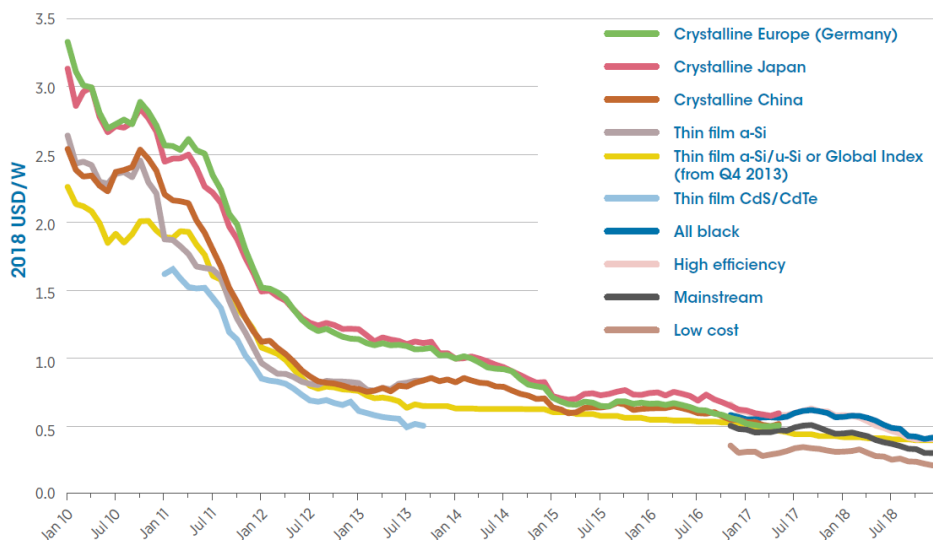


Figura I.3: Evolución del coste de los módulos fotovoltaicos clasificados por tecnologías. [17]

Tabla I.1: Eficiencias en celda y submódulo medidas según condiciones AM1.5 (100 W/m²) y 25 °C (IEC 60904-3:2008, ASTM G 173-03) [18]

	Classification	Efficiency (%)	Area (cm ²)	V _{oc} (V)	I _{sc} mA/m ²	FF (%)
Silicon	Si-mono	25.6	143.7	0.74	41.8	82.7
	Si-multi	21.3	242.74	0.6678	39.8	80.0
	Si- thin film	10.5	239.7	0.687	38.5	80.3
III-V	GaAs /thin film cell	28.8	0.993	1.112	29.68	86.5
	GaAs multicristalline	18.4	4.011	0.994	23.2	79.7
	InP crystalline cell	22.1	4.02	0.878	29.5	85.4
Thin Film	CIGS cell	21	0.993	0.757	35.7	77.6
	CIGS minimodule	18.7	15.89	0.71	35.29	75.6
	CdTe cell	21	1.06	0.876	30.25	79.4
	Si-amorphous cell	10.2	1	0.896	16.36	69.8
	Perovskite cell	19.7	0.99	1.1	24.67	72.3
OPV	Organic cell	11.2	0.99	0.78	19.3	74.2
	Organic minimodule	9.7	26.14	0.806	16.47	73.2
Multi-junction	InGaAs/GaInAs/InGaAs	37.9	1.047	3.06	14.27	86.7
	InGaAs/GaInAs/Ge:Si minimodule	34.5	27.83	0.999	9.1	79

Aunque se han comprobado eficiencias próximas al 40% en pruebas de laboratorio, sólo se han conseguido con muestras de reducido tamaño para el caso de células multiunión. Las células orgánicas (OPV) y de perovskita (PSC), muy prometedoras por su bajo coste y facilidad de fabricación mediante técnicas de impresión, tienen todavía un largo camino para poder ser introducidas en el mercado con garantías [19], de forma que los tradicionales paneles de silicio monocristalino son los predominantes en el mercado, con una eficiencia nominal típica próxima al 15 – 18%.

1.2. Energía solar térmica

La energía solar térmica permite calentar un fluido a través de la radiación solar. Puede clasificarse en dos grandes grupos: colectores planos sin concentración o colectores con concentración. Los colectores sin concentración permiten calentar fluido a temperaturas por debajo del punto de ebullición del fluido caloportador

para aplicaciones de calefacción o ACS o para procesos industriales, ambos a baja temperatura. En el mercado se pueden encontrar dos diseños diferentes: colectores planos o colectores de tubos de vacío, cuyos esquemas se muestran en la Figura I.4.

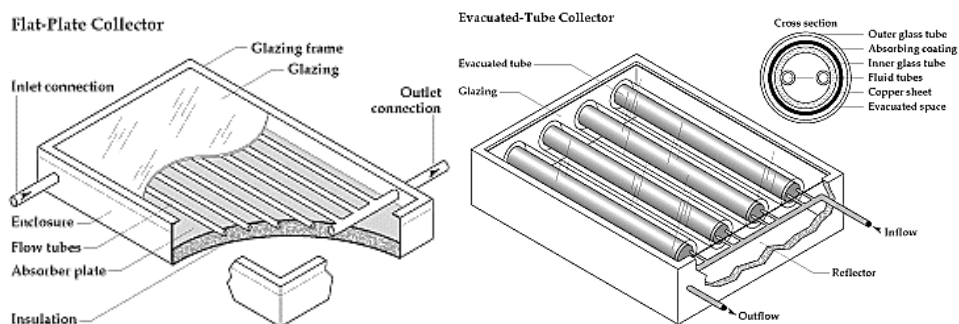


Figura I.4: Tipos de colectores solares térmicos. (U.S. Department of Energy).

Los colectores planos cuentan con una superficie plana a la cual se le acoplan tubos por donde circula el fluido que se calienta mediante la radiación solar. Una capa de vidrio y un aislamiento térmico limitan las pérdidas de calor al ambiente por la parte frontal y la posterior. Estos colectores presentan rendimientos térmicos superiores al 60%, incluso con radiación difusa. Se han realizado numerosos estudios que revisan el diseño a fin de obtener mejores rendimientos o incrementar la temperatura de salida del fluido térmico [20]–[22].

Los colectores de tubos de vacío se caracterizan por trabajar con termosifones que absorben la radiación solar y calientan el fluido que circula por la parte superior del colector. Estos tubos de vacío reducen considerablemente las pérdidas hacia el exterior, lo que aumenta considerablemente el rendimiento con respecto a los colectores planos, consiguiendo además temperaturas superiores del fluido, aunque su coste es superior. También tiene un mejor comportamiento cuando la radiación incide con un cierto ángulo, al amanecer o atardecer. Esto es debido a que la superficie de absorción es cilíndrica y no plana [20], [23]–[25].

CAPÍTULO 2. ENERGÍA SOLAR HÍBRIDA

Uno de los problemas que limitan la eficiencia de la conversión fotovoltaica consiste en que la mayor parte de la energía solar incidente es convertida en calor residual, lo que incrementa la temperatura de la célula fotovoltaica y disminuye su eficiencia y durabilidad [26]–[28] (Figura 1.5). Este efecto es tanto más importante cuanto más integrado está el sistema fotovoltaico en el edificio, lo que dificulta su refrigeración por convección natural, puede aumentar la carga térmica sobre el edificio y por lo tanto su consumo energético. Resulta entonces imprescindible eliminar el calor residual.

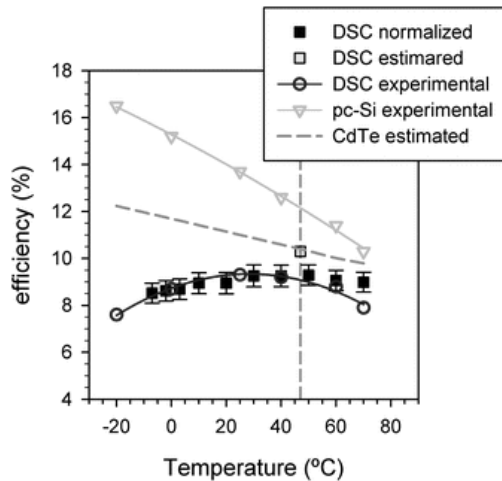


Figura 1.5: Eficiencia fotovoltaico con la temperatura para diferentes tipos de células. [28]

BLOQUE I:

Las células fotovoltaicas disminuyen su rendimiento con el incremento de la temperatura. Tal y como se muestra en la Figura I.5, la eficiencia decrece con el aumento de temperatura, factor que es más acusado en los paneles fotovoltaicos basados en silicio que en los de película fina.

La tecnología híbrida térmica y fotovoltaica (PV/T) proporciona de forma simultánea calor y energía eléctrica a partir de la radiación solar. Además de conseguir una eficiencia energética superior al sumar la de los dos equipos, llegando a valores por encima del 65% [29], la ventaja fundamental del sistema frente a la producción energética mediante sistemas fotovoltaicos y térmicos separados, se encuentra en la reducción del espacio físico requerido y el uso de soportes comunes. Su integración en fachadas y cubiertas proporciona uniformidad arquitectónica y reduce la carga térmica de los edificios. Se habla entonces de sistemas BIPV/T.

Uno de los primeros colectores PV/T, es el mostrado en la Figura I.6, consiste en un módulo fotovoltaico en cuya cara posterior se añade un absorbedor térmico. El módulo fotovoltaico convierte la radiación solar en energía eléctrica con una eficiencia típica entre el 5 y el 18%.

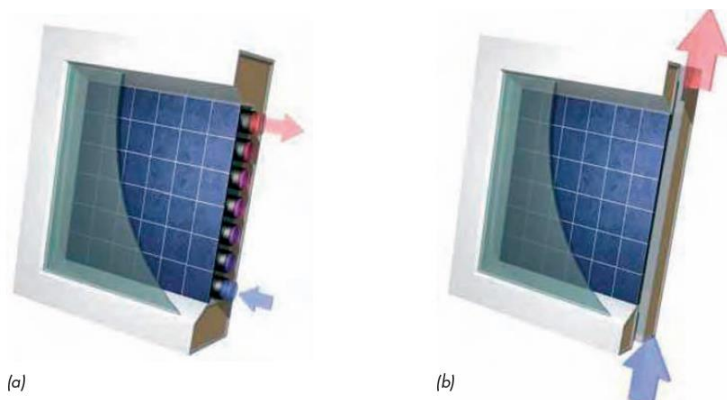


Figura I.6: Colectores solares híbridos PVT a) refrigerado por agua, b) refrigerado por aire

El absorbedor juega un doble papel: por un lado, aumenta la eficiencia de la conversión fotovoltaica, puesto que refrigera la célula y recoge la energía térmica que puede ser aprovechada para otros usos, típicamente aplicaciones de baja temperatura como agua caliente sanitaria o calefacción por aire (Figura I.7).

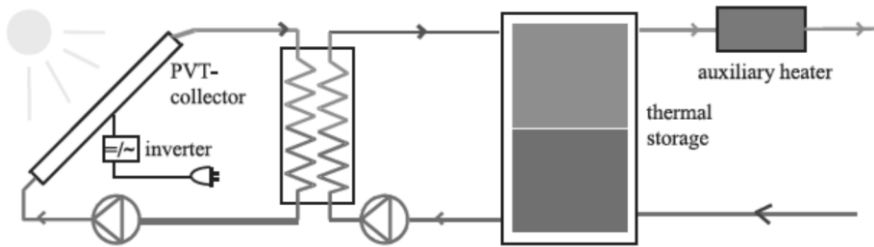


Figura 1.7: Esquema típico de un sistema PV/T, con almacenamiento y apoyo térmico

Estos sistemas son susceptibles de ser mejorados introduciendo almacenamiento térmico (Figura 1.8) mediante materiales de cambio de fase. Si el sistema de almacenamiento térmico se acopla directamente a la parte posterior del panel, el proceso de cambio de fase podría mantener constante y controlada la temperatura de la célula fotovoltaica y aumentar la eficiencia del panel. El calor almacenado en el sistema permite obtener, mediante el colector recuperador adecuado, un aporte de calor en ausencia de luz solar o incluso la generación adicional de electricidad a partir de termogeneradores.

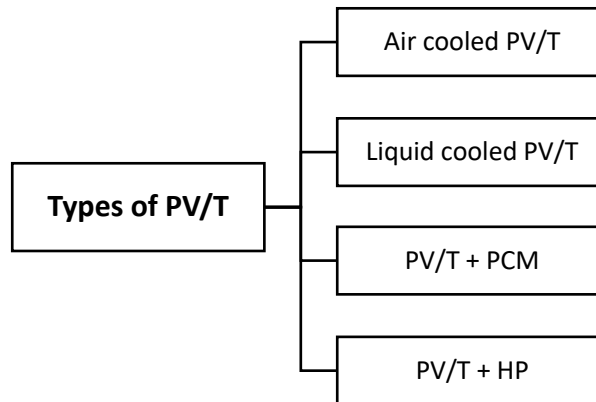


Figura 1.8: Tipos de tecnologías híbridas PV/T.

En aplicaciones integradas en edificios, los sistemas PV/T refrigerados por líquido suelen emplearse en forma de paneles híbridos con diferentes configuraciones colocados sobre los tejados y no hay prácticamente ninguna aplicación que los utilice en fachadas o sobre dispositivos de sombra. Los sistemas refrigerados por aire resultan mucho más versátiles para su integración en tejados, fachadas, ventanas y lucernarios, además de presentar ventajas en cuanto a coste, facilidad de mantenimiento y riesgo de fugas. Estos sistemas se clasifican en sistemas

activos, en los que el aire es impulsado mediante un sistema de ventiladores por la cara posterior del panel o sistemas pasivos, que trabajan exclusivamente por convección natural (Figura I.9). El aire caliente puede emplearse para precalentar el aire de renovación del sistema de climatización del edificio, por ejemplo.

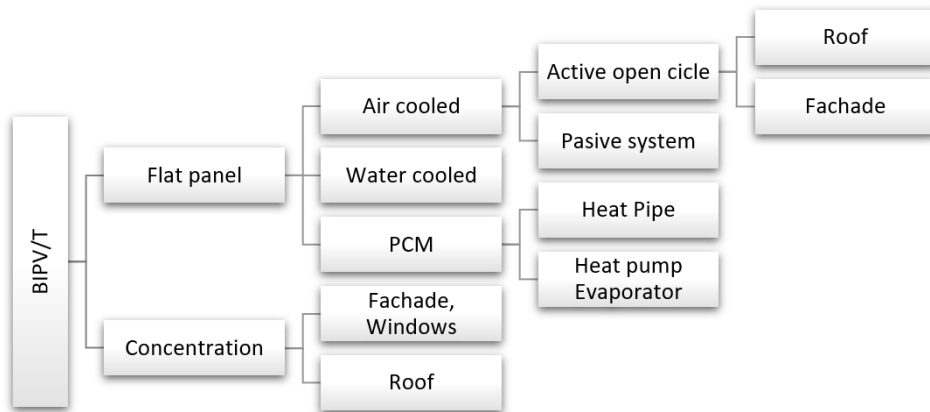


Figura I.9: Revisión de las tecnologías BIPV/T

El calor generado en el panel fotovoltaico puede ser también extraído mediante tubos de calor. El sistema consiste en acoplar en la parte posterior de las células fotovoltaicas el evaporador del heat pipe e insertar el condensador en el canal que conduce el fluido caloportador. El sistema admite la incorporación de PCM en la parte posterior del panel fotovoltaico, con lo que la transmisión será desde el PCM hasta el fluido refrigerante mediante el heat pipe [30].

Una primera clasificación de los paneles híbridos PV/T se realiza en función del tipo de fluido de refrigeración, hablándose de paneles refrigerados por líquido o por aire o ambos [31], como se muestra detalladamente en la Figura I.10 donde además del tipo de fluido se clasifica la geometría de los conductos del colector térmico que incluye el panel PV/T.

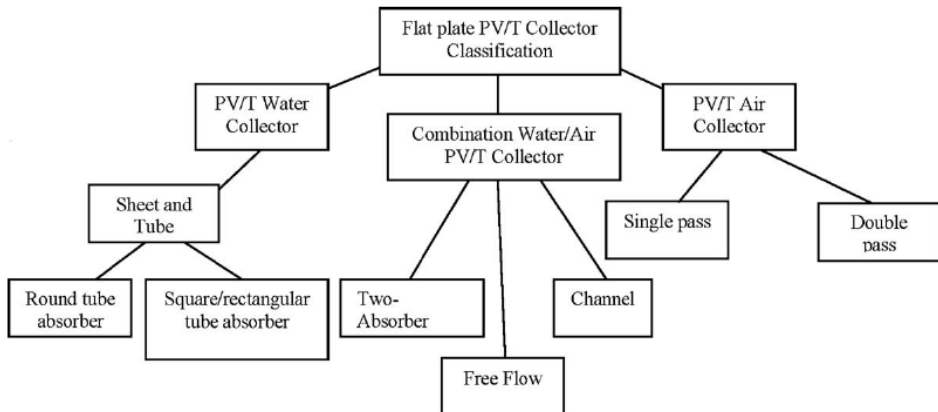


Figura I.10: Clasificación de paneles solares híbridos (PV/T). [31]

Los primeros diseños y estudios con esta tecnología se presentaron a finales de los años 70 [32], [33] basándose principalmente en colectores planos [34]. Desde entonces diferentes autores han revisado regularmente la tecnología [34]–[40], haciendo referencia no solo a las tipologías desarrolladas sino también a los diferentes tipos de instalaciones y los aspectos económicos de la tecnología [36]. Aunque los primeros estudios se limitaban a aspectos teóricos y simulaciones, estudios más recientes comparan diseños construidos y testados, mostrando interesantes resultados en función del fluido utilizado y eficiencias demostradas [38].

2.1. PV/T refrigerados por aire

Los paneles híbridos PV/T refrigerados por aire son los más simples en cuanto a su construcción. Es suficiente disponer un paso de aire procedente del ambiente o del propio recinto a calefactar por la parte posterior de los paneles. Si la circulación de aire se realiza por simple convección natural, el sistema se denomina pasivo. Otra opción es forzar la circulación del aire mediante un sistema activo. Tanto en sistemas activos como en sistemas pasivos, los colectores de aire pueden refrigerar la célula en un paso único (sistema single pass) o mediante dos pasos (sistema double pass), como se muestra en la Figura I.11 [41]. Naturalmente, la configuración en doble paso consigue una mejor refrigeración de la célula, resultando más eficiente la configuración que aparece como III en la referenciada figura.

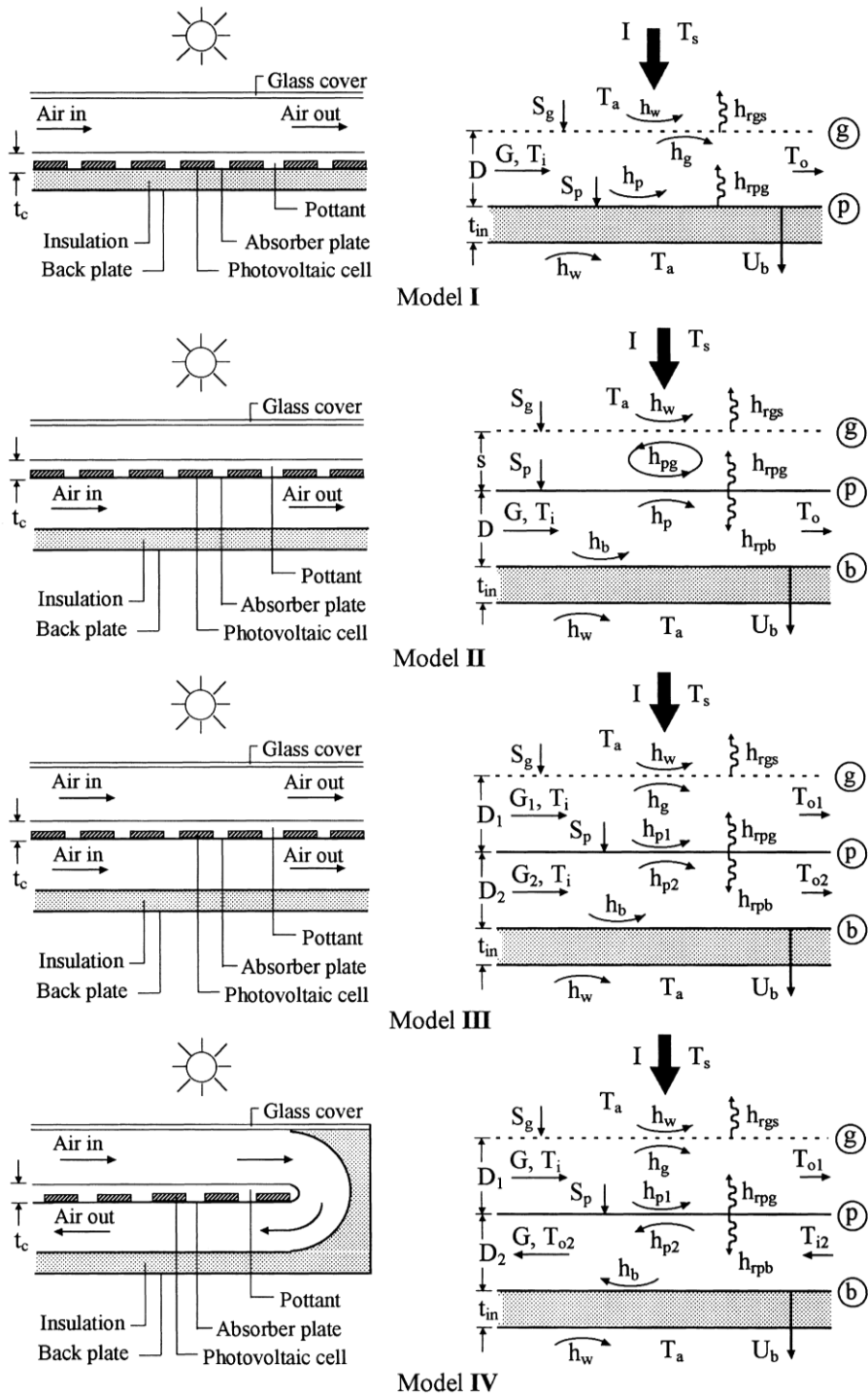


Figura I.11: Esquema de colectores de aire para sistemas híbridos PV/T [41], de paso simple (modelos I y II) y de paso doble (modelos III y IV), junto con su modelo físico

Debido a la baja conductividad térmica del aire, estos colectores suelen utilizar aletas para incrementar la superficie de intercambio [42], generalmente en contacto con las células fotovoltaicas [43], como se aprecia en la Figura I.12

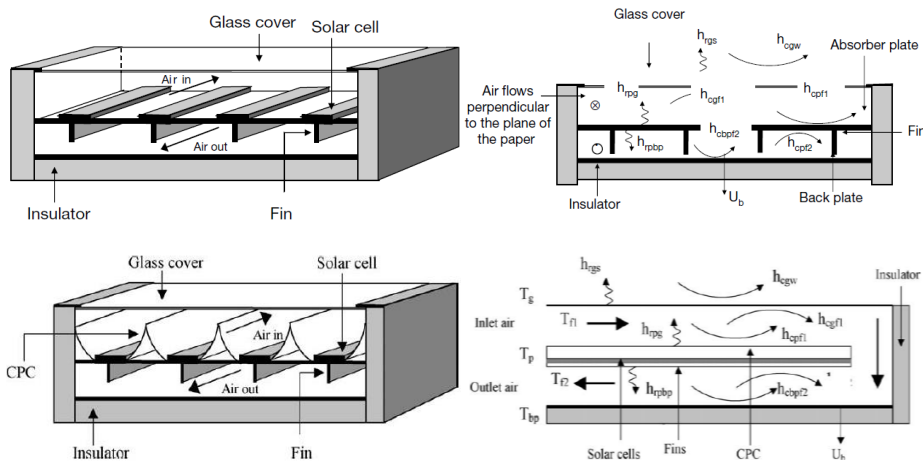


Figura I.12: Esquema de colector de aire con aletas y modelado físico de la transmisión de calor[43]; a) aletas planas; b) con concentradores parabólicos que concentran la radiación solar hacia la célula. [44].

Otros estudios, intentan aumentar mediante diferentes estrategias la superficie de contacto, tal y como se muestra en la Figura I.13.

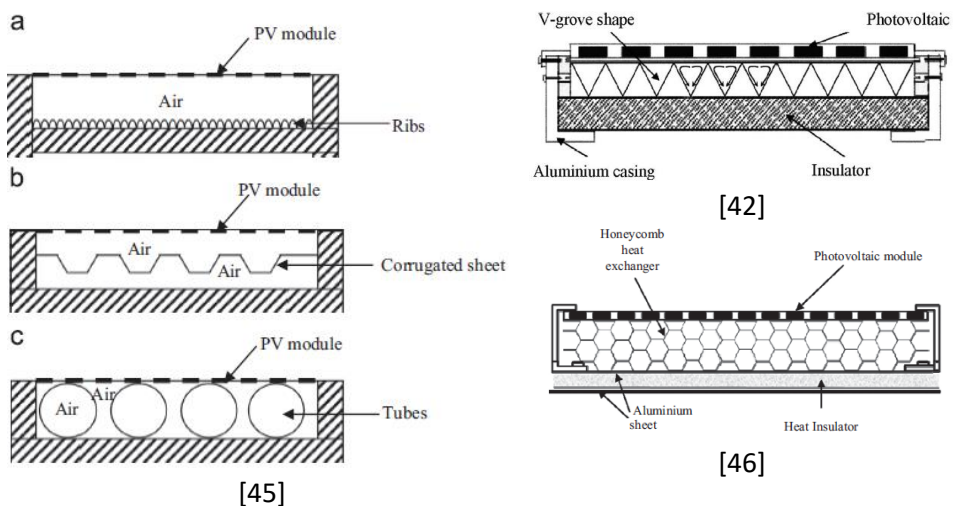


Figura I.13: Diferentes estrategias de configuración de colectores para paneles híbridos PV/T refrigerados por aire para incrementar la superficie de contacto

2.2. PV/T refrigerados por líquido

El segundo tipo de paneles solares híbridos son aquellos que utilizan líquido, típicamente agua, para absorber la energía térmica del panel. Por su eficiencia y parecido con los clásicos paneles solares térmicos son los que mayor desarrollo han experimentado, encontrándose incluso algunos sistemas comerciales. Puesto que el agua presenta mejor conductividad térmica y calor específico que el aire por unidad de masa, estos colectores ocupan un menor tamaño.

Una primera clasificación de los sistemas PV/T refrigerados por líquido se muestra en la Figura I.14 [47].

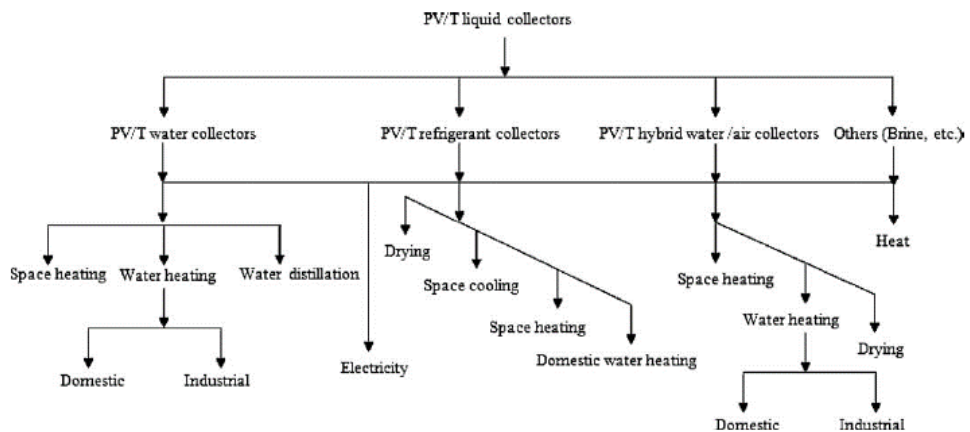
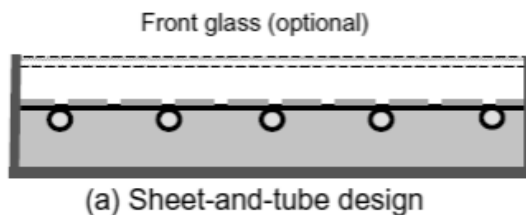


Figura I.14: Clasificación de los sistemas híbridos PV/T refrigerados por líquido [47]

La forma de refrigerar o de realizar el acoplamiento fotovoltaico/térmico se puede hacer de diferentes maneras, mediante tubos y canales, mediante la circulación de un flujo en lámina libre, así como haciendo circular el fluido por la parte superior de los módulos fotovoltaicos, como se muestra en la Figura I.15 [34], [37]:



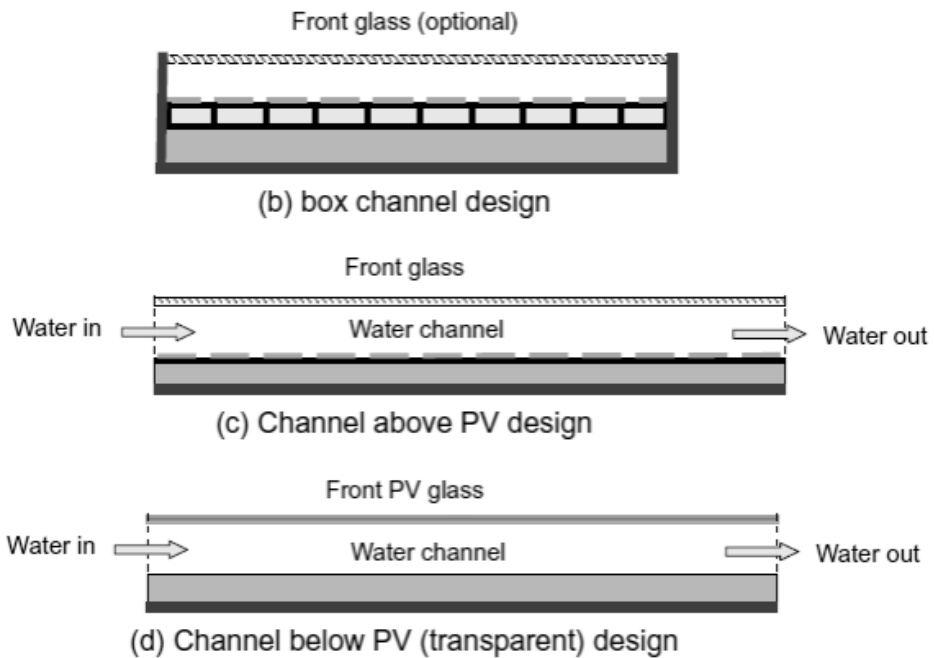


Figura I.15: Diferentes configuraciones para el colector térmico de un panel híbrido PV/T refrigerado por líquido ([37])

En este tipo de colectores se debe prestar especial atención a la temperatura del fluido ya que, si esta es superior a 50°C , se penaliza considerablemente la eficiencia fotovoltaica. Para el colector de flujo en lámina libre (caso de la Figura I.15), la presión del fluido es también un aspecto a considerar. Si la presión es elevada se puede llegar a sobrepasar la resistencia límite de los materiales que forman el panel, especialmente la oblea de silicio ya que, debido a su elevada rigidez se fractura ante pequeños esfuerzos de flexión.

Debido a los inconvenientes anteriormente mencionados, la mayor parte de los paneles híbridos PV/T refrigerados por líquido utilizan colectores de tubos por donde se conduce el fluido. Un número importante de estudios se centran en el análisis de diferentes geometrías y distribuciones. Uno de estos estudios [48] compara las siete geometrías mostradas en la Figura I.16.

En estos diseños no solo hay que considerar la eficiencia en la refrigeración del panel fotovoltaico y la temperatura máxima conseguida en el fluido, sino que también es preciso analizar las pérdidas de carga, que se traducen en mayor gasto energético para la circulación del fluido y el coste asociado a la fabricación. En el estudio mencionado [48] se concluye que la geometría más eficiente desde el

BLOQUE I:

punto de vista térmico es el caso f), un colector continuo en espiral, seguido por los diseños c) y d). Sin embargo, constructivamente, son más complejos que el caso de flujo directo mostrado en el caso a).

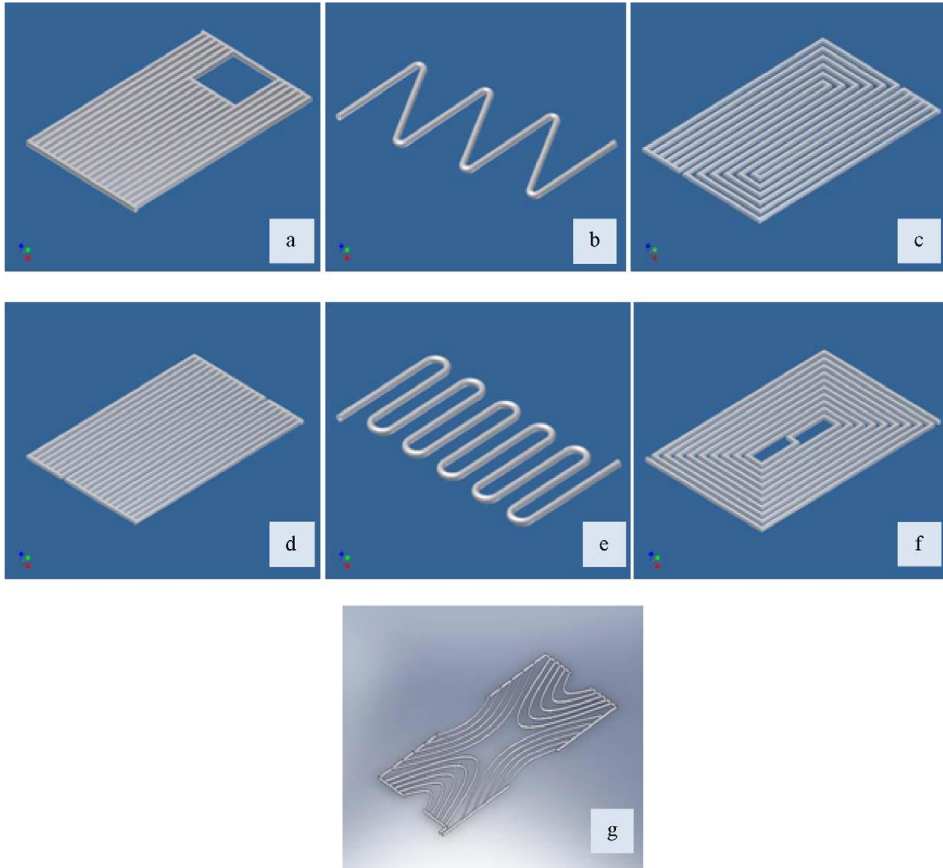


Figura 1.16: Diferentes geometrías de colectores térmicos para paneles híbridos PV/T [48]

Otro aspecto fundamental en el funcionamiento del sistema es la forma del conducto por el que se hace circular el fluido. Existen diferentes posibilidades en este sentido [49], como se muestra en la Figura 1.17. El caso del tubo circular, la superficie de contacto entre el tubo y la superficie caliente es mínima, pero se minimizan las pérdidas de carga. En el caso del tubo rectangular, aumenta la superficie de contacto, pero se incrementa, las pérdidas de presión, convirtiéndose en el que mayor eficiencia térmica y eléctrica obtiene en las diferentes condiciones analizadas en el trabajo.



Figura I.17: Diferentes posibilidades en la forma del tubo del colector térmico de un panel PV/T [49] (Sección en forma rectangular es la que mejor rendimiento térmico y eléctrico obtiene)

En general, la geometría circular es muy económica y por tanto muy utilizada para la fabricación de colectores PV/T de bajo coste [50]–[53]. Se puede optimizar el sistema a través del diámetro, la sección de materiales o la separación ente tubos, [54]. Hay otras posibilidades para aumentar la superficie de contacto entre el tubo y la placa caliente, como utilizar colectores con tubos ovalados o rectangulares [55]–[57]

2.3. Paneles híbridos mixtos

Uniendo un colector térmico de líquido y otro de aire, se consiguen dos corrientes calientes. Esta solución ha sido propuesta en diferentes trabajos[31], [34], [54], [58], utilizando configuraciones como las mostradas en la Figura I.18. Estos modelos no han tenido un gran desarrollo debido a la dificultad de construcción.

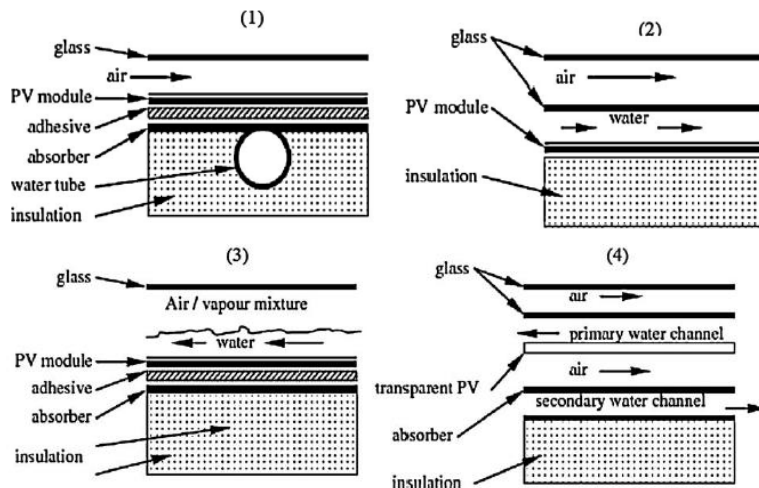


Figura I.18: Diferentes posibilidades de acoplamiento del colector de agua y de aire para paneles híbridos PV/T mixtos (referencia)

2.4. Panel híbrido de concentración

Una de las alternativas a los módulos solares planos que se plantean con el fin de aumentar la eficiencia de los paneles, ha sido colocar concentradores solares. Con esta técnica se consigue aumentar la radiación solar que se hace incidir sobre el módulo fotovoltaico. La concentración solar es muy favorable en los colectores solares térmicos ya que permiten trabajar con rangos de temperaturas muy superiores a la temperatura de vaporización. Sin embargo, en los paneles fotovoltaicos este aumento de la radiación incidente causa un sobrecalentamiento aún mayor del módulo y por lo tanto disminuye considerablemente la eficiencia. Además del bajo rendimiento conseguido, la degradación del panel es muy superior. Debido a estos problemas se utilizan, en el caso de paneles fotovoltaicos, relaciones de concentración muy bajas [59], [60].

Para aumentar las relaciones de concentración es obligatorio refrigerar adecuadamente el panel fotovoltaico, por lo que la tecnología solar híbrida es muy adecuada para esta aplicación ya que puede reducir considerablemente la temperatura de trabajo de la célula [17].

Los sistemas de concentración se pueden conseguir mediante espejos [43], [59], [61] o mediante lentes [62], estos últimos son más costosos que los de espejos. En general, los diseños penalizan enormemente el rendimiento fotovoltaico [60].

CAPÍTULO 3. MATERIALES DE CAMBIO DE FASE (PCM)

La energía solar tiene como principal limitación su variabilidad a lo largo del día, lo que provoca desajuste entre la curva de demanda y la disponibilidad energética. Este fenómeno es además variable a lo largo del año por la diferente duración del día entre el verano y el invierno. Por esta razón, las instalaciones de energía solar deben incluir un sistema de almacenamiento energético. Existen dos formas de aprovechar la energía solar: mediante tecnología fotovoltaica o mediante colectores térmicos, lo que implica dos sistemas diferentes de almacenamiento (Figura I.19 y Figura I.20). El almacenamiento de la energía eléctrica es de común utilización en pequeñas instalaciones aisladas de red, mediante baterías recargables de ácido-plomo o de litio. En la actualidad se está realizando un gran esfuerzo en la búsqueda de nuevos sistemas de almacenamiento eléctrico fundamentalmente por el auge de la movilidad eléctrica. En esta aplicación se necesitan baterías con gran capacidad y vida útil, con bajo tiempo de carga y ligeras [63]. El almacenamiento térmico resulta más económico que el eléctrico y permite el aprovechamiento de focos de calor residual.

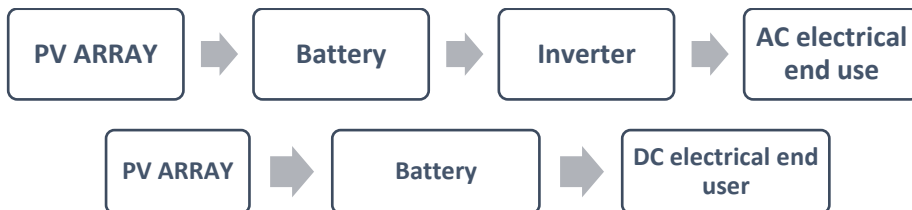


Figura I.19: Sistemas de almacenamiento eléctrico de energía fotovoltaica

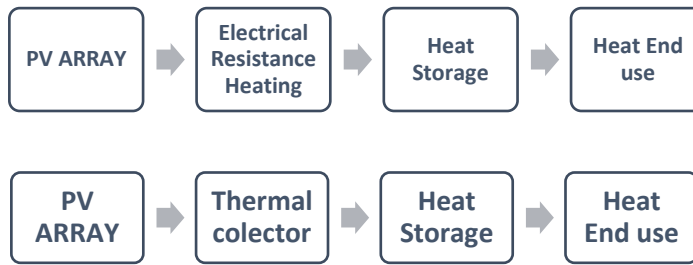


Figura I.20: Sistemas de almacenamiento térmico para energía fotovoltaica

Los sistemas de almacenamiento térmico (Thermal Energy Storage, TES) pueden clasificarse en sistemas de calor sensible, latente o químicos, según el material que almacena el calor modifique su temperatura, cambie de fase o de composición química en el proceso [64]. La selección de un tipo u otro de TES depende de parámetros como la capacidad, la potencia, las características de la aplicación o el coste (Tabla I.2).

Tabla I.2: parámetros típicos de los TES [65]

TES SYSTEM	Capacity KWh/t	Power MW	Efficiency %	Storage Period (h,d,m)	Cost €/MWh
STES	10-50	0.001-10	50-90	d/m	0.1-10
PCM-TES	50-150	0.001-1	75-90	h/d/m	10-50
TCS	120-250	0.01-1	75-100	h/d	8-100

Los procesos de cambio de fase sólido-líquido y sólido-sólido involucran gran cantidad de energía con pequeñas modificaciones de volumen y temperatura, y la posibilidad de adaptar la temperatura del proceso de almacenamiento/cesión de calor, mediante la selección del material de cambio de fase (Phase Change Material, PCM).

Tradicionalmente el almacenamiento térmico se ha realizado mediante sistemas de calor sensible. Estos sistemas se caracterizan por una pequeña densidad de energía almacenada por unidad de volumen y precisan de grandes depósitos. Además, la estratificación térmica del fluido puede ser un importante inconveniente. Alternativamente, en un sistema de almacenamiento térmico mediante calor latente, se consiguen mayores densidades de energía almacenada a una temperatura constante, como se aprecia en la Figura I.21.

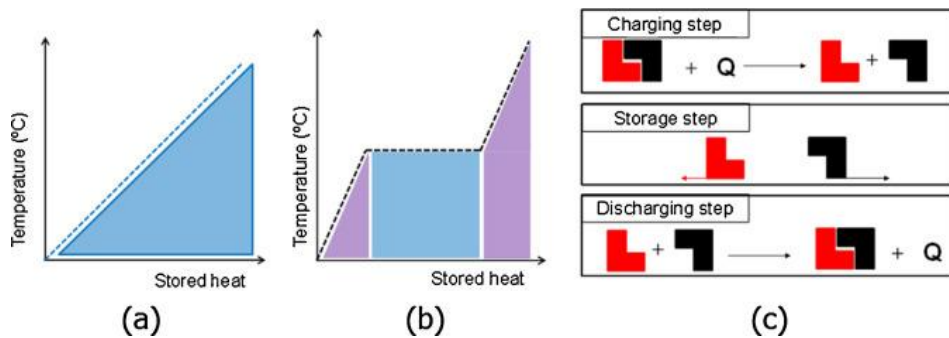


Figura 1.21: Comparativa de mecanismos de almacenamiento de energía térmica: a) Calor sensible b) Calor latente c) Químico. [66]

Por esta razón, el uso de PCM en el almacenamiento de calor es una alternativa cada vez más ampliamente utilizada en los sistemas industriales, en instalaciones donde el espacio es reducido o cuando se precisa mantener constante la temperatura

Cualquier sustancia presente en la naturaleza que sufra un cambio de fase al intercambiar calor es susceptible de ser utilizada como PCM. En la bibliografía es posible encontrar numerosas propuestas de materiales de cambio de fase [67], [68] y algunas específicamente desarrolladas para aplicaciones solares [68], por lo que se plantea imprescindible realizar un estudio previo que permita abordar la compleja tarea de selección del PCM para cada aplicación.

3.1. Clasificación de los PCM

Realizar una clasificación global de los PCM es complejo debido a la gran variedad de materiales utilizados. En la bibliografía se proponen tres criterios de clasificación. El primero de ellos clasifica los PCM por el tipo de cambio de fase que se produce. Según esta clasificación se pueden encontrar tres tipos

- Sólido-Sólido (SS-PCM): El almacenamiento de energía se produce por el cambio de la red cristalina del sólido al incrementar su temperatura. Este tipo de PCM presenta varias ventajas: ausencia de fugas, no precisa encapsulamiento, no hay segregación de fases y menor cambio de volumen.
- Sólido-líquido (SL-PCM): Estos PCM almacenan el calor en forma de calor latente mediante el cambio de fase de sólido a líquido. Cada sustancia

BLOQUE I:

tiene una temperatura de cambio de fase (Melting Point) y durante el proceso esta temperatura se mantiene constante para las sustancias puras. Una de sus mayores desventajas es su baja conductividad térmica, además de que incrementan el volumen.

- **Líquido-Gas:** En estos sistemas el fluido almacena energía en un proceso de vaporización pasando de fase líquida a gaseosa, que se realiza a temperatura constante. Este sistema de almacenamiento es el que más energía permite almacenar por unidad de masa, pero conlleva un aumento del volumen muy elevado, limitando su aplicación a sistemas que resistan las presiones alcanzadas en el proceso.

De los tres tipos de almacenamiento de calor mediante calor latente, el más utilizado es el de sólido a líquido (PCM). Sin embargo, los procesos de vaporización son más comunes de lo que se podría pensar. El fluido más utilizado para sistemas líquido-gas es el agua. El vapor de agua se utiliza en innumerables procesos industriales, así como para la generación de electricidad. También pertenecen a este grupo todos los gases refrigerantes utilizados en los ciclos frigoríficos mediante compresión simple.

Quizás uno de los procesos más desconocidos es el de sólido-sólido [69]. Excepto los compuestos inorgánicos, cuyas temperaturas de cambio de fase son muy elevadas 600~900°C, este tipo de PCM presenta temperaturas de cambio de fase inferiores a los 200°C, como se muestra en la Tabla I.3 Además de su, en general elevado coste, la información acerca de las propiedades termofísicas de estos PCMs es escasa, y están todavía lejos de tener aplicaciones prácticas importantes [70].

Tabla I.3: Características de diferentes materiales propuestos como SS-PCM.

Property	Polymeric	Organic	Organometallic	Inorganic
Transition temp. (°C)	11–65	25–190	32–160	680–988
Enthalpy (J/g)	10–205	15–270	62–154	34–56
Thermal conductivity	+	+	+++	++++
Phase change kinetics	+	+	+++	+++
Phase separation	++++	++	+++	++++
Chemical & thermal stability	+++	+++	+++	++++
Volume change	++	++	++++	++++
Non-toxicity	+++	+	++++	++++
Fire resistance	+	+	++	++++
Ease of production	+++	+++	+	++++

+ Poor, ++ Fair, +++ Good, ++++ Excellent.

En general, la denominación PCM se emplea para la designación de los materiales con cambio de fase sólido a líquido, siendo el tipo de PCM en el que se centra el estudio de este trabajo.

Una posible clasificación de los PCM se realiza en función de la temperatura del cambio de fase, como se muestra en la Figura I.22. Como se aprecia en esta figura, existen PCMs en el rango de temperaturas comprendido entre $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta los $900\text{ }^{\circ}\text{C}$.

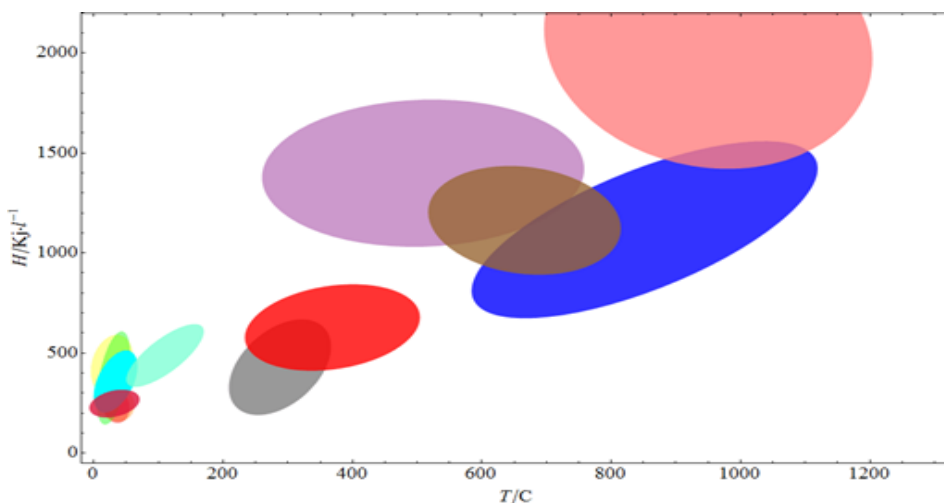


Figura I.22: Entalpías de fusión en función de la temperatura para diferentes compuestos. ■ fluoruros; ■ carbonatos; ■ cloruros; ■ aleaciones metálicas; ■ hidróxidos; ■ nitratos; ■ polioles; ■ ácidos grasos; ■ sales hidratadas; ■ parafinas; ■ otros orgánicos; ■ eutécticos (Fuente: elaboración propia)

En la bibliografía se propone una clasificación en 4 grandes grupos, aunque las temperaturas de frontera no están marcadas de forma clara por la comunidad científica.

- PCM para enfriamiento: Aquí se agrupan todos los materiales que cambian de fase a una temperatura inferior al punto de congelación del agua ($< 0^{\circ}\text{C}$).
- PCM de baja temperatura: Este grupo integra a todas las sustancias con cambio de fase a temperatura inferior a la de ebullición del agua. Son de aplicación en industria, así como en instalaciones de vivienda (calefacción, ACS, energía solar). $0\sim 100^{\circ}\text{C}$.
- PCM de media temperatura: Entre $100\sim 300^{\circ}\text{C}$, rango común a muchos procesos industriales.

BLOQUE I:

- PCM de alta temperatura: La temperatura de trabajo es elevada, por encima de los 300°C, encontrando elementos que cambian de fase a temperaturas superiores a los 900°C. Se restringe su uso a sistemas de concentración solar o algunos procesos industriales.

En el caso de la energía solar para paneles PV/T el rango de temperatura se restringe al comprendido entre 20 – 70°C, debiendo utilizar un PCM de baja temperatura.

El segundo criterio de clasificación de los PCM es mediante su composición química. En este caso es posible agrupar los PCMs en 3 grandes grupos, tal y como se muestra en el diagrama de la Figura I.23

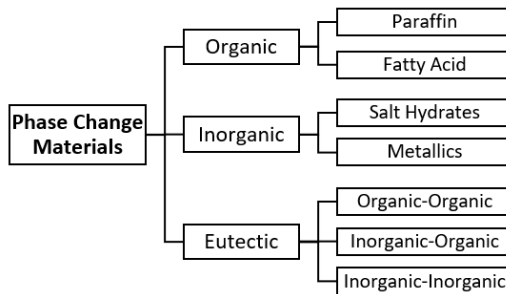


Figura I.23: Clasificación de los PCMs según su composición química. [71]

En la Tabla I.4 se muestran las principales características de los PCMs orgánicos e inorgánicos [70]:

Tabla I.4: Comparativa de ventajas e inconvenientes de los PCM orgánicos e inorgánicos.

Tipo	Inorganic	Organic
Category	Crystalline hydrate, molten salt, metal or alloy	High aliphatic hydrocarbon, acid/esters or salts, alcohols, aromatic hydrocarbons, aromatic ketone, lactam, freon, multi-carbonated category, polymers category, polymers
Advantages	Higher energy storage density, higher thermal conductivity, non-flammable, inexpensive	Physical and chemical stability, good thermal behaviour, adjustable transition zone
Disadvantages	Subcooling, phase segregation, corrosive	Low thermal conductivity, low density, low melting point, highly volatile, flammable, volume change
Methods for improvement	Mixed with nucleating and thickening agents, thin layer arranged horizontally, mechanical stir	High thermal conductivity additives, fire-retardant additives

Dado que las aplicaciones en energía solar híbrida, habitualmente trabajan por debajo de 70°C [72], se ha acotado la búsqueda de PCMs adecuados a este valor.

3.1.1. *PCMs Orgánicos*

El primer grupo se corresponde con el de compuestos orgánicos a los cuales pertenecen los ácidos grasos y las parafinas. Debido al origen orgánico de estas sustancias su temperatura de cambio de fase no es elevada, siendo inferior a los 150°C. En la Tabla I.5 se adjunta la lista de materiales planteados en la bibliografía para su uso como PCM. La lista se ha restringido al rango de temperatura para la energía solar PV/T.

Tabla I.5: *Organic PCMs substances for PVT [14-15]*

Compound	Melting temp. (°C)	Heat of fusion (kJ/kg)
Paraffin C ₁₆ –C ₁₈	20–22	152
Paraffin C ₁₃ –C ₂₄	22–24	189
RT 25 HC	22–26	230
n-Octadecane	27.7	243.5
RT 28 HC	27–29	245
Paraffin C ₁₈	28	244
n-Octadecane	28	245
RT 28 HC	28	245
Paraffin C ₁₉	32	222
Paraffin wax	32	251
RT 35 HC	35	240
Paraffin C ₂₀	36.7	246
Heneicosane	40	155.5–213
Heptadecanone	41	201
Paraffin C ₁₆ –C ₂₈	42–44	189
RT 44 HC	44	255
Docosane	44	196.5–252
Paraffin (70 wt%) + Polypropylene (30wt%)	44.77	136.16
P116-Wax	46.7	209
Paraffin (C _{22.2} H _{44.1}) (TG)	47.1	166
3-Heptadecanone	48	218
Paraffin C ₂₀ –C ₃₃	48–50	189
9-Heptadecanone	51	213
Paraffin wax 53 (CG)	53	184
Paraffin wax 54 (CG)	53.32	184.48
RT 55	55	172
Paraffin C ₂₆	56.3	256
Paraffin (C _{23.2} H _{48.4}) (TG)	57.1	220
Paraffin wax 60–62	57.78	129.7
Paraffin wax 58–60	58.27	129.8
Paraffin C ₂₂ –C ₄₅	58–60	189
RT 64 HC	64	230
Paraffin wax	64	173.6
Paraffin C ₂₁ –C ₅₀	66–68	189
RT 70 HC	69–71	260

CAPÍTULO 4. TUBOS DE CALOR (HEAT PIPES)

Los tubos de calor o Heat Pipes son dispositivos diseñados para transferir calor entre sus extremos. Estos elementos presentan una elevada conductividad térmica efectiva, por lo que son ampliamente utilizados en sistemas de refrigeración, sobre todo en equipos electrónicos, donde la miniaturización de los dispositivos reduce considerablemente el espacio disponible haciendo inviable colocar sistemas clásicos de refrigeración mediante ventiladores y disipadores aleteados.

Estos sistemas presentan ventajas adicionales, como la posibilidad de ser curvados, para adaptarse a la geometría de la aplicación, una rápida respuesta o la inexistente necesidad de mantenimiento debido a la ausencia de partes móviles, lo que ha contribuido a su utilización en un gran número de otras aplicaciones [73].

La forma clásica de un tubo de calor se corresponde con la mostrada en Figura I.24. El sistema está compuesto por un tubo de un material conductor en cuyo interior se encierra un fluido refrigerante y una mecha metálica que facilita el movimiento del fluido por el interior del tubo de calor.

Durante el funcionamiento es posible diferenciar 3 zonas: evaporador, condensador y zona adiabática. El fluido refrigerante se evapora en la sección del evaporador gracias a la absorción de calor y se desplaza hacia el condensador por el tramo central de la zona adiabática. En el condensador, el fluido se condensa, desprendiendo calor y descendiendo por capilaridad a través de la mecha

metálica. El tramo del evaporador se sitúa en uno de los extremos, siendo esta la zona de entrada de la energía térmica, mientras que en el extremo opuesto se encuentra el condensador, zona por la que se disipa el calor.

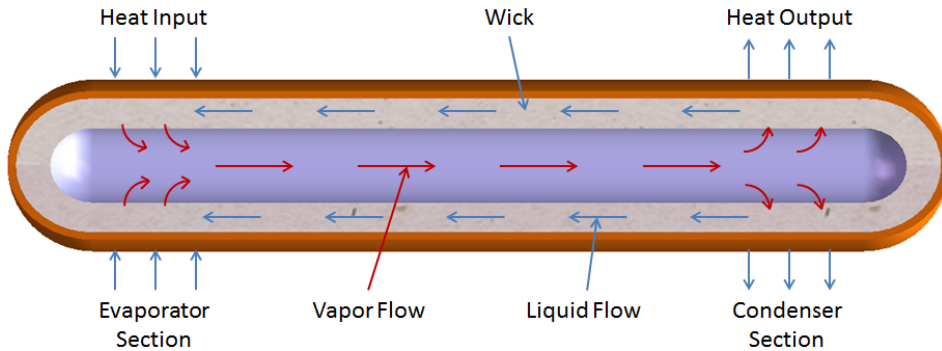


Figura 1.24: Esquema de un Heat Pipe. [74]

Entre ambas zonas está la zona adiabática. Esta zona se caracteriza por permanecer a una temperatura constante a lo largo de toda su longitud, sin intercambiar calor con el entorno. Los tubos de calor se fabrican en diferentes longitudes, diámetros y tipos de mecha. Además, se pueden encontrar tubos de calor con distintos fluidos refrigerantes (agua, metanol, R134a, R717). Una ventaja adicional de los tubos de calor es que son reversibles, invirtiendo la posición de evaporador y condensador.

4.1. Tipos de Heat Pipe

Los diferentes diseños y planteamientos de los tubos de calor se desarrollaron como evolución del termosifón clásico. El principio del termosifón es similar al del heat pipe, ya que la transferencia de calor se produce mediante el movimiento del vapor que se genera en el evaporador. La diferencia entre ambos sistemas es el mecanismo de retorno del fluido condensado. Mientras que en el termosifón se produce por la fuerza de la gravedad, en los tubos de calor se produce por fuerzas de capilaridad generadas en la mecha interna. De esta forma los heat pipe pueden funcionar incluso cuando el evaporador se encuentra más elevado que el condensador, lo que aumenta su versatilidad respecto a los termosifones.

En la bibliografía se encuentran distintos tipos de heat pipe: [75]

- *Estándar*: se emplean para el transporte de calor entre sus extremos
- *Anular*: se emplean para lograr un alto grado de temperatura constante e igual sobre la superficie del hueco interior.
- *Conductividad variable (VCHP)*: Similar al estándar salvo que contienen un gas no condensable. Este gas, debido a su cambio de volumen, bloquea parte del condensador y por tanto genera una variación en el comportamiento del tubo de calor.
- *tubo de calor con control de presión (PCHP)*: son similares a los anteriores, pero en este caso el volumen del gas no condensable es regulable pudiendo controlar la longitud del condensador. Esto permite regular con precisión la temperatura
- *Intercambiadores de vapor*: permiten transportar el calor en un área en vez de en la dirección axial del tubo. Son tubos de calor planos.
- *Diodo*: permiten bloquear el flujo de calor en un sentido, ya que los tubos de calor estándar son reversibles.
- *Termosifón*: Es un heat pipe donde el fluido líquido retorna al evaporador por la fuerza de la gravedad.
- *De lazo*: Consisten en un tubo cuyos extremos están unidos y comunicados en forma de circuito cerrado. El flujo de vapor y el condensado no se cruzan.

La complejidad de diseño de alguno de estos tipos, así como de la necesidad de equipos auxiliares, hace complicado su implementación en distintas aplicaciones, restringiendo su uso a sistemas de laboratorio donde se busca una precisión y estabilidad elevadas.

Los tubos de calor se pueden clasificar por su geometría en, tubos circulares, rectangulares o planos. Los tubos de sección rectangular son cada vez más empleados ya que se incrementa la superficie de contacto en emisores de calor superficiales, y se reduce su espesor, aspecto importante en elementos electrónicos donde el espesor del dispositivo es un factor determinante.

El tipo de mecha interna también provoca otra clasificación de los tubos de calor. En la bibliografía es posible encontrar numerosos diseños que intentan optimizar el flujo de líquido hacia el evaporador por capilaridad. En la Figura I.25 se adjunta el esquema de las mechas más comunes [76]–[79]. El tipo de fluido del tubo de calor es el que limita el uso de una geometría u otra. Las opciones comerciales se centran en mechas de tipo red mallada, ranurada o bien sintética.

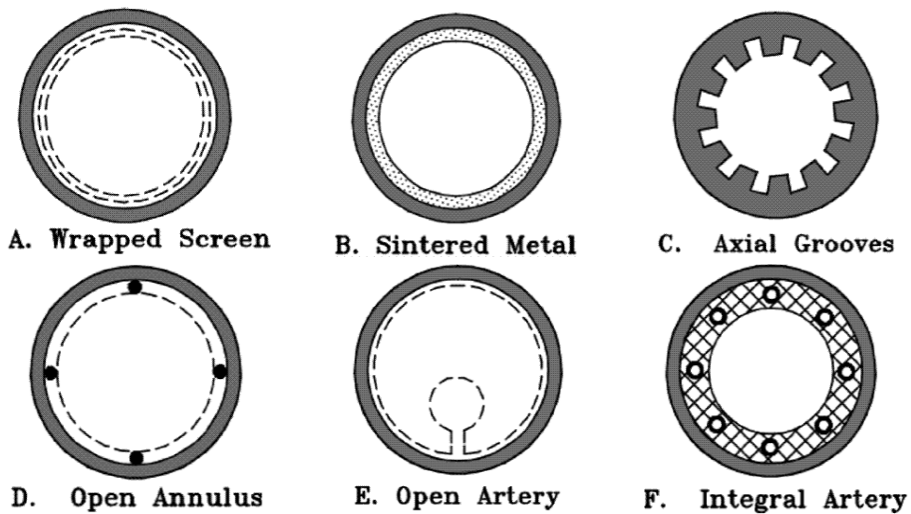


Figura 1.25: Tipos de mechas más comunes. Fuente: [80]

4.2. Funcionamiento de un Heat Pipe

El funcionamiento del heat pipe produce un flujo de calor para lograr un equilibrio térmico entre sus extremos, momento en el que la temperatura en todo el tubo es constante. Cualquier material tiende a homogeneizar su temperatura por medio de la transmisión de calor por conducción térmica entre el punto caliente y el frío. En el caso del tubo de calor, esta transferencia de energía entre los extremos se produce mediante la vaporización del fluido interno en el evaporador, zona a mayor temperatura, y su condensación en el condensador, zona a menor temperatura.

Cuando se calienta una zona del heat pipe, esta energía térmica se conduce radialmente hacia el interior mediante conducción térmica pura a través del tubo. Después, el calor se transfiere también por conducción a la mecha, cuyos huecos están llenos de fluido en fase líquida. El fluido se vaporiza, incrementando la presión de esa zona y desplazándose longitudinalmente por el hueco central hasta la zona fría, donde la presión es inferior atravesando la zona adiabática, con una pérdida de calor mínima. Una vez en el condensador, debido a que la temperatura es menor, el vapor se condensa cediendo calor. Este calor se conduce radialmente hacia el exterior por conducción, al igual que en el evaporador, pero con dirección opuesta. Por último, el fluido líquido debe retornar al evaporador. Este movimiento se produce por la capilaridad generada

en la mecha del tubo de calor por la presión y, dependiendo de la orientación del tubo, por la fuerza de la gravedad. En la Figura 1.24 se representa un esquema del ciclo completo que se produce en el interior del tubo de calor durante su funcionamiento.

Este funcionamiento se mantiene siempre que el caudal de fluido sea suficiente. Varias son las causas que pueden hacer que este fluido no retorne de forma adecuada, como que haya exceso de calor en el evaporador o que la fuerza de presión por capilaridad sea insuficiente. Debido a esta ausencia de fluido en la mecha del evaporador, aparece el fenómeno denominado “dry-out” o secado del tubo de calor: el calor, al no encontrar fluido para vaporizar, genera un sobrecalentamiento sobre el evaporador. Cuando este fenómeno ocurre, la transferencia del calor entre los extremos del tubo se ve reducida drásticamente, debiéndose únicamente a la transmisión por conducción a través de tubo metálico. Es de vital importancia conocer los límites de funcionamiento del tubo de calor evitando en todo momento que se alcance el punto de secado del dispositivo.

Los procesos termodinámicos y físicos que tienen lugar en el interior del tubo de calor durante su funcionamiento son los que marcan el límite real de transferencia de calor del mismo. Para la selección y dimensionado del tubo de calor es necesario conocer la potencia térmica máxima que es capaz de gestionar sin llegar a secarse. Generalmente, los fabricantes proporcionan un valor de potencia máxima para cada tubo de calor que está determinado para condiciones ideales de funcionamiento.

La capacidad límite de un tubo de calor varía con la temperatura de funcionamiento. A lo largo de todo el rango de temperatura admisible por el tubo de calor, la potencia térmica que es capaz de transferir está limitada por diferentes principios físicos que tiene lugar en el interior del dispositivo durante los procesos de vaporización y condensación, así como por el movimiento del vapor y el líquido en su interior. Estos valores límites, correspondientes a diferentes procesos, se clasifican en 5 categorías [77]:

- Límite por viscosidad
- Límite sónico
- Límite por fricción líquido-vapor
- Límite por capilaridad
- Límite por ebullición del fluido

BLOQUE I:

Cada uno de estos límites acota la capacidad de funcionamiento para un rango de temperaturas y condiciones dadas. En la Figura I.26 se muestra de forma esquemática la distribución más típica que suelen presentar estos límites.

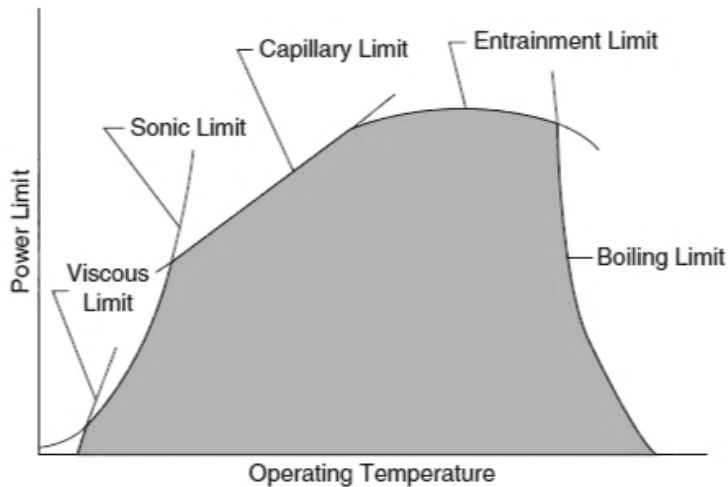


Figura I.26: Gráfico de las diferentes curvas de los límites de funcionamiento de un Heat Pipe. Fuente: [77]

La zona sombreada de la Figura I.26 se corresponde con el área donde el tubo de calor puede funcionar sin alcanzar el dry-out. De esta forma, se observa que la potencia térmica que puede transmitir un tubo de calor no es uniforme a lo largo de todo el rango de temperaturas. No obstante, debido a que el rango de funcionamiento de un heat pipe es considerablemente amplio, en pocas ocasiones se le obligará a operar en todo su rango de funcionamiento. Por esta razón, el límite más común suele ser el del rango medio de temperaturas, que suele corresponder con el límite de capilaridad. Cuando se excede la potencia máxima del tubo de calor, la capacidad del sistema cae bruscamente, pudiendo producir el fallo completo, puesto que no es capaz de gestionar toda la energía térmica involucrada. Por esta razón, es de vital importancia hacer un buen dimensionado de sus capacidades límites.

Siempre y cuando no se alcancen los valores límites, y considerando conducción unidimensional, el circuito térmico equivalente de un heat pipe puede representarse según la Figura I.27:

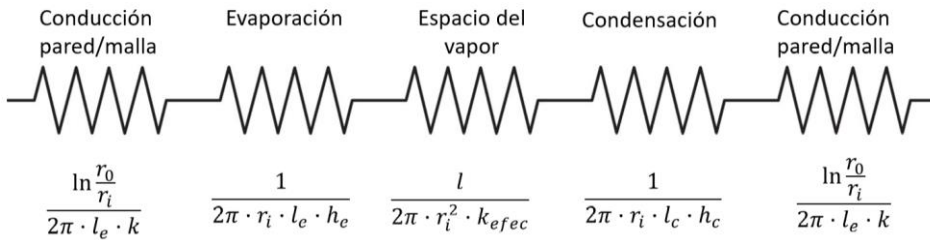


Figura 1.27: Circuito térmico equivalente de la conducción unidimensional en un tubo de calor. Fuente [81]

Para determinar la capacidad máxima de funcionamiento del tubo de calor se debe calcular individualmente cada tipo de límite y, posteriormente, tomar el más restrictivo para cada temperatura. También cabe destacar que, ante determinadas condiciones puede suceder que alguno de estos límites, no influya en la capacidad del tubo.

4.2.1. Límite por viscosidad del fluido

El límite por viscosidad se genera cuando la diferencia de presión creada entre el condensador y el evaporador no es suficiente para que se genere un flujo de vapor entre ambos. Esto se debe principalmente a que, a bajas temperaturas, las pérdidas de presión debidas a fuerzas viscosas son las dominantes. La expresión (1.1) permite determinar la potencia térmica máxima involucrada en este fenómeno:

$$\dot{Q}_{vapor,max} = \frac{\pi r_V^4 h_{fg} \rho_{V_e} P_{V_e}}{12 \mu_{V_e} l_{efec}} \approx \frac{r_V^2 h_{fg} \rho_{V_e} P_{V_e}}{16 \mu_{V_e} l_{efec}} \quad (1.1)$$

donde r_V es el radio de la sección del núcleo de vapor (m); h_{fg} es el calor latente de vaporización del fluido (J/kg); ρ_{V_e} es la densidad del vapor (kg/m^3); P_{V_e} es la presión de vapor en el evaporador (Pa); μ_{V_e} es la viscosidad del vapor en el evaporador ($N \cdot s/m^2$). l_{efec} es la longitud efectiva del heat pipe (m) según la expresión (1.2):

$$l_{efec} = \frac{1}{2}L_c + L_a + \frac{1}{2}L_e \quad (1.2)$$

Este valor solo es crítico en aquellos tubos de calor que trabajen a temperaturas cercanas al punto triple de fluido interno. Puede ser relevante en el arranque en

frío o en aplicaciones criogénicas. En el caso de que este límite sea el predominante, se debería plantear un cambio de fluido de trabajo en el tubo.

4.2.2. Límite sónico

Durante el funcionamiento del tubo de calor existe un caudal másico de fluido que se desplaza desde el evaporador hasta el condensador. La velocidad de flujo depende de factores como la diferencia de presiones entre evaporador y condensador o variaciones de la sección del vapor. Durante el arranque del tubo de calor, hasta que alcanza el estado estacionario, la diferencia de temperatura es elevada, lo que conduce a una diferencia de presiones alta y por tanto una velocidad elevada del fluido. Otro efecto que puede provocar que se alcance el límite sónico deriva del hecho de que el vapor producido en la evaporación amplía la sección de vapor, aunque en el resto del tubo la sección es más reducida debido al fluido líquido existente. Esto conduce a un cambio de sección como en una tobera, que acelera el vapor. Este aspecto solo es crítico en el momento que la velocidad del vapor supera el Mach 1. En ese momento el sistema se bloquea, limitando el flujo de calor. La expresión (1.3) establece el valor límite de este flujo.

$$\dot{Q}_{S_{max}} = A_V \rho_0 \lambda \left[\frac{\gamma_0 R_v T_0}{2(\gamma_0 + 1)} \right]^{\frac{1}{2}} \approx \frac{A_V \lambda \rho_v V_s}{\sqrt{2(\gamma + 1)}} \quad (1.3)$$

donde A_V es el área de la sección transversal del vapor (m^2); ρ_0 es la densidad del vapor en reposo (kg/m^3); λ es el calor latente de vaporización (J/kg); γ_0 es la relación de calores específicos del vapor; R_v es la constante del gas ($J \cdot K/kg$); T_0 es la temperatura del vapor en reposo (K) y V_s es la velocidad del sonido para el vapor (m/s).

Alcanzar este límite no es crítico para el funcionamiento del heat pipe, ya que simplemente se reducirá la capacidad de transferencia de calor. Una recomendación es considerar una capacidad de transferencia para el tubo de calor, que sea la mitad de este valor. De esta forma en cambios bruscos de temperatura o en el arranque, hay margen hasta alcanzar el valor límite.

4.2.3. Límite por fricción agua/vapor

Durante el funcionamiento del tubo de calor existen dos flujos con direcciones opuestas dentro del tubo. Por un lado, el fluido circula en la zona periférica hacia

el evaporador, mientras que el vapor circula por el núcleo central hacia el condensador. El movimiento en direcciones opuestas puede producir que aparezcan fuerzas cortantes, que, pueden frenar, o incluso bloquear, el movimiento del líquido hacia el evaporador. En ese caso, el tubo de calor se secaría, dejando de funcionar adecuadamente. En la expresión (1.4) se establece la relación que permite calcular la potencia límite según este principio.

$$\dot{Q}_{e_{max}} = A_V \lambda \left[\frac{\sigma \rho_V}{2r_{h,s}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1.4)$$

En esta expresión A_V es la sección transversal del vapor (m^2); λ es el calor latente de vaporización (J/kg); σ tensión superficial (N/m); ρ_V densidad del vapor (kg/m^3); $r_{h,s}$ radio hidráulico de la mecha en el contorno entre el vapor y la mecha (m). Se recomienda operar el heat pipe sin sobrepasar el 75% de este valor.

4.2.4. Límite por capilaridad

Una de las principales ventajas del tubo de calor es su capacidad de retornar el líquido condensado al evaporador mediante capilaridad. Para que el condensado retorne por capilaridad, la presión generada debe ser mayor o igual que la caída de presión del fluido por gravedad más rozamiento en la mecha y más la presión de vapor, según expresión (1.5).

$$\Delta P_C \geq \Delta P_l + \Delta P_V \pm \Delta P_g \quad (1.5)$$

Por esta razón la capacidad límite del heat pipe por capilaridad se produce cuando la presión generada por capilaridad no es suficiente para compensar las caídas de presión en el fluido.

El cálculo de la presión generada por capilaridad en el interior del tubo de calor depende del tipo de mecha utilizada. La expresión (1.6 a) se corresponde con el caso de mecha de malla metálica o sintética mientras que la expresión (1.6 b) es para la de tipo ranurada.

$$\Delta P_C = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (1.6 \text{ a})$$

$$\Delta P_C = \frac{2\sigma}{b_c} \quad (1.6 \text{ b})$$

BLOQUE I:

σ es la tensión superficial (N/m), r_c es el radio del poro de la mecha y b_c es el ancho de la ranura (m). El valor de cada una de las pérdidas de presión se plantean en las expresiones (I.7), (I.8) y (I.9):

$$\Delta P_l = \left(\frac{\mu_l}{K A_w \rho_l \lambda} \right) L_{efec} \quad (I.7)$$

Donde μ_l es la viscosidad del líquido ($N \cdot s/m^2$); K es la permeabilidad de la mecha que depende de su tipo (m); A_w es la sección transversal de la mecha (m^2); ρ_l densidad del fluido líquido (kg/m^3); λ calor latente de vaporización (J/kg) y L_{efec} longitud efectiva del heat pipe (m).

$$\Delta P_v = \left(\frac{C f_v Re_v \mu_v}{2 r_{h_v}^2 A_v \rho_v \lambda} \right) L_{efec} \quad (I.8)$$

En la expresión (I.8) C es una constante que depende del numero de Mach del flujo; f_v es el coeficiente de arrastre del flujo de vapor; μ_v es la viscosidad del vapor ($N \cdot s/m^2$); r_{h_v} es radio hidráulico del espacio para el vapor (m); A_v es la sección transversal de vapor (m^2); ρ_v es la densidad del vapor (kg/m^3); λ el calor latente de vaporización (J/kg) y L_{efec} longitud efectiva del heat pipe (m).

$$\Delta P_g = \rho_l g L_t \sin \phi \quad (I.9)$$

ρ_l es la densidad del líquido (kg/m^3); g es la aceleración de la gravedad (m/s^2); L_t es la longitud total del heat pipe (m) y ϕ es el ángulo respecto de la horizontal que forma el heat pipe.

Del planteamiento de las expresiones anteriores para el caso particular en el que la presión de capilaridad sea igual a la de las pérdidas de presión en el fluido, se llega a la expresión (I.10) que permite calcular la capacidad límite de un tubo de calor por capilaridad:

$$\dot{Q}_{C_{max}} = \frac{(QL)_{C_{max}}}{\left(\frac{1}{2} L_c + L_a + \frac{1}{2} L_e \right)} \quad (I.10),$$

donde L_c , L_a y L_e son las longitudes del condensador, zona adiabática y evaporador respectivamente (m). El termino $(QL)_{C_{max}}$ es determinado según la expresión (I.11)

$$(QL)_{C_{max}} = \frac{\Delta P_c - \Delta P_{\perp} - \Delta P_g}{(F_l + F_v)} \quad (I.11),$$

donde ΔP_C es la presión por capilaridad según la expresión (I.6) (Pa), $\Delta P_{\perp} = \rho_l g d_V \cos \phi$ es la presión hidrostática normal al eje del heat pipe (Pa), ΔP_g es la presión por gravedad y F_l , F_V son los coeficientes de fricción en el líquido y el vapor respectivamente, según las expresiones (I.12)

$$F_l = \frac{\mu_l}{KA_w \rho_l \lambda} \quad (I.12 a)$$

$$F_V = \frac{f_V Re_V \mu_V}{2r_{hV}^2 A_V \rho_V \lambda} \quad (I.12 b)$$

μ_l es la viscosidad del líquido ($N \cdot s/m^2$); K es la permeabilidad de la mecha que depende de su tipo (m); A_w es la sección transversal de la mecha (m^2); ρ_l densidad del fluido líquido (kg/m^3); λ calor latente de vaporización (J/kg); f_V es el coeficiente arrastre del flujo de vapor; μ_V es la viscosidad del vapor ($N \cdot s/m^2$); r_{hV} es el radio hidráulico del espacio para el vapor (m); A_V es la sección transversal de vapor (m^2); ρ_V es la densidad del vapor (kg/m^3); λ calor latente de vaporización (J/kg).

4.2.5. Límite por ebullición del fluido en el evaporador

El calor aplicado sobre el evaporador se transmite a través de la mecha al fluido líquido. Este fluido se vaporiza y el vapor se desplaza hacia el condensador. Este proceso de vaporización se produce sin llegar a ebullición, gracias al cambio de presión de vapor y tensión superficial del fluido debido al cambio de temperatura del evaporador del tubo de calor. El límite por ebullición del fluido se producirá cuando, el flujo de calor en el evaporador se eleve hasta el punto de aparecer burbujas de gas en el interior de la mecha. Estas burbujas de vapor pueden quedar atrapadas y evitar que el caudal de fluido sea adecuado, produciendo la desecación del evaporador. La expresión (I.13) permite calcular el valor de la potencia límite del tubo de calor para que se produzca este fenómeno.

$$\dot{Q}_{b_{max}} = \frac{2\pi L_e k_e T_V}{\lambda \rho_V \ln\left(\frac{r_i}{r_V}\right)} \cdot \left(\frac{2\sigma}{r_n} - P_c\right) \quad (I.13)$$

L_e es la longitud del evaporador (m); k_e es la conductividad térmica efectiva de la mecha saturada de fluido ($(W \cdot K)/m$); T_V Temperatura de vapor (K); λ Calor latente de vaporización (J/kg); ρ_V es la densidad del vapor (kg/m^3); r_i , r_V y r_n son respectivamente el radio interno del heat pipe, radio del núcleo del vapor y radio de burbuja de vapor (m); σ es la tensión superficial (N/m); P_c es la presión

BLOQUE I:

de capilaridad (N/m^2). El valor de k_e depende del tipo de mecha del tubo de calor. En la Tabla I.6 se incluyen los modelos que permiten el cálculo de k_e [77], [82].

Tabla I.6: expresiones de la conductividad térmica de la mecha saturada de líquido según el tipo de mecha del tubo de calor. Fuente [77], [82]

TIPO DE MECHA	EXPRESIÓN DE k_e
Mecha y líquido en serie	$k_e = \frac{k_l k_w}{\varepsilon k_w + k_l (1 - \varepsilon)}$
Mecha y líquido en paralelo	$k_e = \varepsilon k_l + k_w (1 - \varepsilon)$
Envoltura apantallada	$k_e = \frac{K_l [(k_l + k_w) - (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)]}{[(k_l + k_w) + (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)]}$
Esferas empaquetadas	$k_e = \frac{K_l [(2 k_l + k_w) - 2(1 - \varepsilon)(k_l - k_w)]}{[(2 k_l + k_w) + (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)]}$
Canales Rectangulares	$k_e = \frac{(w_f k_l k_w \delta) + (w k_l) (0.185 w_f k_w + \delta k_l)}{(w + w_f) (0.185 w_f k_w + \delta k_l)}$

CAPÍTULO 5. DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)

Durante años la mejora de los diferentes diseños implicaba un análisis crítico y la realización de complejos cálculos que permitieran estimar cuando un diseño era mejor a otro. En muchos casos la complejidad de los cálculos hacía necesario la construcción física del prototipo sobre el cual se realizaban numerosas pruebas y se tomaban registros de su funcionamiento.

Este proceso de optimización implica un gasto elevado de recursos, tanto económicos como de tiempo. Desde hace ya varios años, con la aparición de los equipos de computación se comenzaron a desarrollar softwares de simulación que permiten estudiar el comportamiento de los dispositivos resolviendo los modelos físicos involucrados.

Se trata de un método ampliamente utilizado por la comunidad científica e industrial para estimar la eficacia de las mejoras planteadas en un diseño. En este trabajo la simulación mediante CFD ha sido una herramienta más para la optimización del diseño.

El proceso de cambio de fase en ocasiones es difícil de estimar cuando no se observa la evolución de la línea frontera entre el sólido y el líquido. Gracias a estas herramientas, procesos complejos como la transmisión de calor en el PCM y su cambio de fase pueden representarse en toda su extensión facilitando la comprensión y simplificando el modo de optimizar el diseño del contenedor del PCM.

BLOQUE I:

Los software de CFD comerciales, como es el caso ANSYS Fluent, emplean el método de cálculo del proceso de cambio de fase entalpía-porosidad [83], [84]. Este modelo asume un rango finito de temperatura para el proceso de cambio de fase, donde se define una región blanda en la que el PCM varia su fracción líquida entre la unidad, fase líquida, y cero, fase sólida.

El empleo del CFD en la simulación del PCM cuando se incluye en paneles fotovoltaicos, para el control de la temperatura del panel, ha sido ampliamente estudiado. Varios trabajos [85]–[88], simulan el uso de diferentes PCM para su uso en el control de la temperatura del panel fotovoltaico donde se establece que los PCM con temperatura de fusión inferiores a los 35°C permiten optimizar la eficiencia del panel.

Otros trabajos se centran en el estudio de la optimización de la transferencia de calor hacia el volumen de PCM [84], [89]–[96]. Sistemas aleteados (Figura I.28), con diferentes geometrías o dimensiones se estudian con el objetivo de compensar la reducida conductividad térmica del PCM.

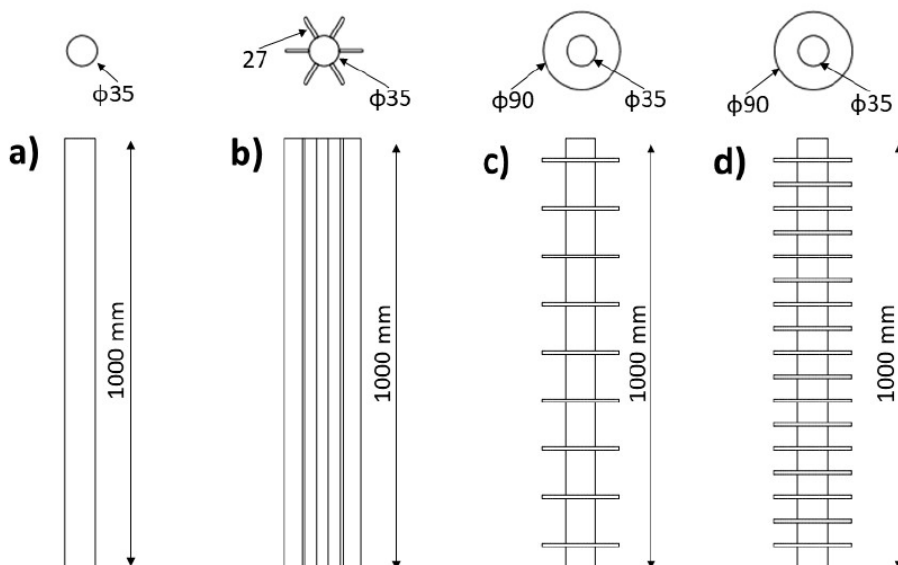


Figura I.28: Diferentes geometrías de sistemas aleteados para la mejora de la transferencia de calor hacia el PCM [96].

BLOQUE II. EVOLUCIÓN DEL DISEÑO DEL PANEL PV/T

La tecnología solar híbrida (PV/T) es relativamente reciente y está en constante evolución. En el Capítulo 2 se ha mostrado la clasificación de las diferentes tipologías de colectores híbridos desarrollados por la comunidad investigadora a lo largo de los últimos años. El diseño de referencia para la mayoría de los autores es el colector solar híbrido que podemos denominar “clásico”, donde se refrigera un panel fotovoltaico estándar mediante un colector térmico de tubos o canales, adherido a la superficie posterior del mismo, por donde circula agua o aire.

Como se ha descrito anteriormente, existen dos grandes tipologías de paneles híbridos PV/T, diferenciadas por el tipo de fluido que utilizan. En este trabajo se ha optado por el desarrollo de la tecnología PV/T refrigerada mediante fluido líquido ya que se ha demostrado más eficiente, compacta y versátil.

Durante el desarrollo de este trabajo se han diseñado y construido varios prototipos, con el objetivo común de mejorar la eficiencia del panel PV/T. Lo que se pretende conseguir son diseños innovadores con mejoras sustanciales en la generación de energía manteniendo un coste ajustado del producto final.

En este capítulo se describen los diferentes paneles híbridos diseñados y construidos hasta llegar al producto final, “Panel Solar Híbrido” con patente solicitada. Se han fabricado 4 prototipos, siguiendo una evolución en el desarrollo que ha buscado siempre la mejora de aspectos que, durante las pruebas realizadas a los anteriores, se hayan mostrado deficientes.

El punto de partida para la construcción de todos los prototipos ha sido un panel fotovoltaico convencional de silicio monocristalino, con una adecuada relación eficiencia-precio. Todos han sido fabricados en la Universidad de Burgos y con los medios disponibles. Pese a que esto ha limitado algunos aspectos de diseño y construcción, el conocimiento completo del proceso constructivo permite detectar con más eficacia, puntos de mejora y por lo tanto el origen de anomalías en el comportamiento esperado del panel.

CAPÍTULO 6. ANTECEDENTES

La tecnología solar híbrida surge con la necesidad de aumentar la energía eléctrica generada por los paneles fotovoltaicos, producción que se ve penalizada cuando aumenta la temperatura de trabajo de la célula. Se hace necesario, por tanto, encontrar un sistema que pueda refrigerar los paneles fotovoltaicos. Previamente al desarrollo de paneles solares híbridos, que permiten el aprovechamiento del calor residual para otros usos, se han estudiado otras alternativas para la refrigeración de paneles fotovoltaicos.

La primera opción planteada y ampliamente estudiada por diferentes autores y empresas consiste en la disposición de disipadores de calor mediante aletas en la superficie trasera del panel, como se muestra en la Figura II.1. Esta opción mejora considerablemente la disipación pasiva de calor hacia el ambiente al incrementar notablemente la superficie de intercambio de calor por convección.

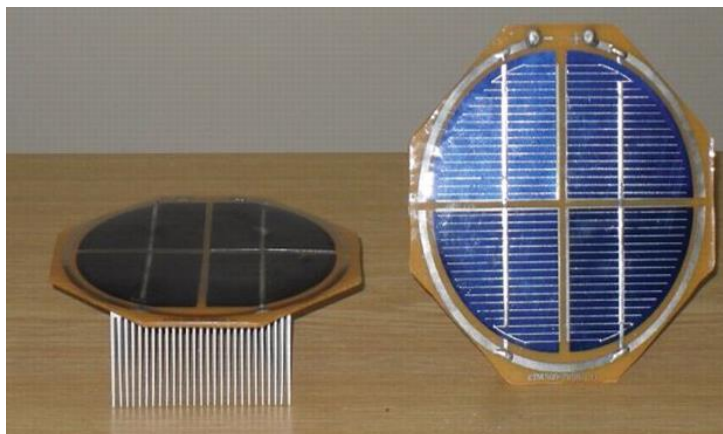


Figura II.1: Célula fotovoltaica refrigerada mediante un disipador de aletas. [74]

BLOQUE II:

Si bien se trata de elementos relativamente económicos y simples, su rendimiento depende en gran medida de las condiciones de temperatura y velocidad del aire exterior por una parte y por otra, del tipo de instalación fotovoltaica, independiente, integrada o adaptada a edificios.

Otra opción ampliamente considerada [74] consiste en la implementación de sistemas de aspersión de agua que rocían la parte posterior del panel fotovoltaico, como se muestra en la Figura II.2. El agua rociada permite refrigerar el panel y, además, crea un entorno a menor temperatura debido a la evaporación del agua. Pese a su efectividad, esta tecnología genera un gasto elevado de agua e incrementa el coste de la instalación por la incorporación de los aspersores. La posibilidad de degradación temprana del panel es otro aspecto a considerar.

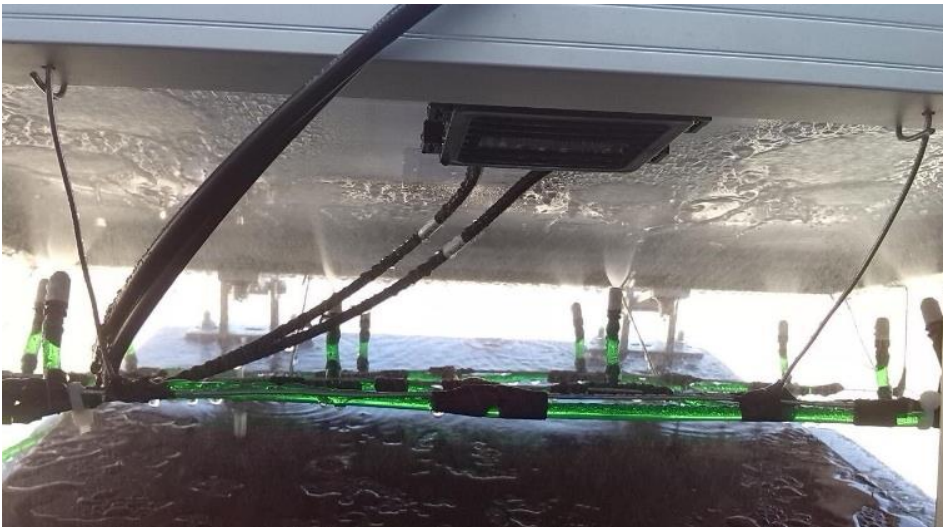


Figura II.2: Sistema de refrigeración mediante aspersión de agua en paneles PV. [74]

La propuesta de incorporación de materiales de cambio de fase en paneles fotovoltaicos, se ha planteado como alternativa viable desde los años 90 [97]–[103]. Es un método de control de la temperatura del panel fotovoltaico (Figura II.3) El calor residual se almacena en el PCM en forma de calor latente y, posteriormente, se disipa hacia el ambiente. La función del PCM es la de aumentar la inercia térmica del panel manteniendo inferiores valores de temperatura.

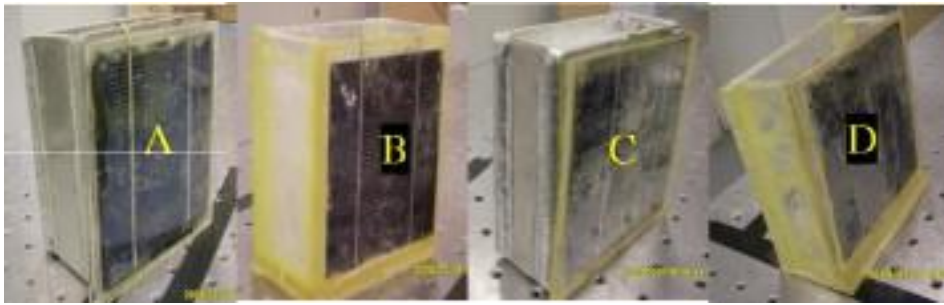


Figura II.3: Diseños planteados en el trabajo de Hasan et al. [103] de célula fotovoltaica con PCM.

Otra alternativa relativamente simple es utilizar refrigeración termoeléctrica [104]–[107]. La idea consiste en colocar una célula Peltier en la parte posterior del panel. La cara en contacto con el panel absorbe calor del mismo y genera electricidad gracias a la diferencia de temperatura (ambiente), con la otra cara de la celda Peltier. En la Figura II.4 se muestra el esquema de funcionamiento de esta tecnología donde, además del termogenerador (célula Peltier), se coloca un dissipador de aletas con el objetivo de maximizar el gradiente térmico entre la superficie caliente y fría del termogenerador.

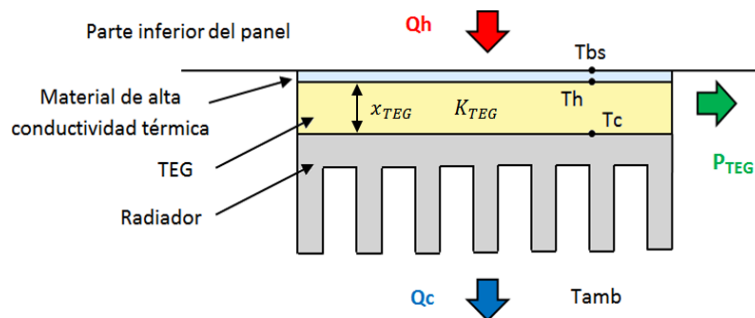


Figura II.4: Esquema de termo-generación eléctrica mediante células Peltier en un panel fotovoltaico.

Los estudios realizados en la Universidad de Burgos [108] [109], con diferentes configuraciones de las células Peltier en la parte posterior del panel (Figura II.5) permitieron determinar la distribución más efectiva de estos dispositivos (Figura II.6). La distribución óptima es colocar las celdas Peltier de forma independiente en una distribución uniforme en el centro de la cara posterior del panel, sin

BLOQUE II:

formar grupos. En cualquier caso, el incremento en la potencia generada por el sistema combinado PV-TEG no compensa el coste de los dispositivos [108].

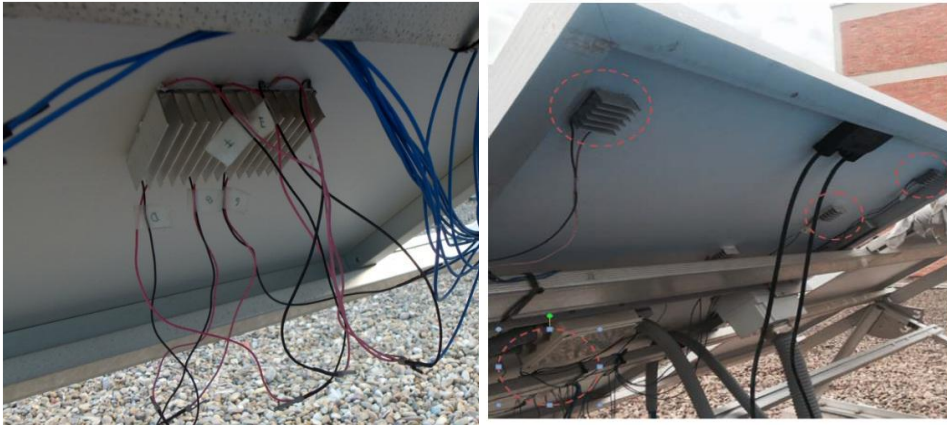


Figura II.5: Disposición de células Peltier en el panel PV. (Izda.: agrupadas. Dcha.: independientes)

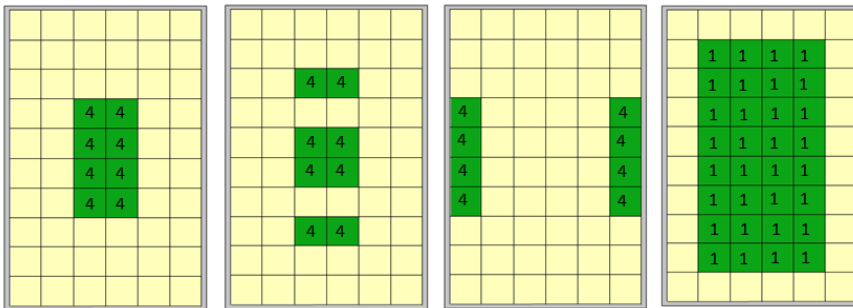


Figura II.6.: Distribuciones de estudio: Central, Repartida, Exterior y Uniforme. Todas ellas constan del mismo número de Peltier [109].

CAPÍTULO 7. PRIMER PROTOTIPO: PV/T: PV + COLECTOR TÉRMICO

El punto de partida de todos los prototipos de panel solar híbrido construidos en este trabajo es un panel fotovoltaico estándar. Sobre este elemento, al que únicamente se modifica el marco metálico o la caja de conexiones, se añaden el resto de los componentes que forman el prototipo. De esta manera, se consigue facilitar la fabricación, ya que el colector térmico se puede construir independientemente y ser colocado a posteriori sobre el panel fotovoltaico.

La medida de la potencia eléctrica de cada panel se realizó mediante registros de la curva característica I-V en ambos paneles en intervalos de 15 minutos. Estas curvas permiten obtener la potencia eléctrica máxima generada, donde la diferencia entre la curva de ambos paneles se corresponde con la mejora debido a la refrigeración del panel PV/T. Adicionalmente, se tomaron valores de caudal y temperatura del fluido a la entrada y salida del colector del panel PV/T con un medidor de calor Qundis M09-0102, para calcular la potencia térmica producida por el panel PV/T, se aplica la expresión (II.1):

$$\dot{Q}_{heat} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (II.1),$$

donde \dot{m} es el flujo másico (kg/s); c_p calor específico del fluido ($kJ/kg \cdot K$); T_{out} y T_{in} son las temperaturas del fluido a la entrada y salida del panel PV/T (K).

De esta forma, el rendimiento global del panel (expresión (II.3)), es la suma de ambos rendimientos: eléctrico y térmico, calculados mediante la expresión (II.2):

$$\begin{cases} \eta_{electric} = \frac{\dot{W}_{electricity}}{\dot{S} \cdot A_{panel}} \\ \eta_{thermal} = \frac{\dot{Q}_{heat}}{\dot{S} \cdot A_{panel}} \end{cases} \quad (II.2)$$

$$\eta_{global} = \eta_{electric} + \eta_{thermal} \quad (II.3)$$

\dot{S} es la irradiancia solar (W/m^2); A_{panel} es la superficie del panel (m^2); $\dot{W}_{electricity}$ es potencia eléctrica del panel (W); \dot{Q}_{heat} potencia térmica del panel (W)



Figura II.7: Estudio comparativo de panel fotovoltaico (derecha) y panel PV/T (izquierda).

El panel de Silicio monocristalino utilizado tiene una potencia nominal de $220\ W$, un rendimiento nominal de $13,6\ \%$ y un coeficiente térmico $\beta = -0.43\ \%/^{\circ}C$. Sus dimensiones exteriores son $1600 \times 900\ mm$, siendo inferiores a las del colector térmico utilizado, procedente de un panel solar térmico. Estos colectores se fabrican en cobre con unas dimensiones de $2000 \times 1000\ mm$, lo que hizo necesario ajustarlas para poder acoplarlo al panel fotovoltaico. El colector térmico empleado (Figura II.8), está fabricado íntegramente en cobre y cada tubo longitudinal incluye una placa fina de cobre soldada que mejora considerablemente la transferencia de calor hacia el fluido.

La forma del colector, tal y como se observa en la Figura II.8, consta de un circuito hidráulico de tubos longitudinales paralelos. Esta geometría permite minimizar la pérdida de carga a la vez que se disminuye el gradiente térmico en la superficie del panel fotovoltaico.



Figura II.8: Colector térmico utilizado para el prototipo de PV/T

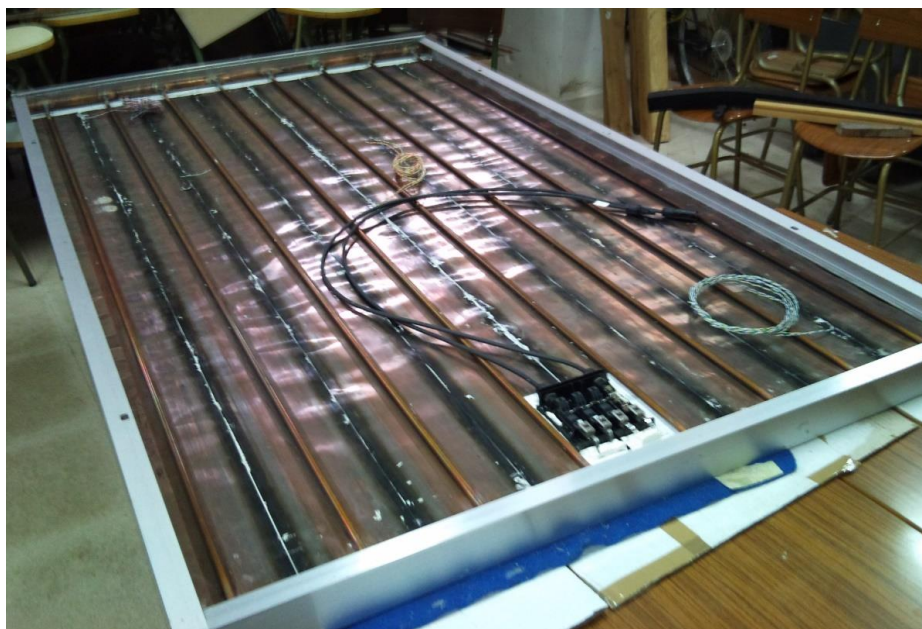


Figura II.9: Disposición y adhesión del colector térmico sobre el panel PV.

La unión del colector con el panel fotovoltaico se ha realizado mediante adhesivo ACC Silicones AS1802 resistente al calor y con una conductividad térmica ($2.3 \text{ W}/(\text{m}^\circ\text{C})$). El adhesivo se ha aplicado en una fina película que permite, por un lado, unir el colector y, por otro, eliminar burbujas de aire para garantizar un buen contacto térmico. En la Figura II.9 se puede observar el resultado final del montaje.

Por último, se ha incorporado un sistema de aislamiento térmico en la parte posterior y lateral. El aislamiento se ha realizado mediante una primera capa de K-flex [110] de 50 mm de espesor y otra capa de placas de poliestireno de 50 mm que da rigidez al panel.

7.1. Puesta en funcionamiento y resultados.

Los ensayos del primer prototipo PV/T se realizaron en un banco de pruebas portátil con dos estructuras soporte, una para el panel fotovoltaico convencional y otra para el híbrido, que se muestran en la Figura II.7. En estas estructuras se integran todos los equipos auxiliares que permiten el funcionamiento de los paneles. Incorporan además un punto de giro que permite modificar la inclinación del panel y ajustarla al valor óptimo para cada época del año. En la Figura II.10 se señalan los elementos auxiliares que permiten el funcionamiento de la parte térmica del panel PV/T.

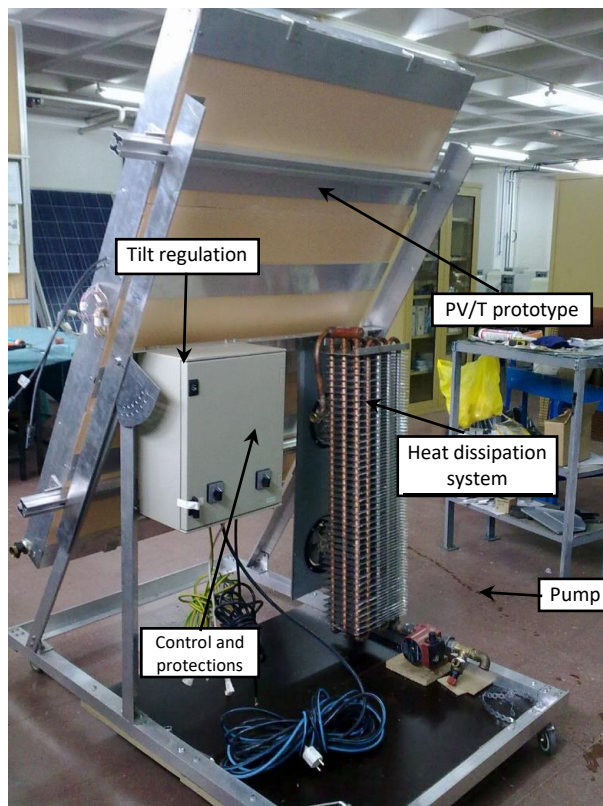


Figura II.10: Instalación de prueba de panel PV/T portátil inclinable.

El circuito hidráulico dispone de una bomba para hacer recircular el fluido a través del panel PV/T y del disipador con flujo forzado, donde el calor absorbido en el panel se disipa hacia el ambiente. Durante las primeras pruebas de validación se utilizó agua, ya que las medidas se realizaron en verano. Un vaso de expansión y una válvula de seguridad evitan la formación de sobrepresiones en el circuito hidráulico.

Sondas de temperatura PT1000 ($\pm 0.1^\circ\text{C}$) y un caudalímetro de hélice integrado en el medidor de calor Qundis M09-0102 ($\pm 5\%$), permiten la medida de las temperaturas de entrada y salida del agua de refrigeración y su caudal, para luego poder determinar la potencia térmica generada. También se mide la temperatura superficial de cada panel y las curvas características I-V.

Como promedio durante la campaña de medidas realizada, el panel híbrido registró una potencia eléctrica un 8% superior a la obtenida con el panel fotovoltaico, como se muestra en la Figura II.11. La potencia eléctrica obtenida por el panel híbrido es además más estable por la mayor inercia térmica del equipo.

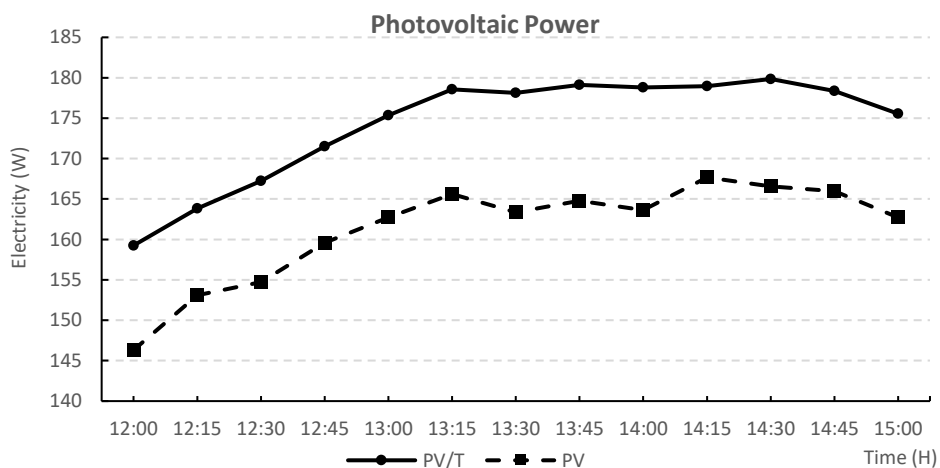


Figura II.11: Energía eléctrica generada por los paneles durante las pruebas.

La diferencia de temperaturas superficial de cada panel se ha representado en la Figura II.12. La temperatura del panel fotovoltaico es en todo momento superior, lo que genera una disminución de su eficiencia. La mayor inercia térmica del panel híbrido se pone de manifiesto en la misma figura, ya que la temperatura de este panel muestra mayor estabilidad que la del panel fotovoltaico convencional.

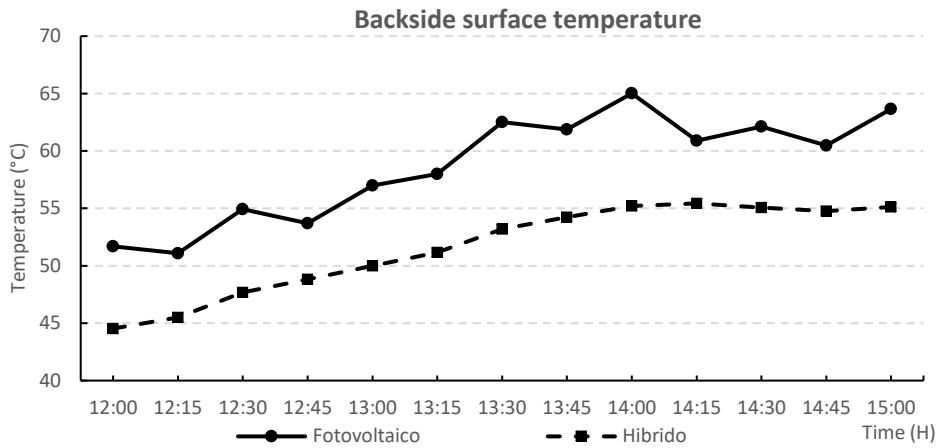


Figura II.12: Temperatura superficial de cada panel.

La gran diferencia mencionada entre ambos paneles es el aprovechamiento del calor generado en el panel PV/T. Como se observa en la Figura II.13. la potencia térmica media a lo largo de un día de ensayo es de 700 W, a una temperatura media de 40°C, nivel suficiente para ACS o incluso calefacción por suelo radiante

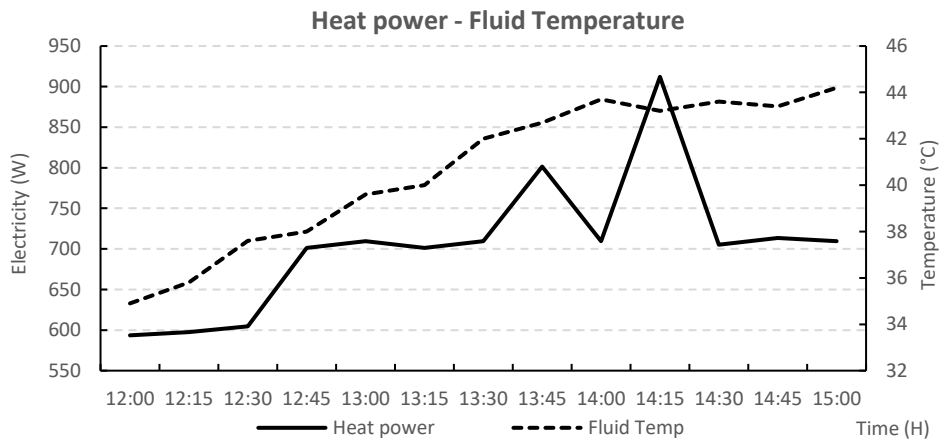


Figura II.13: Potencia térmica generada en el panel PV/T y temperatura del fluido a la salida.

De esta forma, siendo conscientes de las limitaciones constructivas del primer prototipo fabricado con materiales reutilizados, los resultados obtenidos fueron muy prometedores. Por esta razón se decidió seguir con el desarrollo de la tecnología intentando mejorar el diseño para lograr un aumento del rendimiento eléctrico y la calidad de la energía térmica generada.

7.2. Planteamiento de las primeras mejoras en el diseño.

Gracias al primer prototipo se observaron diferentes puntos de mejora. Uno de los más importantes fue la instalación de prueba, ya que al no disponer de depósito de inercia se producía un recalentamiento del fluido. Este aspecto se ve agravado por la ineficacia del disipador. Se buscó un emplazamiento fijo para una nueva instalación, que se describe con profundidad en el Capítulo 16. Esta nueva instalación, utilizada para las pruebas del resto de prototipos, cuenta con un depósito de acumulación de 100 l de capacidad que aporta una gran inercia térmica. También tiene una enfriadora de agua con la que es posible refrigerar el fluido por debajo de la temperatura ambiente

El diseño del panel PV/T se analizó críticamente para detectar los aspectos a mejorar. Descartadas las pérdidas de calor hacia el ambiente por la superficie posterior del panel se decidió analizar la influencia de la geometría del colector térmico del PV/T. Con este objetivo, se realizaron varios estudios CFD donde se compararon distintas secciones del tubo por donde circula el fluido. Para ello, se seleccionaron un total de 5 geometrías, mostradas en la Figura II.14, donde se ha tratado de incrementar la superficie de contacto entre el panel y el fluido. Este estudio se describe de forma exhaustiva en Capítulo 16.

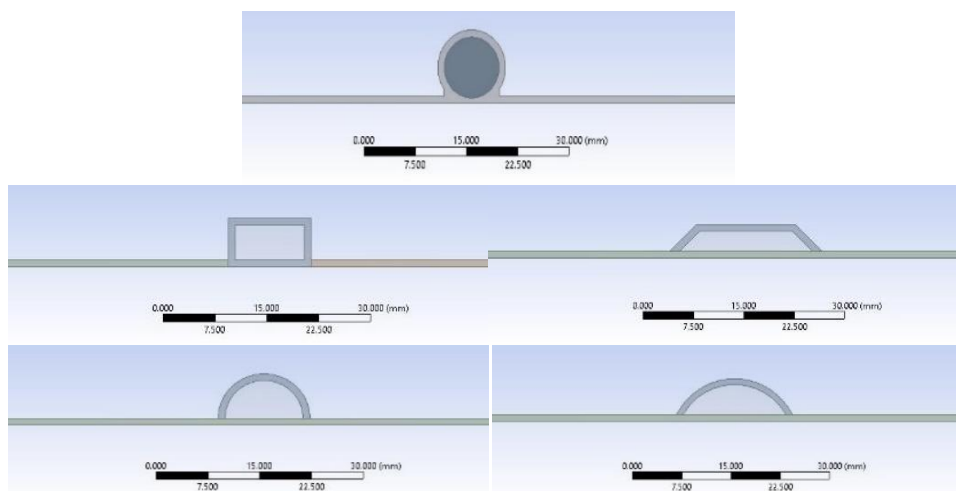


Figura II.14: Secciones de tubo estudiadas.

Dos aspectos fundamentales en la eficiencia energética se analizaron con profundidad en el estudio comparativo: pérdida de presión y temperatura superficial del panel. En la Figura II.15 se muestran los valores de la presión en el

BLOQUE II:

fluido por cada metro lineal de tubo. Se observa que cuanto más se aleja de la forma circular más aumentan las pérdidas.

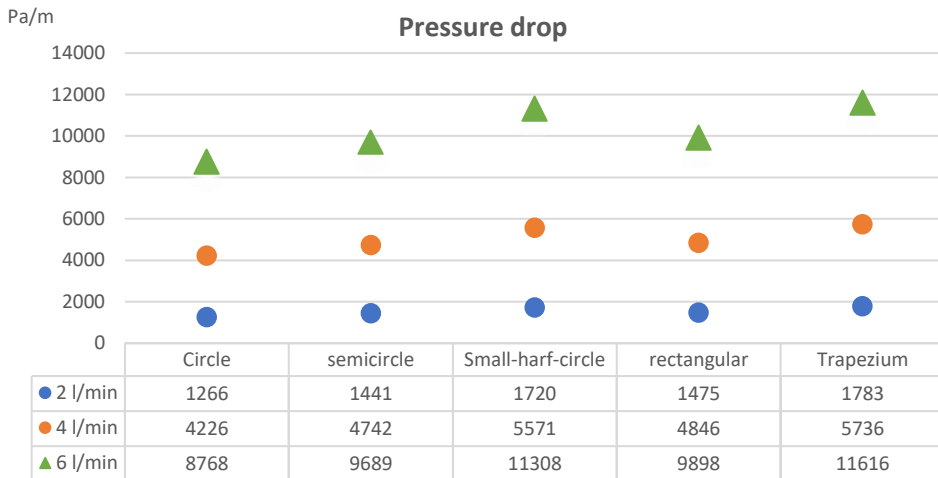


Figura II.15: Pérdida de presión por cada metro de longitud de tubo.

Por otro lado, en la Figura II.16 se muestran los resultados de las temperaturas superficiales del panel respecto a las de la sección circular. Se observa que un incremento en la superficie en contacto con la superficie caliente del panel mejora la transferencia de calor, disminuye la temperatura de trabajo de la célula y favorece la eficiencia fotovoltaica.

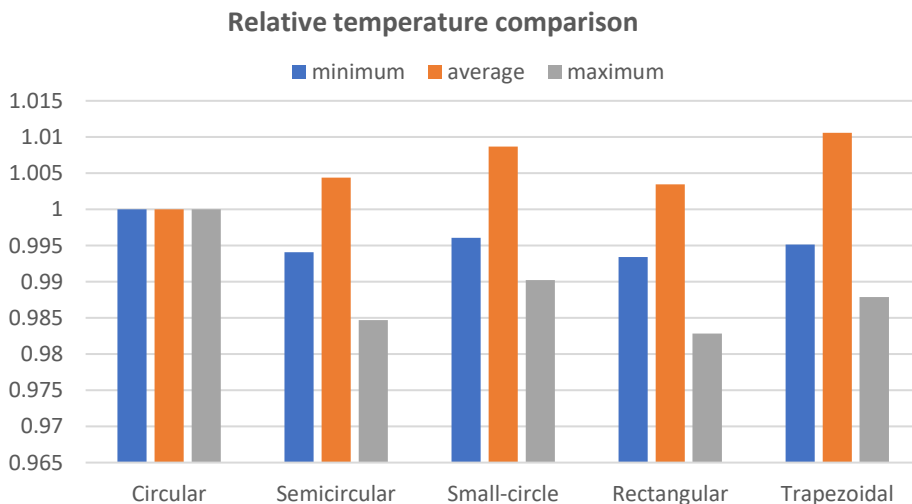


Figura II.16: Comparativa de temperaturas superficial relativa del panel respecto de la sección circular.

Cuando se cruzan ambos resultados, se concluye que la sección semicircular es la que mejor relación pérdida de carga/refrigeración obtiene y, por tanto, la segunda versión del panel PV/T se fabricó con una sección semicircular.

CAPÍTULO 8. SEGUNDO PROTOTIPO: PV + COLECTOR SOLAR CON SECCIÓN SEMICIRCULAR

En el segundo de los prototipos de panel PV/T se implementaron dos importantes mejoras respecto al primer diseño. La primera de ellas consistió en el diseño del colector térmico a partir de los resultados del estudio CFD anteriormente descrito, avalado por los datos de la bibliografía [48]. El segundo aspecto considerado fue la utilización de elementos y materiales seleccionados expresamente para la fabricación del prototipo

El panel fotovoltaico fue fabricado especialmente para el prototipo gracias a la colaboración con la empresa Quantum Solar, con el formato de un panel fotovoltaico comercial al cual se le sustituyó la lámina de Tedlar por una lámina de fibra de vidrio. De esta manera, el material del colector térmico coincidía con la parte trasera del panel fotovoltaico mejorando la adherencia entre ambos componentes y minimizando las dilataciones diferenciales debido al empleo de materiales con diferentes coeficientes de dilatación. El colector térmico se fabricó en fibra de vidrio, material con buena resistencia mecánica y térmica. Otra de las ventajas de este material es la posibilidad de fabricarse por moldeo, pudiendo crear la geometría diseñada con relativa facilidad. En base a los estudios CFD anteriormente descritos, se utilizó un colector de tubos en paralelo con sección de paso de fluido semicircular. La unión de ambas partes, panel fotovoltaico y colector solar, se realizó con adhesivo Crestabond M1-30 extendiéndolo con

BLOQUE II:

ayuda de una espátula para formar una fina capa, tal y como se muestra en la imagen de la izquierda de la Figura II.17. También se puede ver en la imagen de la derecha el proceso del montaje con el pegado del colector sobre el panel fotovoltaico, formándose el espacio por donde circula el fluido.



Figura II.17: Aplicación del adhesivo Crestabond M1-30 sobre el colector térmico (izquierda) y de pegado al panel fotovoltaico (derecha).



Figura II.18: Segundo prototipo de panel PV/T colocado en la instalación de prueba.

Posteriormente, se añadió el marco exterior y el material aislante. Este diseño permitió fabricar un panel completamente compacto, donde el espesor final no superó el del marco original del panel fotovoltaico. Todos los elementos de unión a las estructuras soporte estándar pueden reutilizarse para la colocación del panel híbrido. En la Figura II.18 se muestra la imagen final del panel PV/T.

8.1. Puesta en funcionamiento del prototipo

Las pruebas de este prototipo se llevaron a cabo en la instalación diseñada por el doctorando y dispuesta a tal efecto en la localidad palentina de Astudillo. Colocado el panel PV/T sobre la estructura y conectado al circuito hidráulico de la instalación, el llenado y presurizado del fluido provocó, durante la puesta en funcionamiento del sistema, que se despegara la zona central del colector térmico. Aunque no existían fugas en la instalación, los conductos longitudinales se comunicaron entre sí perdiendo el flujo la distribución homogénea inicialmente prevista. No se pudo probar el prototipo, aunque este diseño ha sido también comparado teóricamente gracias a la simulación CFD mostrada en el Capítulo 18.

CAPÍTULO 9. TERCER PROTOTIPO: PV + COLECTOR TÉRMICO + PCM

Hasta este momento únicamente se han realizado mejoras en busca de incrementar la generación fotovoltaica, centrando los esfuerzos en la refrigeración del panel.

El calor recuperado en dicha refrigeración, si tiene el nivel térmico suficiente, puede utilizarse en sistemas de calefacción, agua caliente sanitaria (ACS) o procesos industriales de baja temperatura. Sin olvidar, como se ha demostrado, que la temperatura de funcionamiento del panel tiene una gran influencia en la eficiencia fotovoltaica. Es por ello que se debe profundizar en el análisis termodinámico del panel PV/T buscando un equilibrio entre utilidad del calor recuperado y eficiencia del panel fotovoltaico.

De forma general, la calidad del calor puede definirse en términos de exergía, concepto que cuantifica la energía de un sistema realmente aprovechable. En el caso de los paneles PV/T refrigerados por líquido, el calor se dispone en forma de un flujo de agua a temperatura superior a la ambiental. La exergía física de una corriente de fluido se define según la expresión (II.4):

$$\dot{x}_i = \dot{m}_i \cdot (h_i - h_0) - T_0 \cdot (s_i - s_0) + \frac{c_i^2}{2} + g \cdot z_i \quad (\text{II.4})$$

\dot{m}_i es el flujo másico (kg/s); h_i es la entalpía a la temperatura y presión del sistema (kJ/kg); s_i es la entropía a la temperatura y presión del sistema ($kJ/kg \cdot K$); c_i es la velocidad del flujo (m/s) y z_i es la cota (m).

BLOQUE II:

Considerando el sistema referencia (h_0 y s_0) en condiciones ambientales y presión del flujo constante, la exergía del flujo crece con la temperatura. De esta forma cuanto mayor sea la temperatura del fluido mayor será su calidad y por tanto su utilidad.

De forma inversa, trabajar con fluidos con altas temperaturas produce que las células fotovoltaicas se encuentren a mayor temperatura, disminuyendo el rendimiento eléctrico del panel.

Por todo esto, en el tercer prototipo se ha intentado mejorar el diseño para incrementar la energía térmica recuperada sin penalizar la potencia fotovoltaica generada.

Un aspecto fundamental que se debe tener presente durante el diseño es la aplicación posterior de esta tecnología en las instalaciones. Es muy común que una instalación solar cuente con varios paneles conectados ya que la demanda eléctrica es superior a la que un único dispositivo puede aportar.

La instalación hidráulica de los paneles puede conectarse en serie o en paralelo. De esta forma, al igual que con los sistemas eléctricos, cuando se conectan en serie producen un caudal de fluido a mayor temperatura mientras que cuando se conectan en paralelo se consigue un mayor caudal, pero a menor temperatura.

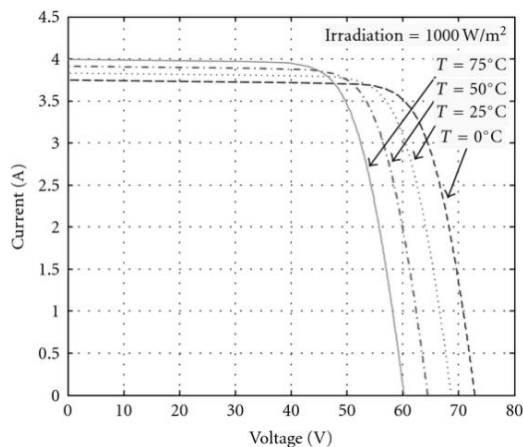


Figura II.19: Influencia de la temperatura del panel fotovoltaico en la tensión y corriente generada. [111]

La alta sensibilidad de la eficiencia fotovoltaica con la temperatura hace inviable su conexión en serie ya que consiguen incrementar la temperatura final del panel. Generalmente los módulos fotovoltaicos se deben conectar en serie para

lograr alcanzar los valores de tensión y corriente marcados por los reguladores/inversores. Tal y como se observa en la Figura II.19, el valor de tensión y corriente del panel fotovoltaico varía con la temperatura. En el caso de que cada módulo se encuentre a una temperatura diferente cuando se conectan en serie, la corriente de la serie será la del módulo que menor corriente genere, limitando la energía eléctrica general del conjunto. Es, por tanto, fundamental que los diferentes paneles de la instalación se encuentren a temperaturas similares.

La solución que se plantea es la de acoplar en la parte posterior del panel un volumen de PCM. Como se ha demostrado en la bibliografía [97]–[103], el sistema fotovoltaico reduce su temperatura superficial, manteniéndose estable durante el proceso de fusión [112], [113]. En el caso de los paneles PV/T se debe recuperar el calor del PCM, para lo que se coloca embebido en el PCM un colector térmico donde el fluido es calentado.

Este nuevo diseño presenta una serie de ventajas que se analizan a continuación

- La temperatura del módulo fotovoltaico se mantiene estable durante mayor tiempo, siendo ésta homogénea en toda la superficie. Esto se debe a que, durante el proceso de cambio de fase, el PCM se mantiene a una temperatura constante.
- La eficiencia eléctrica de los diferentes paneles de la instalación es semejante puesto que, en todos ellos, la temperatura de trabajo será aproximadamente la del cambio de fase del PCM.
- La inercia térmica del panel es considerablemente superior.
- El almacenamiento del calor se realiza en el mismo panel en forma de calor latente. De esta forma es posible reducir el volumen del depósito de acumulación de la instalación.
- El funcionamiento del sistema de bombeo para la recirculación del fluido recuperador de calor se puede restringir a los periodos de demanda de calor en la vivienda.

También se presentan algunas limitaciones:

- El coste de los PCM es elevado incrementando el precio final del panel PV/T
- El peso del panel PV/T es mayor, haciendo necesario estructuras de soporte más resistentes.

- El panel debe ser fuertemente aislado para reducir las pérdidas de calor al ambiente.
- La conductividad térmica del PCM es baja, limitando el espesor de PCM a colocar en el panel y presentando problemas en la operación bajo demanda.
- El PCM cambia de volumen durante el cambio de fase, aunque de forma reducida, pero se precisa un sistema de expansión interno.

9.1.1. Construcción del panel PV/T con volumen de PCM

A diferencia de los dos paneles anteriores, en este diseño y los siguientes prototipos, se han utilizado paneles de menor tamaño. La validación de la tecnología no se ve afectada, pero en cambio se logra prototipos más económicos y manejables. El panel seleccionado es LUXOR LX-100M de Si-monocristalino de $100 W_p$. Las dimensiones del panel son $1200 \times 540 \text{ mm}$. Y en la Tabla 2.1 se recogen las especificaciones del mismo.

Tabla II.1: Especificaciones técnicas del panel LUXOR LX-100M.

P_{mpp}	100 W
V_{mpp}	18.70 V
I_{mpp}	5.39 I
U_{oc}	21.60 V
I_{sc}	5.87 I
Temp coeff. [P]	-0.49 %/°C
Temp coeff. [I]	0.05 %/°C
Temp coeff. [U]	-0.35 %/°C

Para formar el depósito del PCM se ha realizado un marco de aluminio, material compatible con el ácido láurico, seleccionado como PCM (la selección del PCM se justificará en el Capítulo 11, Tiene dos ventajas adicionales, es un material ligero y se trabaja con facilidad. Este marco se fija mediante remaches al propio marco del panel fotovoltaico. La baja conductividad del PCM limita el espesor efectivo del volumen del mismo en $30 - 35 \text{ mm}$ [99], [100]. Se ha decidido que el espesor máximo del volumen de PCM en el panel PV/T de 35 mm .

La Figura II.20 muestra el panel con el marco del contenedor del PCM y el tubo de cobre del colector térmico con una sección de 10 mm . Se ha optado por un colector en forma de serpiente. Pese a que la pérdida de carga es superior, la

transferencia de calor se mejora ya que el tiempo de permanencia del fluido en el intercambiador es mayor por lo que se consigue una mayor temperatura en la salida del fluido.



Figura II.20: Prototipo PV/T+PCM con el tubo recuperador de calor y los termopares colocados. Paso previo al vertido del PCM

El material del tubo, cobre, no es completamente compatible con ácido láurico produciéndose corrosión superficial del mismo [114], Este hecho no es crítico en periodos cortos de tiempo, tal y como se detalla en el Capítulo 11. En un diseño final debería utilizarse tubo de aluminio ya que presenta una conductividad térmica parecida a la del cobre y es compatible con el ácido láurico.

Otro aspecto diferencial respecto a los prototipos anteriores es el hecho de que el colector térmico se encuentra separado de la superficie trasera del panel fotovoltaico. En este diseño, es el PCM el elemento encargado de recuperar el calor del panel, y por tanto se encuentra en contacto con toda la superficie, suponiendo el material de cambio de fase una capa aislante para el colector térmico.

Para el registro de la temperatura en distintos puntos del panel, se han colocado 9 termopares tipo K embebidos en tres posiciones de la diagonal del panel. En cada posición se han colocado verticalmente 3 termopares a diferentes alturas: superficie del panel, 10 mm y 20 mm, tal y como se muestra en la Figura II.21.

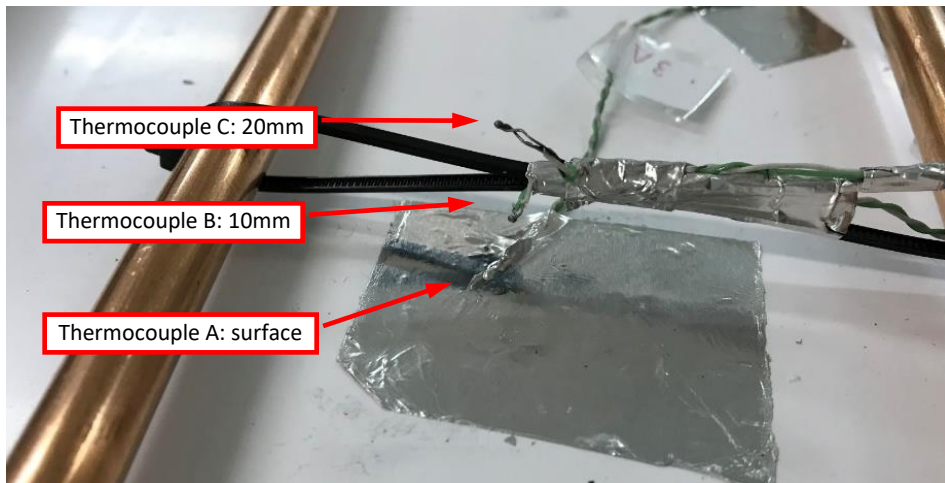


Figura II.21: Termopares embebidos dentro del PCM.

El llenado del panel con el PCM se debe realizar en fase líquida para garantizar ausencia de aire. Debido a la expansión volumétrica que tiene el PCM cuando se licua hay que dejar un pequeño espacio en la parte trasera del panel. Este hueco, tal y como se observa en la Figura II.22, es donde se incluye el sistema de expansión consistente en una plancha de espuma flexible. Mediante su compresión se absorbe el incremento del volumen, estimado en unos 2~3 mm. Por último, se ha aislado mediante manta aislante de Kflex [110] de 20 mm de espesor.



Figura II.22: Llenado del panel con el PCM

Para proteger el aislamiento del panel se colocó una carcasa exterior de aluminio que además actúa como marco sobre el cual se sujeta el panel a la estructura de anclaje.

En la Figura II.23 se muestra el prototipo una vez puesto en funcionamiento en la instalación experimental.



Figura II.23: Prototipo una vez finalizado.

9.2. Análisis del diseño

Durante las pruebas y simulaciones realizadas a este diseño de panel PV/T con PCM se ha observado que uno de sus aspectos a mejorar es la baja conductividad térmica del PCM. El volumen de PCM que se puede llegar a fundir en el interior del panel se limita a espesores de unos 30 – 35 mm. Además, debido a que el flujo de calor es en dirección descendente, desde el panel hacia el PCM, no es posible aprovechar la gravedad en los flujos convectivos que mejorarían la transferencia de calor.

La mayor dificultad a la hora de trabajar con PCMs, sobre todo los de tipo orgánico es la baja conductividad térmica, lo que ralentiza los procesos de absorción/cesión de calor. Se han ensayado distintas estrategias entre las que

destacan la utilización de diferentes configuraciones de aletas [115] y la inserción de heat pipes [116]. Otros procedimientos son la inclusión de espumas porosas metálicas y matrices metálicas en el PCM [117], modificación de la forma de la superficie de contacto entre el PCM y el fluido térmico [118], dispersión de nanopartículas [119] o el encapsulamiento del material [120].

Como se indicó en el Capítulo 4, los tubos de calor o heat pipes son dispositivos de elevada conductividad térmica efectiva, basados en un ciclo de evaporación/condensación de un fluido en su interior. Dependiendo de la fuerza utilizada para retornar el fluido desde la zona de condensación a la de evaporación, los tubos de calor se clasifican en heat pipes, termosifones, heat pipes oscilantes y rotantes [121]. Estos sistemas se utilizan para transmitir calor entre sus extremos, alcanzando conductividades térmicas efectivas hasta $100 \text{ kW/m} \cdot \text{K}$, 300 veces superior a la conductividad térmica del cobre [122].

En los dispositivos de almacenamiento térmico mediante PCM que incorporan tubos de calor, los procesos de fusión son más rápidos, extensos y complejos que aquellos que tienen lugar en dispositivos sin sistemas de mejora o los que utilizan aletas. En promedio se alcanzan velocidades de fusión hasta un 70% superior a los dispositivos de referencia y un 50% con respecto a los dispositivos mejorados con aletas. En el proceso de solidificación (descarga), los sistemas con heat pipes casi pueden doblar los ratios de solidificación respecto al sistema base, mientras que las aletas presentan una limitada efectividad [117].

En este trabajo, se ha optado por la incorporación de tubos de calor en el diseño. Estos dispositivos se han añadido en una bandeja perimetral conectando con la parte inferior de PCM. De esta forma, el panel fotovoltaico calienta el PCM desde la parte superior mientras que la parte inferior recibe el calor que los heat pipes transfieren desde la zona perimetral. Esto permite trabajar con espesores superiores de PCM y aumentar la capacidad de almacenamiento térmico del panel híbrido. Este diseño es el cuarto de los prototipos construidos en este trabajo.

CAPÍTULO 10. CUARTO PROTOTIPO: PV + COLECTOR TÉRMICO + PCM + HEAT PIPES

El cuarto prototipo se presenta como una mejora del diseño de la tercera versión del panel PV/T+PCM. Tal y como se ha comentado, se han colocado un conjunto de tubos de calor que permiten transferir el calor absorbido para calentar el PCM desde la parte inferior. En la Figura II.24 se adjunta el esquema del cuarto prototipo en su vista frontal y trasera.

Los heat pipe, elementos verdes en la Figura II.24, toman el calor de una bandeja metálica pintada en color negro mate para mejorar la absorción de calor. Esta bandeja se sitúa de forma perimetral al panel fotovoltaico, incrementando la superficie de captación de energía térmica respecto del panel PV/T del prototipo anterior; ambos utilizan el mismo módulo fotovoltaico.

Una de las ventajas de este diseño es que se puede modificar la superficie perimetral para ajustarse a las necesidades energéticas de la instalación final, aumentando la flexibilidad en la relación calor/electricidad del colector PV/T. Todo el calor generado en esta superficie se transfiere al PCM mediante los tubos de calor. La zona del evaporador del heat pipe se coloca en contacto con la parte posterior de la bandeja, donde absorbe la energía térmica que se transfiere hacia el condensador del tubo, en contacto con volumen de PCM, como se muestra en el esquema de la sección transversal del panel de la Figura II.25.

BLOQUE II:

Al igual que en el prototipo anterior, todos los marcos se han realizado en aluminio plegado y soldado. Para lograr la estanqueidad del conjunto, se han realizado las uniones mediante remaches estancos. También se ha añadido un sellado con adhesivo resistente a productos químicos y a altas temperaturas. La estanqueidad en los orificios por los que se pasan los heat pipes hasta el PCM se realiza mediante prensaestopas de acero inoxidable con una protección IP69.

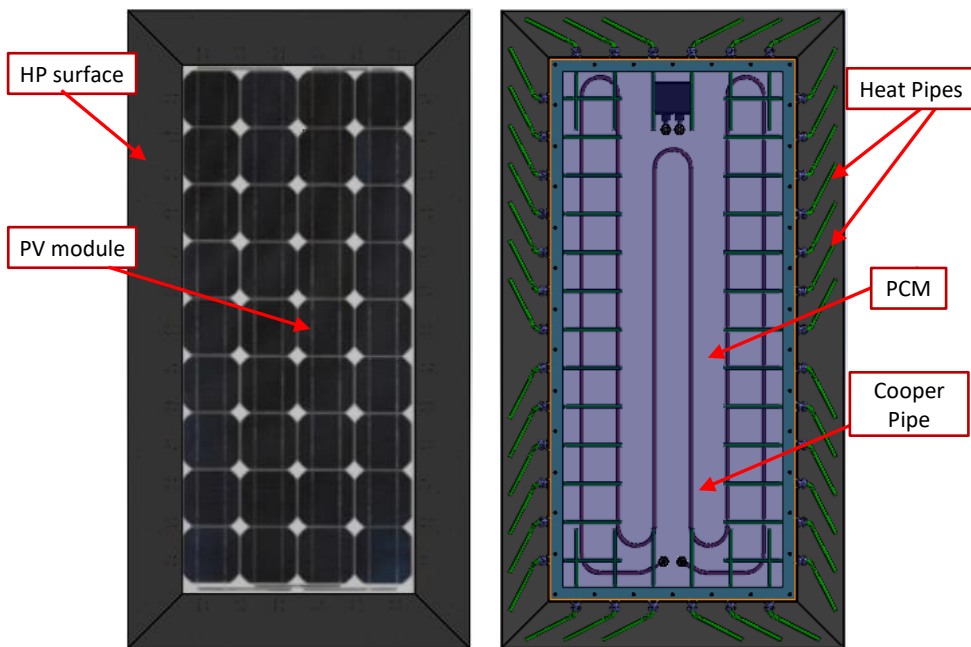


Figura II.24: Vista frontal y trasera del prototipo PV/T + PCM + HP.

Los tubos de calor utilizados en el diseño son los QG-SHP-D5-400MN, tal como se detalla en el Capítulo 12. Estos elementos están fabricados en cobre niquelado, el agua es el fluido refrigerante y utilizan una mecha de tipo malla. Sus dimensiones son 5 mm de diámetro y 400 mm de longitud. El dimensionado de estos elementos se incluye en el apartado Capítulo 13. La longitud de los heat pipes y el número de elementos se ha escogido buscando un calentamiento homogéneo del PCM. Se ha limitado la zona de influencia de cada tubo de calor a una sección de 5 mm.

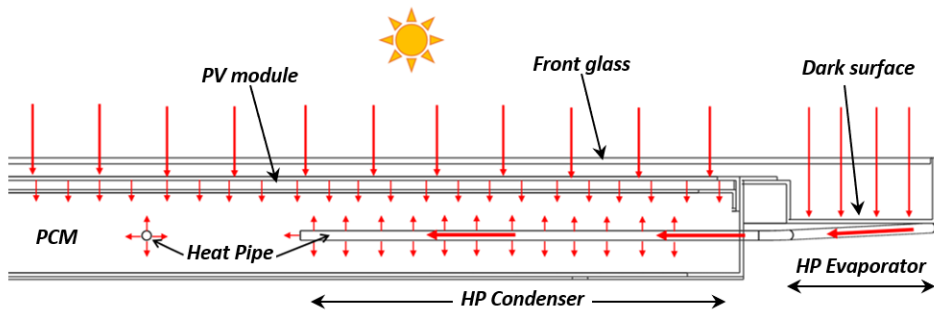


Figura II.25: Esquema del flujo energético en el último diseño de panel solar híbrido

10.1. Consideraciones para el diseño por el uso de Heat pipe.

El uso de tubos de calor presenta una serie de limitaciones que se deben considerar durante la etapa del diseño. Quizás el aspecto más significativo es la posición relativa del evaporador del tubo de calor respecto del condensador. Se trata de uno de los factores más limitantes en el funcionamiento de tubo, tal y como se analiza y describe en las pruebas experimentales del Capítulo 13, donde se ha demostrado que el funcionamiento del tubo de calor cuando el evaporador se encuentra a una cota superior a la del condensador es muy limitado.

En el planteamiento inicial del panel (Figura II.24), los tubos de calor se habían dispuestos curvados, incrementado la longitud del evaporador, colocados de forma simétrica. Pese a que este diseño permite colocar el panel en cualquier posición, la mitad de los tubos estarían funcionando con el evaporador elevado respecto al condensador. Puesto que los paneles PV/T se colocan en instalaciones con soportes fijos, donde no va a haber cambios de inclinación del panel, no es necesario considerar la posibilidad de cambios en la inclinación y orientación del panel.

Para mantener la posición del evaporador por debajo del condensador, se ha cambiado la posición de los tubos de calor superiores, resultando la disposición indicada en la Figura II.26. Los tubos de calor colocados en la parte superior podrían llegar a eliminarse ya que su transferencia de calor será prácticamente nula, aunque en el prototipo se han mantenido para poder analizar su funcionamiento real.

BLOQUE II:

También se debe analizar detenidamente la capacidad del tubo de calor a funcionar de forma inversa cuando se invierten los focos de temperatura fría y caliente. Debido a que no es posible limitar el sentido del flujo de calor en los tubos de calor convencionales, se debe incorporar un sistema que permita aislar los heat pipes cuando la temperatura ambiente sea inferior a la del PCM, ya que se disiparía el calor almacenado en el mismo hacia el ambiente. Para limitar estas pérdidas de calor se ha colocado un vidrio frontal formando una pequeña cámara de aire, que actúa como sistema aislante.

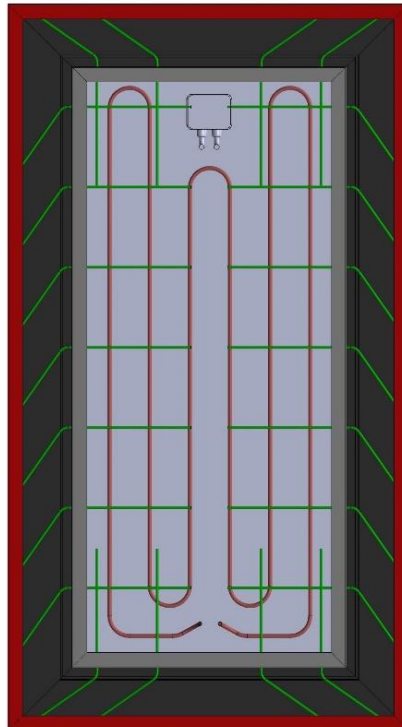


Figura II.26: Esquema de posicionado de los Heat-Pipes en el panel solar híbrido

10.2. Construcción del prototipo

Una vez se han incorporado en el diseño las modificaciones anteriormente mencionadas se ha procedido a la construcción del prototipo. La gran diferencia respecto al diseño anterior está en la incorporación del marco de aluminio perimetral donde se colocarán los tubos de calor.

Se ha mantenido el espesor de PCM en los prototipos 3 y 4 ($\sim 35\text{ mm}$) para poder comparar adecuadamente ambos diseños. En el lateral del depósito contenedor de PCM se colocan los prensaestopas, elementos que además de garantizar la estanqueidad del tubo de calor permite su fijación al conjunto. Al igual que en el prototipo anterior, el tubo de cobre recuperador de calor se ha colocado separado de la superficie del panel fotovoltaico ($5 - 10\text{ mm}$) en forma de serpentín de tubo único. En la Figura II.27 se muestra la imagen del panel después de haber integrado el tubo de cobre y los marcos de aluminio además de los prensaestopas para el fijado de los tubos de calor. En total se han colocado 22 heat pipes equidistantes.

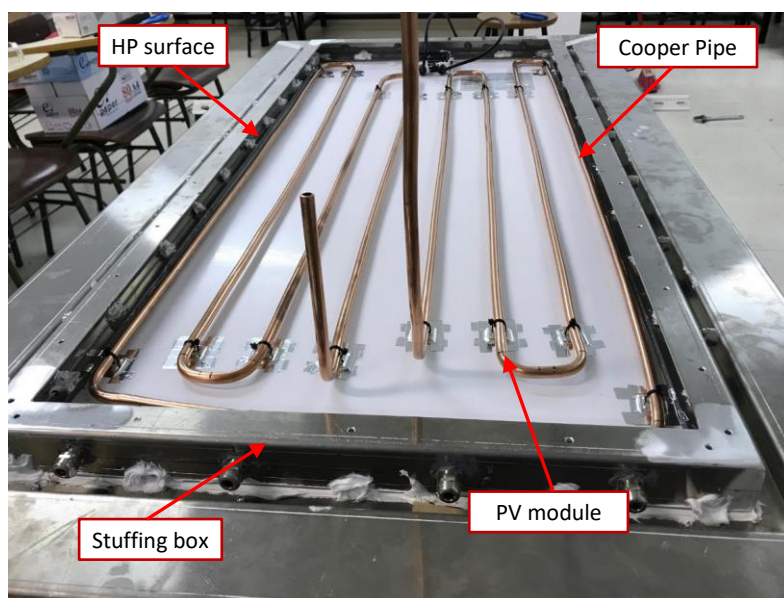


Figura II.27: Panel PV/T con el colector de cobre, marcos de aluminio y prensaestopas.

La longitud del evaporador del heat pipe tiene una gran influencia en la capacidad de transferencia de calor del mismo, pudiendo extraer mayor cantidad de calor cuanto mayor es su longitud. Por esta razón, los tubos de calor se han curvado con el objetivo de incrementar la longitud en contacto con la superficie perimetral logrando una longitud de unos 125 mm , tal y como se observa en la imagen de izquierda de la Figura II.28.

Para la medida de temperatura se han colocado 9 termopares tipo K en el interior del PCM distribuidos en tres puntos repartidos equidistantes en la diagonal del panel. Cada uno de esos puntos cuenta con 3 termopares a distintas alturas. Para asegurar un buen posicionado de las sondas, se ha realizado un soporte mediante

BLOQUE II:

impresión 3D, imagen derecha de la Figura II.28. El termopar marcado como A en la figura, se encuentra sobre la superficie del panel fotovoltaico y los termopares B y C están colocados a las alturas de 12.5 y 25 mm respectivamente.

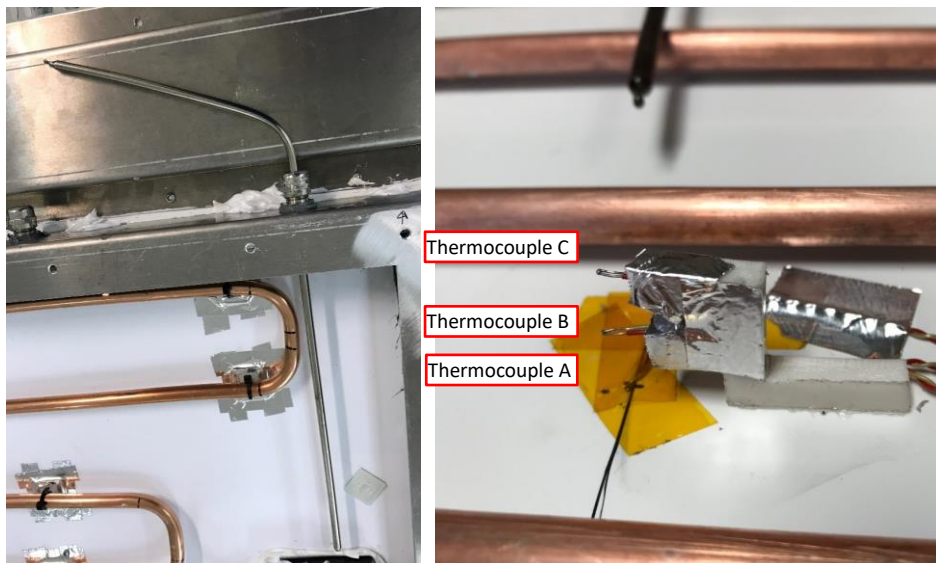


Figura II.28: Heat pipe una vez colocado en el panel (Izquierda). Disposición de los termopares a distintas distancias sobre la superficie del panel fotovoltaico. (Derecha)

Después de verter el PCM en estado líquido se procede a su sellado hermético mediante la tapa trasera de aluminio. Sobre ella se ha colocado la espuma que permite absorber las dilataciones de PCM.

Cubriendo todo el exterior del depósito de PCM se añade la manta aislante de 20 mm de espesor, y se protege el conjunto mediante una carcasa exterior de aluminio. Esta carcasa además sirve de soporte para sujetarlo a la estructura de ensayo. Por último, una vez fijado a la instalación de ensayo, se coloca el vidrio que permite aislar el panel en su superficie frontal mediante una cámara de aire. De esta forma, durante el día la radiación incide en el panel, pero limita la transmisión de calor hacia el ambiente tanto durante el día como durante la noche cuando la temperatura ambiente desciende considerablemente. El aspecto final del prototipo se muestra en la Figura II.29 una vez se ha colocado en el banco de pruebas.



Figura II.29: Prototipo de panel PV/T con acumulación de calor mediante PCM y heat pipes para mejorar el proceso de fusión del PCM

BLOQUE III. DESARROLLO EXPERIMENTAL

En la realización de este trabajo, ha sido necesario una etapa de desarrollo experimental que ha permitido, junto con los resultados obtenidos en las etapas modelado y simulación numérica y CFD descrita en el Bloque IV, optimizar los distintos prototipos de paneles solares híbridos. Estos han sido probados en condiciones reales en el banco de pruebas construido a tal efecto durante la realización de esta tesis doctoral.

En este bloque se describe detalladamente toda la etapa experimental del trabajo, incluyendo las instalaciones y equipos necesarios para su realización, así como la justificación de la selección de los diferentes materiales y elementos utilizados para la construcción de los prototipos.

El bloque se estructura de la siguiente forma: en los Capítulos 11 y 12 se justifica la selección del tubo de calor y del material de cambio de fase utilizados, donde además se incluyen sus propiedades termofísicas. En los Capítulos 13 y 14 se incluyen las pruebas experimentales del heat pipe que permitan caracterizar el funcionamiento del dispositivo en diferentes condiciones de funcionamiento. Por último, en el Capítulo 15 se describe el diseño y construcción de la instalación de pruebas de los paneles PV/T.

CAPÍTULO 11. SELECCIÓN DEL PCM

El almacenamiento térmico es necesario para mejorar la eficiencia de las aplicaciones de energía solar y eliminar el desajuste entre las curvas de producción y consumo. Los sistemas basados en calor latente utilizando PCM permiten la reducción del volumen de estos sistemas de acumulación, ahorrando espacio y coste. Los PCMs también tienen aplicación en sistemas donde el control de la temperatura es importante para su buen funcionamiento, ya que durante el cambio de fase la temperatura es estable y permite incrementar la inercia térmica del sistema.

Tal y como se ha analizado en el Capítulo 3, la selección de un determinado PCM para una aplicación concreta, precisa del conocimiento de sus propiedades termodinámicas, cinéticas y químicas sin olvidar los criterios económicos, como se muestra en la Tabla III.1. La aplicación donde se pretende integrar el PCM marca la importancia de cada criterio. Como norma general, es difícil encontrar un PCM que cumpla todas las características necesarias para una aplicación determinada.

Para el caso particular de la energía solar híbrida, los criterios de mayor importancia son: ajuste del punto de fusión a la temperatura de trabajo del sistema, elevado calor latente, densidad y conductividad térmica, compatibilidad química con el resto de los materiales del dispositivo y coste del PCM. Otros aspectos como la resistencia a la degradación o la toxicidad se han considerado en menor medida. En este trabajo, el objetivo principal es la optimización de la tecnología híbrida manteniendo un coste adecuado. Se han descartado los PCMs comerciales por su elevado precio y por el hecho de que suele presentarse

BLOQUE III:

encapsulados, con lo que su adaptación al sistema de fabricación utilizado es más compleja.

Tabla III.1: Criterios para la selección de PCMs

Thermodynamic properties	Operating Temperature Ranges
	High latent heat
	High thermal conductivity
	High density and specific heat
	Small volume change
	Low vapour pressure
	Eutectics
Kinetic properties	Fast nucleation to avoid subcooling
	Rapid crystallization
Chemical properties	Reversibility of the melting/solidification cycle
	Chemical stability
	Non-toxic, non-flammable, non-explosive, non-corrosive
Economic Criteria	Large scale availability
	Cost

El inicio en toda selección de un PCM es la temperatura del punto de cambio de fase (Melting Point). Este valor establece la temperatura a la cual el PCM almacena energía en forma de calor latente, teniendo que ser menor o igual a la temperatura nominal de funcionamiento del sistema. Para el caso de la tecnología híbrida PV/T se establecen dos estrategias de funcionamiento: maximizar la energía térmica del fluido trabajando a temperaturas elevadas (50~60°C), lo que permite un recurso térmico de mayor calidad, pero en contrapartida se reduce la eficiencia eléctrica; o bien trabajar a menor temperatura del fluido mejorando la eficiencia fotovoltaica. La temperatura del fluido en este segundo caso se establece en 40~50°C, suficiente para cubrir una demanda de ACS.

Todos los diseños planteados en el trabajo se centran en maximizar la energía eléctrica, para lo que la temperatura de funcionamiento debe ser inferior a 55°C. Se ha establecido 50°C como la temperatura máxima para el cambio de fase del PCM.

Dos propiedades del PCM importantes son la densidad y el calor latente de fusión. Para la gran mayoría de las aplicaciones, estos valores deben ser elevados. Por un lado, el calor latente representa la cantidad de energía que hay que aportar para

que el PCM cambie de fase por unidad de masa, mientras que la densidad relaciona la masa con el volumen. El concepto de densidad energética volumétrica establece la cantidad de energía que se puede almacenar por unidad de volumen, la cual se determina a partir del producto de la densidad y el calor latente. Para lograr sistemas compactos es preferible PCM con una elevada densidad y calor latente de fusión. Un parámetro clave en el diseño mecánico del panel es el coeficiente de expansión volumétrica, que tiene que ser bajo para poder reducir las presiones internas del PCM en el cambio de fase.

La conductividad térmica de estos materiales es baja, siendo inferior a $1W/(m \cdot k)$ en los PCM orgánicos de baja temperatura. Esta propiedad limita el espesor de PCM que se puede colocar en los paneles PV/T ya que la transferencia de calor se realiza por conducción y por tanto para que el calor llegue a transferirse en grandes espesores se debe generar un gradiente térmico superior. Este hecho empeora el comportamiento fotovoltaico del panel.

Otros aspectos importantes son la compatibilidad entre los materiales para que no se produzca corrosión y degradación prematura del panel y la estabilidad química del PCM para realizar gran número de ciclos de fusión sin degradación, así como un precio reducido que permita mantener los costes bajos.

Considerando los diferentes parámetros se ha realizado una búsqueda del PCM que se ajuste a las necesidades del panel PV/T. En el Capítulo 3, se incluyen varias tablas, con diferentes materiales propuestos en la bibliografía como PCMs. Bajo estas consideraciones, el material seleccionado para los diferentes paneles PV/T con acumulación de calor mediante PCM es el ácido láurico.

El ácido láurico como ocurre con otros materiales es compatible con el aluminio y el acero inoxidable, pero corroe levemente el cobre [114]. En la construcción del panel, el tubo por donde circula el fluido se ha colocado de cobre debido a las limitaciones constructivas. Este material será sustituido por tubo de aluminio en el producto final.

11.1. Propiedades termofísicas del Ácido Láurico.

Las propiedades termofísicas medias del ácido láurico se adjuntan en la Tabla III.2, mostrándose los valores tanto para el estado líquido como para el sólido. Las propiedades termofísicas en la fase sólida son prácticamente independientes de la temperatura, pero en la fase líquida es preciso considerar esta dependencia

Tabla III.2: Propiedades termo-físicas del Ácido Láurico. [123]

	Liquid	Solid
T_{melt}	43.5 °C	
ρ	885 kg/m ³	940 kg/m ³
C_p	2.39 kJ/kg · K	2.18 kJ/kg · K
k	0.14 W/m · K	0.16 W/m · K
μ	0.004 kg/m · s	0.008 kg/m · s
β	$8 \cdot 10^{-4} K^{-1}$	
L	187.2 kJ/kg	

Tabla III.3: Densidad del Ácido Láurico a distintas temperaturas. [124], [125]

T [k]	ρ [kg/m ³]	T [k]	ρ [kg/m ³]
297.2	1007	388.4	824.1
314.0	1007	408.1	809.3
322.1	872.4	428.1	794.4
332.1	864.6	442.2	783.5
352.1	849.9	457.2	770.2
368.2	838.9	467.2	762.0

Tabla III.4: Calor específico del Ácido Láurico a distintas temperaturas. [125]–[127]

T [k]	C_p [J/kg · k]	T [k]	C_p [J/kg · k]
288.1	1755.7	325.0	2187.0
293.1	1832.8	330.0	2206.2
298.1	1911.9	335.0	2226.4
303.1	2020.0	340.0	2245.8
308.7	2150.1	345.0	2271.6

Tabla III.5 Conductividad térmica de Ácido Láurico con la temperatura. Fuente [124], [128]

T [k]	k [W/m · k]	T [k]	k [W/m · k]
293.0	0.49	373.8	0.145
298.0	0.47	379.2	0.1748
303.0	0.45	398.4	0.140
308.0	0.42	421.2	0.1390
313.0	0.40	422.0	0.134
324.0	0.156	447.5	0.129
348.7	0.151	472.7	0.123
363.2	0.1852		

Tabla III.6: Viscosidad del Ácido Láurico con la temperatura. Fuente: [124], [129]

T [k]	μ [kg/m · s]	T [k]	μ [kg/m · s]
322.1	0.00721	368.2	0.00269
323.2	0.00699	388.4	0.00197
332.1	0.00562	408.1	0.00147
333.2	0.00546	428.1	0.00111
343.2	0.00438	442.2	0.00095
352.1	0.00370	457.2	0.00080
353.2	0.00350	467.2	0.00072
363.2	0.00297		

Los datos experimentales de las propiedades termofísicas del ácido láurico se muestran en las tablas siguientes: densidad (Tabla III.3) [124], [125], calor específico (Tabla III.4) [125]–[127], conductividad térmica (Tabla III.5) [124], [128] y viscosidad (Tabla III.6) [124], [129].

Las propiedades termofísicas del material de cambio de fase se han modelado matemáticamente para ser incorporadas en la simulación CFD de los prototipos. Se han generado funciones de ajuste tipo escalón para cada propiedad, de modo que las funciones resultantes sean continuas y derivables y justifiquen los datos experimentales de ambas fases. Los vértices de la unión entre los dos escalones se han suavizado para evitar la divergencia en el cálculo numérico. La expresión de modelado de la densidad es la que se recoge en la expresión (III.3):

$$\rho_{solid} = 1007 \frac{kg}{m^3} \quad (III.1)$$

$$\rho_{liquid} = \frac{A}{B \left(1 + \left(1 - \frac{T}{T_{crit}} \right)^C \right)} \quad (III.2)$$

$$\rho = \rho_{solid} + \frac{\rho_{liquid} - \rho_{solid}}{1 + \exp \left(\frac{-10}{\Delta T} \cdot (T - T_{melt}) \right)} \quad (III.3),$$

donde $A = 41.323 \text{ kg/m}^3$; $B = 0.197$; $C = 0.2345$; $T_{critic} = 743.43 \text{ K}$; $T_{melt} = 316.65 \text{ K}$; ΔT es el parámetro que permite ajustar el radio del suavizado de la curva. Para el valor de $\Delta T = 10 \text{ K}$, se obtiene la curva de la Figura III.1.

En el caso del calor específico la función de modelado es la expresión (III.6):

BLOQUE III:

$$c_{p_{solid}} = A + B \cdot T \quad (III.4)$$

$$c_{p_{liquid}} = C + D \cdot T \quad (III.5)$$

$$C_p = C_{p_{solid}} + \frac{C_{p_{liquid}} - C_{p_{solid}}}{1 + \exp\left(\frac{-10}{\Delta T} \cdot (T - T_{melt})\right)} \quad (III.6),$$

donde $A = 1456.049 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$; $B = 19.0778 \text{ J/kg} \cdot \text{K}^2$; $C = 1867.5 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$; $D = 5.835 \text{ J/kg} \cdot \text{K}^2$ y $T_{melt} = 316.65 \text{ (K)}$. Para el valor de $\Delta T = 10 \text{ (K)}$, se obtiene la curva de la Figura III.2

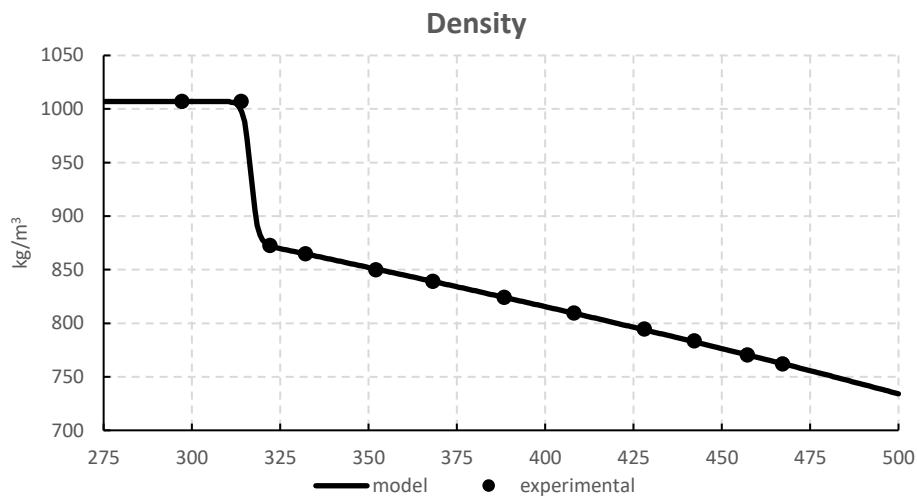


Figura III.1: Densidad del Ácido Láurico respecto de la temperatura

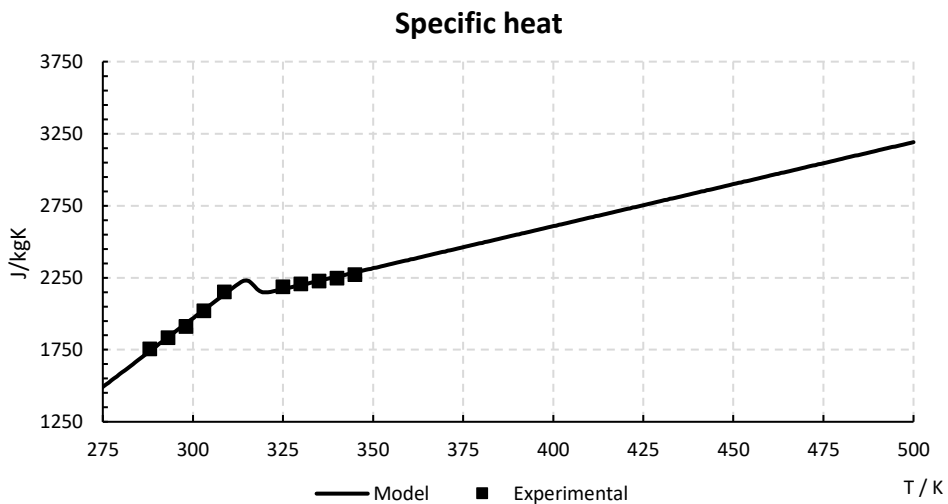


Figura III.2: Calor específico del Ácido Láurico respecto de la temperatura

La viscosidad se corresponde con la expresión (III.9):

$$\mu_{solid} = 0.8 \frac{kg}{m \cdot s} \quad (III.7)$$

$$\mu_{liquid} = \frac{10^{(A+\frac{B}{T}+C \cdot T+D \cdot T^2)}}{1000} \quad (III.8)$$

$$\mu = \mu_{solid} + \frac{\mu_{liquid} - \mu_{solid}}{1 + \exp\left(\frac{-10}{\Delta T} \cdot (T - T_{melt})\right)} \quad (III.9),$$

donde $A = -8.602$; $B = 1871.3$; $C = 0.0152$; $D = -1.2043 \cdot 10^{-5}$; $T_{melt} = 316.65 K$. El valor de la μ_{solid} se ha tomado un valor alto ($0.08 kg/m \cdot s$) respecto de la del líquido, de tal forma que Fluent tenga definido el valor y un comportamiento similar al de un sólido rígido. Para el valor de $\Delta T = 10 K$, se obtiene la curva de la Figura III.3

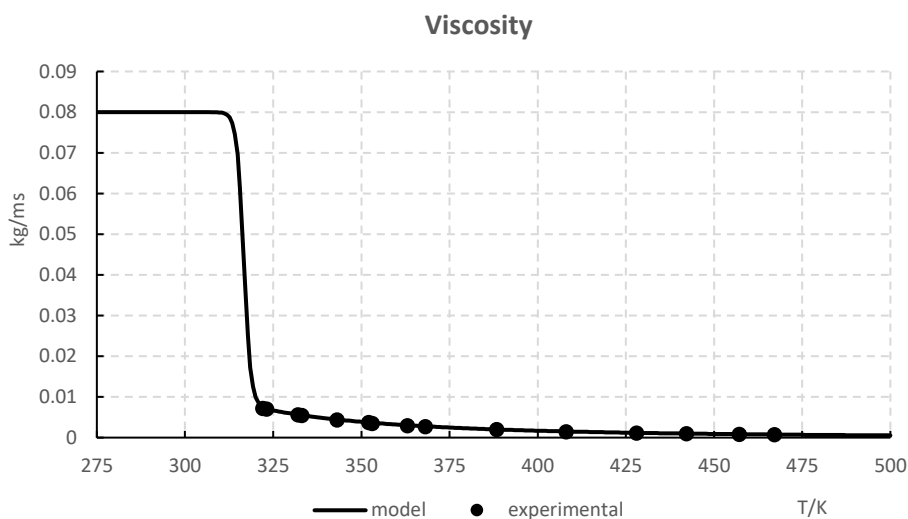


Figura III.3: Viscosidad del Ácido Láurico respecto de la temperatura

Por último, la conductividad térmica se corresponde con la expresión (III.12)

$$k_{solid} = A + B \cdot T \quad (III.10)$$

$$k_{liquid} = C + D \cdot T \quad (III.11)$$

$$k = k_{solid} + \frac{k_{liquid} - k_{solid}}{1 + \exp\left(\frac{-10}{\Delta T} \cdot (T - T_{melt})\right)} \quad (III.12),$$

BLOQUE III:

donde $A = 1.840 \text{ W/m} \cdot \text{K}$; $B = -0.0046 \text{ W/m} \cdot \text{K}^2$; $C = 0.227 \text{ W/m} \cdot \text{K}$; $D = -0.0002 \text{ W/m} \cdot \text{K}^2$ y $T_{\text{melt}} = 316.65 \text{ K}$. Para el valor de $\Delta T = 10 \text{ K}$, se obtiene la curva de la Figura III.4:

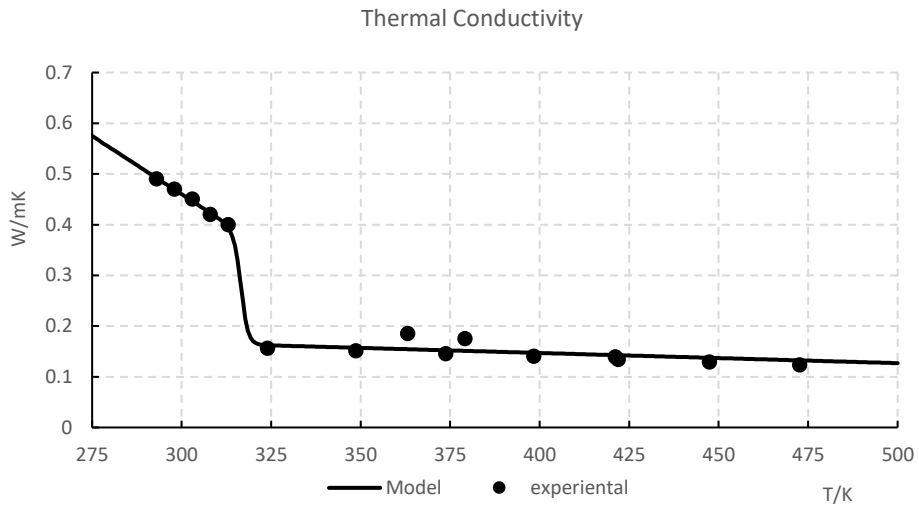


Figura III.4: Conductividad térmica del Ácido Láurico respecto de la temperatura

CAPÍTULO 12. SELECCIÓN DEL TUBO DE CALOR

El empleo de los tubos de calor para el diseño del último prototipo de panel PV/T (Capítulo 10), requiere de una etapa previa de selección y caracterización experimental. Estos elementos, al igual que los PCM, se deben seleccionar en función de la aplicación donde vayan a ser implementados.

La tarea de selección del tubo de calor no solo implica determinar las dimensiones precisas. Además, tal y como se ha comentado en el Capítulo 4, los tubos de calor están formados por tres elementos: fluido interno, tubo exterior y mecha. Los materiales de estos tres componentes deben ser seleccionados considerando las condiciones de trabajo del dispositivo que son, rango de temperatura y entorno donde se va a colocar.

El primer elemento que se debe seleccionar es el fluido interno del heat pipe. La principal característica que hay que considerar en este caso es la temperatura de funcionamiento del tubo de calor. Esta temperatura, o intervalo de temperaturas, debe estar comprendido entre el punto triple y el punto crítico del fluido. En la Figura III.5 se muestra una tabla con diferentes fluidos típicos y sus temperaturas características.

Para la tecnología solar híbrida, el rango de temperaturas de funcionamiento no excederá de los 70-80°C, por ello se ha fijado el rango en 15-80°C. Tal y como se aprecia en la Figura III.5 existen varios fluidos que cumplen esta primera restricción.

Los fluidos con alta densidad y calor latente reducen el caudal interno necesario para transportar una cantidad de energía dada. Del mismo modo, un valor elevado de la tensión superficial incrementa la capacidad de bombeo del fluido por capilaridad. Si, además, la viscosidad del fluido es baja, las pérdidas de presión en este se reducen, mejorando la transmisión de calor en el tubo.

Triple Point to Critical Point

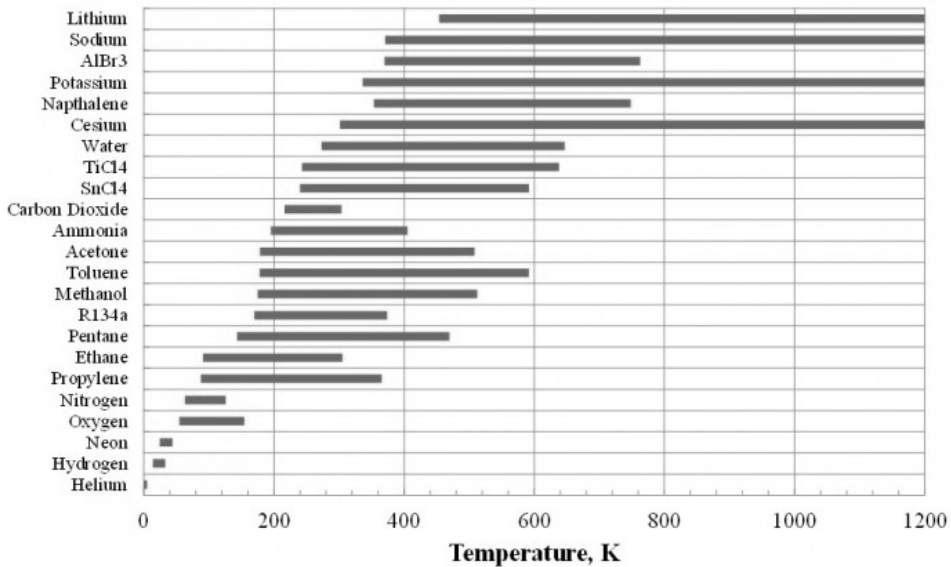


Figura III.5: Gráfico comparativo de distintos fluidos con su rango temperaturas de funcionamiento para su uso en heat pipe. [81]

La expresión (III.17), define un indicador de desempeño (Merit number), que permite clasificar los diferentes fluidos según su límite de funcionamiento por capilaridad. Este límite se obtiene cuando se desprecian las pérdidas de presión por vaporización y acción de la gravedad. Las pérdidas de carga del fluido son compensadas únicamente por la diferencia de presión generada por la capilaridad:

$$\Delta P_{capilaridad} = \Delta P_{liquido} + \underbrace{\Delta P_{vapor}}_{\sim 0} + \underbrace{\Delta P_{gravedad}}_{\sim 0} \quad (III.13)$$

$$\Delta P_{capilaridad} \cong \Delta P_{liquido}$$

$$\Delta P_{liquido} = \frac{\dot{m} \cdot \mu_l \cdot L_{efectiva}}{\rho_l \cdot K_{malla} \cdot A_{malla}} \quad (III.14),$$

donde μ_l y ρ_l son respectivamente la viscosidad ($Pa \cdot s$) y la densidad el fluido (kg/m^3), K_{malla} es la permeabilidad de la mecha (m^2), y A_{malla} es la sección de la mecha (m^2).

La variación de la presión generada por capilaridad se define según la expresión (III.15):

$$\Delta P_{capilaridad} = \frac{2 \cdot \sigma}{r_c} \quad (III.15),$$

donde σ es la tensión superficial (Pa) y r_c es el radio del poro de la mecha (m). Sustituyendo los términos de la expresión (III.13) con los valores planteados en (III.14) y (III.15), se obtiene la expresión (III.16) que permite obtener el caudal circulante \dot{Q} por el interior de heat pipe:

$$Q = \frac{2 \cdot K_{malla} \cdot A_{malla}}{r_c \cdot L_{efectiva}} \frac{\rho_l \cdot \sigma \cdot \lambda}{\mu_l} \quad (III.16)$$

El primer término de la expresión (III.16) incluye los parámetros característicos constantes de la mecha del heat pipe, mientras que el segundo término se conoce por número de Merit:

$$N_l = \frac{\rho_l \cdot \sigma \cdot \lambda}{\mu_l} \quad (III.17),$$

donde ρ_l es la densidad del líquido (kg/m^3), σ es la tensión superficial (N/m), λ es el calor latente (J/kg) y μ_l es la viscosidad ($N \cdot s/m^2$).

Como es de esperar, cuanto mayor es el parámetro de desempeño de un fluido, mayor caudal de fluido puede mover y mayor es la transferencia de calor. Todas las propiedades del fluido que intervienen en el cálculo del número de Merit son dependientes de la temperatura. De esta forma, en la Figura III.6, se muestran los valores del número de Merit para los fluidos más típicos usados en los tubos de calor en función de la temperatura.

Del análisis de la Figura III.6 es obvio concluir, que siempre y cuando sea posible, debemos escoger al agua como fluido de trabajo para los paneles PV/T. Esto es debido a que, comparado con el resto de los fluidos, su desempeño es aproximadamente 10 veces superior, lo que se traduce en una mayor capacidad de transporte de calor.

También hay que seleccionar el material y el tipo de mecha del tubo de calor; el material debe ser buen conductor del calor, con alta resistencia mecánica, económico y no degradarse en contacto con el entorno. En el caso del agua, los

materiales compatibles son: cobre, monel, acero inoxidable 347 y titanio [76], [77], [130]. En este caso se ha optado por monel, una aleación de níquel-cobre, ya que es económico y apto para trabajar con el PCM seleccionado [130].

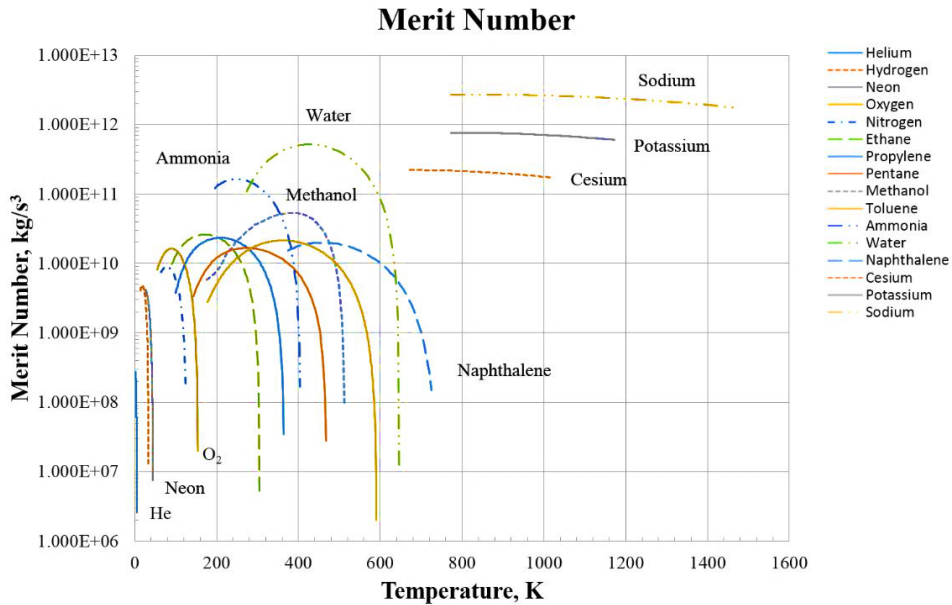


Figura III.6: Gráfico del número de Merit respecto de la temperatura para diferentes fluidos utilizados en los Heat-Pipes. (Fuente [81])

Por último, faltaría por definir el tipo de mecha. Existen diferentes diseños y formas desarrollados. En la Figura III.7 se muestran los tres tipos más comunes. Para tubos de pequeño tamaño se suelen utilizar mechas de malla metálica o sintética. Las mechas sintéticas presentan un mejor desempeño, pero en contrapartida el coste es más elevado, por lo que se ha optado por adquirir tubos de malla metálica.



Figura III.7: Tipos de mechas más comunes para Heat Pipes. Fuente: [131]

El último aspecto por determinar para la selección de los heat pipes son sus medidas: longitud y diámetro. En el Bloque II de este trabajo se detalla el diseño de los diferentes prototipos. En este caso y con el objetivo de que el calor se transfiera al mayor volumen de PCM, la longitud del condensador es de 220 mm, siendo la del evaporador de 125 mm, ver Figura III.8. Se seleccionaron tubos de calor de 400 mm de longitud con un diámetro de 5 mm, compatibles con los prensaestopas comerciales que se utilizarán para el posicionamiento de los tubos de calor en el panel.

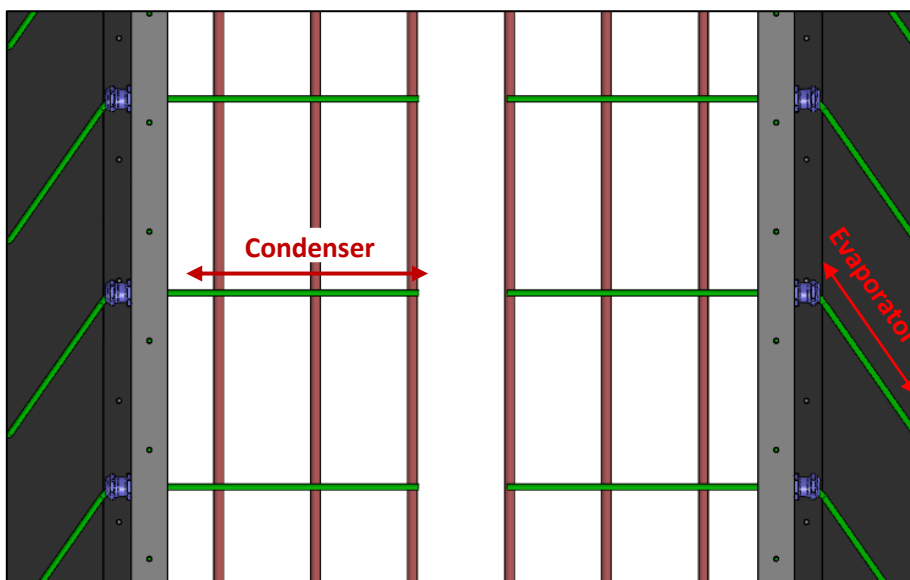


Figura III.8: Esquema de posicionamiento de los heat pipes en el prototipo de panel solar híbrido.

Las propiedades de los tubos de calor utilizados, modelo QG-SHP-D5-400MN, comercializados por la empresa Quick-Cool-Shop, se resumen en la Tabla III.7.

Tabla III.7: Propiedades del Heat-Pipes seleccionado. (Fuente: [132])

Parameter	Value
Fluid	water
Material HP	Copper-Nickel
Longitude	400 mm
Exterior Diameter	5 mm
Wick type	Mesh
Nominal power	~30 W
Thermal resistance	0.2-0.4 $\frac{K}{W}$
Bending radius	20 mm

CAPÍTULO 13. CARACTERIZACIÓN DEL HEAT-PIPE

La información que el fabricante del tubo de calor suministra se muestra en la Tabla III.7, pero resulta insuficiente para dimensionar correctamente el panel PV/T y conocer su funcionamiento en diferentes condiciones. En esta sección se describe la caracterización experimental de los tubos de calor utilizados en el diseño.

Existen modelos numéricos en la bibliografía [77], [133] para estimar el funcionamiento del tubo de calor. Sin embargo, la principal dificultad que presenta la resolución de modelos numéricos estriba en la obtención de la información acerca de todas las variables. El modelo de capilaridad, por ejemplo, precisa conocer el tipo y geometría de la mecha, tamaño del poro, diámetro de las fibras, secciones internas de la mecha y tubo, entre otras. Esta información es difícil de obtener para el caso de los tubos de calor comerciales. En el Capítulo 17 se describe uno de estos modelos numéricos que se ha programado utilizando el programa Engineering Equation Solver (EES) y que ha permitido estimar los límites de funcionamiento de los tubos de calor utilizados en este trabajo. La dificultad para obtener información para la resolución numérica del modelo en la mayor parte de los dispositivos comerciales se ha solucionado mediante la caracterización experimental de los tubos de calor. La información se ha utilizado para obtener un modelo macroscópico del funcionamiento del heat pipe que facilita su incorporación a la simulación CFD de los prototipos, como se describirá en el Capítulo 18 de esta memoria.

13.1. Banco de ensayos de tubos de calor

En la Figura III.9 se muestra la instalación de ensayo de tubos de calor diseñado para la caracterización experimental de estos dispositivos. La forma de trabajar es la siguiente: se aplica una potencia térmica en uno de los extremos del heat pipe y se transmite una determinada potencia térmica al extremo opuesto, que está refrigerado gracias a un flujo de agua desde un baño termostático.

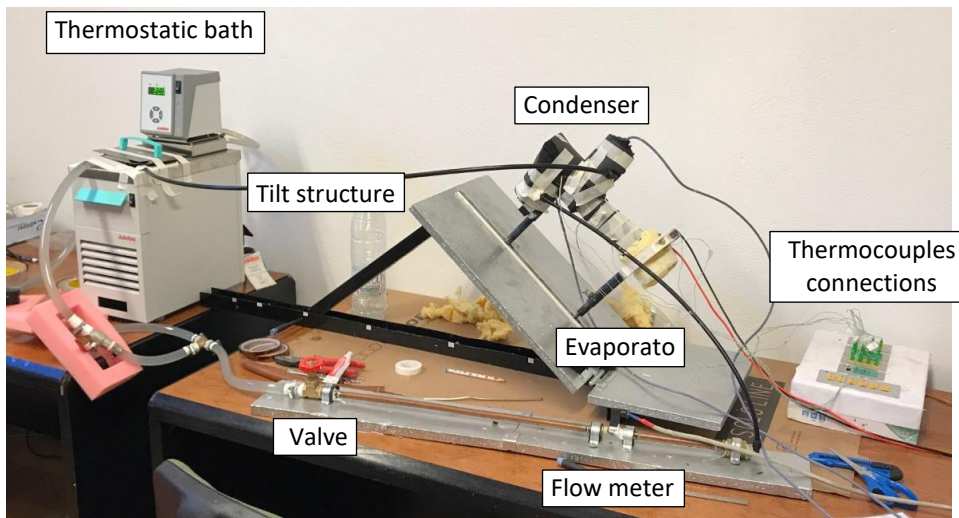


Figura III.9: Instalación de testado de Heat-Pipes.

En la Figura III.10 se puede observar el proceso constructivo del elemento en el que se va a insertar el extremo del heat pipe que actúa como evaporador. La imagen de la izquierda corresponde con el bloque de aluminio y el conductor enrollado con su correspondiente aislante de Kapton, mientras que en la imagen de la derecha se muestra el sistema con la primera capa de aislamiento térmico y sistema de soporte donde van colocadas las conexiones eléctricas.

El aislamiento térmico, para limitar las pérdidas hacia el ambiente, es de material cerámico. Para ensayar tubos de calor de diferentes diámetros, el orificio central, donde se coloca el tubo, se ajusta al diámetro del mismo mediante un casquillo intercambiable. El sistema está preparado para ensayar tubos de 4, 5, 6 y 8 mm. Para garantizar una buena transmisión de calor entre el bloque de aluminio y el casquillo se aplica una fina capa de pasta térmica.



Figura III.10: Evaporador para el heat pipe formado por un bloque de aluminio.

Una fuente de corriente programable, Power Supply EA-PS 2042-20B (Figura III.11), es utilizada para disipar calor en el evaporador. Este equipo permite programar los diferentes escalones de potencia del ensayo además de registrar los valores de corriente y tensión de salida.



Figura III.11: Fuente DC de alimentación Power Supply EA-PS 2042-20B. $V_{max} = 42V$
 $I_{max} = 20A$ $P_{max} = 320W$. (Fuente: [134])

Para refrigerar el condensador se diseñó un intercambiador de calor por el que circula agua. La temperatura de entrada del agua de refrigeración se mantiene a temperatura constante de 20 °C gracias a un baño termostático Julabo F12. El primer intercambiador utilizado procedía de trabajos anteriores, pero fue sustituido posteriormente por un diseño fabricado mediante impresión 3D. En la Figura III.12 se muestran ambos intercambiadores: a) es el diseño original y b) diseño final realizado en impresión 3D con filamento de PLA, lo que limita la

BLOQUE III:

temperatura de funcionamiento del condensador a un valor comprendido entre 70 – 85 °C.

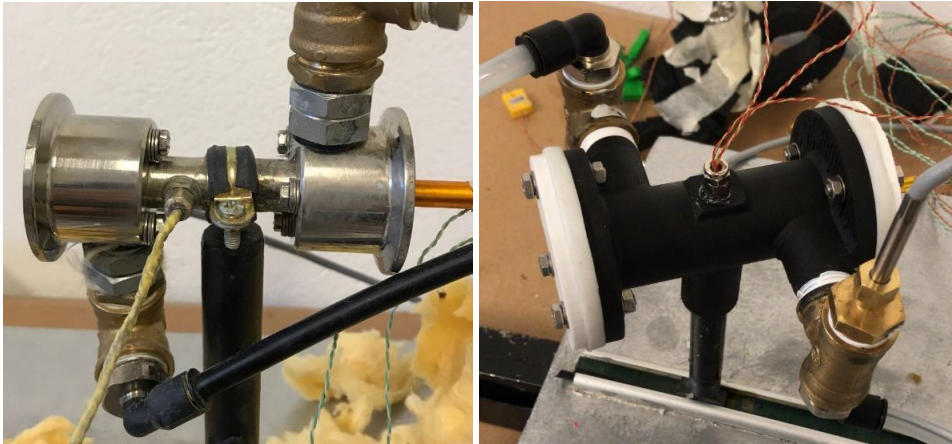


Figura III.12: Condensador para el heat pipe. Izquierda: diseño original. Derecha: diseño final en impresión 3D.

La longitud efectiva del condensador es de 72 mm con un diámetro interior de 12 mm. El diseño de este elemento se optimizó mediante simulación CFD para un caudal de agua entre 170 – 220 ml/min. El caudal de los ensayos debe ser bajo para lograr que el incremento de temperatura a la salida del condensador sea elevado y minimizar la incertidumbre debido al error de medida de la temperatura del agua. Dos sondas PT1000 situadas a la entrada y la salida del intercambiador determinan la temperatura del agua. Estos valores junto con el caudal, que se mide con el caudalímetro de turbina mostrado en la Figura III.13, permiten determinar el calor absorbido por el agua en el condensador mediante la expresión (III.18).



Figura III.13: caudalímetro de la instalación. Omega FTB-421

$$\dot{Q}_{condensador} = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{p_{H_2O}} \cdot (T_{salida} - T_{entrada}) \quad (III.18),$$

donde \dot{m}_{H_2O} es el flujo másico que circula (kg/s), cp_{H_2O} es el calor específico del agua ($(K \cdot J)/kg$) y T_{salida} y $T_{entrada}$ son las temperaturas del fluido a la salida y a la entrada del intercambiador (K).

A lo largo del tubo de calor se han colocado un total de 15 termopares tipo K. Tres termopares están colocados en el condensador, 10 en la zona adiabática y 2 más en el evaporador, todos ellos separados 25 mm (Figura III.14). Adicionalmente se han colocado otros dos termopares que permiten medir la temperatura ambiente y la temperatura de exterior del aislante en la zona del evaporador. Con estas dos medidas se pretende estimar las pérdidas de calor al ambiente

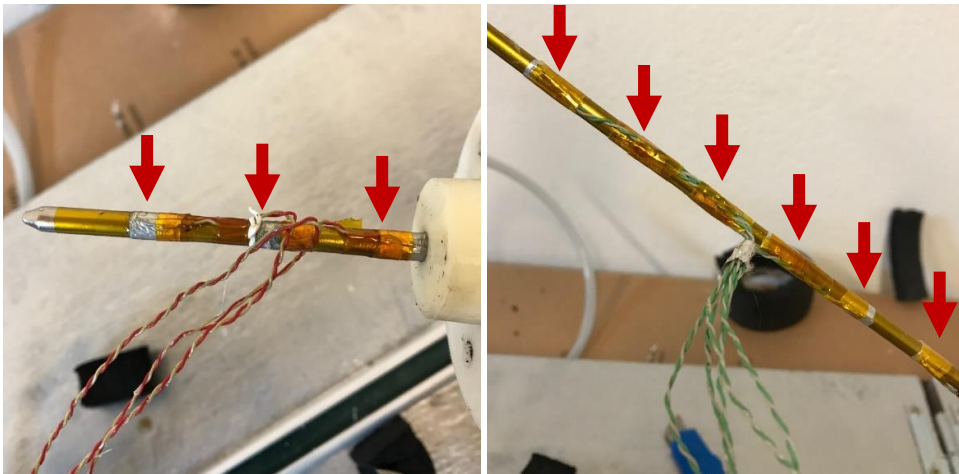


Figura III.14: Heat-Pipe con los termopares instalados.

La estructura de soporte del evaporador y condensador permite inclinar el tubo de calor desde la posición horizontal hasta la posición vertical en incrementos de 15° . También permite modificar la separación entre el evaporador y el condensador para ensayar tubos de diferente longitud, tal y como se observa en la Figura III.15.

La resistencia del cable calefactor se ha medido con un polímetro, obteniéndose un valor de $3.8 \Omega \pm 0.1$ con el que se han determinado los valores de las diferentes tensiones que se han programado en la fuente de alimentación para cada potencia disipada en el evaporador. La potencia límite del tubo de calor, según el fabricante, es de $30 W$, que es el valor límite de referencia para los ensayos.

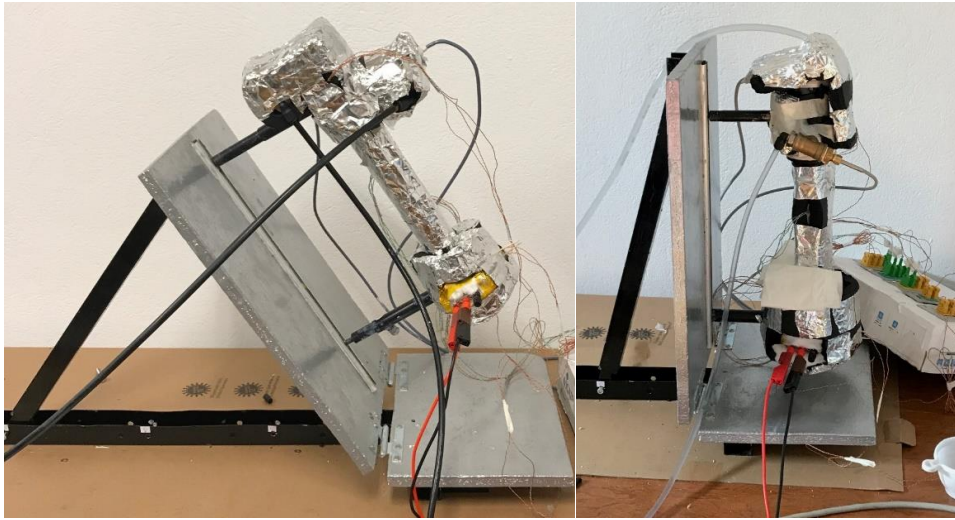


Figura III.15: Ensayos del Heat-Pipes en posiciones inclinadas.

Cada uno de los escalones de potencia se debe mantener hasta que se consigue la estabilidad térmica del conjunto mientras se registran los parámetros mencionados en un datalogger en intervalos de 30 segundos. Los parámetros del ensayo se resumen en la *Tabla III.8*.

Tabla III.8: Parámetros del ensayo experimental de Heat-Pipes

Power	Voltage	Length
5 W	4.4 V	1h 30 min
10 W	6.2 V	1h 30 min
15 W	7.6 V	1h 30 min
20 W	8.8 V	1h 30 min
25 W	9.85 V	1h 45 min
30 W	10.8 V	1h 45 min

13.2. Resultados experimentales del ensayo del tubo de calor con diferentes inclinaciones

Aunque se han realizado estudios con diferentes tubos de calor de varias geometrías, en este trabajo se muestran únicamente los resultados del heat pipe seleccionado en el Capítulo 13 para el panel PV/T con PCM y tubos de calor, el

tubo *QG-SHP-D5-400MN*, de 5 mm de diámetro, 400 mm de longitud y cobre niquelado con agua de fluido y mecha de tipo malla.

La primera prueba del heat pipe se ha realizado con potencias mayores de la máxima especificada por el fabricante, observándose el efecto de secado a una potencia de 35 W. La temperatura del evaporador se incrementó de forma rápida por encima de los 100 °C, tal y como se observa en la Figura III.16. Por lo que se estableció como límite superior de los ensayos 30 W.

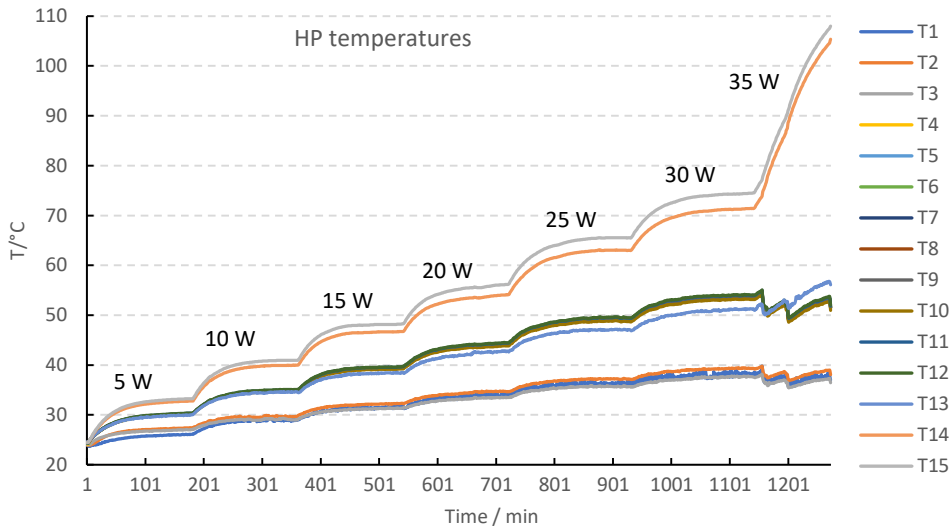


Figura III.16: Gráfico con las temperaturas del ensayo del heat pipe en posición horizontal.

En la Figura III.16 se representan las temperaturas para los 15 termopares colocados a lo largo del tubo de calor. T1, T2 y T3 corresponde con los valores del condensador, mientras que T14 y T15 son los termopares colocados en el evaporador. El resto de las medidas son de la zona adiabática. También, se aprecia la zona transitoria que aparece en el momento del cambio de potencia del evaporador (zona curva al principio de cada escalón) y la zona donde ya se ha alcanzado el estado estacionario (zona horizontal de cada escalón). Una vez alcanzado el estado estacionario se mantiene la potencia aplicada en el evaporador durante 15 minutos, y esta zona estable es la que se ha utilizado para obtener los valores medios en cada nivel de potencia.

En la Figura III.17, se diferencian claramente los tres niveles de temperatura a lo largo del tubo: evaporador, condensador y zona adiabática.

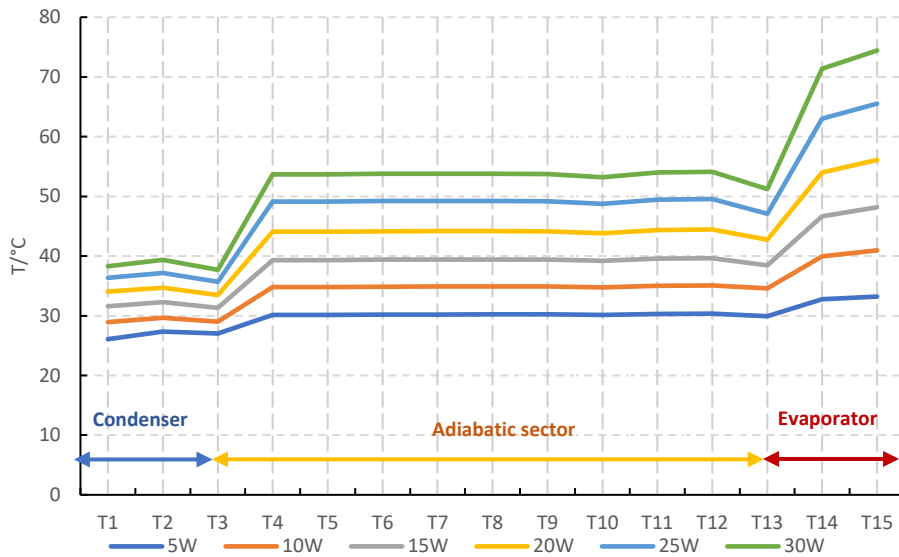


Figura III.17: Distribución de temperaturas a lo largo del Heat-Pipe en posición horizontal.

Este proceso se ha repetido para cada inclinación ensayada. Los resultados se muestran en la Tabla III.9 y las Figura III.18 y Figura III.19.

Los valores de la potencia que se muestran en la Tabla III.9 corresponden con la disipada en el condensador del tubo de calor. ΔT es la diferencia de temperatura entre el evaporador y el condensador. El tercer parámetro que se muestra en la tabla es el valor de la conductividad térmica equivalente del tubo de calor calculada según la expresión (III.19), que se corresponde con la de transferencia de calor suponiendo conducción unidireccional.

$$\dot{Q} = \frac{k \cdot A}{L_{equi}} \cdot \Delta T \quad (III.19),$$

donde \dot{Q} es el flujo de calor por unidad de tiempo (W), L_{equi} es la longitud equivalente del heat pipe (m), A es la sección transversal del heat pipe (m^2). Se han intentado ensayos con ángulos de inclinación negativos (el evaporador a nivel superior que el condensador) pero el tubo alcanza el “dry-out” a potencias inferiores a $10 W$. En este caso se debería realizar el ensayo con escalones de potencia $1 \sim 2 W$ pero el error calculado en las medidas sería superior al valor del calor disipado en el condensador $\dot{Q}_{condensador}$

CAPÍTULO 13: CARACTERIZACIÓN DEL TUBO DE CALOR

Tabla III.9: Valores experimentales para las diferentes inclinaciones ensayadas. Q es la potencia ensayada (W); ΔT es la diferencia de temperaturas entre los extremos del heat pipe (K) y k es la conductividad térmica (W/mK).

0°			15°			30°			45°		
Q	ΔT	K	Q	ΔT	K	Q	ΔT	K	Q	ΔT	K
6.58	6.16	19303	6.64	6.04	19870	6.57	6.66	17829	6.50	6.87	17091
12.16	11.24	19561	11.72	9.71	21817	11.68	11.83	17856	11.73	11.67	18175
17.54	15.70	20198	16.41	13.00	22819	16.87	11.84	25749	16.76	16.49	18370
24.66	20.98	21250	21.63	17.10	22865	22.07	14.83	26901	21.47	21.24	18270
32.27	27.87	20938	28.77	21.56	24125	27.12	17.80	27557	24.57	26.45	16793
37.50	34.46	19674	34.11	26.06	23671	31.62	21.35	26782	28.99	31.32	16736

60°			75°			90°		
Q	ΔT	K	Q	ΔT	K	Q	ΔT	K
6.63	7.76	15447	6.75	8.17	14940	7.04	7.99	15937
12.59	12.74	17860	12.30	13.47	16504	12.92	13.29	17573
19.09	17.52	19699	16.92	18.43	16598	17.32	18.38	17036
23.42	23.03	18387	20.92	24.48	15446	19.81	24.21	14791
25.53	28.63	16124	25.18	29.66	15344	22.81	29.78	13846
28.43	34.25	15009	30.61	35.90	15419	31.62	21.35	26782

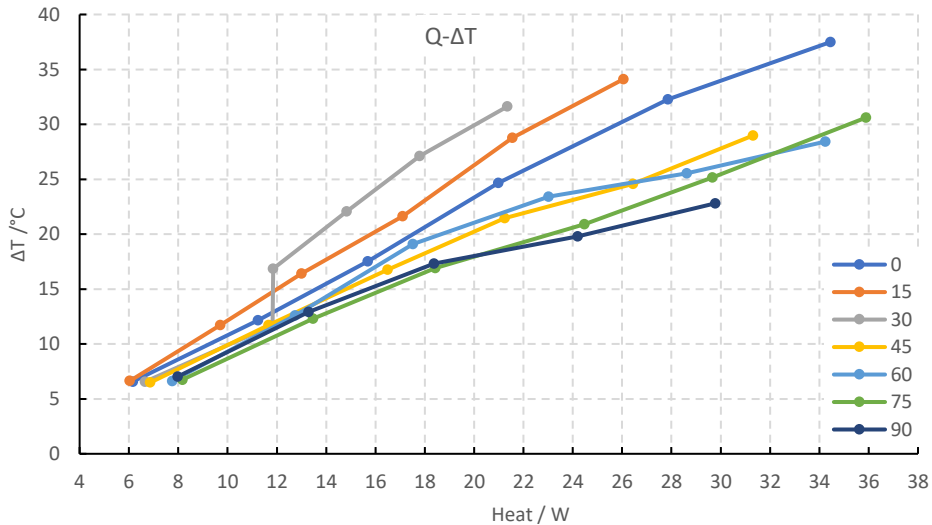


Figura III.18: Relación de la diferencia de temperatura entre el evaporador y el condensador para cada inclinación estudiada y los diferentes niveles de potencia térmica en el condensador.

la Figura III.18 muestra la relación entre el calor disipado en el condensador y la diferencia de temperaturas entre evaporador y condensador ($\dot{Q}_{condensador}-\Delta T$). La pendiente de la curva representa la resistencia térmica del tubo de calor. Como

BLOQUE III:

se puede apreciar, la relación entre ambas magnitudes es prácticamente lineal, lo que supone que la conductividad térmica efectiva del tubo es constante para cada ángulo de inclinación ensayado. En la Figura III.19. se muestran los valores de la conductividad del tubo de calor en función del flujo de calor en el condensador.

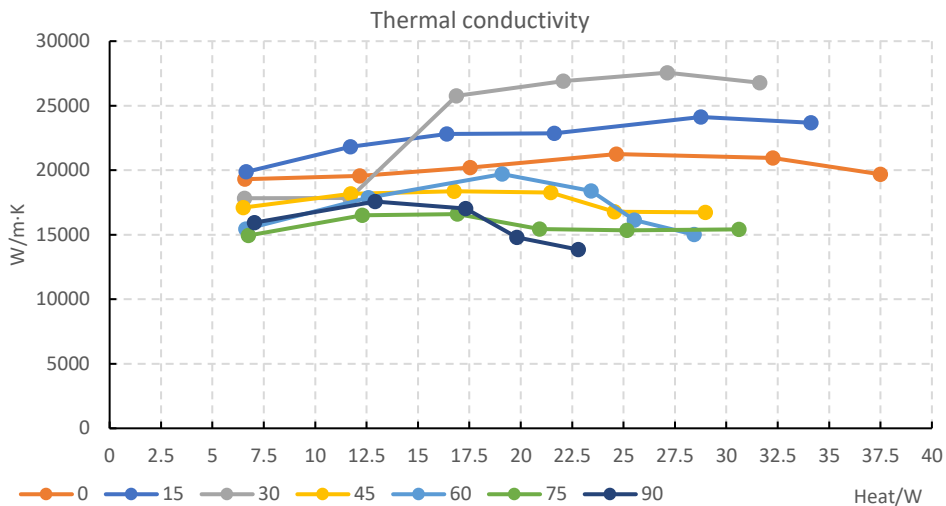


Figura III.19: Conductividad térmica equivalente del heat pipe para las diferentes inclinaciones y niveles de potencia térmica en el condensador

Como se puede apreciar, la conductividad térmica efectiva calculada experimentalmente para el tubo de calor ensayado es función exclusiva del ángulo de inclinación y por tanto de la posición relativa entre el evaporador y el condensador cuando se mantienen las longitudes de ambos elementos. Los valores obtenidos de la conductividad térmica efectiva se representan en la Figura II.20. Estos valores se han ajustado mediante una función polinómica. Esta conductividad térmica efectiva representa la capacidad del tubo de calor para conducir el calor en la dirección axial (entre evaporador y condensador). La conductividad del sistema en la dirección radial se corresponde con la conductividad del material que forma el tubo y la malla, cobre en el caso estudiado ($\approx 350 (W \cdot K)/m$). Los valores estimados de conductividad térmica en la dirección axial superan en más de 80 veces la conductividad térmica considerada en la dirección radial.

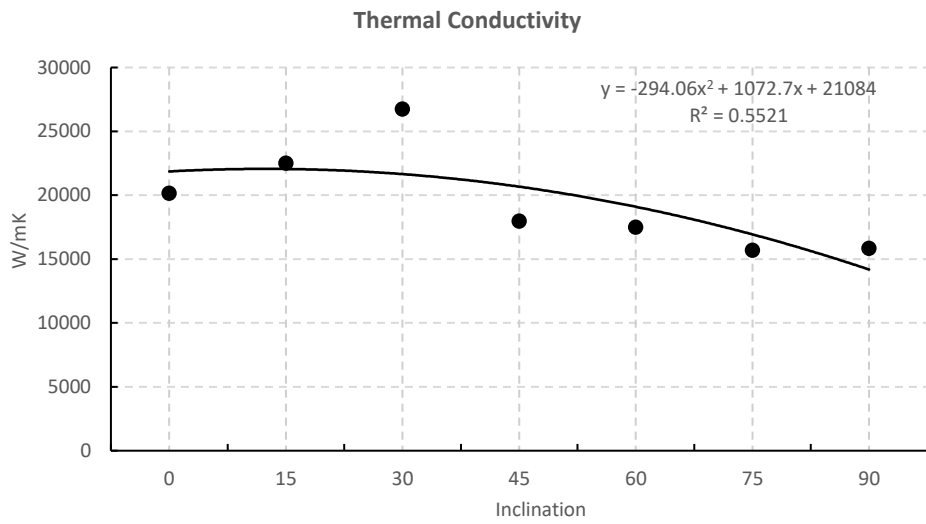


Figura III.20: Ajuste de la conductividad térmica equivalente del heat pipe en las diferentes inclinaciones ensayadas.

CAPÍTULO 14. CARACTERIZACIÓN DEL HEAT PIPE EMBEBIDO EN PCM

Además de la caracterización individual de los diferentes elementos utilizados en la construcción de los paneles PV/T, es recomendable poder conocer su comportamiento cuando interactúan entre ellos. Uno de estos casos es el del heat pipe embebido en el PCM. Tal y como se ha definido en la descripción del último prototipo de panel PV/T, Capítulo 10, el tubo de calor ayuda a calentar el PCM desde la parte inferior del panel para optimizar el proceso de almacenamiento térmico.

El objetivo de este apartado es analizar de forma experimental el cambio de fase del PCM cuando este se calienta mediante un tubo de calor. Para ello, se miden las temperaturas del PCM y el heat pipe en varios puntos mientras se disipa calor en el evaporador del tubo para poder estudiar su comportamiento. El diseño del estudio replica la posición del tubo de calor dentro del panel PV/T, manteniendo la longitud de evaporador y condensador, así como las dimensiones del heat pipe empleado en el prototipo. El ensayo permitirá validar el modelo CFD del tubo de calor embebido en PCM.

En este apartado se describe el equipo experimental diseñado para el ensayo y el procedimiento empleado. Se analizan los resultados obtenidos con el fin de obtener las conclusiones necesarias para la optimización de futuros diseños.

14.1. Procedimiento y equipo experimental

El sistema experimental empleado para el estudio se plantea como un proceso de calentamiento a temperatura constante. Se ha optado por este sistema ya que se ha estimado que es el que más se aproxima al que tiene lugar cuando el heat pipe está colocado en el panel PV/T. En el prototipo diseñado, el tubo de calor se coloca sobre una superficie negra, que en régimen estacionario debe mantenerse a una temperatura próxima a la del cambio de fase del PCM. Para asegurar que el ensayo alcanza el estado transitorio, se mantiene el calentamiento durante más de 16 horas, hasta que las temperaturas se estabilizan.

El banco de ensayo para este experimento se muestra en la Figura III.21. Como base se ha utilizado el banco de ensayos de heat pipe, descrito en Capítulo 10, se ha modificado para colocar el tanque de PCM y el nuevo dispositivo de soporte del evaporador. Los soportes del evaporador y del condensador del tubo se han diseñado considerando las dimensiones del heat pipe y su posición en el panel PV/T. En este ensayo, se aplica una potencia térmica a temperatura constante en el evaporador mediante un intercambiador de calor por el que circula agua procedente del baño termostático a temperatura fija. El condensador del heat pipe se introduce en un depósito de PCM, como se muestra en el esquema en 3D de la Figura III.22.

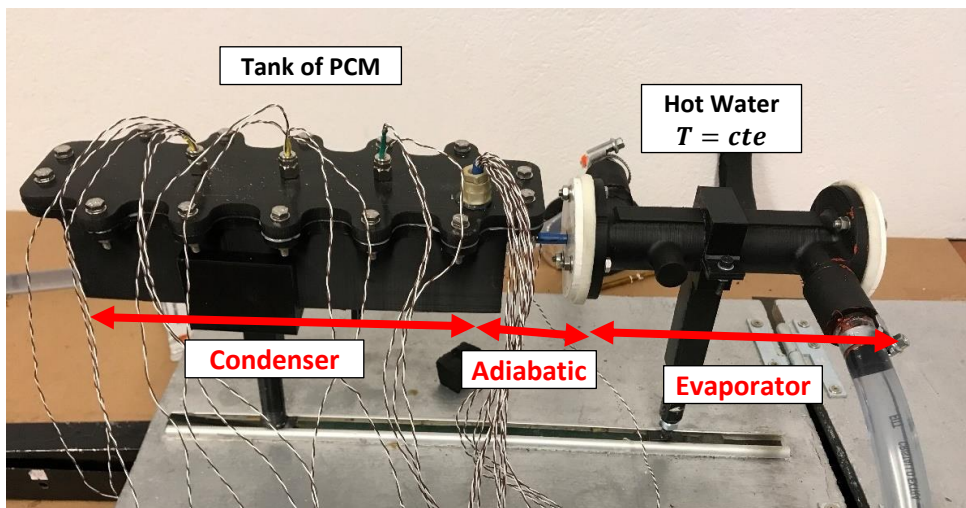


Figura III.21: Instalación de prueba del heat pipe embebido en el PCM

Este depósito cuenta con una sección transversal de PCM de 50 mm . El heat pipe se coloca en posición horizontal centrado en el depósito, quedando completamente embebido en el PCM con un espesor mínimo en todo su perímetro de, al menos 22 mm . La longitud es tal que la zona del heat pipe en contacto con el PCM, zona de condensación, coincide con la del diseño final del panel solar híbrido

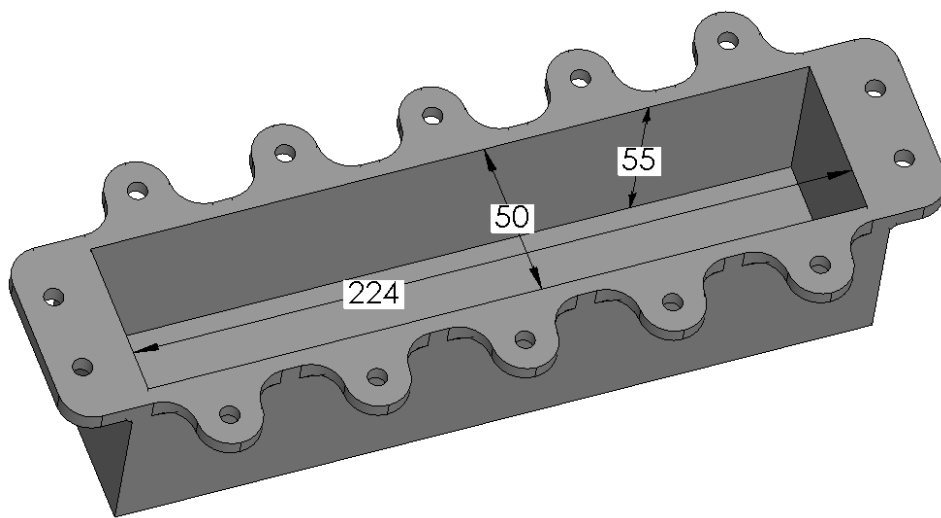


Figura III.22: Esquema del depósito de PCM

La fabricación de este elemento se ha realizado en PLA mediante impresión 3D. El PLA, pese a ser un termoplástico, es un material adecuado ya que no se va a superar la temperatura de su transición vítrea de $\sim 70^{\circ}\text{C}$ durante las diferentes pruebas. El tanque cuenta con una tapa superior, realizada en el mismo material, que se sella mediante varios tornillos y una junta de silicona que garantiza su estanqueidad. La altura del depósito de PCM es ligeramente superior a la anchura. Se ha diseñado de esta forma para poder dejar una pequeña cámara de aire que permita absorber las dilataciones del PCM cuando éste pasa a estado líquido. De esta forma, el volumen de PCM tiene una sección cuadrada de 50 mm de lado.

Aunque la estructura de la instalación permite modificar la inclinación de heat pipe, el estudio se ha realizado en posición horizontal.

El evaporador del tubo de calor se calienta mediante agua procedente de un baño termostático (Julabo F12) a temperatura constante, en un intercambiador diseñado al efecto, de manera similar al utilizado para refrigerar el condensador

en el banco de ensayos de heat pipe. Este elemento, también fabricado mediante impresión 3D en PLA, se ha ajustado para que la zona realmente bañada por el fluido caliente sea la del diseño del panel. La geometría del intercambiador de calor se muestra en el diseño 3D de la Figura III.23. El uso de PLA en este elemento sí que es restrictivo en el rango de temperaturas estudiadas, limitando su estudio a 65°C. Se plantea como mejora rehacer el diseño con otro material con mayor resistencia térmica, como el ABS (~90°C), Nylon (> 150°C) o alguna resina mediante moldeo.

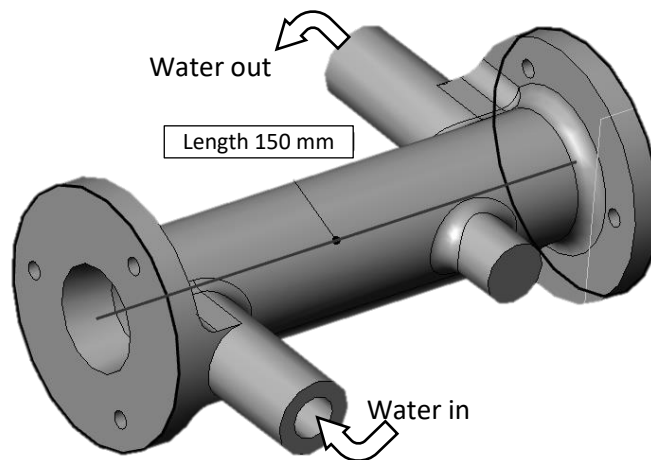


Figura III.23: Esquema del intercambiador de calor para el evaporador del heat pipe.

Para poder garantizar que la temperatura es constante en la zona de evaporación del heat pipe, el flujo de agua que se bombea es suficiente para que la diferencia de temperatura a la entrada y salida sea despreciable.

Para el registro de la temperatura durante el ensayo experimental, la instalación dispone de un total de 29 termopares tipo K (± 0.5 °C). Se han colocado un total de 24 termopares distribuidos en 4 secciones transversales al heat pipe a lo largo del condensador. En la Figura III.24 se adjunta un esquema con la distribución de los termopares.

La posición de la sección B está centrada en la longitud total del condensador, mientras que las secciones A y C se encuentran separadas 50 mm respecto de la sección B. Estas tres secciones disponen de la misma distribución de termopares en forma de cruz con una separación entre sensores de 10 mm. Sin embargo, la sección D está situada a 10 mm del extremo del heat pipe y en ella se han colocado 3 termopares alineados de forma vertical, estando el termopar T2

alineado con el tubo de calor, mientras que los otros dos termopares se han separado 10 mm del termopar T2.

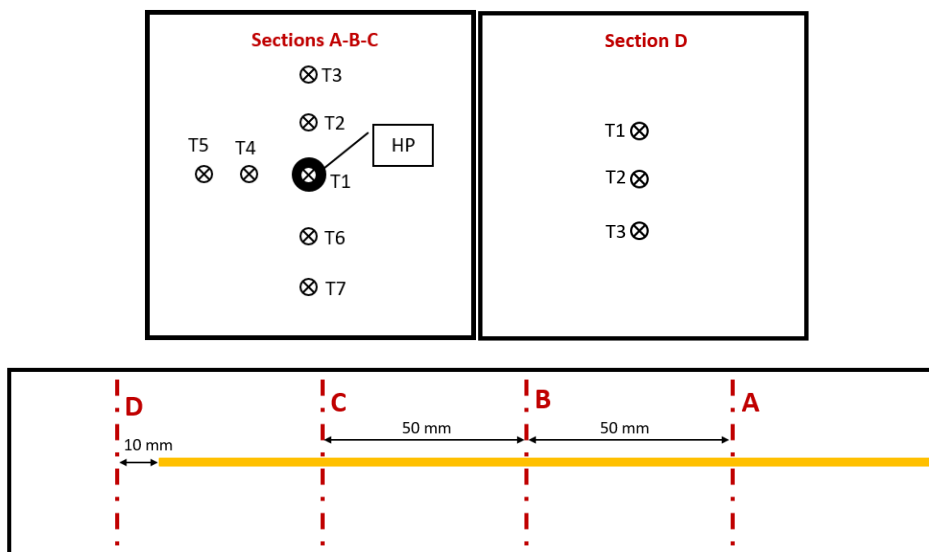


Figura III.24: posiciones de los termopares en el interior del PCM

Para asegurar que la posición de los termopares se mantiene durante todo el ensayo se han colocado en soportes impresos en 3D. La disposición final de los termopares se muestra en la Figura III.25 y Figura III.26.

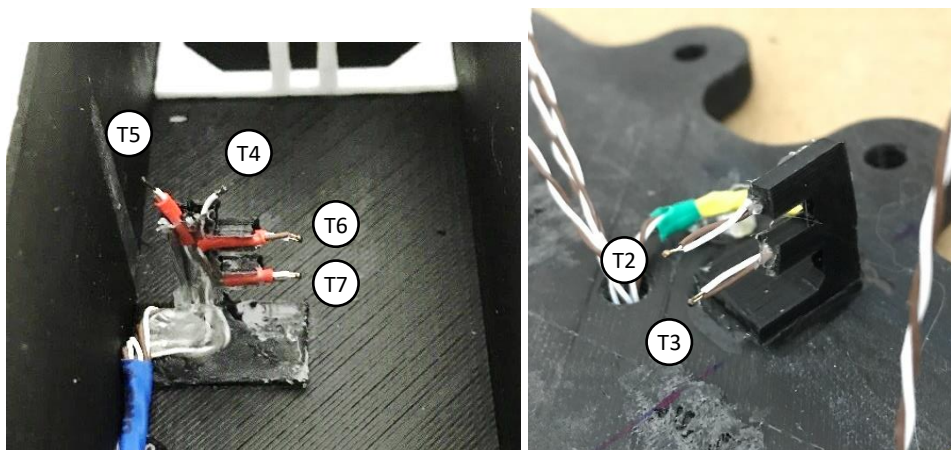


Figura III.25: Disposición de los termopares de las secciones A-B-C.

El llenado del tanque de PCM se realiza en fase líquida para evitar presencia de burbujas de aire. En el futuro sería recomendable incrementar las dimensiones de la cuba de PCM para poder garantizar que los cables de los numerosos

BLOQUE III:

termopares embebidos en el PCM no afectan a las medidas tal y como se observa en el la Figura III.27. Para mitigar el error de los cables, todos ellos se han colocado de forma grupada en la zona inferior de la cuba, siempre alejados del heat pipe.

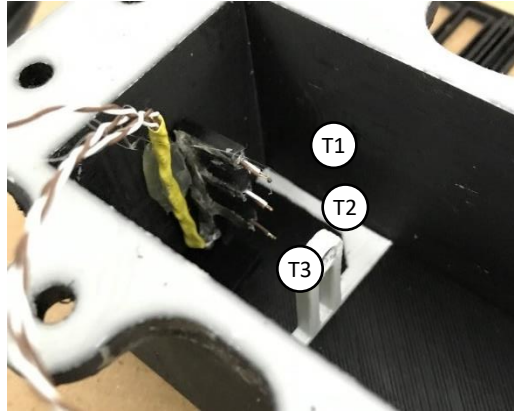


Figura III.26: Distribución de los termopares en la sección D

El ensayo consiste en un proceso de fusión del PCM. La duración del ensayo ha sido de 16 horas para disponer de información suficiente del proceso de cambio de fase. En el caso del panel híbrido trabajando en condiciones reales de funcionamiento, el proceso de calentamiento se produce mediante la radiación solar, en periodos de tiempo inferiores al utilizado en el ensayo experimental.

Se han realizado ensayos a 5 temperaturas entre 40 y 60°C con incrementos de 5 °C. Entre cada ensayo se ha enfriado el PCM hasta temperatura ambiente, para poder comparar todos los ensayos. El proceso de enfriamiento del PCM también se ha realizado a temperatura constante, bajando la temperatura del baño termostático a una temperatura inferior a la ambiental. Cabe recordar que la temperatura de cambio de fase del PCM utilizado, ácido láurico, es de ~43 °C, haciendo innecesario el estudio a temperaturas inferiores al punto de fusión ya que el almacenamiento de calor se produciría únicamente en forma de calor sensible.

Durante el proceso de calentamiento se registran las temperaturas del PCM, heat pipe y del agua del evaporador cada 30 segundos mediante un datalogger (Campbell CR1000) conectado a un multiplexor. Estos datos de temperatura son los que se analizan para conocer el proceso de cambio de fase en el PCM.



Figura III.27: Tanque en proceso de llenado de PCM con los termopares colocados.

14.2. Resultados experimentales.

Se ha realizado un total de 5 pruebas de calentamiento/enfriamiento. En este trabajo se analiza en profundidad el proceso de calentamiento del PCM mediante heat pipe. Los valores registrados durante el enfriamiento del panel serán de utilidad cuando se realice la calibración del modelo CFD donde se analizarán diferentes procesos transitorios y se utilizarán como apoyo al estudio de cambio de fase. Adicionalmente se debería completar el estudio de enfriamiento para diferentes temperaturas, ya que en este caso se han realizado todas las pruebas a 20°C dado que lo que se pretendía era enfriar de forma rápida el PCM para comenzar con el siguiente ensayo.

Cuando se analizan los resultados obtenidos se observa que para las temperaturas del baño termostático de 40, 45 y 50°C los resultados son muy parecidos, ya que en ningún caso se alcanza en el PCM la temperatura de fusión. En la Figura III.28 se representan las temperaturas medias de los tres planos de

BLOQUE III:

temperatura del ensayo a 50°C para cada uno de los termopares, donde HP: T1, Up1: T2, Up2: T3, Left1: T4, Left2: T5, Down1: T6 y Down2: T7.

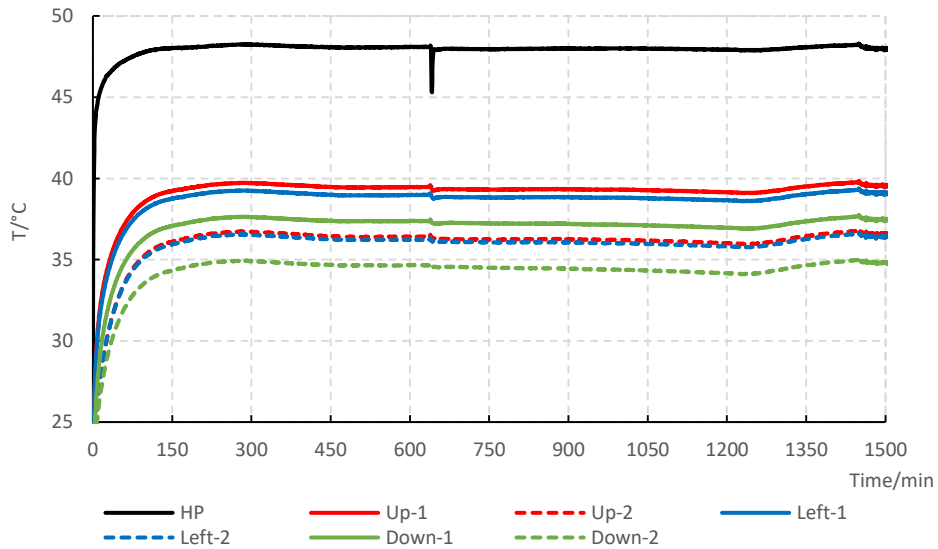


Figura III.28: Evolución de la temperatura media del PCM para las diferentes posiciones.
 $T = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$

Se observa que la temperatura del PCM es menor cuanto más lejos está del heat pipe. De esta forma, las líneas continuas se corresponden con los termopares cercanos al tubo de calor mientras que las curvas punteadas se corresponden con los más alejados. Eso es debido a la baja conductividad térmica del PCM, necesitando de un elevado gradiente térmico para la transferencia de calor tanto más grande cuanto mayor es el espesor de PCM.

A pesar de que la temperatura del heat pipe, $\sim 47^{\circ}\text{C}$, es suficiente para fundir el PCM, la baja conductividad no permite homogeneizar la temperatura del material en todo el volumen del tanque. Aumentando la temperatura del ensayo, se aprecia el proceso de cambio de fase. En la Figura III.29 y Figura III.30 se han representado las temperaturas del material medidas durante los ensayos realizados con el evaporador a $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

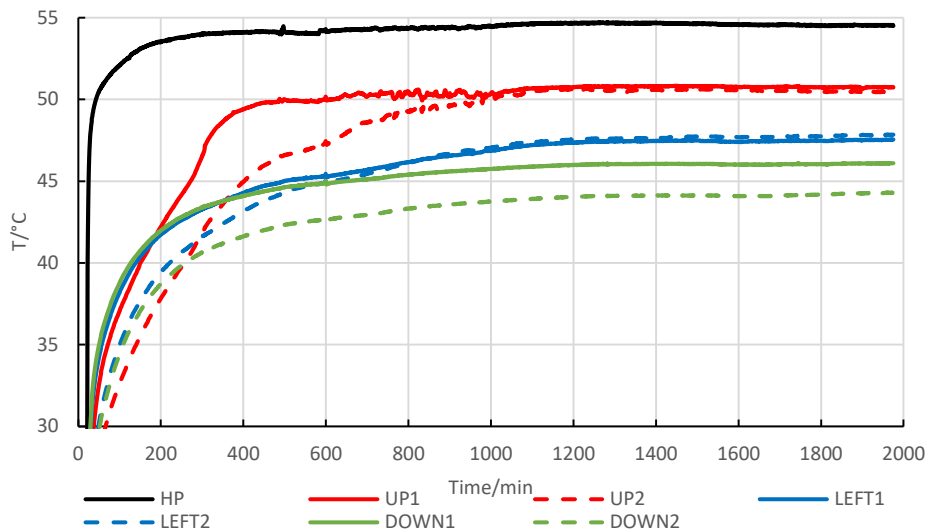


Figura III.29: Evolución de la temperatura del PCM en el plano medio del heat pipe $T = 55\text{ }^\circ\text{C}$.

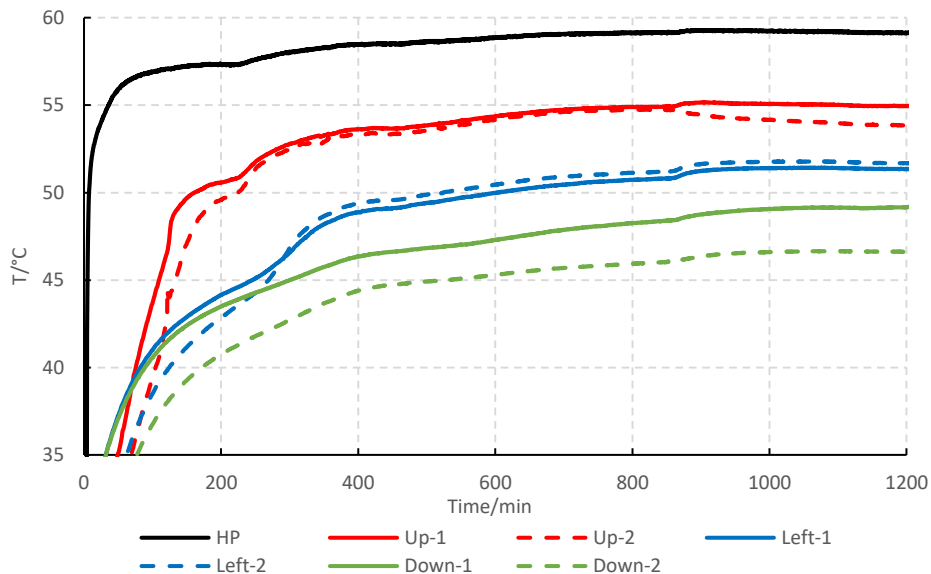


Figura III.30: Evolución de la temperatura del PCM en el plano medio del heat pipe. $T = 60\text{ }^\circ\text{C}$

En estos dos ensayos, la temperatura medida en el PCM supera la de cambio de fase ($43.6\text{ }^\circ\text{C}$). Como se observan en los gráficos de las Figura III.29 y Figura III.30, se produce un tramo a temperatura constante alrededor de los $45\text{ }^\circ\text{C}$. Además, se aprecia como el calor se transfiere más rápido hacia arriba, ya que el cambio

BLOQUE III:

de fase se observa antes en los puntos por encima del heat pipe, seguidos de la zona lateral y por último la zona inferior. Este hecho se puede observar en la gráfica, la temperatura es mayor en las sondas colocadas en la zona superior del tubo de calor. Las corrientes convectivas que aparecen en el momento en que funde el material mejoran la transmisión de calor en esa zona. Incluso se observa una zona de sobrecalentamiento del material de cambio de fase en la zona superior debido a la mejora de la transmisión por estas corrientes convectivas y la menor densidad de la fase líquida.

A excepción de la zona inferior, los valores de temperatura se muestran uniformes una vez se alcanza el estado estacionario. Este comportamiento difiere del que presenta el PCM cuando hay cambio de fase, donde existe un gradiente térmico cuanto más alejado está del heat pipe. En la zona inferior, el volumen de PCM fundido roza la cota del termopar más lejano, impidiendo que los flujos convectivos transfieran el calor hasta esa profundidad.

Por último, se adjunta un gráfico de enfriamiento, Figura III.31, donde se aprecia con claridad el proceso de cambio de fase a temperatura constante.

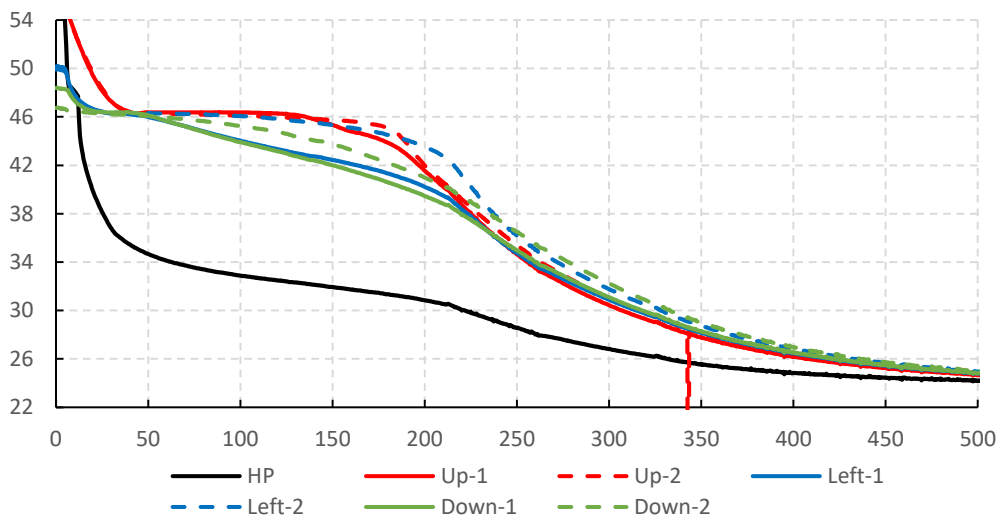


Figura III.31: Evolución de la temperatura del PCM en el proceso de enfriamiento.

El proceso de solidificación es más lento ya que una vez comienza el mismo, la transmisión de calor se ve limitada al desaparecer los flujos convectivos (zona fría). Este fenómeno también produce que el cambio de fase sea más lento en la zona más alejada del heat pipe (curvas punteadas en el gráfico).

CAPÍTULO 15. BANCO DE PRUEBAS DE PANELES SOLARES HÍBRIDOS

La prueba de los prototipos en condiciones reales de funcionamiento es una etapa fundamental en el desarrollo y evolución de una nueva tecnología. Estas pruebas permiten validar las mejoras planteadas en cada uno de los prototipos desarrollados, y establecer posibles puntos de mejora. Generalmente, estas pruebas se llevan a cabo en instalaciones diseñadas específicamente para el test de la tecnología, aunque en ocasiones, se completan con pruebas en condiciones controladas en laboratorio e incluso simulación por ordenador.

En las instalaciones de prueba, se registran numerosos parámetros durante el ensayo de los prototipos y suele ser conveniente la realización de pruebas en paralelo de diferentes modelos o versiones de los prototipos para validar las mejoras conseguidas en cada sistema.

Para este trabajo, donde se quiere ensayar diferentes prototipos de paneles solares híbridos, se ha diseñado una instalación en exterior con capacidad para ensayar simultáneamente hasta 3 prototipos PV/T y un panel fotovoltaico que se utiliza como referencia.

Puesto que el panel híbrido genera simultáneamente tanto energía eléctrica como térmica, es preciso que la instalación de prueba pueda registrar independientemente la respuesta fotovoltaica y térmica de cada panel. El banco de pruebas cuenta con un circuito hidráulico para la gestión de la energía térmica además de una instalación que gestiona la energía eléctrica. La instalación ha

sufrido a lo largo del trabajo distintas reformas para adaptarla a las necesidades surgidas durante el desarrollo.

En este apartado, se describe, la instalación de prueba de paneles híbridos, que se ha diseñado como instalación fija para el ensayo de esta tecnología y permite testar cualquier panel solar híbrido refrigerado por líquido.

15.1. Emplazamiento.

Una correcta elección del emplazamiento para la instalación de un banco de ensayos en exterior es fundamental cuando se pretende obtener datos de calidad. Aspectos como la climatología, intensidad de la radiación solar o el entorno son esenciales y se han tenido en cuenta durante el diseño de la instalación. De entre las diferentes posibilidades que se barajaron se ha optado por su emplazamiento en Astudillo, una pequeña localidad de Palencia, España. En la Figura III.32 se adjunta un mapa con la localización exacta del emplazamiento. Tal y como se observa, Astudillo se encuentra al norte de España, a aproximadamente 60 Km de la Universidad de Burgos.



Figura III.32: Mapa del emplazamiento de la instalación de pruebas para paneles solares híbridos. (Fuente: Google maps)

En esta localidad, la empresa CIDESOL S.L, colaboradora del grupo de investigación, cuenta con una instalación fotovoltaica en funcionamiento de 950 kW nominales conectados a red. Se llegó a un acuerdo de cesión para el uso de una zona de la parcela donde poder instalar el banco de pruebas y una instalación meteorológica y radiométrica, datos necesarios para conocer las condiciones ambientales bajo las que se realizan las pruebas.

La parcela se encuentra fuera del núcleo urbano de la localidad, por lo que no hay elementos que proyecten sombras ni reflejos sobre la instalación. Es una llanura sin vegetación, rodeada de zonas dedicadas a la agricultura de secano donde, además, el punto más elevado cercano a la parcela es una elevación montañosa que se encuentra en la zona norte de la misma, Figura III.33. Se adjunta una imagen de la parcela donde se ha colocado la instalación de pruebas. Dada la aplicación de la zona en la que se ubica, se dispone de conexión eléctrica y toma de agua, fundamentales para llevar a cabo la puesta en funcionamiento de los prototipos.

En la parcela hay varias estructuras de soporte de paneles fotovoltaicos libres que pueden ser utilizados por el grupo de investigación, Figura III.34. Estas son válidas para soportar los paneles híbridos desarrollados y presentan como ventaja orientación sur e inclinación variable.



Figura III.33: Parcela donde se ha emplazado la instalación de pruebas de prototipos.

Por último, cabe destacar que el personal de mantenimiento de la empresa CIDESOL, se ocupa del control y vigilancia del banco de pruebas.



Figura III.34: Imagen de las estructuras de soporte de paneles fotovoltaicos donde se colocarán los paneles híbridos. Tienen orientación sur y permiten regulación de la inclinación

Previa a la instalación del banco de pruebas se realizó un estudio de las características climáticas del emplazamiento, midiendo a lo largo de un año los datos de radiación solar global sobre plano horizontal y la temperatura. Los resultados promedios mensuales se han representado en las Figura III.35 y Figura III.36:

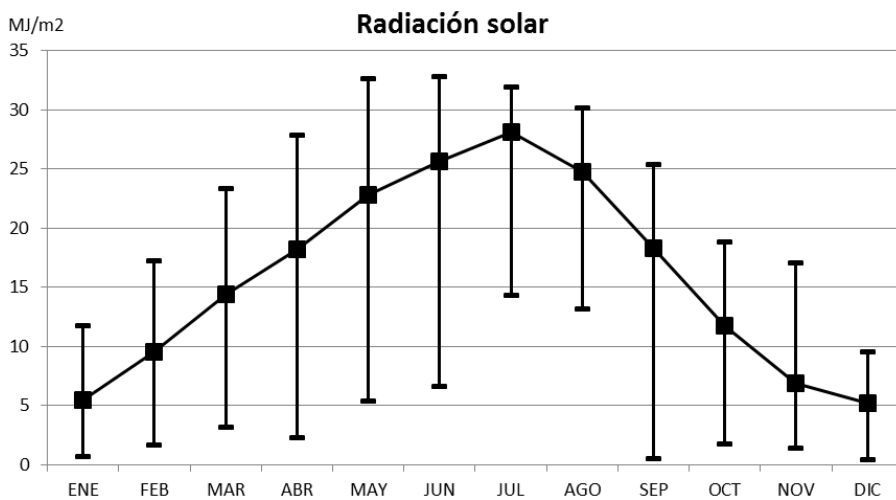


Figura III.35 Datos de irradiación solar global horizontal promedio mensual en Astudillo, Palencia a lo largo de los años 2007 al 2011.

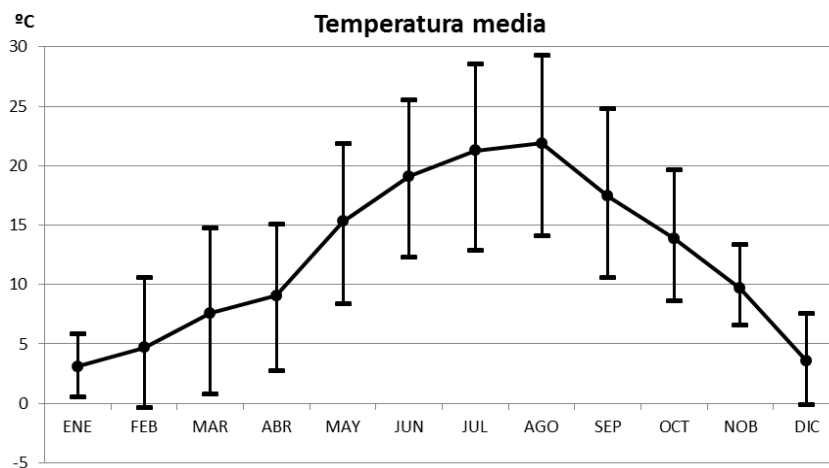


Figura III.36: Datos de temperatura promedio mensual en la localidad de Astudillo, Palencia a lo largo de los años 2007 al 2011

Tal y como se observa en los gráficos tanto la variación de temperaturas como de la radiación solar se corresponde con una climatología típica del norte de España, donde la diferencia entre verano e invierno es acusada, pero sin llegar a tratarse de un clima extremo. Durante los meses de verano, tanto la radiación como la temperatura, son adecuadas para el ensayo de los prototipos. Es posible encontrar días con picos de radiación solar por encima de los 1000 W/m^2 tanto en verano como en primavera. Es muy interesante para el desarrollo de este trabajo poder disponer de días con radiación solar elevada, por encima de los 800 W/m^2 , durante varias horas del día, en combinación con temperaturas bajas, $0\text{-}10^\circ\text{C}$, medias, $10 - 25^\circ\text{C}$, y altas, $> 25^\circ\text{C}$.

15.2. Características de la instalación

En el diseño del banco de pruebas se han considerado las siguientes necesidades:

- Registro de todos los parámetros de funcionamiento de los paneles
- Posibilidad de comparar varios paneles híbridos con respecto a un panel fotovoltaico estándar simultáneamente.
- Autonomía de la instalación
- Posibilidad de ensayar con diferentes temperaturas y caudales de refrigeración del panel
- Disponibilidad de funcionamiento en invierno
- Caudal regulable

- Posibilidad de ensayar diferentes inclinaciones de los paneles.

15.3. Sistema de medida y adquisición de datos

El banco de ensayos está formado por un sistema de medida y adquisición de datos, una instalación eléctrica, un circuito hidráulico y un sistema de control, que se describen en los siguientes apartados detalladamente.

La misión fundamental de este tipo de instalaciones es poder conocer el funcionamiento de los dispositivos a ensayar. Para ello siempre es necesario disponer de registros de los diferentes parámetros de funcionamiento del dispositivo.

En el caso de los sistemas de generación energética, es fundamental poder determinar la eficiencia de los mismos. En el caso de los paneles solares híbridos, se deben caracterizar independientemente la eficiencia eléctrica y la térmica. La suma de estos dos valores permite obtener la eficiencia global del panel.

La forma de poder determinar estos valores es mediante sensores que permiten registrar, a lo largo del tiempo de funcionamiento, la evolución de diferentes parámetros, como son temperatura, caudal, tensión e intensidad eléctrica, entre otros. Todos los sensores deben ir conectados a un sistema de adquisición de datos programado para ajustar el tipo de señal generada en cada sensor y, almacenar los datos que posteriormente se analizarán. Las lecturas de las variables se realizan cada 30 segundos y se almacena el valor medio de los datos medidos durante 10 minutos.

El sistema de adquisición de datos está formado por diferentes datalogger Campbell Scientific, modelos CR1000 y CR1000X y un multiplexor AM16/32B. Estos equipos se muestran en la Figura III.37, se caracterizan por ser robustos y polivalentes. El datalogger cuenta con 8 entradas diferenciales independientes y 2 medidores de pulsos, habiéndose utilizado dos unidades. Gracias al multiplexor se amplía el número de entradas digitales hasta 32.



Figura III.37: Datalogger CR100X (izquierda) Multiplexor AM16/32B (derecha)

Para poder determinar la energía eléctrica generada por cada panel es necesario conocer la corriente y la tensión de salida. La tensión de salida depende del modelo de panel, pero en todos los módulos utilizados para la fabricación de los prototipos este valor es superior a los 5V de entrada máxima del datalogger. Para poder medir el valor de esta tensión directamente con el datalogger se ha implementado un sistema de acondicionamiento reductor de tensión. En la Figura III.38 se muestra el esquema eléctrico del circuito de acondicionamiento:

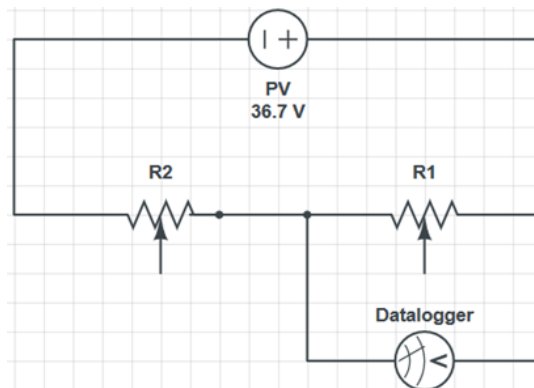


Figura III.38: Esquema eléctrico del circuito reductor de tensión.

Las dos resistencias R1 y R2 que se incorporan en el circuito deben calcularse adecuadamente para que la potencia disipada no altere el valor de la medida y sea la menor posible. En este caso, se ha limitado a 0.5 mA la corriente de las resistencias. La expresión (III.20) permite calcular los valores de estas dos resistencias:

$$R_1 = \frac{V_{pv,max}}{\left(\frac{V_{pv,max}}{V_{datalogger,max}} - 1\right) \cdot I_{max}} \quad (III.20)$$

$$R_2 = \left(\frac{V_{pv,max}}{V_{datalogger,max}} - 1\right) \cdot R_1$$

Donde $V_{pv,max}$ es la tensión máxima del panel fotovoltaico, $V_{datalogger,max}$ es la tensión máxima admisible del datalogger e I_{max} es la corriente máxima del circuito (0.5 mA). La expresión (III.21) permite obtener el valor de la tensión del panel fotovoltaico en función de la tensión registrada por el datalogger:

$$V_{pv} = V_{datalogger} \cdot \frac{R_1 + R_2}{R_1} \quad (III.21)$$

Para la medida de la corriente se ha optado por utilizar transductores de efecto Hall. Estos sensores proporcionan una salida en tensión que varía linealmente con la corriente que circula por el conductor. Existen varios tipos de estos sensores en el mercado. En este caso se ha optado por los transductores HAS 50-S del fabricante LEM. La principal ventaja que presentan es la facilidad de montaje ya que no es necesario hacer conexionado mediante soldadura.

En la selección del transductor se debe considerar el rango de medida del dispositivo, que, en el modelo elegido, es de 0-50 A_{RMS} . Para aumentar la precisión de la medida es posible hacer pasar el cable varias veces por el hueco del transductor, de tal forma que la tensión de salida es directamente proporcional al de la corriente circulante y al número de pasos del conductor por el sensor. Esto reduce el rango de medida, pero se aumenta la precisión ya que la pendiente de la recta de calibración es mayor.

El calor generado en el panel se recupera del mismo mediante el calentamiento de un fluido. Es por ello que para poder cuantificar la eficiencia térmica del panel es necesario calcular el valor de la potencia térmica absorbida. Este valor se calcula mediante la aplicación de la expresión (III.22)

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot \Delta T \quad (III.22),$$

donde \dot{m} es el flujo másico (kg/s), cp es el calor específico del fluido a la temperatura y presión del sistema ($J/kg \cdot K$) y ΔT es la diferencia de temperatura del fluido entre la entrada y la salida del panel (K).

En este caso, los valores necesarios son, por un lado, las dos temperaturas de entrada y salida del fluido y por otro el caudal circulante. Para la medida de las temperaturas se han utilizado sondas de temperatura PT-1000 colocadas a la entrada y a la salida del colector térmico de cada panel, mientras que para el caudal se ha colocado un caudalímetro de vórtice LIQUI-VIEW Base LVB-10P, (Figura III.39) con un rango de medida de 2 – 40 l/min . La respuesta de este sensor es en forma de pulsos, generando un pulso por cada 1.403 ml.



Figura III.39: Caudalímetro LIQUI-VIEW Base LVB-10P

Adicionalmente a la eficiencia global de cada panel, es interesante conocer su comportamiento interno. Para ello se han dispuesto una serie de termopares tipo K que permiten determinar las temperaturas de la superficie de cada panel, tanto frontal como trasera, además de la temperatura interna del PCM. Los termopares colocados embebidos en el PCM permiten controlar el proceso de cambio de fase. Se han colocado un total de 9 termopares en cada panel, distribuidos a diferentes alturas y sobre una de las diagonales del panel.

Además de los datos de radiación solar y temperatura ambiente disponibles con la instalación radiométrica y meteorológica de la parcela, se ha dispuesto un piranómetro Starpyranometer type 8102 sobre la misma estructura en la que se colocan los paneles a testar. En la Tabla III.10 se muestra la lista de los sensores de la instalación.

Tabla III.10: Lista de sensores del banco de pruebas

Sensor	Model	Range	Error
Thermocouple	Type K	-75~250°C	1.5°C
Flow meter	LIQUI-VIEW Base LVB-10P	2-40 l/min	2%
Pyranometer	Starpyranometer type 8102	0 – 1500W/m ²	< 3%
Temperature	PT1000	-75~100°C	Class A
Current	HAS 50S	±250A	1%

15.4. Instalación eléctrica

La energía eléctrica que se genera en el panel solar híbrido es producida directamente por un módulo fotovoltaico. Por esta razón, en la instalación, esta energía se gestiona de la misma forma que si fuese un panel fotovoltaico

convencional. La respuesta típica se muestra en la Figura III.40, donde la línea negra corresponde a la curva I-V y la verde a la potencia eléctrica generada.

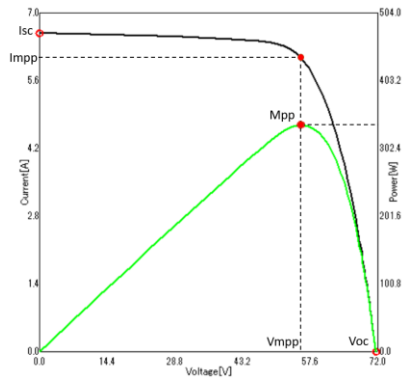


Figura III.40: Respuesta I-V (negro) y P-V (verde) de un panel fotovoltaico.

El mayor inconveniente es conocer la curva I-V ya que esta no es constante. Los valores de la curva I-V varían con la radiación solar incidente y la temperatura de trabajo del panel, tal y como se muestra en la Figura III.41. Debido a ello, la potencia del panel, y por ende la potencia máxima generada (puntos rojos en la Figura III.41), también varía en cada momento, haciendo necesario el conocimiento instantáneo de la curva. El valor de interés en este estudio es el valor de potencia máxima, el punto M_{pp} de la Figura III.40, ya que permite calcular la eficiencia eléctrica máxima del panel solar.

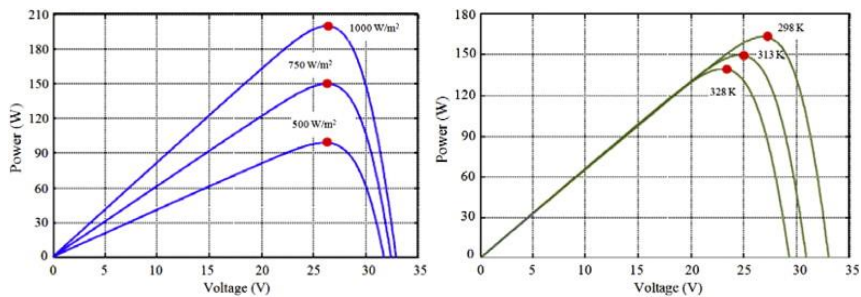


Figura III.41: Variación de la curva I-V con la radiación (izquierda) y la temperatura (derecha) (Fuente: [135])

El punto de máxima potencia (M_{pp}) se puede obtener de varias maneras. Una de las más extendidas, debido a su simplicidad y precisión, es mediante el uso de dispositivos trazadores I-V para paneles fotovoltaicos. Los más comunes en el mercado son los de resistencia variable o los de carga capacitiva [136]. En general, estos equipos no permiten el ensayo simultáneo de varios paneles y cuentan con

poca memoria interna, con lo que no se pueden utilizar como elementos fijos en la instalación para una toma de datos en continuo.

La solución adoptada en el banco de pruebas fue conectar una pequeña instalación de consumo a cada panel a ensayar. Cada instalación cuenta con un regulador de carga que gestiona la energía fotovoltaica hacia una batería y un elemento de consumo, que es una resistencia fija y un foco LED con un consumo total de 100 W. En la Figura III.42 se adjunta el esquema de conexión de las instalaciones planteadas.

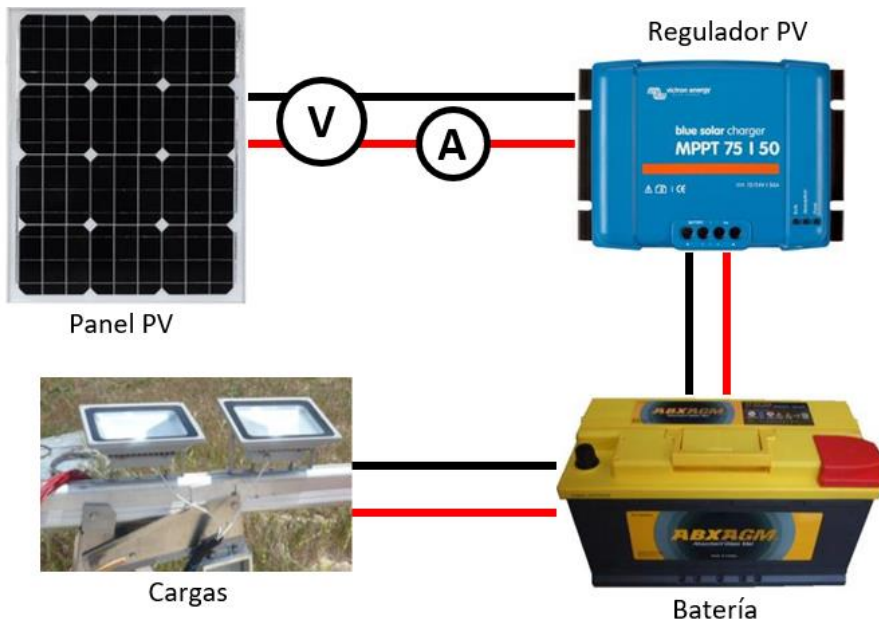


Figura III.42: Esquema de la instalación fotovoltaica aislada para cada panel.

Se utilizaron reguladores MPPT Bluesolar MPPT 75/50 de Victron Energy que permiten que el panel trabaje en el punto de máxima eficiencia. El regulador gestiona la tensión y la corriente del panel para que este pueda operar en el punto de máxima potencia, M_{pp} . La energía se ajusta para que sea adecuada para la recarga de la batería, donde se almacena. Para poder garantizar que el sistema se carga constantemente es necesario disipar la energía que se genera a lo largo del día. Para ello se colocan una serie de elementos de consumo, denominados cargas. En concreto se disponen resistencias fijas y unos focos LED, cuya potencia combinada es de más de 100 W conectados en CC. Un análisis de los datos obtenidos durante la campaña de medidas realizadas con el primer prototipo mostró que el regulador de carga, colocado en el interior de un armario eléctrico, limitaba la intensidad de la corriente en los momentos de máxima producción,

BLOQUE III:

cuando la temperatura ambiente era muy elevada, como mecanismo de protección. Como alternativa, se coloca una carga fija en cada panel. Este procedimiento inicialmente no garantiza que el panel funcione en el punto de máxima potencia independientemente de las condiciones de radiación y temperatura.

En la Figura III.43 se ha representado, junto a diferentes curvas con radiación y temperatura variable, la recta de carga de valor fijo. Esta recta se obtiene directamente de aplicar al valor de la resistencia fija a la ley de Ohm ($V = I \cdot R$).

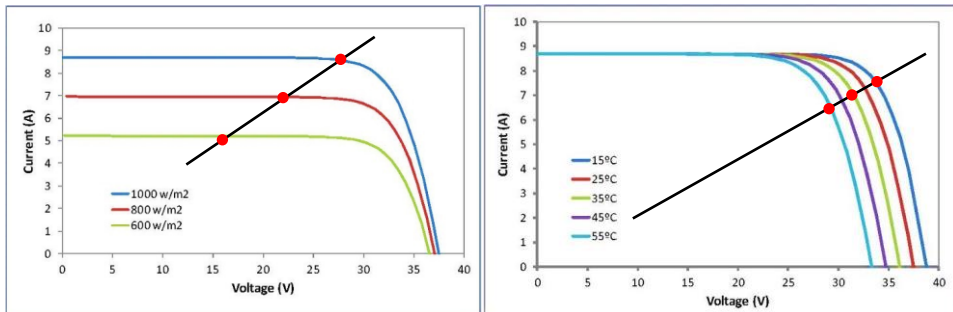
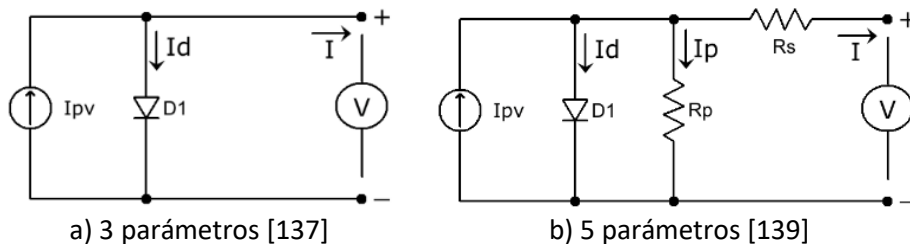


Figura III.43: Variación de las curvas I-V en función de la radiación y de la temperatura, y la recta de la carga conectada (línea negra).

Los puntos de corte, puntos rojos en la Figura III.43, son los puntos de funcionamiento para cada condición de temperatura y radiación solar. Pese a que los valores de tensión y corriente medidos a la salida del panel en este caso no son directamente los de máxima potencia, es posible determinar el punto M_{pp} del panel cuando se conoce la ecuación de la curva I-V que pasa por el punto de funcionamiento medido.

Se han desarrollado diferentes modelos [137]–[140] que permiten obtener la ecuación de la curva I-V modelando el comportamiento de la célula fotovoltaica ideal a un circuito eléctrico, con más o menos parámetros. Los modelos más habituales en la bibliografía se han representado en la Figura III.44:



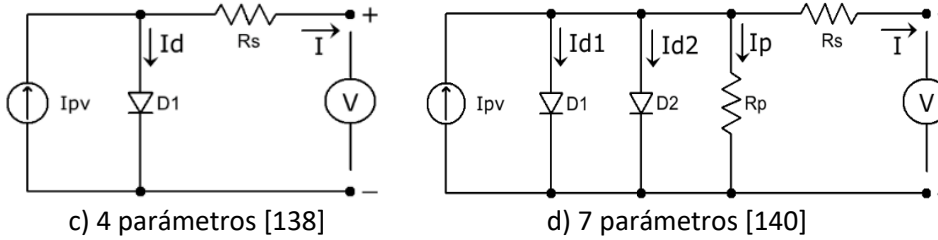


Figura III.44: Diferentes circuitos equivalentes de células PV para diferentes modelos.

(Fuente: propia)

El modelo más utilizado es el de 5 parámetros, que balancea adecuadamente complejidad y precisión [139], [141].

La expresión (III.23) corresponde a la ecuación básica general del circuito equivalente de 5 parámetros para una célula fotovoltaica ideal [139], [142]:

$$I = I_{pv,cell} - \underbrace{I_{0,cell}}_{I_d} \left[\exp\left(\frac{q \cdot V}{a \cdot k \cdot T}\right) - 1 \right] \quad (III.23),$$

donde $I_{pv,cell}$ es la corriente generada por la radiación incidente sobre la célula fotovoltaica (directamente proporcional a la radiación solar) (A), $I_{0,cell}$ es la corriente de saturación del diodo (A), a es la constante idealidad del diodo, q es la carga del electrón ($1.60217646 \cdot 10^{-19} C$), k es la constante de Boltzmann ($1.3806503 \cdot 10^{-23} J/K$) y T es la temperatura de la célula en K.

En el caso de un panel fotovoltaico formado por varias células conectadas en serie y paralelo, la expresión de cálculo se muestra en la expresión (III.24) [139], [142]:

$$I = I_{pv} - I_0 \left[\exp\left(\frac{V + R_s \cdot I}{V_t \cdot a}\right) - 1 \right] - \frac{V + R_s \cdot I}{R_p} \quad (III.24),$$

donde $I_{pv} = I_{pv,cell} \cdot N_p$ e $I_0 = I_{0,cell} \cdot N_p$ son respectivamente la corriente del panel y de saturación del diodo con N_p el número de células en paralelo, $V_t = (N_s \cdot k \cdot T)/q$ es el voltaje térmico del panel siendo N_s el número de células conectadas en serie. R_p y R_s son las resistencias equivalentes en paralelo y en serie del array (Ω).

La radiación solar que incide sobre el panel influye en la intensidad de la corriente generada, I_{pv} , según la expresión (III.25),

$$I_{pv} = (I_{pv,n} + K_I \cdot \Delta T) \cdot \frac{G}{G_n} \quad (III.25),$$

donde $I_{pv,n}$ es la intensidad del panel en condiciones STC (A), ΔT es la temperatura actual menos la temperatura en condiciones nominales STC (298.15 K), $\Delta T = T - T_n$, G y G_n son respectivamente la radiación incidente sobre el panel y la radiación en condiciones STC (1000 W/m^2).

La corriente de saturación del diodo, I_0 , depende de varios parámetros como son el tipo de material, área y temperatura de trabajo de la célula. Uno de los modelos más eficaces para determinar este valor se plantea en la expresión (III.26):

$$I_0 = \frac{I_{sc,n} + K_I \cdot \Delta T}{\exp\left(\frac{V_{oc,n} + K_V \cdot \Delta T}{a \cdot V_t}\right) - 1} \quad (\text{III.26}),$$

donde K_I y K_V son, respectivamente, los coeficientes de temperatura para la corriente y la tensión del panel ($A/^\circ\text{C}$), $I_{sc,n}$ es la corriente de cortocircuito en condiciones STC (A) y $V_{oc,n}$ es la tensión en circuito abierto en condiciones STC del panel (V).

La forma de determinar los valores de las resistencias en serie y paralelo para el modelo se basan en establecer que solo existe un par de valores para R_p y R_s que garanticen que:

$$P_{max,n} = P_{max,e} \quad (\text{III.27}),$$

donde $P_{max,n}$ es la potencia máxima del panel dada por el fabricante en condiciones STC (W) y $P_{max,e}$ la obtenida del producto de $I_{mp} \cdot V_{mp}$ (W).

De esta forma, la expresión que permite el cálculo de las resistencias serie y paralelo, son las expresiones (III.28) y (III.29)

$$P_{max,n} = V_{mp} \left(I_{pv} - I_0 \left[\exp\left(\frac{q}{k \cdot T} \frac{V_{mp} + R_s \cdot I_{mp}}{a \cdot N_s}\right) - 1 \right] - \frac{V_{mp} + R_s \cdot I_{mp}}{R_p} \right) = P_{max,e} \quad (\text{III.28})$$

$$R_p = \frac{V_{mp} \cdot (V_{mp} + R_s \cdot I_{mp})}{\left(V_{mp} I_{pv} - V_{mp} I_0 \left[\exp\left(\frac{q}{k \cdot T} \frac{V_{mp} + R_s \cdot I_{mp}}{a \cdot N_s}\right) \right] + V_{mp} I_0 - P_{max,e} \right)} \quad (\text{III.29}),$$

La resolución de la ecuación se realiza mediante un proceso iterativo comenzando por un valor de $R_s = 0$ que se va modificando hasta conseguir que $P_{max,n} = P_{max,e}$.

$$R_s = 0 \rightarrow R_{p,min} = \frac{V_{mp}}{I_{sc,n} - I_{mp}} - \frac{V_{oc,n} - V_{mp}}{I_{mp}} \quad (III.30)$$

Una mejora en el modelo consiste en la utilización de la expresión (III.31) una vez hecha la primera iteración con $R_s = 0$. La expresión (III.31) permite establecer que $I_{pv} \neq I_{sc}$ y ajustar los valores de R_p y R_s durante el proceso iterativo del cálculo hasta llegar al valor final de R_p y R_s

$$I_{pv,n} = \frac{R_p + R_s}{R_p} I_{sc,n} \quad (III.31)$$

El esquema de proceso cálculo se muestra en la Figura III.45.

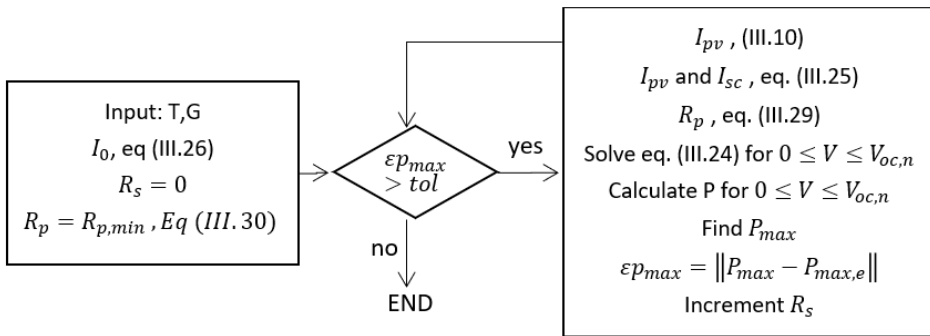


Figura III.45: Diagrama de flujo del algoritmo de cálculo de los valores de la curva característica I-V según el modelo planteado.[141]

Respecto del valor del parámetro, factor de idealidad del diodo “a” se ha tomado el valor propuesto en la bibliografía [143], para el silicio monocristalino $a = 1.026$. Por último, faltaría por determinar los parámetros de temperatura y radiación solar. En el caso de la temperatura de la célula, se ha tomado la temperatura superficial media que es medida directamente con tres termopares en la parte posterior de cada panel.

La radiación solar se obtendrá mediante la aplicación de la expresión (III.32), la cual permite obtener la radiación sobre cualquier inclinación y orientación partiendo de la radiación global sobre plano horizontal. [144]

$$I_{o\beta\gamma} = I_{sc} \cdot E_0 \cdot [(\sin \phi \cdot \cos \beta - \cos \phi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma) \cdot \sin \delta + (\cos \phi \cdot \cos \beta + \sin \phi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma) \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega_i + \cos \delta \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma \cdot \sin \omega_i] \quad (III.32)$$

Debido a que se dispone de equipos trazadores de curvas I-V para paneles fotovoltaico, se ha planteado realizar campañas puntuales de medidas con ellos

para obtener datos más precisos. Este método permitirá comprobar la precisión con la que se han determinado los valores de R_p , R_s y potencia máxima del panel calculado mediante el modelo de Villalva y poder así ajustar estos parámetros.

15.5. Instalación hidráulica

La segunda instalación tiene la misión de gestionar la energía térmica que se produce en los prototipos. El fluido de trabajo es agua glicolada (Tyfocor,[145]) Esta instalación debe garantizar una temperatura estable del fluido de trabajo a la entrada del panel y debe contar con los elementos necesarios para disipar el calor absorbido en el panel, y poseer una inercia térmica elevada que amortigüe los cambios bruscos de temperatura en el fluido.

En la Figura III.46 se representa el esquema de la instalación hidráulica diseñada para la prueba de paneles solares híbridos. Se trata de una instalación típica de energía solar térmica donde el elemento que consume la energía térmica es un aerotermo, que disipa la energía hacia el ambiente.

La temperatura de entrada al panel se mantiene estable gracias a la colocación de un depósito de 100 litros de capacidad, a la entrada del mismo. La función de este sistema es la de aportar una gran inercia térmica a la instalación. Para ensayar con temperaturas de fluido inferiores a la ambiental, se dispone de una enfriadora de agua industrial, colocada en paralelo al depósito de inercia que sólo se pone en funcionamiento para ensayos concretos.

Como sistema para disipar el calor generado por el panel se ha dispuesto un aerotermo, un intercambiador de calor líquido/aire. El funcionamiento es el mismo que el de un radiador de un vehículo convencional. Unas válvulas de accionamiento manual permiten el bypass de este elemento para transferir la energía al tanque de acumulación. Para la regulación y estabilización del caudal, se ha instalado una bomba automática controlable (Siemens Logo 230RC) capaz de trabajar a caudales bajos. En la Figura III.47 se puede ver una imagen de la instalación.

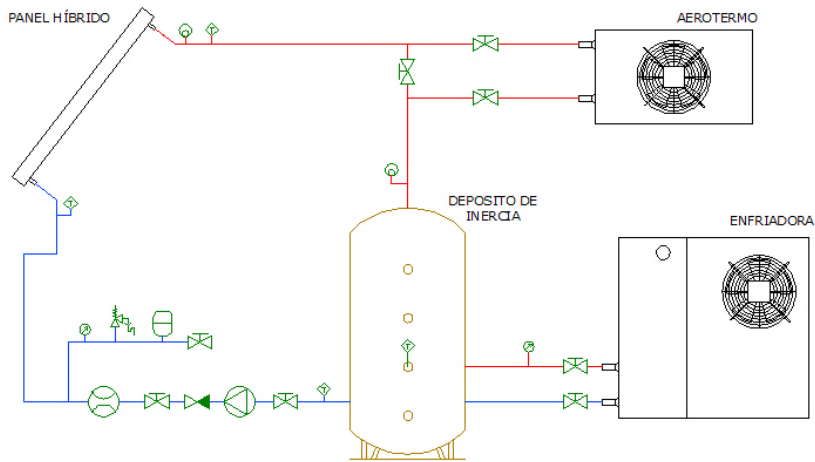


Figura III.46: Esquema hidráulico de la instalación.

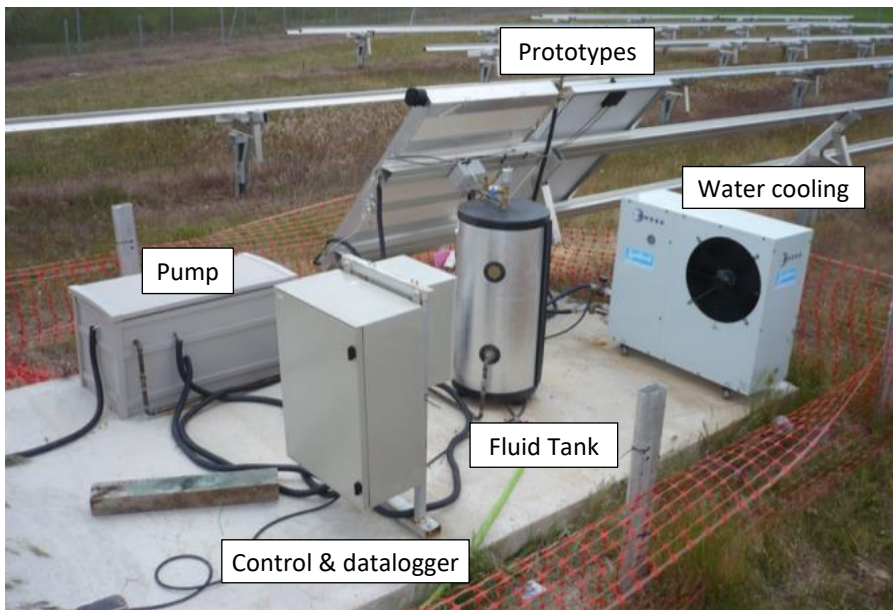


Figura III.47: Imagen de la instalación hidráulica para la prueba de prototipos.

La instalación original contaba con un único circuito hidráulico que solo permitía el ensayo de un panel híbrido en comparación con el fotovoltaico. La última modificación realizada ha consistido en el montaje de tres circuitos independientes en paralelo como se muestra en la Figura III.48. En cada ramal se ha dispuesto una válvula limitadora de caudal (SEDICAL, modelo K-Flow) que permite regular el caudal entre 2.61-10.15 l/min garantizando la estabilidad en el caudal que circula por cada panel, pudiendo incluso variarlo

BLOQUE III:

independientemente, manteniendo un único sistema de bombeo. También se ha dispuesto de un caudalímetro por cada ramal (LIQUI-VIEW Base LVB-10P), con rango de medida de 2-40 l/min.

La instalación se ha diseñado para trabajar de forma automática, por lo que se ha instalado una electroválvula que permite activar o desactivar el caudal por cada rama. Esto es necesario en los paneles híbridos, ya que, cuando se acumula energía en el PCM, no circula fluido hasta que no se ha completado el proceso de carga, mientras que, en un panel térmico convencional, circula fluido mientras hay radiación solar.

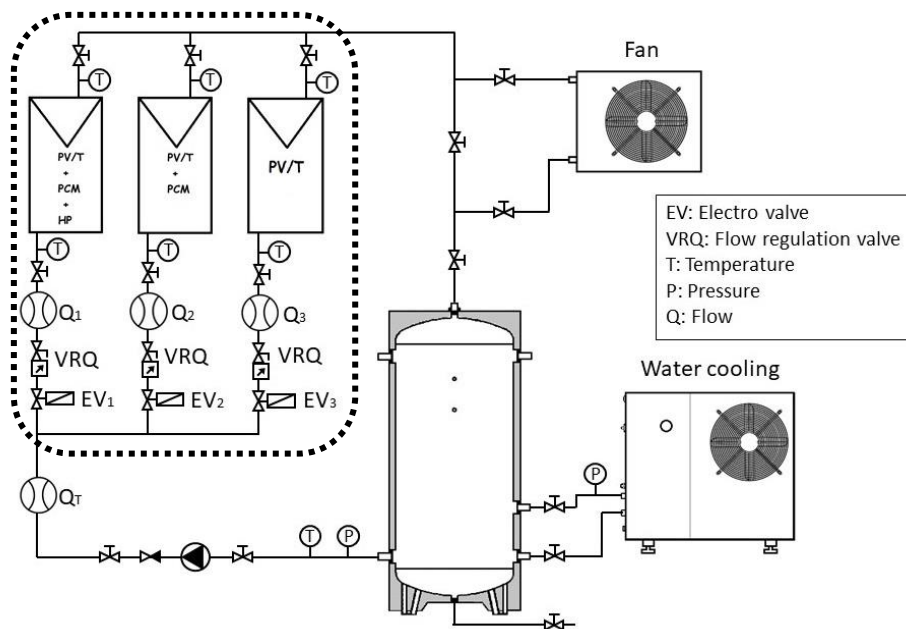


Figura III.48: Esquema de la modificación final de la instalación hidráulica, donde es posible probar hasta 3 paneles al mismo tiempo.

La Figura III.49 muestra el diseño final de la instalación de pruebas para paneles solares híbridos una vez construida. Tal y como se aprecia se han colocado los tres prototipos junto con el panel fotovoltaico de referencia.



Figura III.49: Imagen del diseño final de la instalación de pruebas de paneles solares híbridos

15.6. Control de la instalación

El sistema de control de la instalación está diseñado para que cada panel ensayado pueda ser controlado independientemente. El sistema hidráulico cuenta con electroválvulas que permiten el funcionamiento independiente de cada rama. Estas electroválvulas se activan mediante relés, ya que el control no permite gestionar los picos de corriente necesarios para la activación de estas válvulas.

Puesto que el sistema de adquisición de datos CR1000X cuenta con 8 pines programables, se han programado para que activen cada uno de los paneles cuando es necesario. El caso del panel solar híbrido sin acumulación de calor, se mantiene activo durante las horas de sol, mientras que los que cuentan con acumulación de calor mediante PCM se activan durante la noche para recuperar el calor almacenado en el PCM.

Además del control básico se ha implementado unos parámetros de control de seguridad, que activan los paneles en el caso de detectarse temperaturas elevadas en el PCM o en el fluido del sistema.

BLOQUE IV. MODELADO DE PANELES HIBRIDOS MEDIANTE MÉTODOS NUMÉRICOS Y CFD

Las herramientas de simulación son un importante avance en el ámbito de la I+D a todos los niveles. El modelado mediante herramientas informáticas de los productos y procesos, permite la comprobación de las prestaciones de los diseños con un coste muy bajo y relativa rapidez. Estas herramientas permiten corregir errores y optimizar los productos y servicios previamente al proceso de fabricación y realizar ensayos tanto en condiciones de diseño como en condiciones extremas. Este hecho, unido al enorme avance en la capacidad de los ordenadores y el desarrollo de nuevos y más potentes programas de simulación, de código abierto y comerciales, hace que la simulación se haya convertido en una etapa necesaria en el proceso de diseño de nuevos productos y servicios.

Para el trabajo realizado en esta tesis doctoral, sobre desarrollo de nuevos paneles híbridos PV/T, las herramientas de simulación pueden ayudar a comprender y mejorar los procesos de transformación y transferencia energética que tienen lugar en los prototipos diseñados, sirviendo de base para la etapa experimental y completando la información obtenida en estas pruebas. Dada la complejidad de los procesos estudiados, el parámetro limitante en esta etapa resultará ser la capacidad de computación disponible.

En este capítulo se describen los modelos numéricos y las simulaciones por ordenador, que, junto con los valores experimentales, han permitido desarrollar los diferentes diseños de paneles PV/T.

Se han utilizado dos herramientas: Equation Engineering Solver (EES) [146] y Ansys Fluent 18.2. El Software EES consiste en una calculadora de sistemas no lineales que incorpora librerías específicas de propiedades termodinámicas y termofísicas de diferentes sustancias puras, mezclas y materiales habitualmente utilizados en aplicaciones de ingeniería térmica y de fluidos. Ansys Fluent [12] es un software CFD de volúmenes finitos que permite realizar simulación transitoria y estacionaria de sistemas físicos y termodinámicos mediante la discretización de volúmenes y es extensamente utilizado tanto en la industria como a nivel científico.

Los estudios se agrupan en 4 bloques:

- Estudio de secciones de tubo para colector térmico.
- Modelo de cálculo de límites de funcionamiento de heat pipe.
- Simulación de la transferencia de calor mediante heat pipe.
- Simulación de comportamiento térmico de los paneles

CAPÍTULO 16. COMPARATIVA DE SECCIONES DE TUBO PARA COLECTORES TÉRMICOS

El primero de los estudios realizados mediante CFD en este trabajo se ha realizado con el objetivo de optimizar la sección del tubo del colector térmico. Se pretende encontrar una sección que consiga la mejor refrigeración del panel sin incrementar la pérdida de carga y que se pueda mecanizar de manera sencilla. Lograr una mejora en la transferencia de calor hacia el fluido es crucial para poder extraer la mayor cantidad de energía del panel fotovoltaico incrementando la eficiencia global del sistema.

La mejora implementada en el segundo prototipo construido se basa en los resultados obtenidos de esta simulación, como se ha comentado en el apartado 7.2. Para ello, considerando como caso de referencia la geometría circular típicamente utilizada en los colectores térmicos, se ha realizado la comparación con otras cuatro secciones.

La selección de las diferentes geometrías se ha realizado en busca de mayor superficie de contacto entre el fluido y la superficie caliente del panel fotovoltaico. En los tubos de sección circular la pérdida de carga es baja. Sin embargo, la superficie de contacto es mínima ya que, si se analiza el caso ideal, el contacto entre el tubo y la superficie se limitaría a una línea. Este contacto se ve incrementado por la soldadura de unión en los casos reales, aunque la distancia

entre el fluido y el foco de calor es alta. Las secciones seleccionadas presentan una gran superficie de contacto y elevada relación largo/ancho.

16.1. Geometrías del estudio

Para poder comparar adecuadamente los resultados obtenidos por todas las geometrías estudiadas, se ha mantenido el esquema del colector térmico, modificando únicamente la forma del tubo que conduce el fluido. El esquema se corresponde con el que se utiliza en el colector del panel PV/T, donde se coloca sobre una placa metálica el tubo por el que circula el fluido como se aprecia en la Figura IV.1.

El material escogido para la placa colectora inferior y el tubo es cobre de 1 mm de espesor. Se supondrá un flujo constante de calor aplicado sobre una superficie de 1 metro de longitud y 100 mm de anchura. El tubo se coloca centrado en el colector de forma longitudinal, perfectamente recto. Todas las secciones tienen un área transversal de 50 mm².

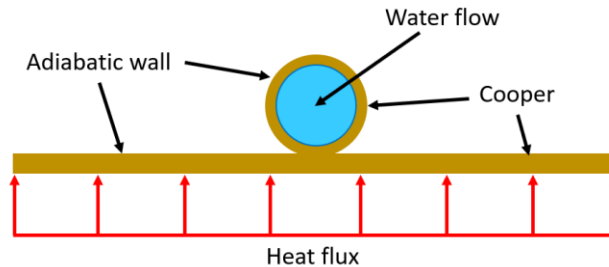


Figura IV.1: Esquema para la comparativa de secciones

En la Figura IV.2 se incluye el esquema acotado de las 5 secciones elegidas para el estudio. La geometría seleccionada para cada caso es sencilla y fácil de industrializar

Tanto la potencia térmica como el caudal de agua de entrada al tubo se han considerado constantes y estables en el tiempo para realizar los cálculos en régimen estacionario. Se han realizado 9 simulaciones de cada sección combinando 3 flujos de calor y 3 caudales, como se muestra en la Tabla IV.1.

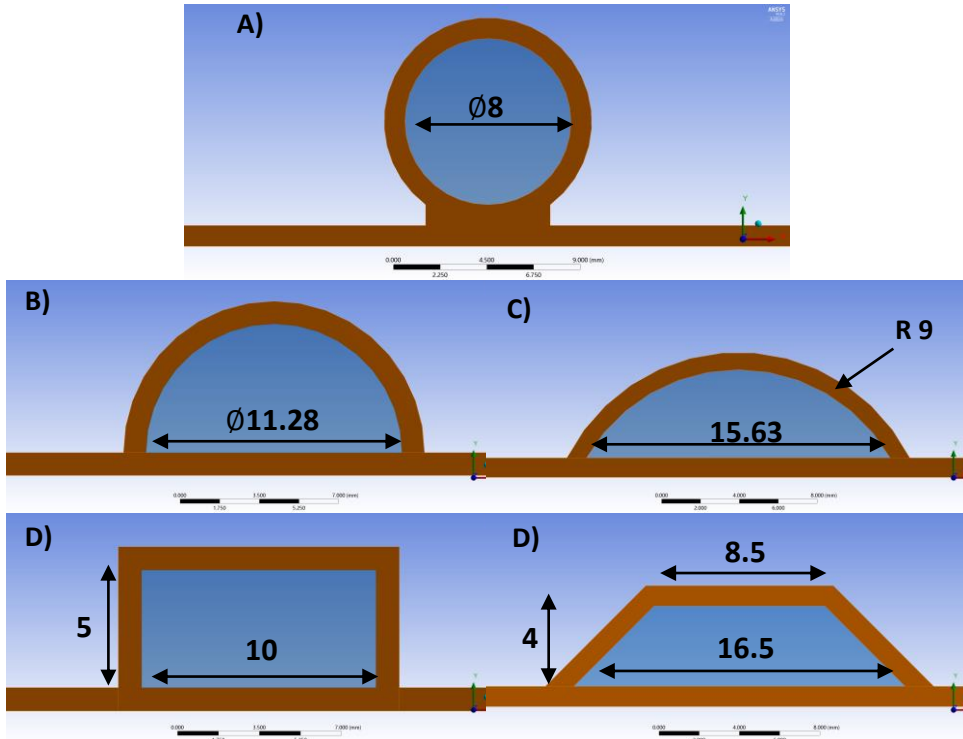


Figura IV.2: Secciones de tubo analizadas. (Cotas en mm)

Tabla IV.1: Flujo de calor y caudal analizado

Caudal	Flujo de calor
2 l/min	2000 W/m ²
4 l/min	4000 W/m ²
6 l/min	6000 W/m ²

Se ha tomado agua líquida como fluido circulante con propiedades termofísicas dependientes de la temperatura (calor específico, conductividad térmica y viscosidad). Fluent, no incorpora modelos de cálculo para las propiedades termofísicas, por lo que la dependencia con la temperatura de estas propiedades se ha incluido mediante las funciones polinómicas de las expresiones (IV.1), (IV.2) y (IV.3) válidas para el intervalo de temperaturas de 5~90 °C.

$$\mu = 2.3541 \cdot 10^{-2} - 1.31 \cdot 10^{-4} \cdot T + 1.8504 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 \quad (\text{IV.1})$$

$$k = -0.7353 + 7.358 \cdot 10^{-4} \cdot T - 9.5913 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 \quad (\text{IV.2})$$

$$cp = 5476.211 - 8.1945 \cdot T + 1.2947 \cdot T^2 \quad (\text{IV.3})$$

BLOQUE IV:

El modelo turbulento para el cálculo debe ser cuidadosamente seleccionado. En los 3 caudales de agua analizados el flujo es de tipo turbulento ya que su número de Reynolds es superior a 6000 en todos los casos, como muestra en la Tabla IV.2. Al tratarse de secciones no circulares, la longitud característica para el cálculo del número de Reynolds se ha considerado mediante el diámetro hidráulico según la expresión (IV.4).

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{P} \quad (IV.4)$$

donde P es el perímetro mojado (m) y A es el área de la sección transversal (m^2). Por tanto, el número de Reynolds para flujo interno en sección no circular se obtiene de la expresión (IV.5)

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot 4 \cdot A}{\mu \cdot P} \quad (IV.5)$$

en la que ρ es la densidad del fluido (kg/m^3), U es la velocidad promedio (m/s) y μ es la viscosidad del fluido ($Pa \cdot s$).

El modelo turbulento aplicado para el cálculo del flujo es el Shear Stress Transport (SST) $k - \varepsilon$ [83]. Se trata de un modelo de dos ecuaciones que obtiene buenos resultados debido a la combinación del modelo $k - \omega$ para la subcapa viscosa o capa límite y $k - \varepsilon$ para resto del flujo. Para obtener resultados adecuados, se debe generar una malla con resolución suficiente a lo largo de la capa límite. En concreto el valor del parámetro Y^+ debe ser menor o igual a 1 en la primera capa de celdas. Este valor no se puede calcular con precisión antes de resolver el sistema, pero es posible predecir un valor aproximado mediante las expresiones:

$$\Delta y_1 = \frac{Y^+ \mu}{\rho \cdot u_*} \quad (IV.6)$$

donde la velocidad de fricción, u_* , es:

$$u_* = \sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}} \quad (IV.7)$$

El cálculo de las tensiones cortantes en la pared se determina mediante:

$$\tau_\omega = \frac{1}{2} \cdot C_f \cdot \rho \cdot U^2 \quad (IV.8)$$

$$C_f = 0.079 \cdot Re_D^{-0.25} \quad (IV.9)$$

El valor del parámetro Y^+ depende de las propiedades del fluido, que como hemos mencionado, varían con la temperatura. Debido a que solo se conoce la temperatura del fluido a la entrada del colector, es imposible estimar el valor real de la altura de la primera celda para un determinado Y^+ fijado. Además, el caudal de agua es variable modificando la velocidad del flujo U . En la Tabla IV.2 se resumen los resultados del cálculo para un $Y^+ = 1$, para la temperatura de entrada $T = 300\text{ K}$ y el caudal de 6 l/min . Así, cuando el caudal sea menor, el Y^+ será menor de 1 siendo también válido el modelo turbulento seleccionado.

Tabla IV.2: Valores para el cálculo del espesor de la primera capa de la malla para un $y^+ \leq 1$.

Section	Flow (l/min)	Velocity (m/s)	Perimeter (mm)	Area (mm ²)	D_{equiv} (mm)	Re	Δy_1 (mm)
A	2.0	0.667	25.13	50	8	6227	0.01473
	4.0	1.333				12454	
	6.0	2.0				18681	
B	2.0	0.667	29	50	6.897	5369	0.01446
	4.0	1.333				10737	
	6.0	2.0				16106	
C	2.0	0.667	34.525	50	5.793	4509	0.01415
	4.0	1.333				9018	
	6.0	2.0				13528	
D	2.0	0.667	30	50	6.667	5190	0.01415
	4.0	1.333				10378	
	6.0	2.0				15568	
E	2.0	0.667	36.314	50	5.508	4288	0.01406
	4.0	1.333				8575	
	6.0	2.0				12862	

Además de la altura de la primera celda, el cálculo de la capa límite que realiza el modelo turbulento precisa de un número de celdas dentro de esa capa límite. Se recomienda disponer de, al menos, 10 celdas cuando el Y^+ sea de 1, con una tasa de crecimiento en altura entre capas del 20%. Se han creado las diferentes mallas con un mínimo de 15 capas. Se muestra, en la Figura IV.3, dos ejemplos del mallado para la capa límite descrita.

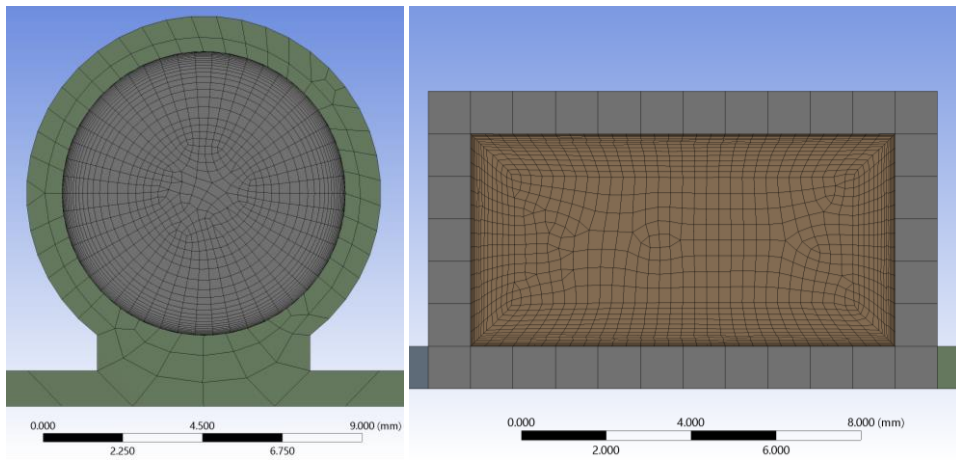


Figura IV.3: Ejemplos de mallado de la capa límite para un y^+ de 1 y 15 capas.

El número de celdas de cada malla, junto con los parámetros de calidad, se muestran en la Tabla IV.3.

Tabla IV.3: Parámetros estadísticos de la calidad de las mallas usadas en cada geometría

Section	Mesh Elements	Orthogonal Quality	Aspect Ratio
A	264800	Min: 0.44227	Min: 3.6099
		Max: 0.99942	Max: 340.81
		Ave: 0.98265	Ave: 81.342
B	298600	Min: 0.45427	Min: 5
		Max: 0.99989	Max: 347.71
		Ave: 0.90131	Ave: 90.803
C	306800	Min: 0.23708	Min: 5
		Max: 0.99999	Max: 353.71
		Ave: 0.81308	Ave: 98.208
D	351600	Min: 0.54698	Min: 5
		Max: 1	Max: 323.12
		Ave: 0.87071	Ave: 88.975
E	361800	Min: 0.20121	Min: 6.1872
		Max: 0.99998	Max: 355.99
		Ave: 0.8602	Ave: 102.46

16.2. Resultados

Los parámetros analizados en este estudio son:

- Temperatura del colector
- Temperatura del fluido
- Pérdida de carga en el fluido

La función del colector es extraer el calor del panel fotovoltaico. Es decir, el diseño de colector debe permitir obtener una menor temperatura superficial en el panel y una mayor temperatura en el fluido. Otro aspecto importante es la pérdida de presión del fluido. Este parámetro está directamente relacionado con el consumo energético de la bomba de recirculación.

En la Figura IV.4 se pueden ver las temperaturas superficiales del colector en contacto con el panel fotovoltaico para la simulación a mayor potencia térmica (6000 W/m^2) y el menor caudal de agua (2 l/min). Esta combinación de valores permite analizar el caso más desfavorable, maximizando las diferencias térmicas entre las diferentes geometrías. Se han representado los valores máximos, mínimo y medio de todas las secciones.

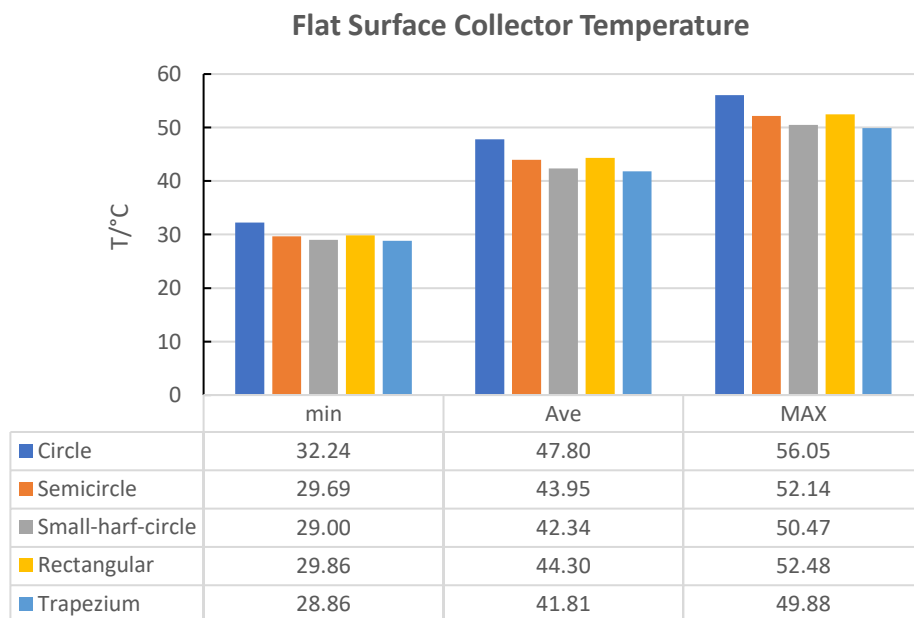


Figura IV.4: Temperatura del colector para flujo de calor 6000 W/m^2 y 2 l/min .

BLOQUE IV:

Las diferencias no son muy grandes, siendo la geometría circular la que obtiene mayor temperatura sobre la superficie, resultado esperado puesto que es la geometría que tiene menor superficie de contacto y por lo tanto mayor distancia hay entre el foco caliente y el fluido, como se ha indicado en la Figura IV.2.

La geometría trapezoidal permite refrigerar de forma más eficiente. En comparación con el resto de las geometrías se obtienen 6 °C menos que en la circular. Esto se debe a que es la geometría con mayor perímetro mojado y menor altura.

Este comportamiento también se observa en los gráficos de la Figura IV.5 donde están representados los diagramas de temperatura para la base del colector.

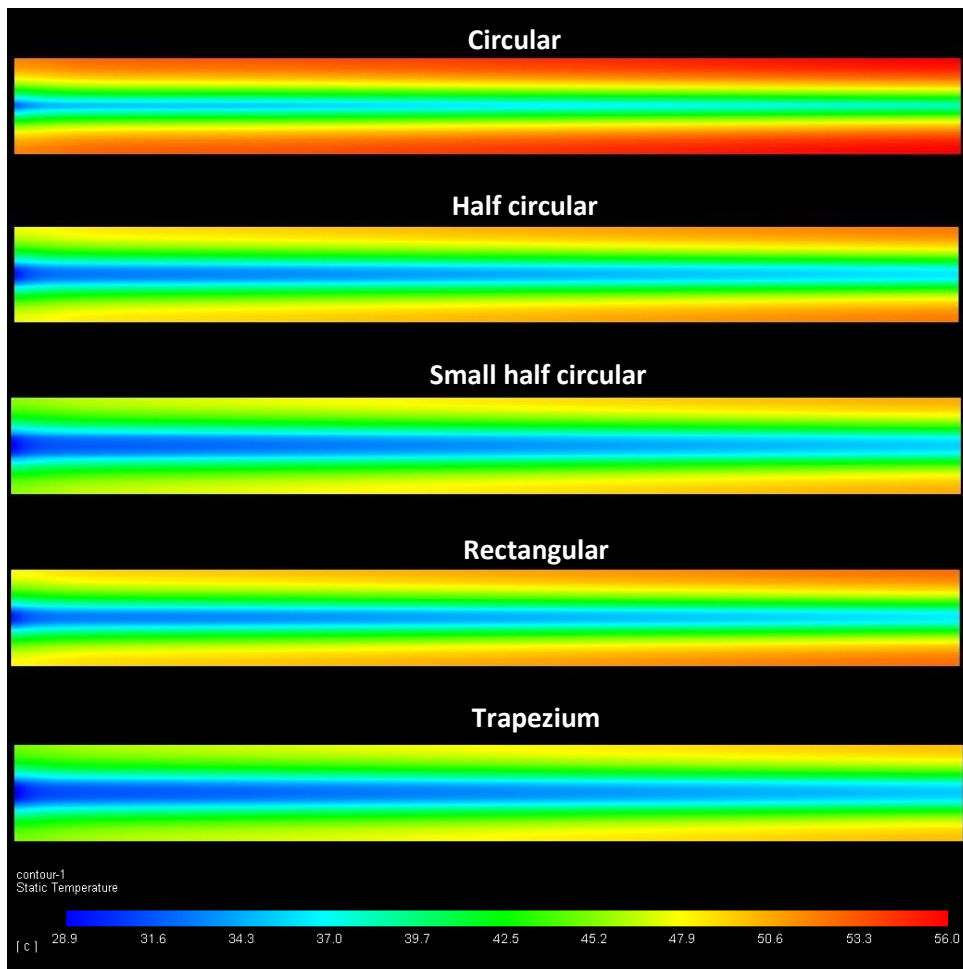


Figura IV.5: Mapa de colores de temperaturas en la base del colector.

Cuando analizamos los resultados de todas las geometrías, se observa que cuanto mayor es la superficie de contacto, menor temperatura se alcanza en el colector. La geometría propuesta con mayor superficie de contacto es la trapezoidal, con 16.5 mm .

En conclusión, cuando se utiliza una geometría con gran anchura se obtienen menores temperaturas en el colector, aunque para mantener la superficie transversal de la sección sería necesario reducir la altura, haciendo una sección esbelta y que, por tanto, tiene una mayor pérdida de carga.

El segundo análisis de resultados se ha centrado en la temperatura del fluido. La aplicación del colector es para paneles solares donde se quiere calentar un fluido. De esta forma se busca que la temperatura del fluido sea lo más alta posible.

En la Figura IV.6 se representan los valores del cociente entre la temperatura de salida del fluido en cada geometría respecto a la temperatura de salida obtenida en la sección circular. La temperatura media en todas ellas se ve incrementada, lo que demuestra que la geometría de la sección tiene gran influencia en el comportamiento termodinámico del colector

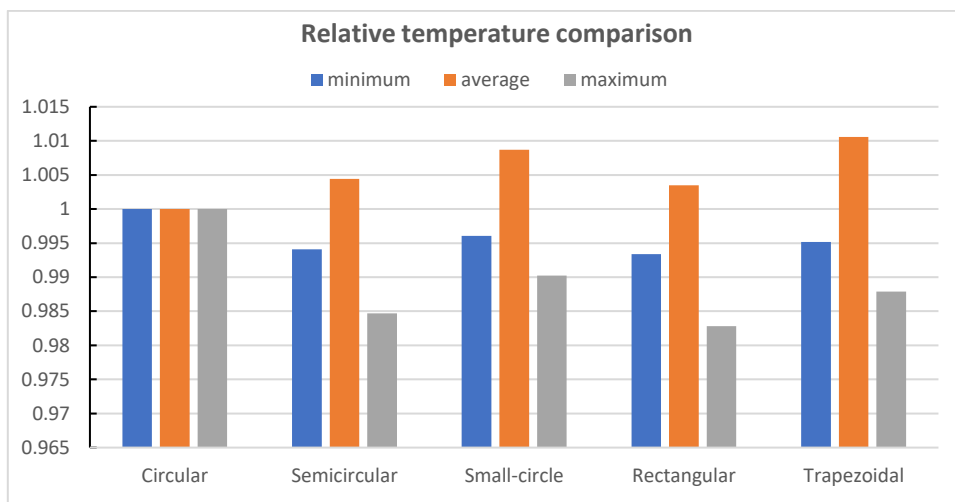


Figura IV.6: Temperatura relativa del fluido a la salida respecto de la temperatura obtenida por la sección circular.

Al igual que se ha observado en el caso de la representación de la temperatura superficial del colector, la geometría trapezoidal también refleja los mejores resultados. Pese a que los valores de temperatura máxima son menores en todas las geometrías, su valor medio es superior debido a que se reparte de forma más

BLOQUE IV:

homogénea en toda la sección trapezoidal del fluido, tal y como se observa en la comparación de los perfiles de temperatura para 6000 W/m^2 y 2 l/min de la Figura IV.7.

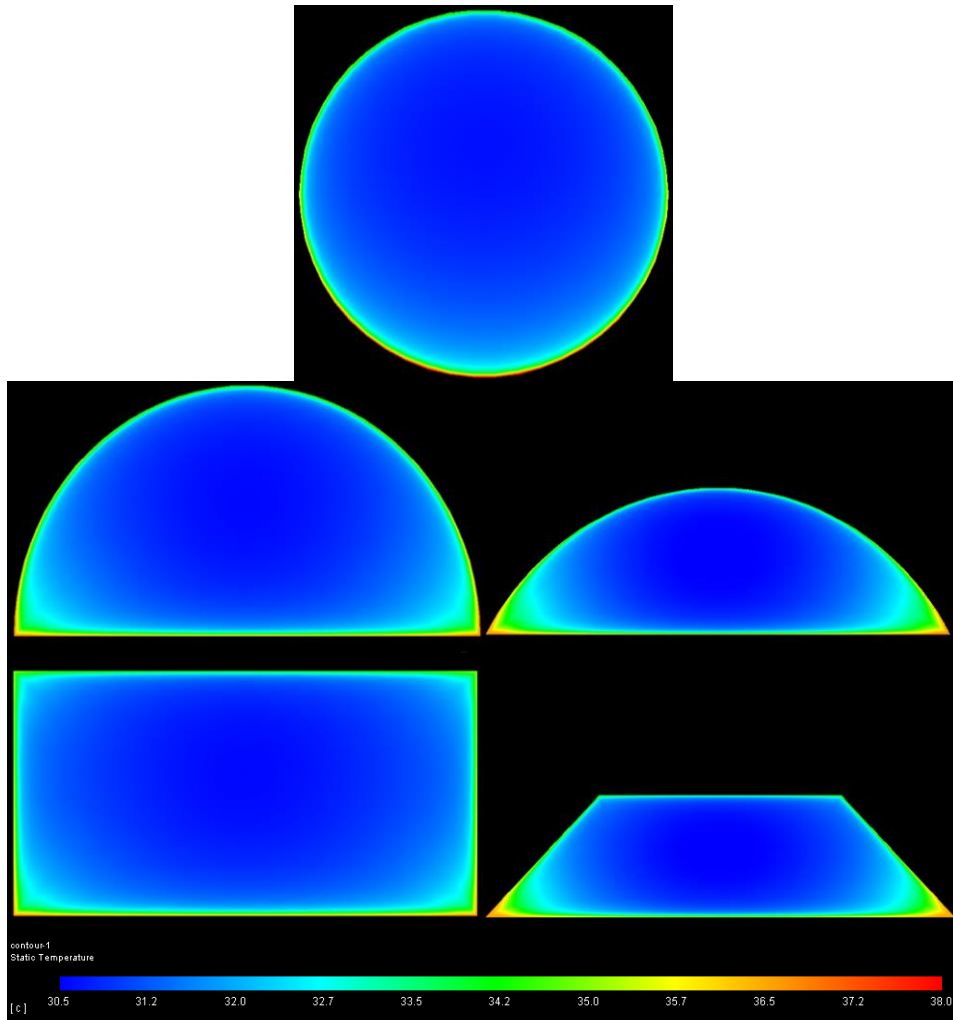


Figura IV.7: Mapa de colores de temperaturas en la sección de salida

El último análisis se refiere a la pérdida de presión del fluido a lo largo del tubo. Cabe recordar que el estudio se ha realizado con tubo liso sin rugosidad, por lo que el valor obtenido será inferior al de la realidad. Dependiendo del método constructivo y del material, la rugosidad será diferente. Cuanto mayor es la rugosidad superficial mayor es la pérdida de presión. Pese a ello, por el mero hecho del movimiento de un fluido con una cierta viscosidad se va a producir una pérdida de presión por rozamiento interno.

La viscosidad varía con la temperatura, siendo la razón por la que los valores se han analizado con el término de la energía activado en las simulaciones. La distribución de temperaturas en el fluido jugará un papel fundamental junto con la geometría, en la pérdida de presión. El colector es recto, por lo que no se han tenido en cuenta las posibles pérdidas debido a cambios de dirección o de diámetro. En la Figura IV.8 se representan las pérdidas de presión obtenidas por unidad de longitud de tubo para los 3 niveles de caudal simulados.

Como es de esperar, la geometría con menores pérdidas de presión es la circular ya que esta geometría no tiene vértices ni ángulos. Por el contrario, las dos geometrías más esbeltas, trapezoidal y sector circular, tienen una pérdida de presión más acusada, pero del mismo orden de magnitud en ambas. Las otras dos geometrías planteadas, media circunferencia y rectangular, son las que menores pérdidas de presión tienen, siendo ligeramente inferiores en el caso de la semicircular.

Se puede concluir que, para colectores con grandes longitudes de tubo (tipo serpentín), sería aconsejable utilizar secciones semicircular o rectangular. Mientras, en colectores de tipo parrilla con tubos en paralelo, sería aconsejable implementar secciones esbeltas, que, si bien la pérdida de carga es mayor, la recuperación de calor también lo es.

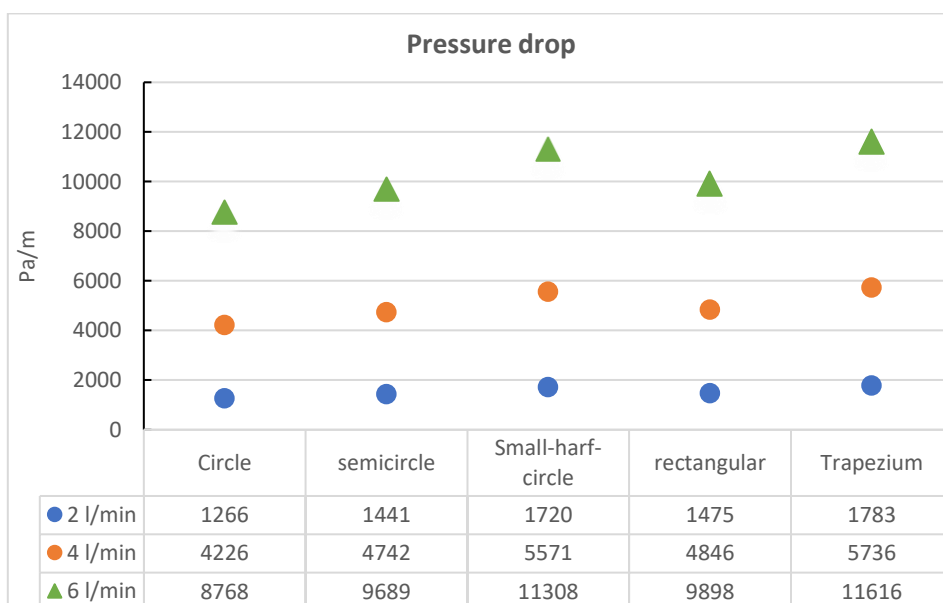


Figura IV.8: Pérdida de presión por metro de tubo.

CAPÍTULO 17. SIMULACIÓN DE LOS HEAT-PIPES

El empleo de heat pipes para el diseño final del prototipo requiere un conocimiento previo de su funcionamiento. Por esta razón se ha realizado un análisis numérico para comprender el comportamiento del heat pipe ante diferentes situaciones.

Dos tipos de estudios se han realizado como apoyo al diseño del prototipo de panel solar híbrido. El primero de ellos se centra la determinación de los límites de funcionamiento del heat pipe. Este estudio se ha realizado mediante el software EES [146] ya que cuenta con librerías adecuadas para las propiedades termodinámicas y termofísicas de los diferentes fluidos y materiales

El segundo estudio consiste en una simulación CFD. Se ha implementado un nuevo modelo desarrollado a partir de los experimentales obtenidos del ensayo del heat pipe descrito en el Capítulo 13 de este trabajo. El objetivo principal de este apartado es la validación del modelo para su posterior utilización en la simulación del panel solar híbrido completo. El software CFD utilizado para esta tarea es Ansys Fluent [12], que es ampliamente utilizado por la comunidad científica.

17.1. Análisis de los límites de funcionamiento del heat pipe mediante EES

Como herramienta de ayuda en la selección del heat pipe utilizado en el último diseño del panel solar híbrido, se han implementado las ecuaciones de los diferentes límites de funcionamiento de tubo de calor, en Engineering Equation Solver (EES). Este software permite resolver sistemas de ecuaciones no lineales, además de integrar una amplia librería de propiedades termodinámicas y termofísicas de fluidos.

Durante la ejecución del modelo, se observó que se carecía de algunos parámetros característicos del heat pipe, como, por ejemplo, tamaño de poro de la mecha o las secciones interiores del tubo de calor. Rara vez es posible obtener dicha información del propio fabricante y el procedimiento de medida, precisa de la utilización de microscopía de alta definición para determinar el tamaño del poro y las dimensiones de la sección central por la que circula el vapor.

Por esta razón, se decidió buscar los parámetros de la mecha en la bibliografía [76], [77], [81], [133]. Con ello se validó el correcto funcionamiento del modelo y se estudió su funcionamiento en diferentes condiciones.

Para el estudio que se expone a continuación, se han utilizado los valores característicos del heat pipe que se muestran en la Tabla IV.4:

Tabla IV.4: Parámetros característicos del heat-pipe QG-SHP-D5-400MN

	VALUE		VALUE
Fluid	Water	Pipe thickness	0.5 mm
Pipe material	copper	Wick type	Metallic mesh
Longitude	400 mm	Wick thickness	1 mm
Evaporator longitude	120 mm	Wick pore diameter	0.06 mm
Condenser longitude	200 mm	Wick mesh diameter	0.02 mm
External diameter	6 mm		

Los parámetros a modificar en el ensayo serán la inclinación, la temperatura del evaporador, el diámetro y la longitud del tubo. El punto de partida es el tubo con las características mostradas en Tabla IV.4 colocado en posición horizontal como en su funcionamiento en el panel PV/T. En la Figura IV.9 se muestran los resultados obtenidos con el modelo.

Tal y como se aprecia en la Figura IV.9 donde se representa la potencia térmica transmitida vs la temperatura del evaporador, los límites sónicos y el de fricción no son restrictivos, ya que sus valores están por encima del valor del límite por viscosidad, siendo éste el que limita el funcionamiento del tubo de calor en la zona de baja temperatura ($< 20^{\circ}\text{C}$). En la zona intermedia de temperatura ($15\text{-}80^{\circ}\text{C}$), el valor más restrictivo es el límite por capilaridad. También se observa como la conductividad efectiva del tubo es creciente con la temperatura. Esta zona intermedia de temperatura será, en la aplicación diseñada, la zona de trabajo, por lo que es el límite de capilaridad el que se debe considerar para el dimensionamiento del sistema. Por último, para temperatura por encima de los 80°C , el factor limitante en el funcionamiento del tubo de calor estará determinado por la ebullición del fluido.

La influencia del diámetro del tubo de calor en la potencia térmica transmitida se ha estudiado fijando distintos valores de temperatura en el evaporador, dentro de los límites de trabajo del panel PV/T. En concreto, se han considerado temperaturas de 20°C , 35°C , 50°C y 65°C , y se ha estudiado la potencia térmica transmitida para tubos de calor de diámetros entre 4 mm y 10 mm

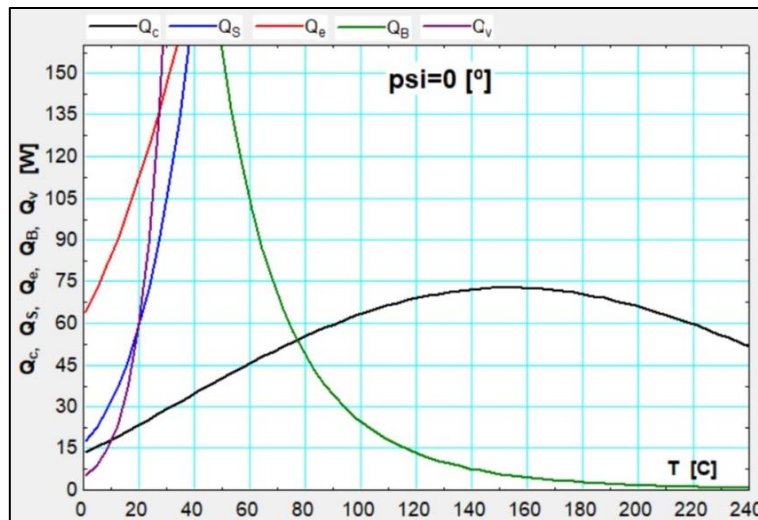


Figura IV.9: Potencia térmica transmitida entre evaporador y condensador (W) en función de la temperatura del evaporador, cuando el tubo de calor funciona en posición horizontal. (●) límite por capilaridad. (●) límite sónico. (●) límite por fricción. (●) límite por ebullición. (●) límite por viscosidad

La capacidad límite del heat pipe se ve fuertemente influida por el diámetro del mismo, haciendo que su capacidad de transferencia de calor se vea incrementada

BLOQUE IV:

considerablemente al ampliarse el espacio disponible para la circulación del vapor. Este hecho se ve positivamente reforzado con el aumento de la temperatura del evaporador, factor que también incrementa la velocidad de producción de vapor. Todos los límites de funcionamiento aumentan con la temperatura, excepto el de ebullición, que, lógicamente, se reduce al aproximarse la temperatura a la de ebullición del fluido de trabajo, en este caso agua. En la zona de temperatura del evaporador por debajo de 20° C, el efecto limitante en el funcionamiento del tubo de calor es la viscosidad del fluido.

En el segundo estudio comparativo, Figura IV.10, se analiza la potencia térmica del tubo de calor cuando este se inclina con respecto a la horizontal. Se han analizado dos posiciones, correspondientes a una inclinación de +30° y -30° (considerado sentido positivo cuando el evaporador está situado a menor cota que el condensador). El análisis permite determinar la influencia de la gravedad en el funcionamiento del sistema. El término más dependiente de la inclinación es la capilaridad de la mecha. Cuando el evaporador está por encima del condensador, la capacidad de transmisión de calor del tubo se reduce considerablemente, mientras que, en el caso opuesto, la fuerza gravitatoria favorece el retorno del fluido líquido hacia el evaporador, incrementando la respuesta del tubo de calor con respecto al caso de funcionamiento en horizontal

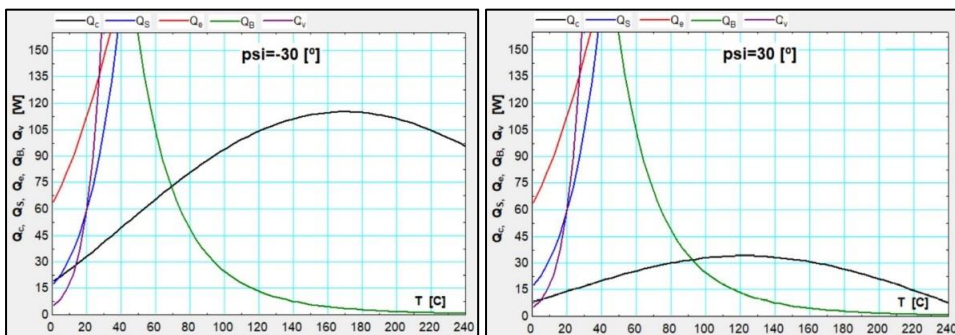


Figura IV.10: Potencia térmica transmitida entre evaporador y condensador (W) en función de la temperatura del evaporador, cuando el tubo de calor está funcionando con una inclinación a) +30°; b) 30°. (●) límite por capilaridad. (●) límite sónico. (●) límite por fricción. (●) límite por ebullición. (●) límite por viscosidad

Para poder conocer en qué medida el diámetro influye en la capacidad del tubo de calor se ha realizado un estudio donde se han fijado 4 temperaturas (20°C, 35°C, 50°C, 65°C) que pueden darse en los paneles solares híbridos. En la

Figura IV.11 se adjunta los gráficos obtenidos para un rango de diámetros comprendido entre 4 mm y 10 mm.

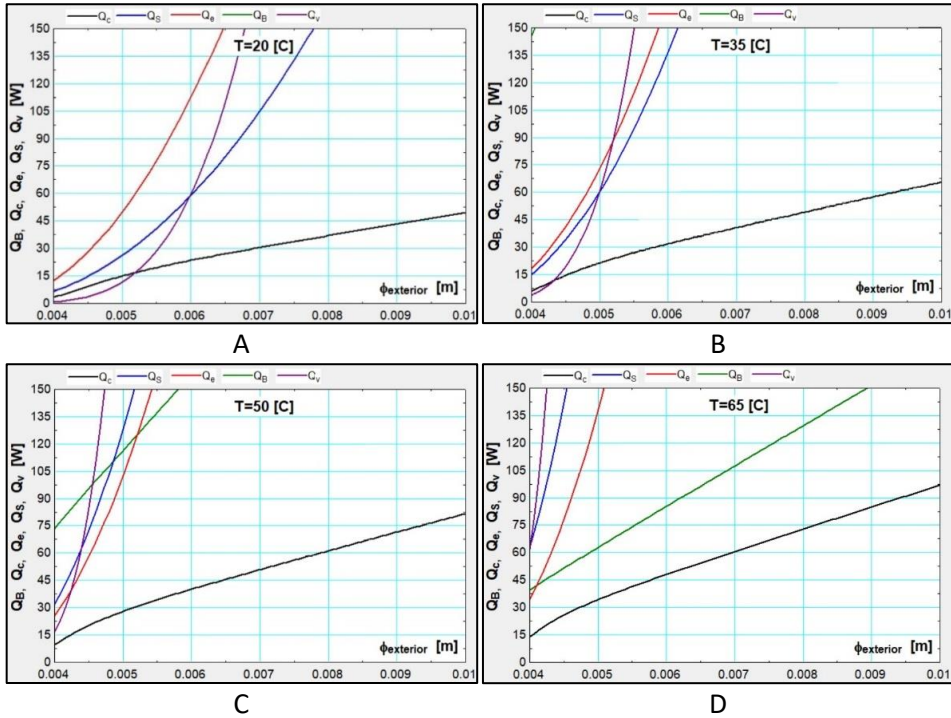


Figura IV.11: Influencia del diámetro del tubo de calor en la potencia térmica transmitida para temperaturas de evaporador a) 20°C; b) 35 °C; c) 50°C y d) 65°C. (●) límite por capilaridad. (●) límite sónico. (●) límite por fricción. (●) límite por ebullición. (●) límite por viscosidad

Puesto que en condiciones normales de funcionamiento del panel PV/T, éste se colocará con una inclinación con respecto a la horizontal que maximice la producción fotovoltaica, determinada por la latitud de la instalación. Se ha ampliado el estudio de la influencia del ángulo de inclinación sobre el rendimiento del tubo de calor, considerando ángulos en el intervalo desde -75° hasta 75° y para distintas temperaturas del evaporador. Los resultados de este estudio se recogen en la Figura IV.12 donde se representa el límite por capilaridad calculado para diferentes valores del ángulo de inclinación y para temperaturas del evaporador entre 20°C y 80°C.

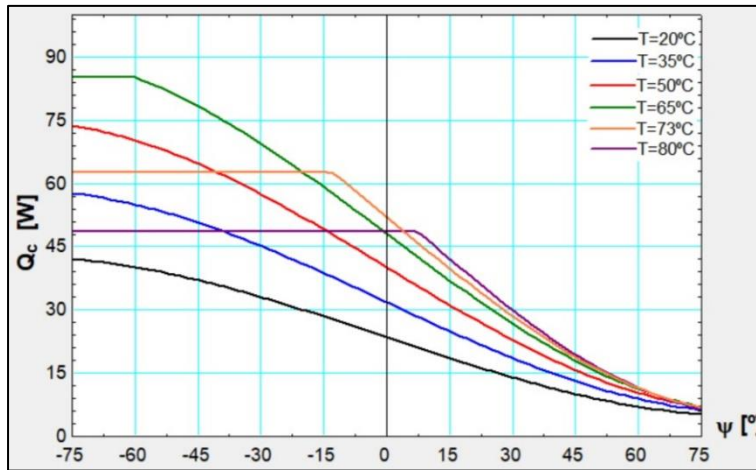


Figura IV.12: Variación del límite por capilaridad del tubo de calor en función del ángulo de inclinación para diferentes temperaturas de trabajo del evaporador

Como ya se demostró en el estudio representado en la Figura IV.10, la influencia de la inclinación es muy importante en el funcionamiento del tubo de calor. La inclinación solo afecta a la capilaridad, teniendo el resto de los límites un valor constante. El retorno del fluido desde el condensador hasta el evaporador cuando este está a una altura superior a la del condensador se produce exclusivamente por capilaridad. Este hecho reduce considerablemente el caudal de condensado de retorno y el “secado” del dispositivo se produce a valores inferiores de temperatura del evaporador y, por lo tanto, se producen menores potencias térmicas. La capacidad del heat pipe viene limitada por la capilaridad para temperaturas de evaporador hasta 60°C. Para temperaturas superiores, el factor limitante es la ebullición del fluido de trabajo. Esto se aprecia en las curvas correspondientes a temperaturas superiores a 60°C en la Figura IV.11, donde el tramo horizontal representa el límite por ebullición del fluido, mientras que la zona curva muestra el efecto de capilaridad. Para temperaturas superiores a los 75°C, el hecho de colocar el condensador por encima del evaporador, a favor de la gravedad, no produce un incremento en la capacidad del heat pipe.

El estudio se ha completado analizando la longitud del tramo del condensador, de la zona adiabática y del evaporador en la potencia térmica transmitida. Se ha considerado un tubo de calor de 400 mm de longitud total en posición horizontal con un diámetro de 6 mm. Los resultados se aprecian en la Figura IV.13. En los casos representados, se fija una de las longitudes (condensador o evaporador) en 50 mm y se modifica la longitud del otro elemento entre 50 y 300 mm.

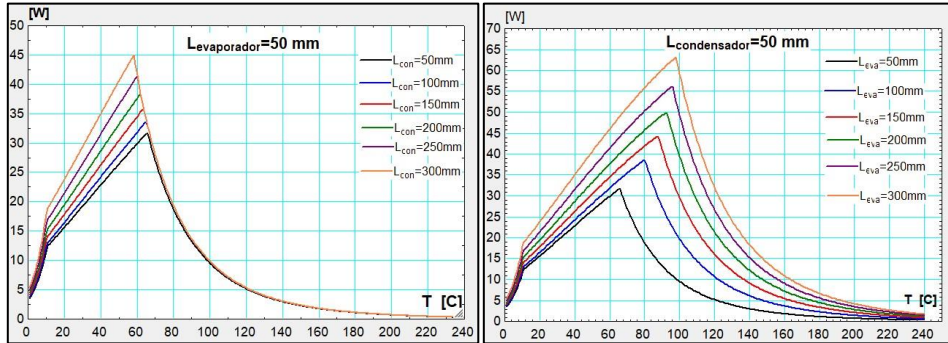


Figura IV.13: Análisis de la potencia máxima transportada por el tubo de calor para distintas longitudes a) de condensador; b) de evaporador.

En la Figura IV.13 se aprecia que, cuando la longitud del evaporador se aumenta, la potencia máxima también y se incrementa la temperatura de transición entre el límite por capilaridad y el de ebullición. Por el contrario, el aumento en la longitud del condensador no produce un incremento considerable en la potencia térmica transmitida y no modifica la temperatura de transición entre los dos fenómenos limitantes del funcionamiento del tubo.

El efecto de la longitud de la zona adiabática se muestra en la Figura IV.14. En todos los casos analizados, se mantienen iguales longitudes en condensador y evaporador.

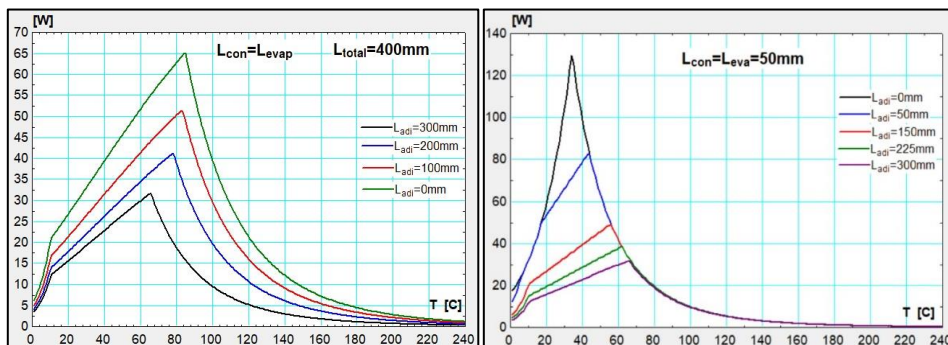


Figura IV.14: Potencia máxima transmitida en el tubo de calor en función de la temperatura del evaporador para diferentes longitudes de la zona adiabática n ; a) igual longitud de condensador y evaporador en un elemento de 400 mm de longitud total; b) para el caso particular de $L_{cond}=L_{evap}=50$ mm.

Se puede ver en la Figura IV.14, que la longitud de la zona adiabática reduce la potencia térmica transmitida por el tubo de calor. Cuando se fija en 50 mm la longitud de evaporador y condensador, el límite por capilaridad se reduce a

medida que se reduce la longitud total del tubo de calor, y por lo tanto, la de la zona adiabática, y el tubo de calor no funciona en el caso límite de que no exista la zona adiabática.

17.2. Simulación CFD de Heat-Pipe

La implementación completa mediante CFD del comportamiento de un tubo de calor que considere todos los procesos físicos que tienen lugar en el interior del dispositivo es una tarea muy compleja que ha sido objeto de estudio en numerosos trabajos [147]–[152]. Los procesos de vaporización y condensación, además del cálculo de las fuerzas de capilaridad son modelos termodinámicos complejos que precisan una elevada potencia de cálculo. Además, un modelo detallado necesita el conocimiento de la geometría interna de la mecha y el volumen de fluido. Algunos estudios han completado modelos para condiciones específicas [153]–[156], La complejidad de estos modelos dificulta en gran medida junto con los medios disponibles, su integración en un sistema complejo, como es el caso del panel PV/T con tubos de calor.

Algunos trabajos [157], [158] simplifican el sistema suponiendo el tubo de calor como un bloque sólido de un material determinado con la misma geometría que el heat pipe de partida, y propiedades termofísicas “efectivas” calculadas en función de las características del tubo y las condiciones de funcionamiento. Generalmente, se usa como material base, cobre o aluminio y se establece la conductividad térmica en un valor muy elevado, entre $50 - 100 \text{ kW}/(\text{m} \cdot \text{K})$, además de reducir el valor del calor específico. Es decir, se incrementa la conductividad térmica del material y se reduce la difusividad, al igual que sucede en el tubo de calor real.

Esta ha sido la estrategia seguida en el modelado del tubo de calor utilizada en este trabajo. El modelo se validará experimentalmente mediante los datos obtenidos en el Capítulo 13.

El modelo considera que la conductividad térmica del tubo de calor es anisótropa, es decir, posee diferentes características en la dirección axial y en la dirección radial. En el comportamiento real del tubo de calor, la conductividad térmica en dirección radial, en la zona del condensador y del evaporador, se corresponde con un material homogéneo metálico, de características semejantes al material del tubo, cobre o aluminio, mientras que la conductividad en la dirección axial es

función de las características de trabajo del sistema, donde influyen parámetros como la longitud, diámetro, inclinación o temperatura de trabajo, según se ha analizado en el apartado anterior y como se ha comprobado experimentalmente en el Capítulo 13.

Previamente a la implementación de esta metodología, en la simulación final del panel solar híbrido, es necesario validar los resultados obtenidos por el software CFD con los experimentales tanto en estudios estacionarios como en transitorio. Este proceso consiste en la resolución de varias simulaciones donde se repliquen las condiciones del ensayo experimental realizado en el banco de pruebas de tubos de calor, con la geometría de los diferentes componentes, y las diferentes condiciones de contorno: temperaturas, caudal de agua, potencia térmica, entre otros.

17.2.1. *Geometría*

En las simulaciones CFD, uno de los parámetros más influyentes en el coste computacional es el número de elementos que componen la malla. Por esta razón, se debe hacer un estudio previo donde se puedan analizar al menos 3 mallas con diferente número de celdas para determinar si existe influencia en los resultados, reducir el número de elementos y determinar un tamaño de malla óptimo que permita realizar simulaciones precisas con los medios disponibles y en un tiempo razonable.

La geometría para el estudio consta de 3 elementos: tubo de calor, bloque del evaporador y el condensador de agua. En la Figura IV.15 se muestra la forma general de la geometría considerada.

Puesto que se trata de tres elementos diferentes, se ha realizado el estudio de la malla individualmente para cada uno de ellos. En el caso del tubo de calor y del evaporador se trata de geometrías sólidas mientras que el condensador es un volumen de fluido, que consiste en el agua de recirculación. La transmisión de calor en el sólido se realiza por conducción, mecanismo más sencillo de resolver que el caso del fluido, donde la transmisión se produce por convección y conducción, el problema es que se debe calcular la velocidad y temperatura del fluido en cada punto.

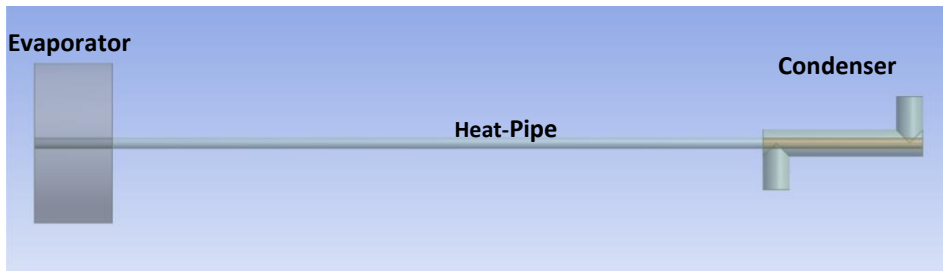


Figura IV.15: Geometría para la simulación del banco de ensayos de tubos de calor

En procesos de transmisión de calor en fluidos se debe prestar especial atención a la malla, que debe tener una suficiente resolución en las zonas de contacto entre el fluido y las paredes. También se debe seleccionar el modelo de cálculo del flujo, diferenciando entre flujo laminar o turbulento. En el caso que se estudia en este trabajo se considera régimen laminar con números de Reynolds inferiores a 400. El flujo laminar no es sensible al valor del Y^+ del flujo, pero si es necesario disponer de celdas suficientes que permitan determinar el perfil de velocidades con resolución adecuada. En la Tabla IV.5 se representan los valores de cada una de las mallas estudiadas. La influencia de la potencia térmica aportada al sistema también se ha considerado, repitiendo el estudio de cada malla con niveles de potencia térmica.

Tabla IV.5: Número de elementos de las mallas para cada componente

Element	Mesh 1	Mesh 2	Mesh 3
Evaporator	1764	7200	24000
Condenser	70261	214157	416868

Cuando se comparan las tres mallas del evaporador, consistente en un bloque macizo de aluminio, se observa que el número de celdas, y por tanto su tamaño, no es determinante en los resultados obtenidos. En la Figura IV.16 se muestran los resultados para los dos niveles de potencia térmica aportada, donde los valores obtenidos en cada malla son iguales. Por esta razón, se ha optado por utilizar una malla con un bajo número de celdas que permite reducir el tiempo de cálculo.

El estudio se ha repetido para las tres mallas modificando el caudal de agua en el condensador, manteniendo el régimen laminar. Con el objetivo de cuantificar el perfil térmico y de velocidades, parámetros fundamentales en la resolución del problema de la convección, se ha generado una capa de celdas de baja altura

alrededor de la zona de contacto con el tubo de calor y se ha definido una potencia térmica de entrada de 100 W.

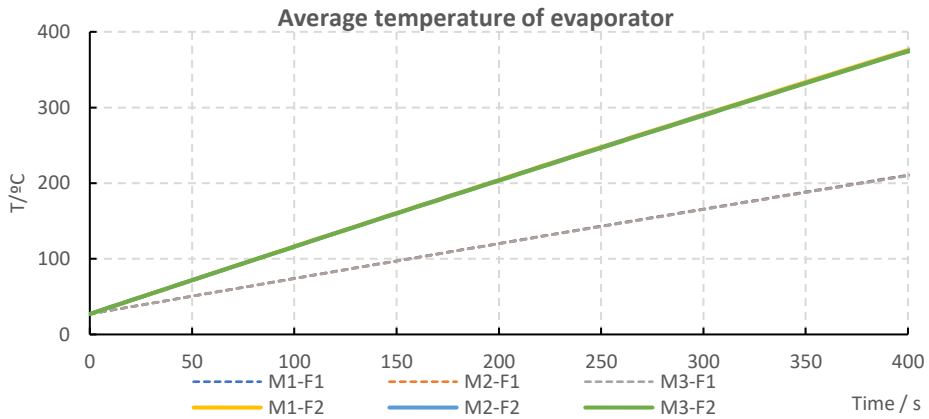


Figura IV.16: Comparativa de los resultados obtenidos en la simulación de la temperatura del bloque del evaporador para las mallas de características indicadas en la Tabla IV.5. Se indica la temperatura media del bloque de aluminio completo. Los resultados de cada malla y caudal de agua en el condensador ensayados se codifican según $M_i - F_i$.

Los parámetros analizados han sido la potencia térmica intercambiada y la temperatura media del volumen de agua circulado. Los resultados obtenidos se pueden observar en la Figura IV.17 y Figura IV.18.

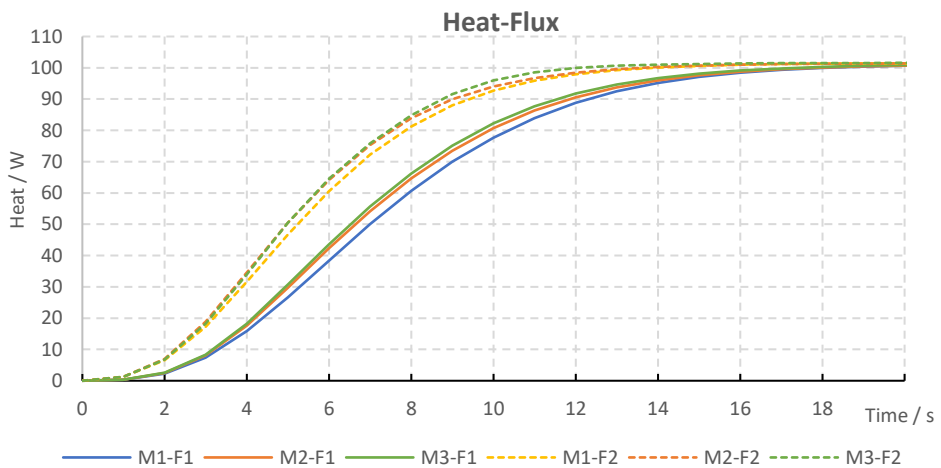


Figura IV.17: Modelado de la potencia térmica absorbida en el condensador para las mallas de características indicadas en la Tabla IV.5. Los resultados de cada malla y caudal de agua en el condensador ensayados se codifican según $M_i - F_i$

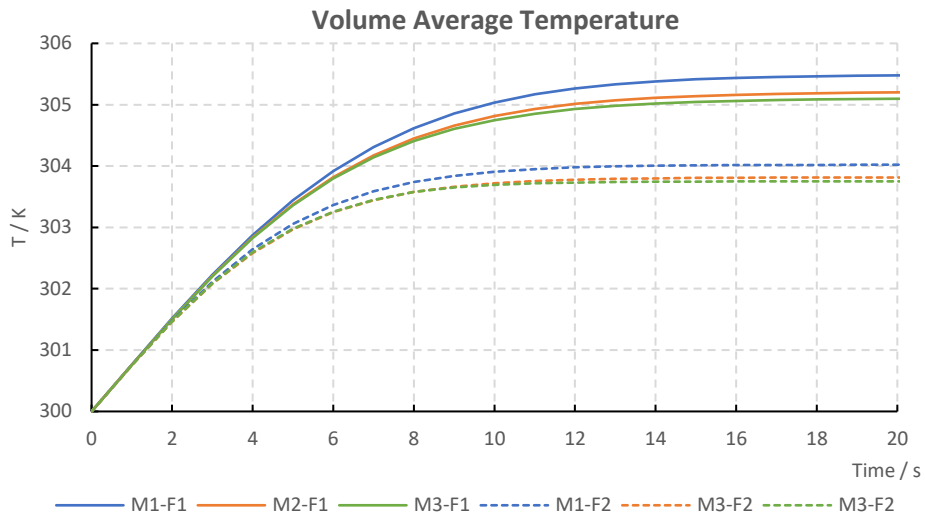


Figura IV.18: Resultados de la temperatura media del fluido para las mallas de características indicadas en la Tabla IV.5. Los resultados de cada malla y caudal de agua en el condensador ensayados se codifican según Mi-Fi.

En este estudio, las características de la malla son determinantes. Se ha escogido la malla intermedia que presenta un compromiso adecuado entre resolución y coste computacional y muy poca diferencia con la malla de resolución superior. Los datos estadísticos calculados para la malla utilizada se muestran en la Tabla IV.6.

Tabla IV.6: Parámetros estadísticos y de calidad de la malla seleccionada para la simulación CFC del tubo de calor

Geometry	Mesh Elements	Orthogonal Quality	Aspect Ratio
Evaporador	3716	Min: 0.19704	Min: 1.1588
HP	4698	Max: 0.9998	Max: 22.236
Condensador	213952	Ave: 0.79139	Ave: 2.7679

17.2.2. Establecimiento de las condiciones de contorno

El sistema a modelar es un proceso de transferencia de calor entre el evaporador y el condensador. Se deben definir los diferentes parámetros de contorno, paralelamente a los considerados en los ensayos experimentales:

- Superficie de entrada de fluido en el condensador:

Se ha definido la entrada de fluido hacia el condensador como un caudal másico denominado, “mass-flow-inlet”, en el software. Su dirección es normal a la superficie y responde a la hipótesis de flujo unidimensional, es decir, constante en todos los puntos. Aunque justo en la entrada, el perfil de velocidad del flujo de agua se considera homogéneo, el programa calcula el perfil real de velocidades según éste avanza a lo largo del tubo, por lo que se debe definir una longitud suficiente de tubo recto tanto a la entrada como a la salida del volumen de control.

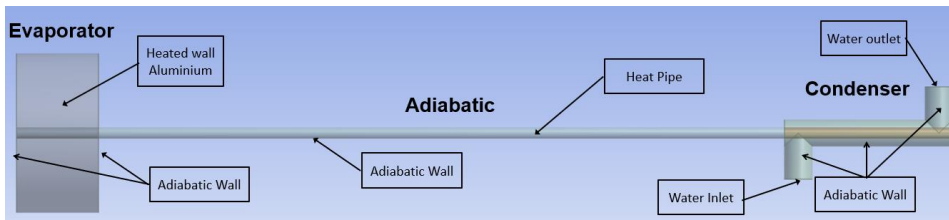


Figura IV.19: Representación gráfica de las condiciones de contorno para la simulación en el software Fluent.

En los ensayos experimentales se registra el caudal volumétrico, que se relaciona con el másico a través de la densidad según la expresión (IV.10)

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (IV.10)$$

El caudal de agua circulante por el condensador se ha mantenido siempre por debajo de 220 ml/min , siendo el valor definido en la simulación el caudal medio a lo largo de toda la prueba experimental realizada. También se debe definir la temperatura de entrada del fluido, utilizando para todas las simulaciones 20°C .

- Potencia térmica de entrada al evaporador

El calor se aplica sobre el lateral del cilindro de aluminio del evaporador. En el ensayo experimental, se han utilizado diferentes niveles de potencia térmica aplicadas al evaporador. Este calor se debe aplicar sobre la superficie lateral del bloque cilíndrico del evaporador, donde se ajusta la potencia térmica mediante escalones en la fuente de potencia eléctrica.

- Tipo de flujo viscoso

La selección del modelo viscoso es de vital importancia ya que se desean resultados precisos en la simulación. El número de Reynolds permite diferenciar entre flujo turbulento y laminar.

$$Re = \frac{\rho \cdot L_c \cdot V}{\mu} \begin{array}{l} < 2100 \rightarrow \textit{laminar} \\ > 4000 \rightarrow \textit{Turbulento} \end{array} \quad (\text{IV.11})$$

En esta expresión V , ρ y μ son velocidad (m/s), densidad (kg/m^3) y viscosidad del fluido a la temperatura del mismo ($Pa \cdot s$). El valor de la longitud característica, L_c , se calcula a partir del diámetro hidráulico equivalente (m), que relaciona el área de la sección de fluido y el perímetro mojado de tubo según la expresión(IV.12):

$$D = \frac{4 \cdot A}{P} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (D_{ext}^2 - D_{int}^2)}{\pi \cdot (D_{ext} + D_{int})} \quad (\text{IV.12})$$

El valor del número de Reynolds para D_{ext} 12 mm, D_{int} 5 mm y velocidad del flujo $V = Q/A = 0.035 m/s$ es de $Re \sim 250$. Por lo tanto, se debe considerar un modelo viscoso de tipo laminar. El modelo de cálculo de flujo laminar no necesita de una malla con características particulares de Y^+ en la zona del borde con la pared del tubo.

- Contornos exteriores

Todo el perímetro exterior está aislado térmicamente para evitar pérdida de calor al ambiente, por lo que, todos los contornos se han definido como paredes adiabáticas.

- Propiedades de los materiales

El aspecto más característico diferenciador de la metodología planteada es la forma de definir el comportamiento del tubo de calor. Como se ha explicado con anterioridad, el modelo macroscópico que se plantea no modela por completo los procesos termodinámicos que tienen lugar en el interior del dispositivo. En su lugar se define un bloque macizo de un material sólido donde su conductividad térmica se ha establecido en base a los resultados obtenidos experimentalmente.

El resto de las propiedades del material se han definido según las expresiones (IV.13) y (IV.14):

$$C_p = 0.6 \cdot C_{p_{wick}} + 0.2 \cdot C_{p_{pipe}} + 0.2 \cdot C_{p_{fluid}} \quad (\text{IV.13})$$

$$\rho = 0.6 \cdot \rho_{wick} + 0.2 \cdot \rho_{pipe} + 0.2 \cdot \rho_{fluid} \quad (\text{IV.14})$$

En estas expresiones, el subíndice *wick* se refiere a la mecha, *pipe* al material del tubo y *fluid* a las características del fluido interno. Para la conductividad térmica, se define un valor en la dirección axial y otro en la radial:

$$\begin{aligned}
 k_{radial} &= 0.6 \cdot k_{wick} + 0.2 \cdot k_{pipe} + 0.2 \cdot k_{fluid} \\
 k_{axial} &= 326.2 \cdot \theta^3 - 4209 \cdot \theta^2 + 14449 \cdot \theta + 9338
 \end{aligned}
 \tag{IV.15}$$

Como se puede observar en la expresión de la conductividad térmica radial se mantiene el modelo del resto de propiedades termofísicas, densidad y calor específico y el término de la conductividad en la dirección axial que procede del ajuste obtenido de los ensayos experimentales (Capítulo 13)

17.2.3. Resultados de la simulación.

La simulación se ha resuelto en régimen transitorio, de forma que ha sido posible registrar los valores de la temperatura del tubo de calor según se desarrollaba el estudio. Durante el tiempo que se ha simulado se han realizado los pertinentes cambios en la potencia térmica del evaporador. Los resultados obtenidos se muestran en el gráfico de la Figura IV.20.

Se observa claramente como la tendencia se repite en todos los valores de potencia térmica ensayados. La mayor diferencia se encuentra en la velocidad con la que se alcanza la temperatura estacionaria en la simulación. Se observa como la inercia térmica del material simulado es menor que en el caso real. Esta diferencia se ve incrementada a mayores temperaturas, justificando este hecho por las pérdidas al ambiente que tienen lugar en los ensayos experimentales.

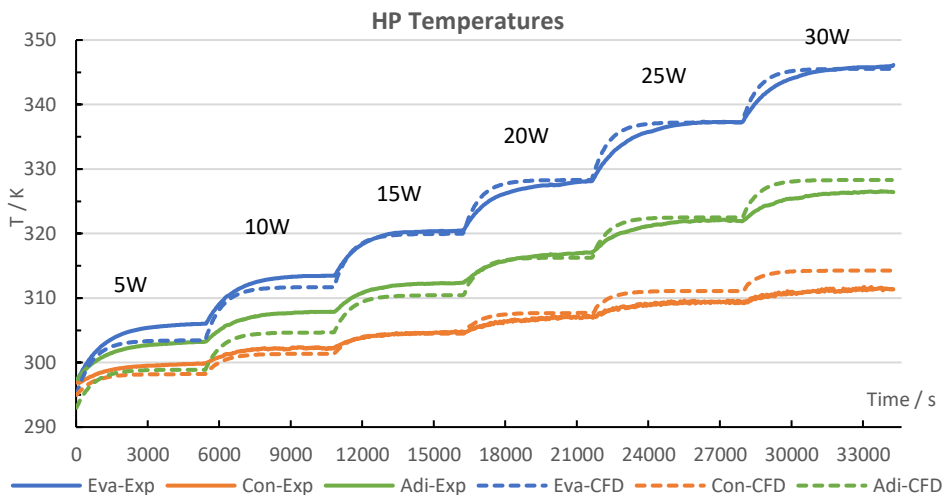


Figura IV.20: Evolución de la temperatura del condensador, evaporador y zona adiabática del tubo de calor en función del tiempo para diferentes potencias térmicas disipadas en el evaporador. Las líneas continuas son los valores obtenidos en los ensayos experimentales y las líneas discontinuas los resultados de la simulación CFD

BLOQUE IV:

También se observa que, a potencias térmicas pequeñas, la simulación consigue valores superiores de temperatura de las tres zonas. El mejor ajuste se consigue en el evaporador y el error más acusado se aprecia en el condensador. En los ensayos, la temperatura del condensador se asume que es la del agua que circula por el intercambiador, medida con termopares, como se indicó en el apartado correspondiente del Capítulo 13. Estas medidas son más inestables que las obtenidas en el resto de los elementos del tubo de calor.

Las discrepancias entre los valores experimentales y los obtenidos en la simulación se han representado en la Figura IV.21. Estas diferencias cambian de signo a medida que transcurre la simulación para todas las potencias térmicas ensayadas.

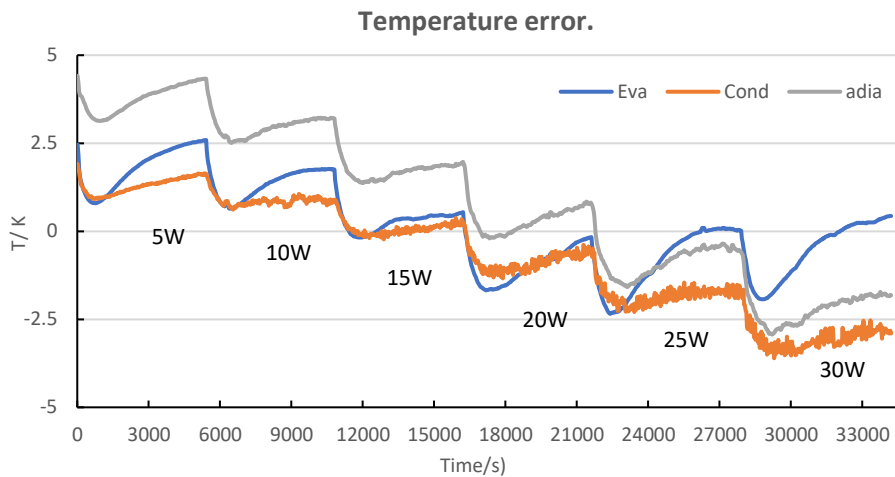


Figura IV.21: Diferencia de temperatura entre los datos experimentales y de CFD

CAPÍTULO 18. SIMULACIÓN DE PANELES SOLARES HÍBRIDOS

Como complemento en la validación de los diseños de panel PV/T, se ha abordado la simulación CFD de los prototipos diseñados y del panel fotovoltaico utilizado como referencia. Los estudios comprenden modelos de paneles completos en 3D para todos los diseños sin almacenamiento térmico. Los prototipos con almacenamiento térmico mediante PCM se han simulado en 2D con el fin de poder abordar el estudio con los medios disponibles. Con el objetivo de realizar un análisis completo, alguno de los diseños se ha simulado tanto en 3D como en 2D pudiendo completar el estudio global.

El objetivo de las simulaciones es la de poder realizar un análisis del comportamiento de los distintos paneles en igualdad de condiciones y para diferentes posibilidades de funcionamiento real. Para ello, se han mantenido en todas las simulaciones las características del panel fotovoltaico de partida y las características termofísicas de materiales. En concreto, los parámetros comunes en todos los ensayos son:

- Dimensiones del módulo fotovoltaico: Las dimensiones son las mismas que las del módulo fotovoltaico empleado para la construcción del prototipo: $L = 540 \text{ mm}$; $W = 1194 \text{ mm}$.
- Propiedades termofísicas: aluminio, panel PV, tubo de cobre, aislamientos, etc.
- Irradiancia térmica incidente sobre el panel fotovoltaico: 1000 W/m^2 .

BLOQUE IV:

- Caudal de agua circulante por el colector térmico: 2 l/min .
- El agua se ha considerado fluido incompresible con propiedades termofísicas constantes e iguales a las obtenidas a 25°C ($c_p, k, \rho, \mu\dots$).
- Se mantiene el modelo de pérdidas de calor por convección y radiación hacia el ambiente exterior.
- Se considera una temperatura ambiente de 25°C .
- Modelo turbulento utilizado para el flujo de agua por el colector térmico $K - \varepsilon$ Realizable
- Modelo de capa límite: Enhanced Wall Treatment.
- Se consideran en todos los casos las mismas secciones de tubo y separación entre ellos.
- El Time step en el estudio transitorio se fija en un segundo.

La única geometría que necesita corrección de los valores es el panel PV/T con PCM y heat pipe. Este panel, tal y como se ha mencionado en el Capítulo 10 tiene un marco perimetral que aumenta la superficie de captación.

Debido a la compleja física de algunos procesos termodinámicos que tienen lugar en el interior del panel, se han programado modelos simplificados de algunos de ellos, los cuales se detallan y justifican en este capítulo, siendo estos modelos:

- Modelo de convección exterior del panel.
- Modelo de absorción de la radiación solar.
- Conductividad térmica del aire de aislamiento.
- Capas de material con celdas virtuales.
- Propiedades termofísicas del PCM.

Todos estos modelos se han programado de forma externa mediante funciones definidas por el usuario (UDF en sus siglas en inglés). Como ya se ha mencionado, el software CFD utilizado es Ansys Fluent 18.2, Research Licence.

En este apartado se describen los sistemas analizados y los modelos termodinámicos y ecuaciones utilizados para definir el comportamiento de los sistemas.

18.1. Modelos de cálculos aplicados en las simulaciones.

18.1.1. Balance energético en el panel.

La energía que incide sobre un panel fotovoltaico es la radiación solar. Esta energía varía a lo largo del día debido al cambio de posición del sol respecto del panel. Solo una parte de esta radiación es convertida en electricidad por las células fotovoltaicas, mientras que el resto, se transforma en energía térmica que modifica la temperatura del módulo, con lo que el panel intercambia calor con el entorno mediante convección y radiación térmica fundamentalmente.

Todos los casos analizados han mantenido una intensidad de radiación incidente constante e igual a $G = 1000 \text{ W/m}^2$. Este es el valor fijado por la norma IEC 61215:2016 como condición STC para el test de paneles fotovoltaicos. Mantener constante el valor de la radiación reduce considerablemente el tiempo y los requerimientos de capacidad de computación necesarios, ya que se puede trabajar exclusivamente en estado estacionario. Esta hipótesis es válida en aquellos diseños en los que no hay acumulación energética en el PCM. En estos casos, resulta imprescindible analizar el transitorio para poder estudiar el proceso de cambio de fase, aunque se sigue manteniendo el mismo valor de radiación solar incidente en el panel.

El modelo energético planteado responde a la ecuación (IV.16) correspondiente al balance energético global del panel.

$$G \cdot A_{pv} = \dot{q}_{heat} + \dot{W}_{elec} + G_{refl} \cdot A_{pv} \quad (\text{IV.16}),$$

donde G es la radiación solar (1000 W/m^2 en condiciones STC), A_{pv} es el área del panel (m^2), \dot{q}_{heat} es el calor intercambiado con el ambiente (W); \dot{W}_{elec} es la energía eléctrica generada (W) y G_{refl} es la radiación reflejada por el vidrio frontal del panel (W). Para simplificar el cálculo, este último término se ha despreciado ($G_{refl} = 0$) ya que su valor es fijo en todos los paneles cuando consideramos las mismas propiedades del vidrio frontal. Este valor suele ser inferior al 5% de la radiación incidente, siendo incluso menor cuando la radiación incide de forma perpendicular al panel, variando levemente debido al cambio en la temperatura del panel provocada por la modificación de las propiedades ópticas de los materiales. La absortancia del panel se ha considerado igual a la unidad.

Para el cálculo de la electricidad generada se aplica el modelo de eficiencia fotovoltaica, según la expresión (IV.17), donde la energía eléctrica es dependiente de la temperatura de trabajo de la célula fotovoltaica:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{elec} &= G \cdot \eta_{PV} \cdot A_{pv} \cdot \left(1 + \frac{\gamma}{100} \cdot [T_{PV} - 25^{\circ}\text{C}]\right) \\ \dot{W}_{elec} &= P_{PV} \cdot \left(1 + \frac{\gamma}{100} \cdot [T_{PV} - 25^{\circ}\text{C}]\right) \end{aligned} \quad (\text{IV.17})$$

En esta expresión η_{PV} es la eficiencia del panel en condiciones STC, γ es el coeficiente térmico de potencia del panel ($^{\circ}\text{C}^{-1}$) y T_{PV} es la temperatura del panel en ($^{\circ}\text{C}$).

Los datos empleados para los diferentes parámetros del panel se toman de la hoja de especificaciones técnicas suministrada por el fabricante, en este caso el modelo de panel fotovoltaico utilizado en los prototipos construidos es el Luxor Solo-Line LX-100M, cuyas características están recopiladas en la Tabla II.1:

$$\begin{aligned} \eta_{PV} &= 15.5 \% \\ \gamma &= -0.45 \%/^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

18.1.2. *Trasmisión de calor por convección en paneles fotovoltaicos.*

La energía térmica intercambiada por el panel con el entorno, \dot{q}_{heat} , considera el calor recuperado por el fluido que circula por el colector térmico además de las pérdidas por conducción y radiación hacia el ambiente.

$$\dot{q}_{heat} = \dot{q}_{convection} + \dot{q}_{radiation} + \dot{q}_{fluid} \quad (\text{IV.18})$$

En la bibliografía se pueden encontrar diferentes modelos de transmisión de calor por convección en panel fotovoltaico, que permiten estimar el coeficiente convectivo en función de la temperatura del panel y las condiciones exteriores.

En este trabajo se ha seleccionado el modelo planteado por Chenlo [159]. El circuito térmico equivalente propuesto en el trabajo es el que se muestra en la Figura IV.22.

$$h_{global}^3 = h_{natural}^3 + h_{forced}^3 \quad (\text{IV.19})$$

El autor propone cálculos diferentes para cada una de las superficies frontal o posterior del panel fotovoltaico, estando descritas por las expresiones (II.20), (II.21), (II.22) y (II.23).

- Superficie frontal del panel

$$h_{natural} = 1.68 \cdot (T_p - T_{\infty})^{1/3} \quad (IV.20)$$

$$h_{forced} = 2.8 + 3.0 \cdot U_{wind} \quad (IV.21)$$

- Superficie trasera del panel

$$h_{natural} = 1.56 \cdot [(T_p - T_{\infty}) \cdot \sin \phi] \quad (IV.22)$$

$$h_{forced} = 0.75 \cdot (2.8 + 3.0 \cdot U_{wind}) \quad (IV.23)$$

En estas expresiones, T_p y T_{∞} son las temperaturas del panel y del aire respectivamente (K), U_{wind} es la velocidad el viento (m/s) y ϕ es la inclinación de panel respecto de la horizontal (rad)

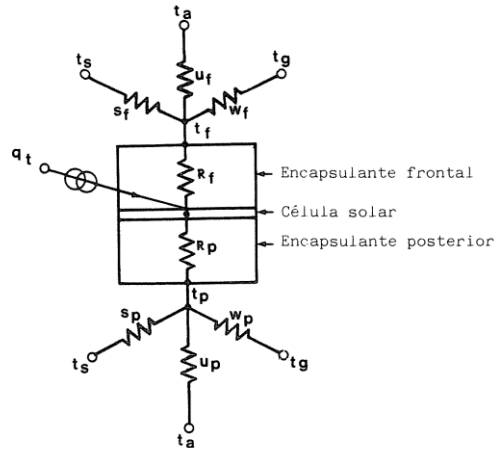


Figura IV.22: esquema térmico del panel fotovoltaico. [159]

El modelo se ha programado en Fluent mediante las correspondientes UDF, tomando el valor medio de la superficie frontal y posterior para cada uno de los casos. Cabe mencionar que Fluent calcula la transmisión de calor por convección desde una superficie de contorno en base al coeficiente de película global que aplica sobre la misma según la expresión (IV.24).

$$\dot{q}_{convection} = h_{global} \cdot A_{pv} \cdot (T_{wall} - T_{\infty}) \quad (IV.24)$$

El cálculo de la transmisión de calor por radiación para una pared se hace a través de la expresión (IV.25)

$$\dot{q}_{radiation} = A_{pv} \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \sigma \cdot (T_w^4 - T_{\infty}^4) \quad (IV.25)$$

donde A_{pv} es el área del panel fotovoltaico (m^2) ε_{ext} es la emisividad de la superficie (0.9), σ es la constante de Stefan-Boltzman de valor ($6,67 \cdot$

$10^{-8}W/(m^2 \cdot K)$) y T_{wall} y T_{∞} son respectivamente la temperatura superficial y ambiente (K).

18.1.3. Propiedades termofísicas del panel fotovoltaico

Tal y como se muestra en el esquema de la Figura IV.22, la energía de entrada al panel se realiza sobre la célula fotovoltaica. La radiación solar atraviesa el vidrio y el encapsulado frontal, permeable a la radiación solar, hasta que incide en la célula, produciendo electricidad e incrementando la temperatura. Por conducción, el calor es transmitido hacia ambos lados del panel. El software empleado no permite modelar un flujo de calor entre dos capas en contacto, pero se puede definir una generación de calor volumétrica entre dos materiales. El programa incorpora al cálculo, un volumen de material virtual donde se genera una energía térmica por unidad de volumen. Para realizar el cálculo, se necesita conocer el valor de la potencia térmica generada (W/m^3) y el espesor de la capa, ya que el área lo toma de la propia geometría definida.

En el caso del panel fotovoltaico, esta capa virtual se define a partir del tamaño de la célula del panel y se supone el espesor y las propiedades termofísicas del Si-m. Esta aproximación se considera adecuada ya que, el espesor considerado es muy pequeño, $0.25 \sim 0.4 \text{ mm}$, y la conductividad térmica muy elevada frente al resto de materiales que forman el panel.

El cálculo de la potencia térmica transmitida se determina a partir de un proceso iterativo realizado sobre la expresión del balance energético, expresión (IV.16), y la eficiencia eléctrica, expresión (IV.17). Estas expresiones dependen de la temperatura superficial, también calculada iterativamente a partir del valor de la potencia térmica de partida. El modelo para el cálculo de la generación volumétrica de calor (W/m^3) se ha programado con la expresión (IV.26), donde al valor fijo de radiación solar, se le resta la generación de energía eléctrica, que depende de la temperatura de la célula fotovoltaica.

$$\dot{q}_{vol} = \left(G_{sun} - \frac{P_{pv}}{A_{pv}} \cdot \left(1 + \frac{\gamma}{100} \cdot (T_{pv} - T_{ref}) \right) \right) \cdot \frac{1}{e_{Si}} \quad (IV.26)$$

Aquí, G_{sun} es la radiación solar que se ha fijado en 1000 W/m^2 , P_{pv} es la potencia eléctrica nominal del panel en condiciones STC (100 W), A_{pv} es el área del panel fotovoltaico (m^2), $\gamma = -0.35 \text{ \%}/^{\circ}\text{C}$ para el panel fotovoltaico elegido, $T_{pv} - T_{ref}$ es la diferencia de temperatura de la célula fotovoltaica respecto de la de

referencia marcada por las condiciones nominales STC ($T_{ref} = 25^{\circ}\text{C}$) y e_{Si} es el espesor de la célula fotovoltaica (0.4 mm).

Para el cálculo de la transferencia de calor por conducción se deben definir las propiedades termofísicas de los materiales que conforman el panel. Las diferentes capas del panel se muestran en la Figura IV.23 junto con su espesor y conductividad térmica.

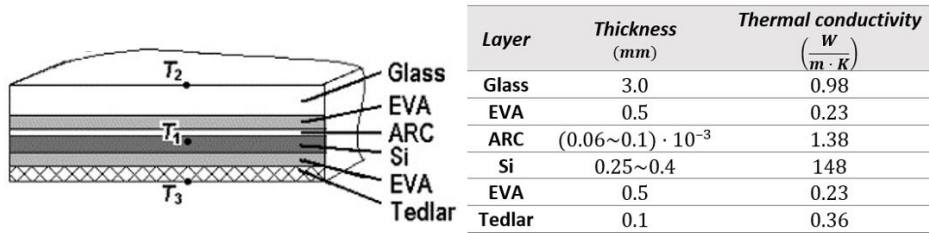


Figura IV.23: Composición de un panel fotovoltaico y su conductividad térmica. [160] [161]

Pese a que es posible el estudio individual de cada una de las diferentes capas, el espesor de cada una de ellas es muy pequeño, requiriendo mallas con muchos elementos. Por ello, se ha optado por agrupar las capas del encapsulamiento frontal en una única capa y en otra el encapsulamiento posterior. Las propiedades de los materiales de estas capas se han calculado según las expresiones (IV.27), (IV.28) y (IV.29), donde además, su espesor se corresponde con la suma de las capas que integra.

$$\bar{k}_{pv} = \frac{\sum(\delta_i \cdot k_i)}{\sum \delta_i} \quad (IV.27)$$

$$\bar{c}_{p,pv} = \frac{\sum(\delta_i \cdot c_{p_i})}{\sum \delta_i} \quad (IV.28)$$

$$\bar{\rho}_{pv} = \frac{\sum(\delta_i \cdot \rho_i)}{\sum \delta_i} \quad (IV.29)$$

Una vez aplicadas las expresiones, los valores utilizados en la simulación para cada una de las propiedades termofísicas se muestran en la Tabla IV.7.

En ningún caso se ha considerado resistencias de contacto térmico entre las diferentes capas de materiales ya que los paneles fotovoltaicos se encapsulan a gran temperatura y presión eliminando la posibilidad de presencia de aire entre las capas que limiten la transferencia de calor.

Tabla IV.7: Propiedades termofísicas de los encapsulamientos frontal y posterior del panel fotovoltaico considerado en el estudio calculadas mediante las expresiones (IV.27)-(IV.29)

	Front side	Back side
Thickness	$e_{front} = 3.5 \text{ mm}$	$e_{back} = 0.8 \text{ mm}$
Thermal conduction	$\bar{k}_{pv;front} = 1.759 \frac{W}{m \cdot K}$	$\bar{k}_{pv;back} = 0.307 \frac{W}{m \cdot K}$
Density	$\bar{\rho}_{pv;front} = 2235.7 \frac{kg}{m^3}$	$\bar{\rho}_{pv;back} = 1043.8 \frac{kg}{m^3}$
Specific Het	$\bar{c}_{p;pv;front} = 727.1 \frac{J}{kg \cdot K}$	$\bar{c}_{p;pv;back} = 1775 \frac{J}{kg \cdot K}$

18.1.4. Modelo del aislamiento mediante capas virtuales

El aislamiento térmico de los paneles PV/T es necesario para que el calor se pueda recuperar en el fluido. En los paneles con PCM también es de vital importancia ya que en estos casos se almacena el calor hasta que se recupere para usos posteriores. La forma de aislar los paneles PV/T por su parte posterior es mediante manta de aislamiento K-flex [110] de 19 mm de espesor. Se dispone de forma que envuelva toda la superficie posterior del panel PV/T. Para lograr un ahorro en elementos de la malla, Fluent implementa una función que permite definir capas virtuales. En ellas se calcula la conducción de calor en todas las direcciones. Este modelo solo es aplicable a materiales sólidos ya que únicamente se determina la transferencia de calor por conducción, según ley de Fourier (IV.30).

$$q_{conduction} = -k \cdot \nabla T \quad (IV.30)$$

Tanto el aislamiento como la carcasa exterior se han definido con esta metodología. Los únicos parámetros necesarios para el cálculo son el espesor y las propiedades termofísicas del material. Este modelo es compatible con el cálculo de la convección exterior según se ha definido anteriormente. La única limitación del modelo es que solo es aplicable en estudios unidimensionales en dirección normal a la superficie donde se define. Por esta razón únicamente se ha utilizado esta simplificación en la carcasa de aluminio exterior y mallando el resto de los materiales.

18.1.5. *Modelo de simulación del PCM*

El modelo de cálculo para el PCM es el de cambio de fase basado en entalpía-porosidad, una opción implementada en la mayor parte de los softwares CFD. Este modelo asume un rango de temperatura finito de cambio de fase, generando una región “blanda” (mushy region) donde la fracción líquida, β , varía entre $\beta = 0$, sólido, y $\beta = 1$, líquido. Este parámetro representa la fracción del volumen de la celda que se encuentra en estado líquido. La fracción líquida se calcula en cada iteración mediante un balance de entalpía:

$$H = h + \Delta H \quad (IV.31)$$

$$h = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T c_p dT \quad (IV.32)$$

$$\Delta H = \beta \cdot L \quad (IV.33),$$

donde H es la entalpía (J/kg), L el calor latente de fusión (J/kg), h_{ref} la entalpía en el estado de referencia (J/kg) y c_p el calor específico a presión constante ($J/kg \cdot K$). La fracción líquida, β , se calcula según la expresión (IV.34):

$$\beta = \begin{cases} 0 & T < T_{solid} \\ 1 & T > T_{liq} \\ \frac{T - T_{solid}}{T_{liq} - T_{solid}} & T_{solid} < T < T_{liq} \end{cases} \quad (IV.34)$$

donde T_{solid} y T_{liquid} son las temperaturas a las que empieza y acaba la fusión. A las ecuaciones de Navier-Stokes se agrega un término de sumidero (S) dado por la ecuación de Carman-Koseny, donde aparece la llamada constante de zona blanda A_{mush} . La ecuación de la energía quedaría

$$\rho \frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot H) + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v} \cdot H) = \nabla \cdot (K \cdot \nabla T) + S \quad (IV.35)$$

$$S = \frac{(1 - \beta)^2}{\beta^3 + \epsilon} A_{mush} \cdot (\vec{v}) \cdot \frac{v}{\beta^3 + \epsilon} \quad (IV.36)$$

S da cuenta del efecto de amortiguación de la convección debida a los cambios de fase. ϵ es un factor muy pequeño para evitar la división por cero. A_{mush} describe el efecto cinético en la zona de transición (típicamente $10^4 - 10^7$).

BLOQUE IV:

Las propiedades termofísicas del PCM, ácido láurico, se han definido según las expresiones (III.3), (III.6), (III.9) y (III.12) detalladas en el Capítulo 11, habiéndose programado las expresiones (IV.37)-(IV.40) todas en UDFs para un $\Delta T = 10^\circ\text{C}$.

$$\rho = 1007 + \frac{41.32282 \left(1 + \left(1 - \frac{T}{743.43}\right)^{0.23447}\right) - 1007}{1 + \exp\left(\frac{-10}{\Delta T} \cdot (T - 316.65)\right)} \quad (\text{IV.37})$$

$$C_p = (1456.04 + 19.08 \cdot T) + \frac{(411.46 - 13.25 \cdot T)}{1 + \exp\left(\frac{-10}{\Delta T} \cdot (T - 316.65)\right)} \quad (\text{IV.38})$$

$$\mu = 0.8 + \frac{10 \left[\left(-8.6 + \frac{1871.3}{T} + 0.0152 \cdot T - 1.2043 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 \right) - 3 \right] - 0.8}{1 + \exp\left(\frac{-10}{\Delta T} \cdot (T - 316.65)\right)} \quad (\text{IV.39})$$

$$k = (1.84 - 0.0046 \cdot T) + \frac{(-1.61 - 4.4 \cdot 10^{-3} \cdot T)}{1 + \exp\left(\frac{-10}{\Delta T} \cdot (T - 316.65)\right)} \quad (\text{IV.40})$$

Adicionalmente, Fluent necesita tener definida la entalpia sensible del ácido láurico, la cual se corresponde con la integral del calor específico, cuya expresión para $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ es:

$$h = h_{ref} - 5914 + 1887 \cdot T + 2.782 \cdot T^2 - (-5914 + 1887 \cdot T_{ref} + 2.782 \cdot T_{ref}^2) \quad (\text{IV.41})$$

donde $h_{ref} = -3636170 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ y T_{ref} es la temperatura de referencia marcada, correspondiente a la entalpia en las condiciones de referencia (298.15 K).

18.1.6. Conductividad térmica del aire de la cámara de aire de aislamiento

El aislamiento de la parte frontal se ha realizado mediante una cámara de aire encerrada entre el vidrio del panel fotovoltaico y un vidrio frontal adicional. Esta forma de aislamiento es muy común de aplicar en sistemas transparentes, como, por ejemplo, las ventanas. El aire tiene una baja conductividad térmica de forma que se puede considerar como un buen aislante térmico.

La transferencia de calor se produce por conducción, radiación y convección natural. El cálculo de la transferencia de calor por convección natural implica una

mallas con elementos pequeños que permitan tener resolución suficiente de los perfiles de velocidad en la zona próxima a las paredes. Además, la resolución de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento en el fluido es compleja, por lo que necesita una gran potencia de cálculo.

Para poder estudiar el aislamiento que se produce por la cámara de aire, se ha implementado un modelo donde el aire se define como un sólido, de conductividad térmica calculada respecto a la geometría y temperaturas superficiales que encierran al aire, en este caso los dos vidrios. Este valor se calcula según (IV.42).

$$k_{efec} = k \cdot Nu \quad (IV.42)$$

donde k es la conductividad del aire (W/mK). El número de Nusselt se calcula mediante la expresión experimental (IV.43) planteada por Hollands et al [162] válida para el caso de recintos inclinados con ángulo inferior a 70° y con $H/L \geq 12$.

$$Nu = 1 + 1.44 \cdot \left[1 - \frac{1708}{Ra_L \cdot \cos \theta} \right]^+ \cdot \left(1 - \frac{1708 \cdot (\sin(1.8 \cdot \theta))^{1.6}}{Ra_L \cdot \cos \theta} \right) + \left[\frac{(Ra_L \cdot \cos \theta)^{\frac{1}{3}}}{18} - 1 \right]^+ \quad (IV.43),$$

donde θ es el ángulo de inclinación del panel y Ra_L es el número de Rayleigh que se calcula según la expresión (IV.44)

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_1 - T_2) \cdot L_c^3}{\nu^2} \cdot Pr \quad (IV.44)$$

$g = 9.81 \text{ m/s}^2$, β es el coeficiente de expansión térmica del aire ($1/K$), T_1 y T_2 son las temperaturas superficiales del vidrio caliente y frío (K), L_c es la longitud característica que se corresponde con el espesor de la cámara de aire (m), ν es la viscosidad cinemática del aire (m^2/s) y Pr es el número de Prandtl.

Las propiedades del aire se han ajustado a partir de los valores calculados como gas real para el rango de temperaturas de $5 - 150^\circ\text{C}$ obteniendo las siguientes expresiones:

$$\rho = 2.03369 - 2.88334 \cdot 10^{-3} \cdot T \quad (IV.45)$$

$$c_p = 1033.1 - 0.214207 \cdot T + 4.17023 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 \quad (IV.46)$$

$$k = 5.30631 \cdot 10^{-3} + 7.03926 \cdot 10^{-5} \cdot T \quad (IV.47)$$

$$\mu = 5.09021 \cdot 10^{-6} + 4.49337 \cdot 10^{-8} \cdot T \quad (\text{IV.48})$$

$$\beta = 5.783 \cdot 10^{-3} - 8.21823 \cdot 10^{-6} \cdot T \quad (\text{IV.49})$$

18.2. Casos analizados

Se han realizado simulaciones de un total de cinco casos distintos en 3D en estado estacionario:

- Panel fotovoltaico
- Panel solar híbrido
 - Colector en serpentín con sección circular
 - Colector en serpentín con sección semicircular
 - Colector en parrilla con sección circular
 - Colector en parrilla con sección semicircular

También se han estudiado nueve casos en 2D, considerando tanto el análisis estacionario como el transitorio.

- Panel PV
- Panel PV con PCM de 10 mm
- Panel PV con PCM de 20 mm
- Panel PV con PCM de 35 mm aislado térmicamente en la parte posterior
- Panel PV con PCM de 35 mm aislado térmicamente en la parte posterior y frontal
- PV/T con colector de sección circular
- PV/T con colector de sección semicircular
- Panel PV/T con PCM de 35 mm aislado térmicamente en la parte posterior.
- Panel PV/T con PCM de 35 mm aislado térmicamente en la parte posterior y frontal

18.2.1. *Panel fotovoltaico estándar*

El panel fotovoltaico es el diseño de referencia en el estudio, razón por la que se ha realizado su simulación tanto en 2D como en 3D. Para poder comparar los resultados con los experimentales de los prototipos se han tomado las dimensiones y características del panel fotovoltaico, Luxor Solo-Line LX-100M,

utilizado en la construcción de los prototipos. La geometría en 3D se muestra en la Figura IV.24. La geometría de 2D se corresponde con la sección transversal del lado mayor del panel.

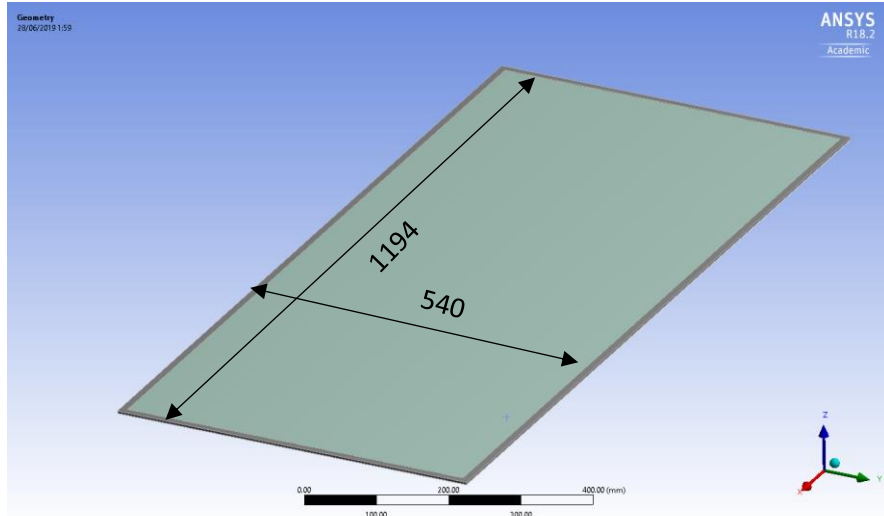


Figura IV.24: Geometría panel PV

En ninguna de las geometrías se ha añadido el marco de aluminio del panel. Este elemento solo tendría sentido representarlo en el caso de simular el aire exterior para analizar la convección natural y forzada en la disipación de calor hacia el ambiente. Tal y como se analizará posteriormente, la transmisión de calor hacia el ambiente se modela mediante la expresión (IV.19) que permite determinar el coeficiente de película para la convección combinada.

La geometría se ha dividido en dos capas en contacto. El calor es generado en la capa intermedia, posición de las células de silicio, y se transmite por conducción hacia ambos extremos del panel. De esta forma, la capa superior integra el vidrio frontal y el encapsulante (EVA) mientras que la inferior representa el encapsulante y la lámina aislante eléctrica de Tedlar, (Figura IV.25).

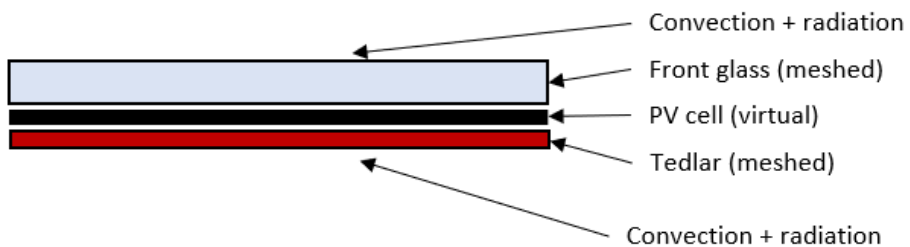


Figura IV.25: Esquema de cálculo para los paneles fotovoltaicos.

BLOQUE IV:

El mallado de este elemento es el más simple de todos los realizados. Al tratarse de cuerpos sólidos, las celdas pueden ser de mayor tamaño. Además, la geometría es rectangular y plana, lo que facilita mantener controlados los parámetros de calidad de la malla sin incrementar el número de celdas. Los datos estadísticos de las mallas se adjuntan en la Tabla IV.8.

Tabla IV.8: Parámetros estadísticos de las mallas para el panel fotovoltaico (3D)

Geometry	Mesh Elements	Orthogonal Quality	Aspect Ratio
PV (3D)	81324	Min: 0.86673	Min: 1.1062
		Max: 1	Max: 5.5669
		Ave: 0.9988	Ave: 3.0763
PV (2D)	1800	Min: 1	Min: 1.2
		Max:1	Max: 2.4875
		Ave:1	Ave: 1.0274

18.2.2. Panel fotovoltaico con PCM

Cuando se ha analizado las diferentes opciones para la refrigeración de los paneles fotovoltaicos se ha considerado la posibilidad de colocar un volumen de PCM en contacto con la cara inferior del panel. Este sistema aporta inercia térmica al conjunto, logrando contener la temperatura del panel constante durante más tiempo y por tanto generando mayor cantidad de energía eléctrica.

Para poder completar la comparativa y disponer de la eficiencia eléctrica del panel se han modelado varios casos, modificando el espesor de la capa de PCM colocándolo en el panel como se esquematiza en la Figura IV.26.

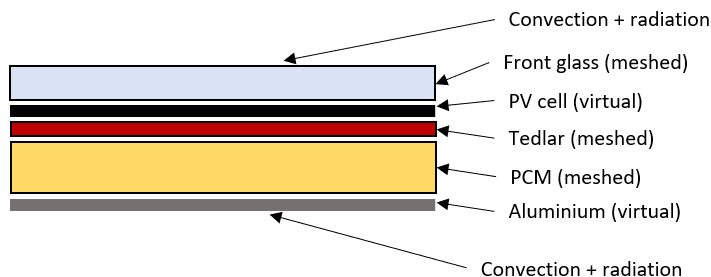


Figura IV.26: Modelo implementado para el panel fotovoltaico con almacenamiento térmico mediante PCM

Las capas de PCM tienen unos espesores de 10, 20 y 35 mm. Además, en el caso de 35 mm se ha realizado un estudio de la influencia del aislamiento posterior y

frontal. En el esquema de la Figura IV.27 se muestran las diferentes capas de los casos analizados. Se ha representado el caso del panel con aislamiento frontal y posterior.

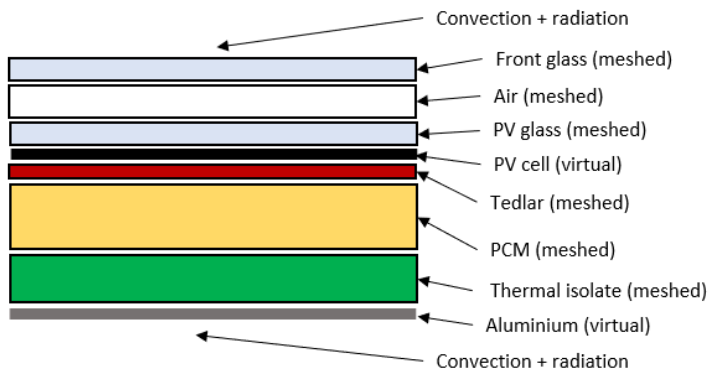


Figura IV.27: Esquema de cálculo para los paneles fotovoltaicos con almacenamiento térmico mediante PCM con aislamiento frontal y posterior.

En las simulaciones en 2D la imposibilidad de trabajar con más de una capa virtual en el contorno supone más elementos mallados. Sin embargo, al ser cuerpos sólidos, ya que el aire se modela como un aire con conductividad modificada, según el modelo descrito en el epígrafe 18.1.6, no se ve incrementado el número de elementos de las mallas.

El mallado se ha realizado mediante elementos cúbicos. En el caso del PCM, es necesario una gran resolución para poder representar adecuadamente el movimiento del fluido, ocasionado por las corrientes convectivas en el PCM en estado líquido. La malla utilizada es de 0.3 mm.

Tabla IV.9: Parámetros estadísticos de las mallas para el panel fotovoltaico con PCM (2D)

Geometry	Mesh Elements	Orthogonal Quality	Aspect Ratio
PV+PCM 10mm	137120	Min: 1	Min: 1.02
		Max: 1	Max: 2.4875
		Ave: 1	Ave: 1.0274
PV+PCM 20mm	268460	Min: 1	Min: 1.005
		Max: 1	Max: 2.4875
		Ave:1	Ave: 1.0089
PV+PCM 35mm front isolate	266200	Min: 1	Min: 1.007
		Max: 1	Max: 2.4875
		Ave:1	Ave: 1.01
PV+PCM 35mm fully isolate	266980	Min: 1	Min: 1.007
		Max: 1	Max: 2.4875
		Ave:1	Ave: 1.0102

18.2.3. *Panel solar híbrido con colector térmico*

En total se han analizado y comparado cuatro tipos de paneles solares híbridos con colector térmico de cobre en 3D. La diferencia entre ellos es la geometría del colector térmico, en forma de serpentin o en parrilla y la geometría de la sección del tubo, circular o semicircular. En la Figura IV.28 se muestra el diseño 3D del panel PV/T con colector en serpentin, mientras que en la Figura IV.29 se puede observar el del colector de tubo parrilla.

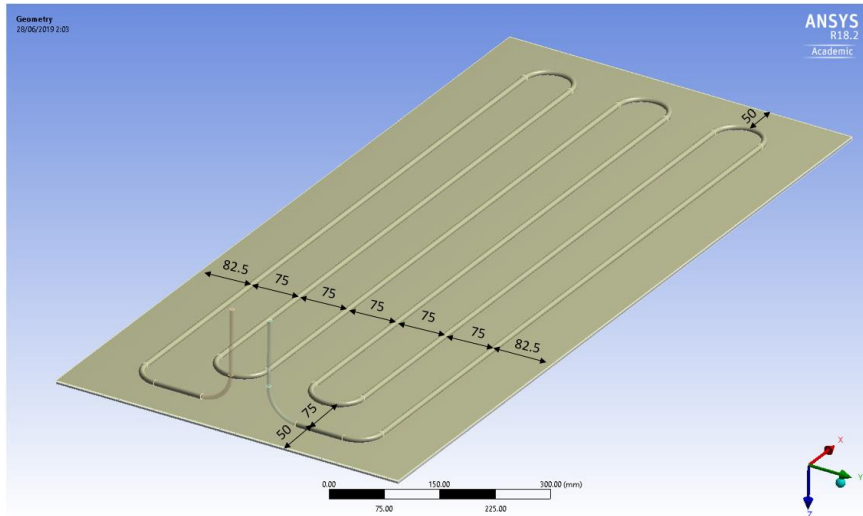


Figura IV.28: Geometría 3D del panel solar híbrido en serpentin.

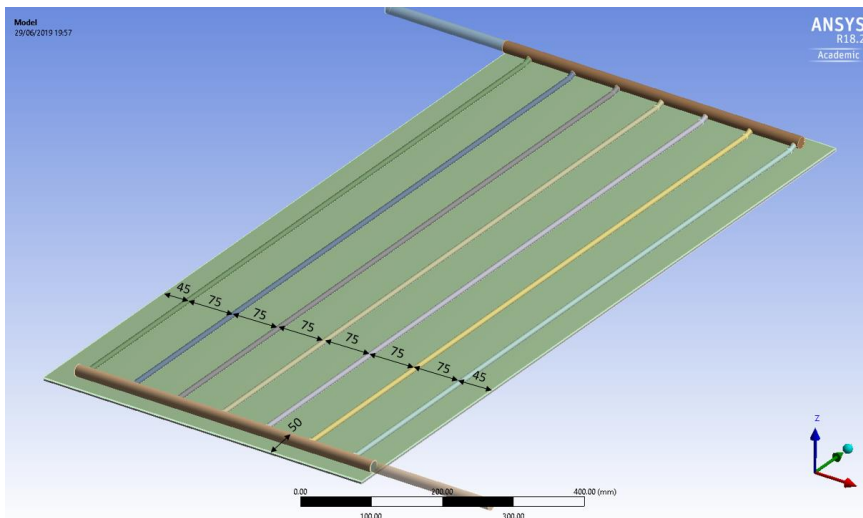


Figura IV.29: Geometría 3D del panel solar híbrido en parrilla

Sobre el diseño del panel fotovoltaico descrito anteriormente, se ha colocado el colector térmico. Este elemento de cobre está formado por una chapa de 1 mm de espesor con las mismas dimensiones que en el panel fotovoltaico. En contacto sobre esta chapa se dispone el tubo por el que circula el fluido. Las geometrías de las secciones del tubo se muestran en la Figura IV.30, tienen un espesor de 1 mm y son de cobre.

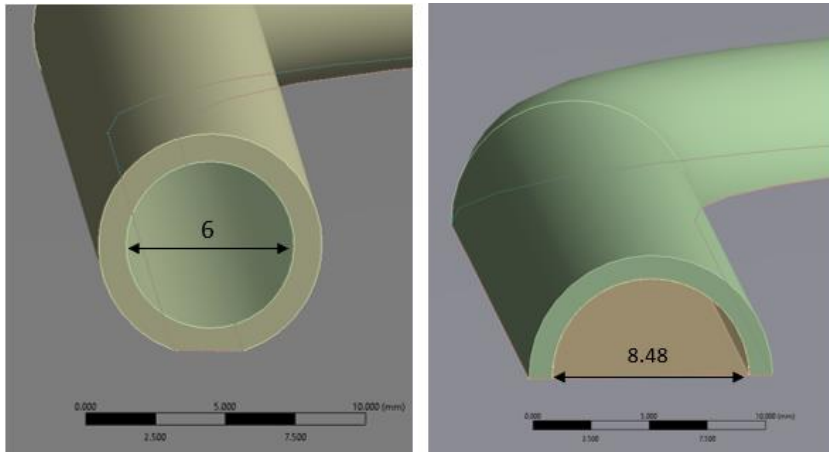


Figura IV.30: Secciones de tubo de los colectores térmicos.

En el diseño del colector térmico se ha intentado colocar la mayor longitud de tubo posible dentro de la superficie, con una distancia entre tubos de 75 mm.

En la realización de las mallas se ha considerado que en el interior de tubo el agua circula a razón de 2 l/min con una temperatura a la entrada de 25 °C. En el caso del colector en serpentina, en ambas secciones el régimen es de tipo turbulento, con un número de Reynolds aproximado de 8500 en la sección circular y de 7100 para la semicircular. Por el contrario, en el caso de los colectores en parrilla el flujo se reparte entre los distintos tubos paralelos. De esta forma el flujo en estos colectores es laminar con Reynolds próximo a los 1200.

Para poder obtener valores adecuados, el modelo turbulento seleccionado en este caso es un $K - \varepsilon$ en su variante Realizable, donde se ha activado un modelo de capa límite Enhanced Wall Treatment. Este modelo implica un valor de $Y^+ \sim 1$ en la capa viscosa, aunque aún con valores de $Y^+ < 5$, los resultados también pueden considerarse válidos.

En el estudio se ha optado por crear una malla con $Y^+ = 1$. Al igual que en el estudio de las secciones de tubo, el cálculo de la altura de la primera fila de celdas se realiza según las expresiones (IV.6), (IV.7), (IV.8) y (IV.9), lo que estima una

BLOQUE IV:

valor de 0.023 mm para la sección circular y 0.02 mm para la semicircular de espesor de celda en la malla. En la Tabla IV.10 se adjuntan las estadísticas de elementos y parámetros de calidad de la malla utilizada.

Tabla IV.10: Parámetros estadísticos de la malla para el panel PV/T serpentin y sección circular (3D)

Geometry	Mesh Elements	Orthogonal Quality	Aspect Ratio
Serpentín circular	1194783	Min: 0.30417	Min: 1.4641
		Max: 1	Max: 222.21
		Ave: 0.98836	Ave: 48.718
Serpentín semicircular	1054577	Min: 0.40769	Min: 1.4286
		Max: 1	Max: 237.13
		Ave: 0.82033	Ave: 58.669
Parrilla circular	6036410	Min: 0.10521	Min: 1.1579
		Max: 1	Max: 34.532
		Ave: 0.8791	Ave: 2.1048
Parrilla semicircular	3572217	Min: 0.10425	Min: 1.1577
		Max: 1	Max: 91.553
		Ave: 0.82664	Ave: 5.0486

Una vez concluida la simulación, se debe comprobar que el valor del Y^+ es el esperado o, en caso contrario, se debe ajustar la malla. En la Figura IV.31 se muestran los valores obtenidos del Y^+ para todo el flujo, comprobándose que el valor se ajusta al valor $Y^+ \sim 1$ inicialmente planteado. Pese a que, en algunos puntos, el valor se desvía ligeramente del valor $Y^+ = 1$, en ningún momento se sale de un rango aceptable.

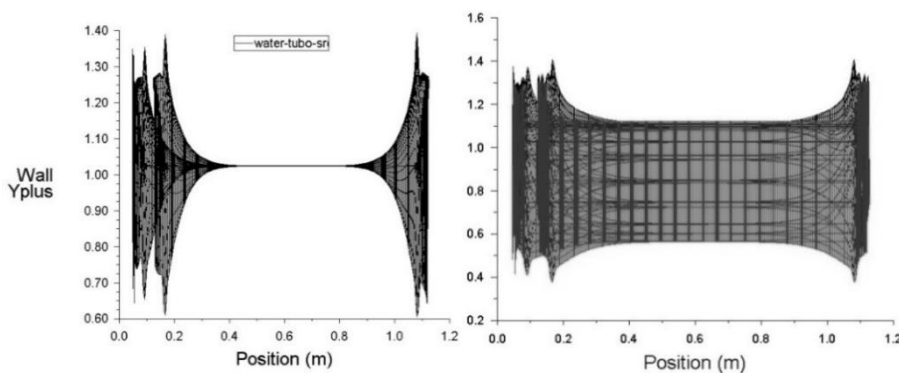


Figura IV.31: Valores obtenidos del parámetro Y^+ . Izquierda: a) tubo circular, Valor medio 1.04; b) tubo semicircular, valor medio 0.92

Los paneles PV/T deben ir aislados térmicamente en todo su contorno salvo en la superficie frontal del panel y la carcasa de aluminio exterior. Ambas capas se han

definido como virtuales. El esquema de la geometría se muestra en la Figura IV.32.

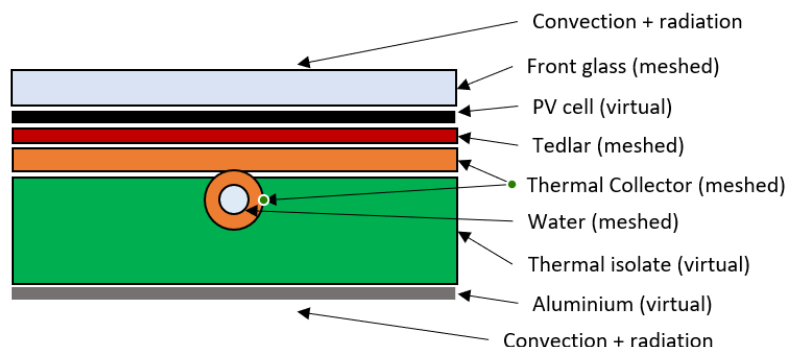


Figura IV.32: Esquema de cálculo para los paneles PV/T

La geometría en 2D sigue el esquema de la Figura IV.32, salvo que en este caso el aislante debe ser parte de la malla. También se diferencia del diseño en 3D en la colocación de los tubos. En este caso no es posible diferenciar entre la disposición en serpentin o paralelo. Todos los tubos del colector siguen teniendo la mismas dimensiones y separación entre tubos.

La recuperación de calor en el colector se puede realizar a través del calentamiento del fluido que circula en el interior del tubo, considerando una potencia térmica determinada sobre la pared del mismo o considerando la temperatura de la superficie constante. Esta segunda opción es la implementada en las simulaciones.

Tabla IV.11: Parámetros estadísticos de la malla para el panel PV/T serpentin y sección circular (2D)

Geometry	Mesh Elements	Orthogonal Quality	Aspect Ratio
PV/T circular section	53925	Min: 0.52445	Min: 1.0003
		Max: 1	Max: 3.1352
		Ave: 0.96676	Ave: 1.2118
PV/T semi-circular section	66948	Min: 0.53632	Min: 1.0003
		Max: 1	Max: 3.0742
		Ave: 0.9649	Ave: 1.2145

18.2.4. Paneles híbridos con PCM

Los dos últimos casos analizados se corresponden con los paneles PV/T con PCM. Partiendo del modelo descrito en el apartado anterior, la diferencia reside en el volumen de PCM y que el tubo de cobre va separado del panel fotovoltaico. El

BLOQUE IV:

espesor de PCM es de 35 mm, y la separación entre tubos es de 75 mm. La separación entre el tubo y el panel es de 10 mm.

En este caso se ha definido la temperatura interna del tubo. De esta forma, se modela un proceso de transmisión de calor a temperatura superficial constante. En la Figura IV.33 se muestra el esquema del sistema analizado.

También en esta geometría se han analizado los resultados obtenidos considerando el aislamiento frontal del panel mediante la cámara de aire, además del aislamiento de K-Flex de 19 mm colocado en la cara posterior.

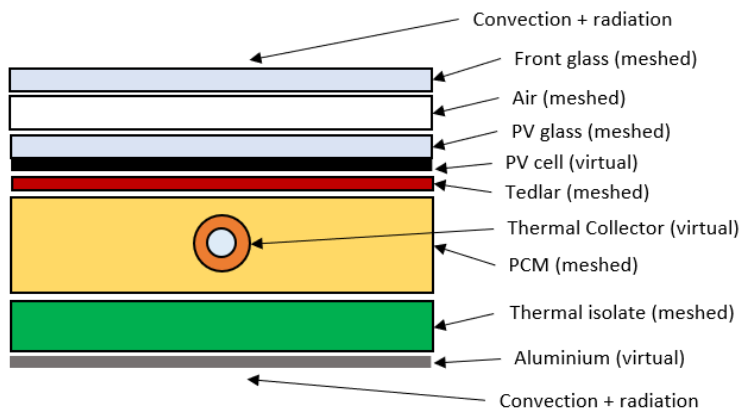


Figura IV.33: Esquema de cálculo para los paneles PV/T + PCM

El mallado de este modelo es el más complejo. La geometría integra elementos circulares en el interior del volumen de PCM. La malla se ha creado con cuadriláteros alrededor de todas las paredes y los tubos con triángulos en el resto del volumen de PCM. Se ha intentado que la malla de cada material tenga celdas de tamaño uniforme, de forma que el cálculo sea estable, siendo el tamaño de las celdas en el PCM de 0.4 mm.

Tabla IV.12: Parámetros estadísticos de las mallas PV/T con PCM (2D)

Geometry	Mesh Elements	Orthogonal Quality	Aspect Ratio
PV/T+PCM Back isolated	349005	Min: 0.44411	Min: 1.0004
		Max: 1	Max: 3.8656
		Ave: 0.97214	Ave: 1.1675
PV/T+PCM fully isolated	350483	Min: 0.44411	Min: 1.001
		Max: 1	Max: 3.8656
		Ave: 0.97226	Ave: 1.167

BLOQUE V. RESULTADOS

Uno de los aspectos más importantes en cualquier trabajo de investigación es el análisis de los resultados obtenidos durante su desarrollo. En base a esta tarea es posible extraer las conclusiones del estudio y realizar la validación de las hipótesis de partida y el planteamiento del problema.

En este capítulo se muestra un análisis crítico de todos los resultados obtenidos de la prueba experimental, de los prototipos de paneles PV/T ensayados en la planta de prueba de Astudillo, que sirven de validación y calibración para las simulaciones de los paneles PV/T realizadas. Tal y como se ha descrito en el Bloque IV, se han realizado simulaciones en función de los recursos computacionales disponibles. Se han simulado en 3D todos los modelos considerados de sistemas sin PCM. El modelo de cambio de fase tiene un gran coste computacional, haciendo inviable su simulación en 3D, por lo que se han realizado en 2D todos los diseños que cuentan con PCM y, para completar, también los modelos sin PCM, lo que permite la comparación entre los resultados obtenidos en las simulaciones en 2D y 3D.

Los resultados de las simulaciones se muestran clasificados en 3 bloques, uno correspondiente a los resultados en 2D, otro que comenta los resultados en 3D y un último bloque, que comparará los resultados de los dos anteriores.

CAPÍTULO 19. RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES 2D EN CFD DE PANELES PV/T

Las simulaciones en 2D tienen un menor coste computacional, lo que ha permitido analizar diferentes configuraciones de paneles donde se ha modificado los espesores de la capa de PCM y los sistemas de aislamiento, entre otros parámetros. Se han analizado tanto los resultados de la simulación en estado transitorio como estacionario. Mientras el análisis transitorio aporta información sobre la evolución de las temperaturas, y por tanto de la eficiencia, durante el funcionamiento del panel, las simulaciones en estado estacionario permiten conocer los valores de temperatura cuando el sistema alcanza sus condiciones estacionarias, pese a que esta situación pueda alcanzarse transcurrido más tiempo del disponible en un día solar real.

En todas las simulaciones se han obtenido los valores de temperatura media de cada superficie de contorno del panel, además de la superficie intermedia del mismo, lugar donde se disponen las células fotovoltaicas. Cabe recordar que esta última temperatura es la que se emplea como referencia para el cálculo de la eficiencia fotovoltaica del dispositivo.

Además, se han obtenido las potencias térmicas disipadas hacia el ambiente, hacia el colector térmico y hacia el PCM. Este estudio permite valorar cómo se produce la transferencia de calor en el panel fotovoltaico, dato necesario para optimizar la refrigeración y, por lo tanto, la eficiencia fotovoltaica del mismo.

Por último, en los diseños que cuentan con PCM, se ha registrado el valor de la fracción líquida. Este parámetro define la fracción de volumen que se encuentra en fase líquida. En los sistemas con PCM se ha realizado un estudio del proceso de calentamiento, durante el día, y del enfriamiento, que ocurre durante la noche. Se trata pues, de un completo estudio que permite validar y comparar el rendimiento del panel PV/T en todos sus modos de funcionamiento

19.1. Panel fotovoltaico

Los valores obtenidos en las simulaciones del panel fotovoltaico se han utilizado como referencia para el resto de los diseños analizados. Este panel tiene un rendimiento nominal de 100 W cuando sus células se encuentran a 25°C con una radiación solar de 1000 W/m². Estos valores arrojan una estimación de eficiencia fotovoltaica nominal del módulo de 15,5%. El estado estacionario se alcanza a partir de los 30 minutos, y los resultados obtenidos en ese momento para los diferentes parámetros de funcionamiento se reflejan en la Tabla V.1:

Tabla V.1 Resultados de la simulación del panel fotovoltaico.

	Average	minimum	Maximum
PV temperature	65.57 °C	61.21 °C	65.69 °C
	Power	Efficiency	
Electricity	80.12 W	12.43 %	
Heat dissipated	564.64 W	87.57 %	
Solar energy	644.76 W	-	

Se observa que la distribución de temperaturas del panel es muy homogénea una vez que se alcanza el estado estacionario, siendo ligeramente inferior en la zona próxima al perímetro del panel. Una de las limitaciones de la simulación en 2D es la imposibilidad de analizar el comportamiento en dirección perpendicular a la geometría. En la Figura V.1 se muestra la distribución de temperaturas en el panel fotovoltaico en el estado estacionario

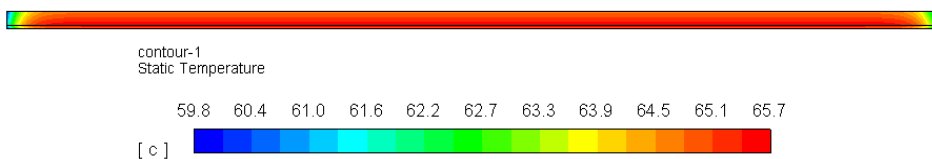


Figura V.1: Distribución de temperaturas en el panel fotovoltaico al alcanzarse el estado estacionario. (eje Y: x5)

Para apreciar mejor los resultados, se ha aplicado factor de escala de 5 al eje Y (espesor) en todos los casos representados. Aunque en todas las figuras se representa el eje X en horizontal, todas las simulaciones están definidas con una inclinación de 40°.

La temperatura del panel fotovoltaico, 65.57 °C, daría como resultado una eficiencia de generación eléctrica de 12.43 %. La disipación de calor hacia el ambiente es de 564.64 W, distribuido de forma asimétrica entre la superficie frontal y posterior, con 296 W y 268.65 W respectivamente, debido a la diferencia en el valor del coeficiente de convección con el ambiente en la superficie frontal y posterior del panel.

A la vista de los resultados en la Figura V.2, se observa como el estado estacionario se alcanza de forma rápida, cuando se considera una radiación constante de 1000 W/m² durante toda en ensayo.

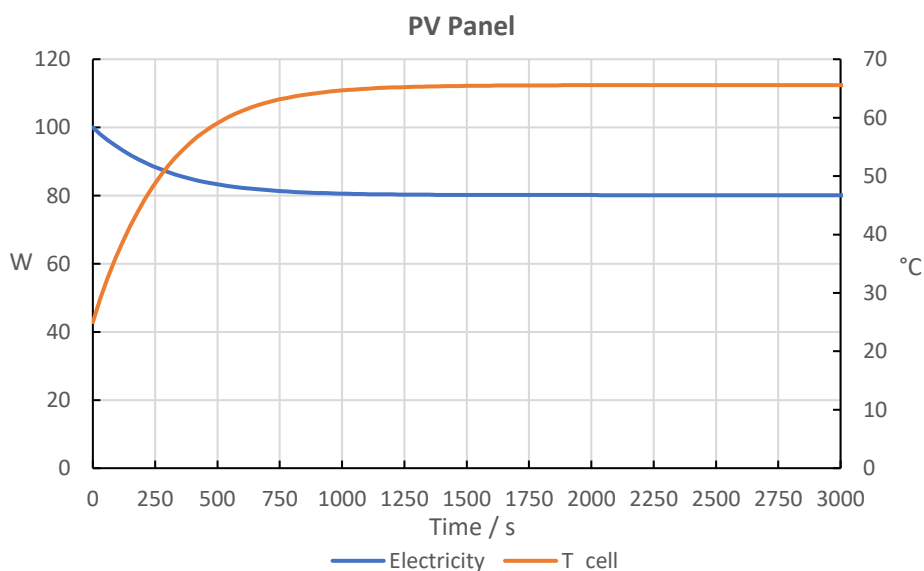


Figura V.2: Evolución de la potencia eléctrica y la temperatura del panel PV.

La cantidad de energía generada en el panel se calcula mediante la integral de la curva de potencia eléctrica del panel, de forma que, durante la primera hora de funcionamiento, mientras se alcanza el régimen estacionario, se generan 82.39 Wh, mientras que una vez alcanzado el régimen estacionario este valor se reduce hasta los 80.12 Wh.

19.2. Panel fotovoltaico con PCM

Una vez analizados los datos del panel fotovoltaico, se muestran los resultados de las simulaciones con una capa de PCM acoplada a la parte posterior del panel. La función del PCM, en este caso es la de incrementar la inercia térmica del sistema, y controlar la temperatura de trabajo. Se han analizado dos espesores de PCM, 10 y 20 mm. Los resultados, una vez que se ha llegado al estado estacionario, se muestran en la Tabla V.2.

La diferencia de la temperatura de trabajo del panel fotovoltaico es mínima entre ambos espesores de PCM considerados, siendo ligeramente inferior para el de 20 mm. Debido a la ausencia de aislamiento en el panel, todo el calor se disipa hacia el ambiente una vez alcanzado el estado de equilibrio térmico.

Tabla V.2: Resultados del panel PV + PCM en estado estacionario

PV+PCM 10mm			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	69.11°C	50.81°C	78.18°C
	Power		Efficiency
Electricity	78.39 W		12.16 %
Heat dissipated	566.11 W		87.80 %
Solar energy	644.76 W		-
Liquid fraction	99.786 %		
PV + PCM 20mm			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	68.97°C	50.59°C	77.45°C
	Power		Efficiency
Electricity	78.45 W		12.17 %
Heat dissipated	566.08 W		87.80 %
Solar energy	644.76 W		-
Liquid Fraction	99.437 %		

En estos diseños no se obtiene una distribución homogénea de temperatura en el panel fotovoltaico, observándose diferencias superiores a 25°C para los dos espesores considerados. Esto se debe al gradiente de temperaturas del interior del PCM. El panel se ha simulado con una inclinación de 40° respecto de la

horizontal, lo que provoca que la estratificación térmica en el bloque de PCM sea grande, tal y como se observa en la Figura V.3.

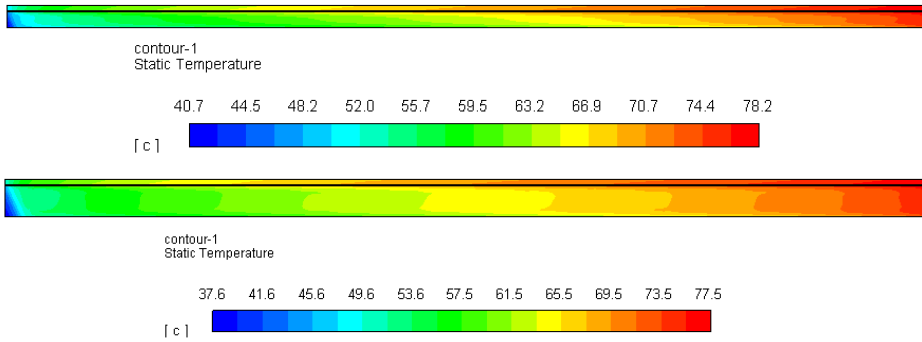


Figura V.3: Distribución de temperaturas en los paneles PV + PCM. (Eje Y: x2)

La estratificación térmica se incrementa debido a la presencia de flujos convectivos internos en la zona líquida del PCM y a su ausencia en la zona sólida. El perfil de velocidades se muestra en la Figura V.4.

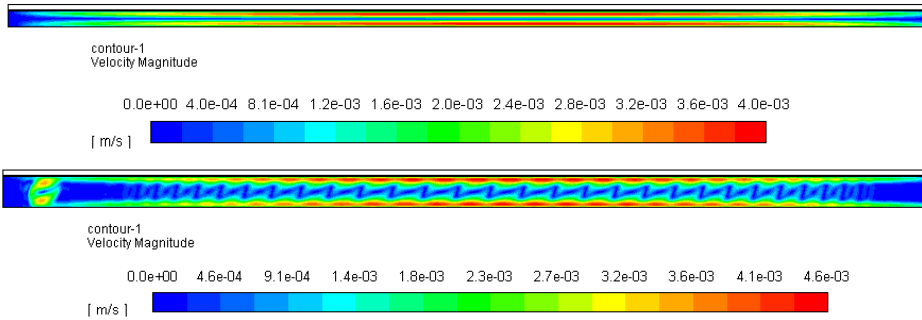


Figura V.4: Perfil de velocidades del panel PV + PCM (eje Y: x2)

En ambos casos se genera un flujo ascendente en la zona más próxima al panel fotovoltaico, que alcanza temperaturas más elevadas, y descendente en la zona exterior. Este fenómeno genera que, en la zona superior del panel (zona derecha de los gráficos) se produzca un sobrecalentamiento del PCM. Una posible solución a este problema podría encontrarse en la utilización del material en forma encapsulada, lo que limitaría el alcance macroscópico de las corrientes convectivas. El modelo debería incluir superficies de compartimentación para el PCM, que limitarían el movimiento del fluido entre la zona superior e inferior del panel.

BLOQUE V:

También en este caso se han registrado los valores de estudio transitorio, que se muestran en los gráficos de la Figura V.5 y Figura V.6.

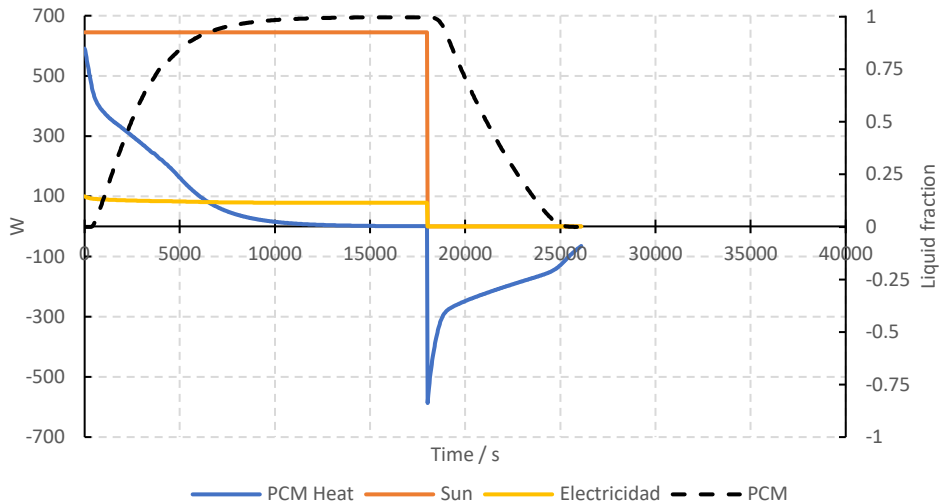


Figura V.5: Estudio transitorio de las potencias térmicas y eléctricas y la fracción líquida del PCM para el panel PV+PCM con un espesor de 10 mm.

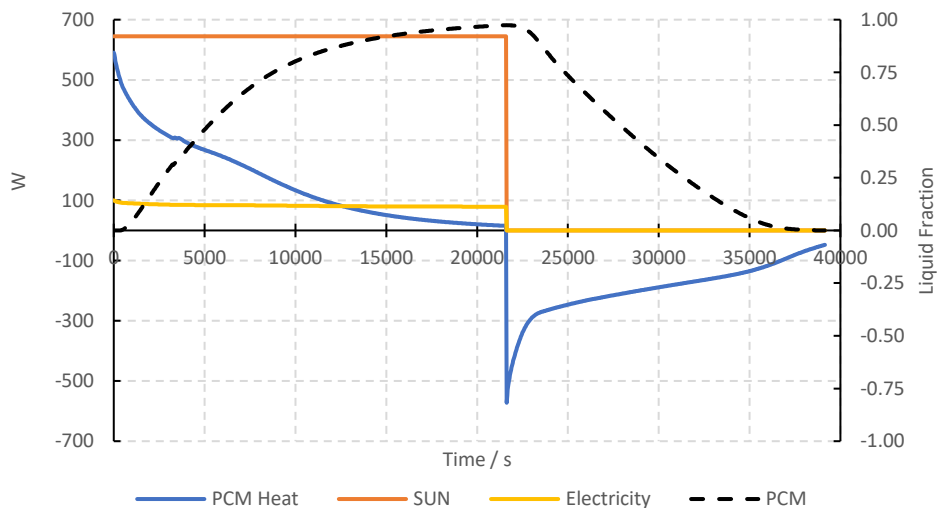


Figura V.6: Estudio transitorio de las potencias térmicas y eléctricas y la fracción líquida del PCM para el panel PV+PCM con un espesor de 20 mm.

En ambos gráficos se ha representado el mismo intervalo temporal. Como se aprecia, el tiempo para alcanzar el estacionario es superior en el caso de un espesor de 20 mm. El mayor volumen de PCM hace que el panel funcione a

temperatura inferior durante más tiempo precisando unas 5 horas para alcanzar el estado estacionario mientras que con 10 mm de PCM son necesarias 3 horas de insolación, como se observa en el gráfico de la Figura V.7 Otro elemento diferenciador entre ambos casos, es el tiempo necesario para alcanzar el estado estacionario. Los dos paneles conseguirían fundir todo el volumen de PCM en un tiempo inferior al periodo de insolación diario.

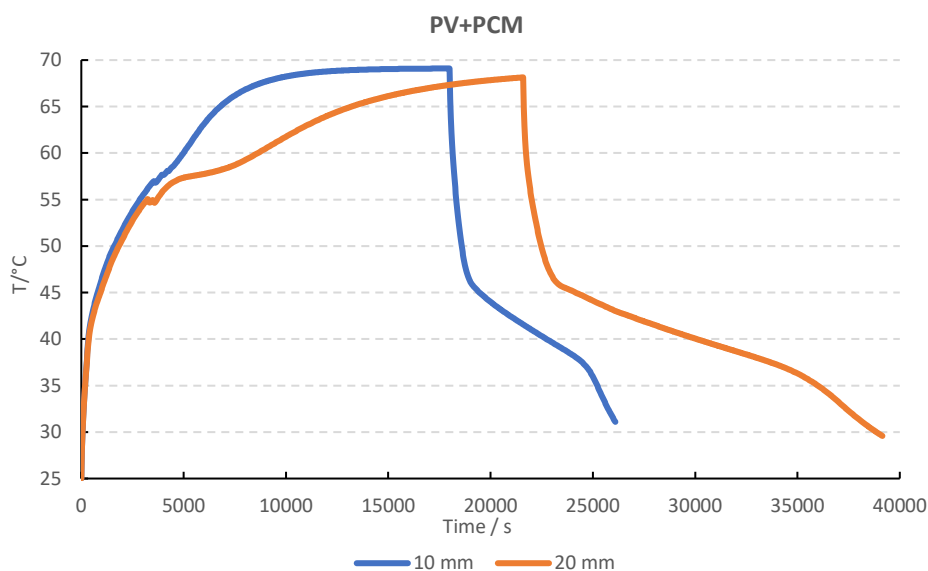


Figura V.7: Evolución de la temperatura de los paneles PV+PCM con diferentes espesores de PCM

Cuando se analiza la temperatura del panel fotovoltaico, parámetro directamente relacionado con la eficiencia eléctrica, se observa que, en todo momento, el panel con mayor cantidad de PCM tiene una menor temperatura, y por tanto una mayor eficiencia. Este aspecto se pone de manifiesto cuando se calcula la energía eléctrica generada durante las primeras 5 horas de funcionamiento, el panel con 10 mm de espesor de PCM generaría una energía estimada de 407.2 Wh frente a los 416.4 Wh del panel con un espesor de 20mm.

A primera vista, cuanto mayor volumen de PCM se coloque en el panel, mayor será la eficiencia eléctrica obtenida, pero eso no es cierto ya que hay que considerar además el coste del material y el mayor tiempo necesario para el enfriamiento del sistema, pudiendo llegar el caso de no disponer durante la noche del tiempo necesario para solidificar de nuevo el material y que el panel esté al día siguiente en condiciones para comenzar un nuevo ciclo. Este fenómeno

se vería amplificado cuanto más baja sea la conductividad térmica del material escogido. Recordemos que, en todos los ensayos se ha utilizado ácido láurico, cuyo punto de fusión es de 43.6°C, como material de cambio de fase. Algunos autores ([98], [100], [103]) sugieren utilizar PCM con temperatura de cambio de fase inferior a 35°C.

19.3. Panel fotovoltaico con PCM con aislamiento térmico trasero

Un cambio que se ha planteado en el diseño es la incorporación de aislante en el panel PV/T. De esta forma se pretende comprobar la eficacia de los sistemas de aislamiento utilizados en los prototipos. En este caso el volumen de PCM se ha incrementado hasta los 35 mm de espesor, que será el espesor empleado en el siguiente panel PV/T simulado.

Se han comparado el aislamiento con manta aislante K-Flex de 19 mm de espesor en la parte posterior del panel y aislamiento frontal mediante cámara de aire encerrada entre dos vidrios. En este caso se ha tenido que aplicar una simplificación, simular el aire como un sólido al cual se le aplica un modelo para el cálculo de la conductividad térmica según las expresiones (IV.42) y (IV.43) comentadas en el Capítulo 18.

Los resultados del estudio se muestran en la Tabla V.3, donde se aprecia que los valores en régimen estacionario para el panel completamente aislado no son posibles de alcanzar en la realidad.

La temperatura en el panel aislado por completo obtenida en la simulación ha sido superior a los 260°C, siendo imposible de alcanzar ya que los materiales no soportan esas altas temperaturas. También se observa como el modelo fotovoltaico ha sobrepasado el rango, obteniendo que la generación de electricidad es negativa con una eficiencia también negativa. Físicamente es imposible que un panel fotovoltaico genere calor al consumir electricidad. Este aspecto debería haberse limitado en el modelo del panel de forma que se excluyan los valores negativos. Por otro lado, el caso con aislamiento únicamente posterior muestra unos resultados de una temperatura de trabajo del panel de 92.1°C alcanzando una eficiencia de 10.41%. Se trata del caso más desfavorable

hasta el momento, pero hay que recordar que es un resultado transitorio, será necesario analizar el tiempo que se precisa para alcanzar estos valores.

Tabla V.3: Resultados del panel PV + PCM con aislamiento en estado estacionario

PV+PCM 35mm + Back isolation			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	92.13°C	90.58°C	92.39°C
	Power	Efficiency	
Electricity	67.11 W	10.41%	
Heat dissipated	577.66 W	89.59%	
Solar energy	644.76 W	-	
Liquid fraction	100 %		
PV + PCM 20mm + full isolation			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	266.06°C	262.31°C	269.91°C
	Power	Efficiency	
Electricity	-18.12 W	-2.81%	
Heat dissipated	662.88 W	102.81%	
Solar energy	644.76 W	-	
Liquid Fraction	100 %		

El aislante ayuda a conseguir la fusión completa, ya que en los diseños anteriores no se lograba fundir una pequeña porción situada en la parte inferior del volumen de PCM.

La uniformidad de la temperatura del panel fotovoltaico se debe a que en este caso no se genera una estratificación de temperaturas tan acusada como en los casos donde no se aísla térmicamente. En la Figura V.8 se muestra la distribución de temperaturas del panel para el caso de estar únicamente aislado por la parte inferior.

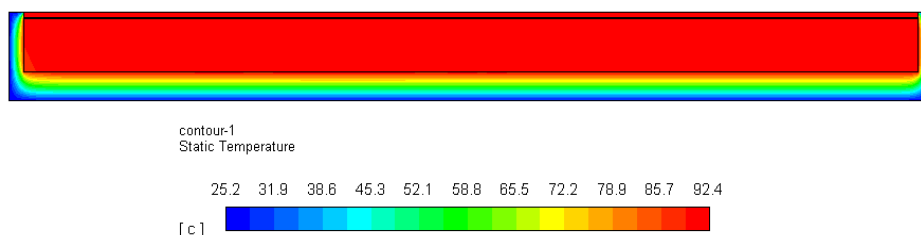


Figura V.8: Distribución de temperaturas en el panel PV + PCM aislado en la parte posterior. (Eje Y: x2)

BLOQUE V:

En el perfil de velocidades de movimiento del PCM de la Figura V.9 no se aprecia un flujo ascendente tan acusado como en los casos anteriormente analizados. El aislamiento evita que se genere una elevada diferencia de temperatura en el bloque de PCM que produce una corriente convectiva circular, ascendente por la parte caliente y descendente por la parte fría. En este diseño, los flujos existentes tienen dirección horizontal, de forma que el calor se reparte a lo ancho del panel logrando una gran homogeneidad térmica.

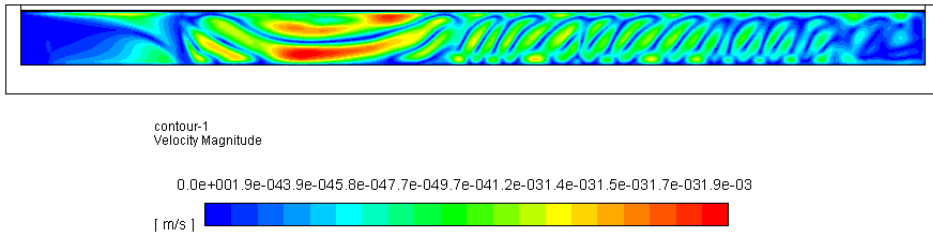


Figura V.9: Perfil de velocidades del panel PV + PCM 35 mm aislado en la posterior. (eje Y: x2)

Cuando se representan los valores obtenidos de los estudios transitorios de ambos paneles se obtiene los gráficos de las Figura V.10 y Figura V.11.

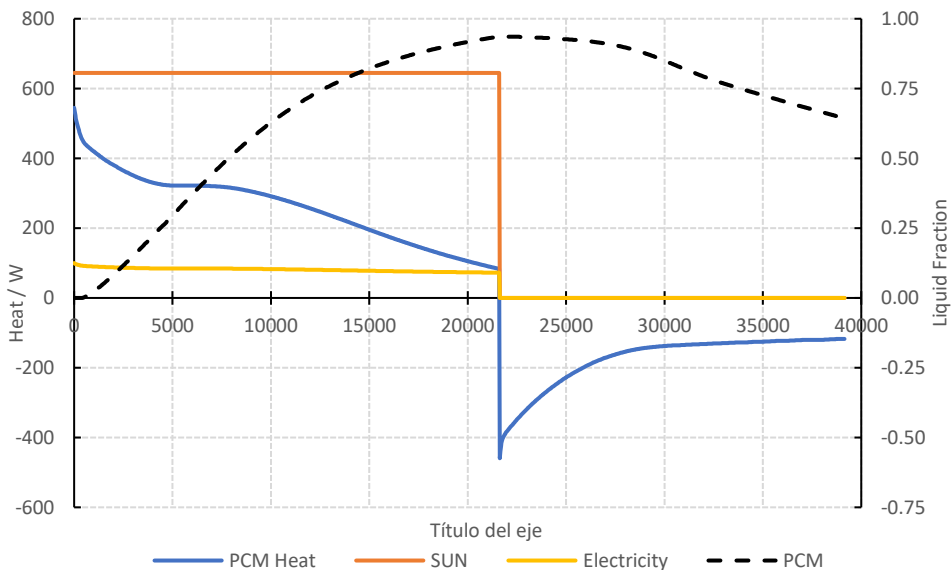


Figura V.10: Estudio transitorio de las potencias térmicas y eléctricas y la fracción líquida del PCM para el panel PV+PCM con un espesor de 35 mm aislado en la parte inferior.

Ambos estudios se han realizado con una duración de calentamiento de 6 horas, obteniendo una fusión casi completa del PCM. El volumen sin fundir se muestra en la Figura V.12. Aunque no se ha llegado a alcanzar el estado estacionario, el sistema estaba cerca de estabilizarse térmicamente. En el panel completamente aislado se reducen las pérdidas hacia el ambiente logrando un calentamiento del PCM más rápido. También se observa como la cantidad de calor que se almacena en el PCM es mayor en el sistema completamente aislado, razón por la cual el sistema alcanza valores de temperatura muy superiores, pudiendo peligrar la integridad de algunos componentes. Además, cuando cesa la radiación el sistema pierde calor muy lentamente y, considerando las altas temperaturas alcanzadas, el tiempo de solidificación es muy alto.

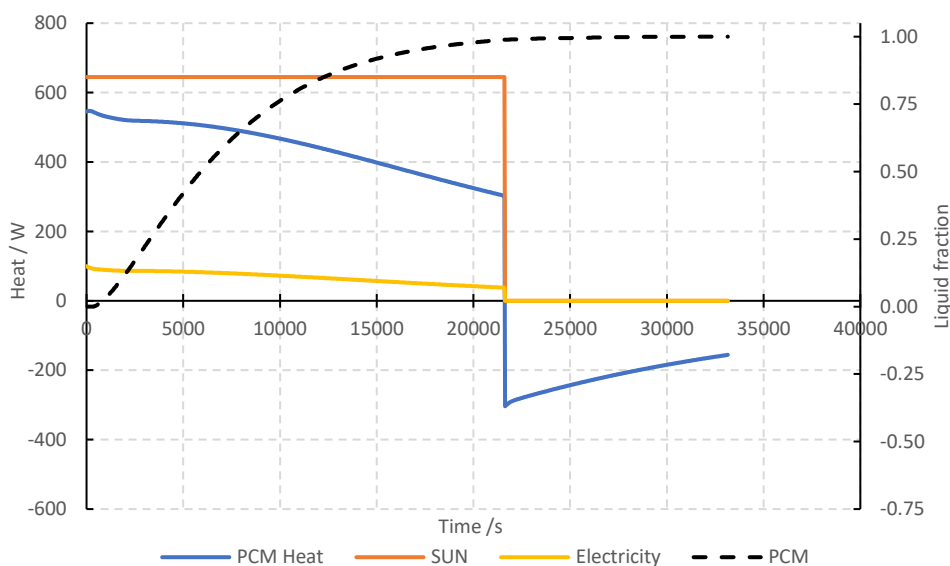


Figura V.11: Curva comparativa de las potencia térmica y eléctrica y la fracción líquida del PCM para el panel PV+PCM 35 mm completamente aislado.

El aislamiento de la parte frontal es un buen sistema para mantener el calor del PCM, pero es negativo desde el punto de vista eléctrico. En la Figura V.13 se muestran los valores de temperatura del panel fotovoltaico durante las 6 horas que dura la insolación. La temperatura de ambos sistemas es similar durante los primeros 90 minutos. A partir de ese momento, la temperatura del PCM se incrementa considerablemente. En el sistema sin aislamiento frontal, las temperaturas y, por tanto, su eficiencia eléctrica, se mantiene en rangos adecuados durante todo el periodo simulado.

BLOQUE V:

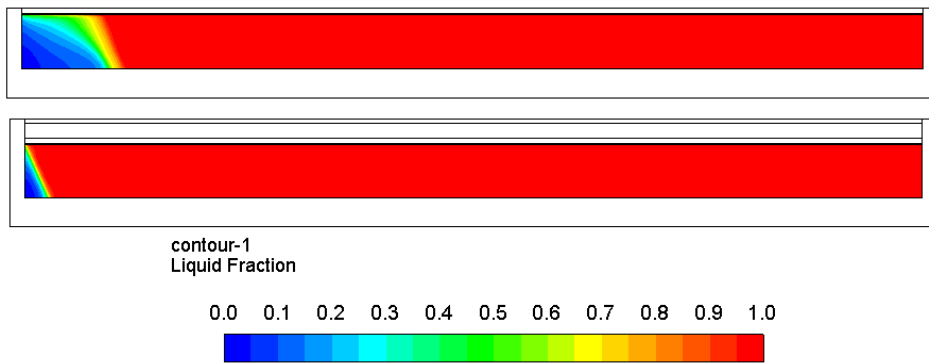


Figura V.12: Fracción líquida del PCM después de 6 horas de calentamiento en un panel PV+PCM aislado por la parte frontal. (Eje y: x2).

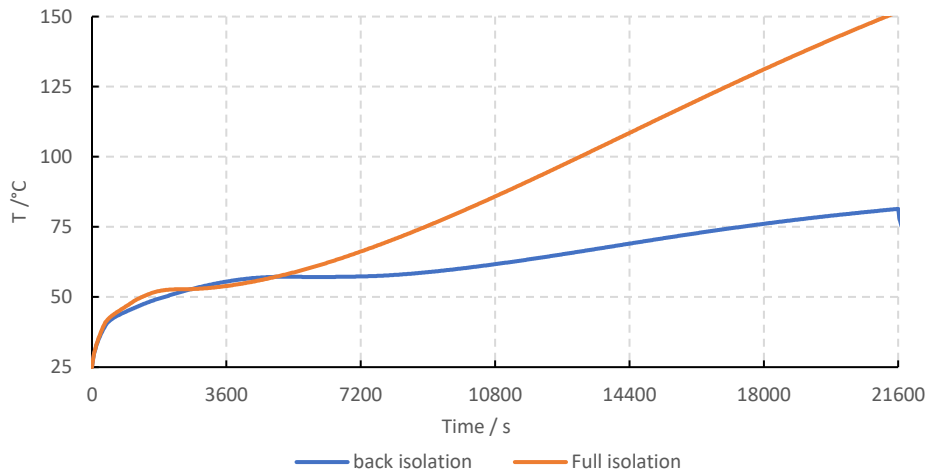


Figura V.13: Temperatura de trabajo del panel PV+PCM con un espesor de PCM de 35 mm durante el proceso de calentamiento

En la Tabla V.4 se recogen los valores de la energía estimada por cada una de las dos configuraciones. Durante la primera hora de funcionamiento, ambos sistemas tienen un funcionamiento semejante, generando la misma cantidad de electricidad y almacenando la misma cantidad de calor en el PCM. Es a partir de la segunda hora de funcionamiento donde las diferencias se incrementan, debido al sobrecalentamiento del PCM en el caso del sistema completamente aislado. Durante el periodo completo de las 6 horas de insolación de los paneles, la diferencia de electricidad generada es considerable, siendo 80 Wh mayor en el caso de no aislar la parte frontal del panel. Ese valor es prácticamente la energía generada durante una hora por los paneles. Sin embargo, la diferencia con el calor

almacenado en el PCM es mucho más acusada. Cuando se aísla completamente el panel, se reducen las pérdidas de calor hacia el ambiente en más del 70%.

Tabla V.4: Resumen de los resultados de la energía eléctrica y térmica obtenidos en la simulación de los paneles PV+PCM aislados.

	Back Isolation	Full Isolation
1st hour	$E_{elect} = 89.48 Wh$	$E_{elect} = 88.99 Wh$
	$Q_{PCM} = 400.37 Wh$	$Q_{PCM} = 530.88 Wh$
2nd hour	$E_{elect} = 85.03 Wh$	$E_{elect} = 83.88 Wh$
	$Q_{PCM} = 326.41 Wh$	$Q_{PCM} = 512.42 Wh$
6 hours	$E_{elect} = 487.53 Wh$	$E_{elect} = 408.23 Wh$
	$Q_{PCM} = 1551.32 Wh$	$Q_{PCM} = 2657.53 Wh$

Como conclusión, el aislamiento frontal es muy efectivo cuando se quiere limitar las pérdidas de calor hacia el exterior, pero se debe controlar el volumen de PCM a colocar para que la temperatura del panel no se incremente hasta valores peligrosos. En los paneles solares híbridos se puede mitigar el sobrecalentamiento gracias a la incorporación de un colector térmico que puede extraer el calor del PCM evitando alcanzar temperaturas tan extremas en el sistema.

19.4. Panel solar híbrido

Hasta ahora los casos simulados no incorporan extracción del calor almacenado para un uso externo. En este caso, se va a simular la situación en la que un caudal de agua, circulando en un colector térmico, extrae el calor acumulado en el sistema. Una de las limitaciones en la simulación de paneles PV/T es la imposibilidad de definir un flujo de agua que debería fluir perpendicular al plano de simulación. Las alternativas posibles son: definir un flujo de calor hacia el exterior, el coeficiente de película de la convección hacia el agua o una temperatura constante en la superficie del tubo. Tal y como se ha explicado en el Capítulo 18, para realizar este análisis se ha optado por definir la temperatura de la superficie del tubo constante y determinar únicamente el calor recuperado. Esta aproximación es válida cuando la variación de temperatura sufrida por el fluido es pequeña, tal y como se ha observado en las simulaciones realizadas de estos paneles, en 3D.

BLOQUE V:

A continuación, se analizan los resultados de dos paneles PV/T con dos secciones de colector diferentes, circular y semicircular. En la Tabla V.5 se incluyen los valores obtenidos en el estudio en régimen estacionario para las dos situaciones planteadas.

Las diferencias de temperatura son muy pequeñas entre ambos tipos de colectores. Sí que se aprecian ligeras variaciones en la temperatura de trabajo del panel fotovoltaico, inferiores a 5°C. La diferencia más acusada se localiza en los extremos del panel, ya que es el punto más alejado de los tubos del colector, tal y como se puede observar en la Figura V.14.

Otro aspecto característico de estos paneles es su alto rendimiento eléctrico, situándose cerca del nominal. Sin embargo, este valor está sobreestimado en la simulación debido al modelo de cálculo aplicado, donde se ha supuesto una temperatura constante de 25°C. No se ha realizado un estudio más amplio debido a que estos paneles se han simulado en 3D, obteniendo valores más próximos a la realidad.

Tabla V.5: Resultados obtenidos en la simulación de paneles PV/T con extracción de calor, con diferentes secciones de colector

PV/T circular			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	28.75 °C	27.66 °C	32.89 °C
	Power		Efficiency
Electricity	98.16 W		15.22 %
Heat dissipated	19.58 W		3.04 %
Water	527.02 W		81.74 %
Solar energy	644.76 W		-
PV/T semi-circular			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	28.45 °C	27.47 °C	32.40 °C
	Power		Efficiency
Electricity	98.31 W		15.25 %
Heat dissipated	17.82 W		2.76 %
Water	528.64 W		81.20 %
Solar energy	644.76 W		-

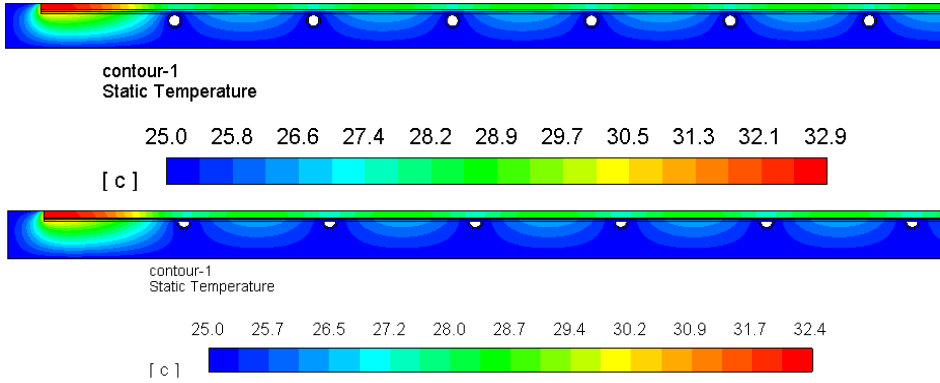


Figura V.14: Perfiles de temperatura en el panel PV/T con extracción de calor mediante fluido para diferentes geometrías de colector térmico a) colector circular; b) colector semicircular

La pérdida por disipación de calor hacia el ambiente es baja, menor a 20 W, siendo casi en su totalidad por la superficie frontal del panel fotovoltaico. El valor tan bajo obtenido se debe en gran medida al pequeño gradiente térmico entre el panel y el ambiente (25°C).

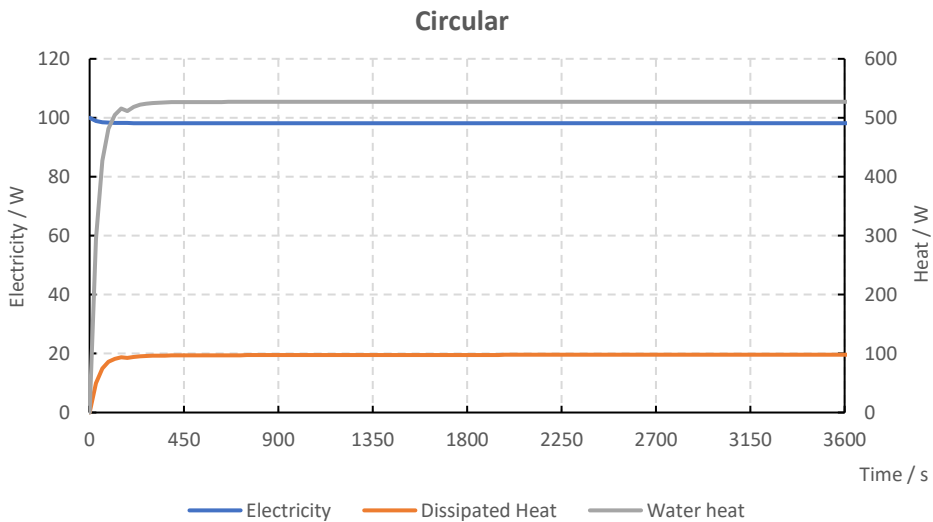


Figura V.15: Proceso de estabilización de las potencias térmica (Q) y eléctrica (E) del panel PV/T con extracción de calor mediante colector circular.

La simulación en régimen transitorio permite determinar el tiempo que este diseño necesita para llegar al régimen estacionario. En los gráficos de la Figura V.15 y Figura V.16 se representan los valores de las potencias eléctricas y térmicas

obtenidas. El tiempo necesario para que los valores se estabilicen es menor a los 15 minutos.

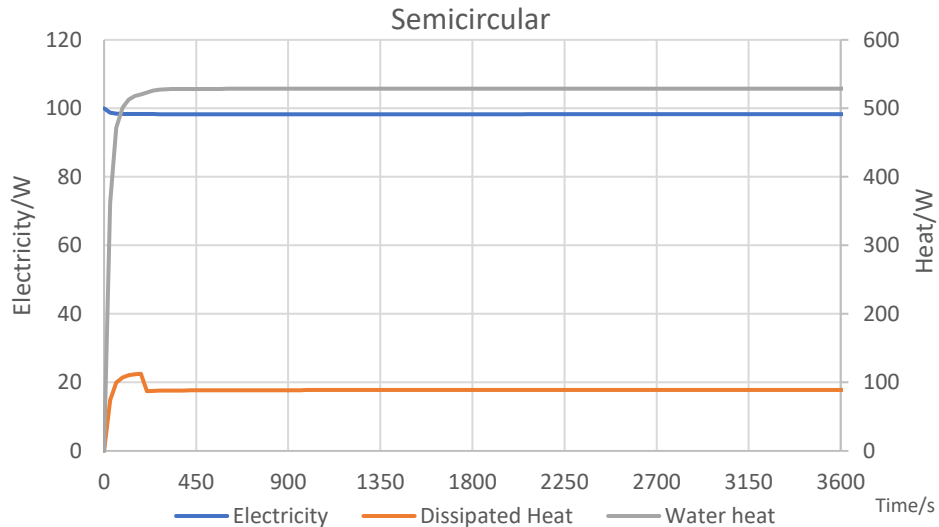


Figura V.16: Proceso de estabilización de las potencias térmica (Q) y eléctrica (E) del panel PV/T con extracción de calor mediante colector semi-circular.

19.5. Panel solar híbrido con PCM

La última de las simulaciones realizadas en 2D se corresponde con el panel híbrido PV/T con 35 mm de PCM y colector circular de cobre. Este estudio ha consistido en la simulación de un proceso de calentamiento con almacenamiento energético en el PCM durante 5 horas y su posterior descarga, extrayendo el calor mediante el colector de cobre embebido. En este caso particular, el estudio se debería hacer en dos etapas. La primera sería el proceso de funcionamiento del panel con insolación, donde el calor se almacena en el PCM y no se recupera mediante el colector térmico. Este estudio es equivalente al realizado con el panel del Capítulo 9. por lo que los resultados están ya comentados en aquel epígrafe. El segundo estudio se corresponde con el proceso de enfriamiento del PCM mientras tiene lugar la extracción de calor a través del caudal de agua que circula por el colector térmico. Este proceso finaliza cuando se alcanza el equilibrio térmico con el ambiente 25°C y el PCM se ha solidificado completamente y se ha recuperado el calor del PCM.

El estudio más complejo sería aquel en el que el panel está sometido a insolación y a la vez se hace circular agua por el colector térmico. En la práctica, no es una situación deseable, puesto que la transmisión de calor será más efectiva si no hay PCM en el panel, ya que la baja conductividad térmica de este material dificulta la transmisión directa entre el panel fotovoltaico y el colector térmico. No obstante, los resultados obtenidos para los dos casos de aislamiento térmico del panel se muestran en la Tabla V.6.

Tabla V.6: Resultados del estudio de paneles PV/T-PCM con colector térmico en condiciones de insolación bajo demanda térmica

PV/T + PCM back isolation			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	58.66 °C	48.91 °C	71.39 °C
	Power		Efficiency
Electricity	83.50 W		12.95 %
Heat dissipated	253.00 W		39.24 %
Water	346.68 W		53.77 %
Solar energy	644.76 W		-
PV/T + PCM full isolation			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	64.37 °C	48.08 °C	124.58 °C
	Power		Efficiency
Electricity	80.71 W		12.52 %
Heat dissipated	57.66 W		8.94 %
Water	543.52 W		84.30 %
Solar energy	644.76 W		-

Se observa en la Figura V.17 que el diferente aislamiento en los dos casos analizados modifica la distribución de temperaturas en el panel. En el panel con aislamiento solo posterior se observa una zona caliente sobre la superficie del mismo y una distribución homogénea de temperaturas en el PCM, pero las temperaturas obtenidas son menores que el caso del panel completamente aislado, en el que las temperaturas son muy superiores, aunque más homogéneas. Esto en todo el panel, excepto en la zona superior (recordemos que el panel se encuentra inclinado 40° respecto a la horizontal) donde aparecen puntos calientes que superan ampliamente los 70°C.

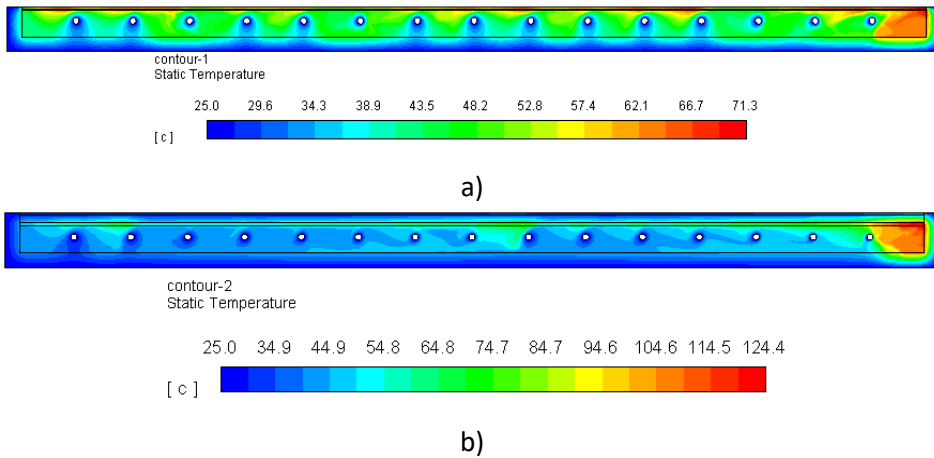


Figura V.17: Distribución de temperaturas en el panel PV/T + PCM con aislamiento a) posterior; b) completo

La distribución de temperaturas en el plano medio se ha representado en la Figura V.18. El panel sin aislamiento frontal presenta temperaturas más uniformes y el sobrecalentamiento es menor. En ambas configuraciones existen picos de temperatura en las posiciones situadas entre los tubos y las zonas más frías coinciden con las posiciones del tubo.

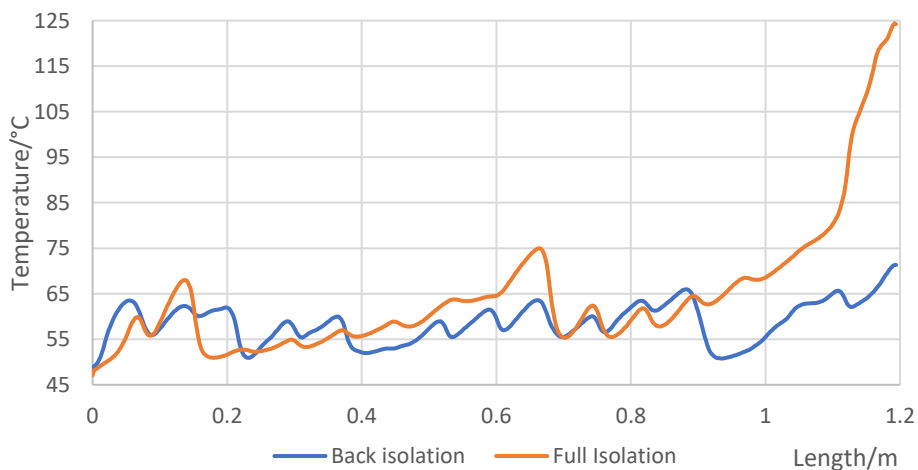


Figura V.18: Distribución de temperaturas en el plano medio del panel fotovoltaico.

Los dos diseños no se diferencian mucho en la generación eléctrica. El panel con aislamiento solo posterior refrigera mejor las células fotovoltaicas y por tanto su temperatura de trabajo es menor y mayor su producción eléctrica. Las diferencias

más significativas en el comportamiento de ambos sistemas es en la energía térmica que se puede extraer del panel. En el panel completamente aislado, las pérdidas de calor hacia el ambiente se reducen, incrementando la eficiencia global del panel por encima del 96 %, mientras que el rendimiento térmico alcanza solo el 67 % cuando no se aísla la parte frontal del panel.

Llama la atención el alto rendimiento térmico calculado en la simulación, pero hay que remarcar que, para la obtención de estos valores, se han simplificado varios parámetros además de las limitaciones propias de las simulaciones en 2D, entre ellos:

- Cálculo de la transmisión de calor por convección hacia el ambiente.
- Ajuste de las pérdidas por radiación.
- Consideración de las pérdidas por reflexión en el panel.
- Resistencias térmicas de contacto
- Cálculo de la transferencia de calor en el agua

El cálculo de la transmisión de calor hacia el agua es quizás el aspecto que más error introduce en estas simulaciones en 2D. Se ve mejorado cuando se realiza el estudio en 3D ya que es posible considerar el flujo real de agua.

Resultados más representativos se obtienen del estudio en régimen transitorio. Estos resultados se muestran en los gráficos de las Figura V.19, para el sistema aislado solo en la parte inferior del panel, y en la Figura V.20, para el sistema completamente aislado.

Cuando no se dispone un aislamiento completo, el panel disipa más calor hacia el exterior. Este hecho implica que el PCM necesita mayor tiempo de insolación para fundirse por completo, siendo en este sistema la diferencia de una hora con respecto al caso de aislamiento completo. No se han simulado ambos sistemas con la misma duración ya que una vez se ha fundido el PCM, este material aumenta considerablemente su temperatura, penalizando el rendimiento eléctrico del sistema. De esta forma, el tiempo necesario para fundir el PCM en el sistema completamente aislado es de 5 horas, incrementándose hasta las 6 horas para el sistema con aislamiento solo posterior.

BLOQUE V:

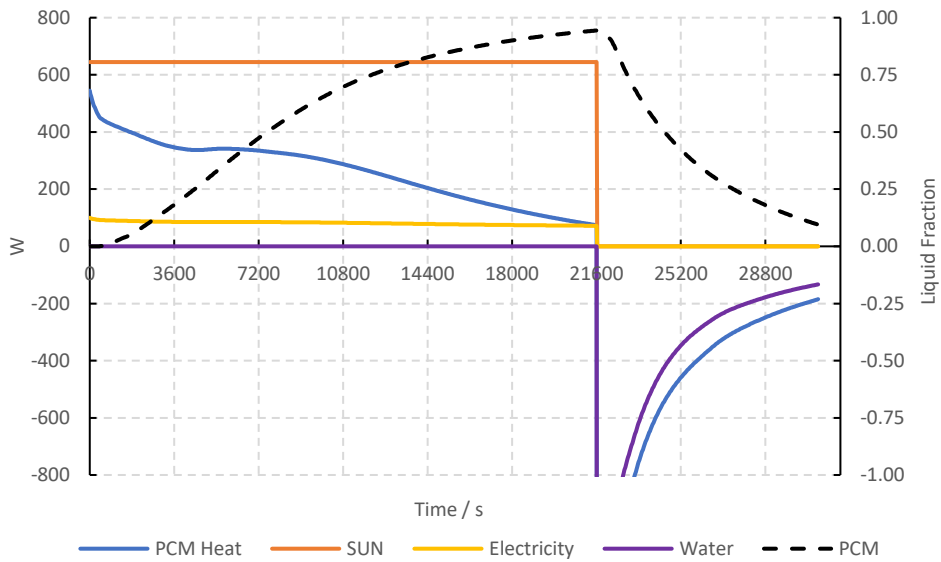


Figura V.19: Resultados de potencia térmica y eléctrica (W) y fracción de líquido en el PCM (%) obtenidos en la simulación 2D del panel PV/T+PCM 35 mm aislado en la parte posterior.

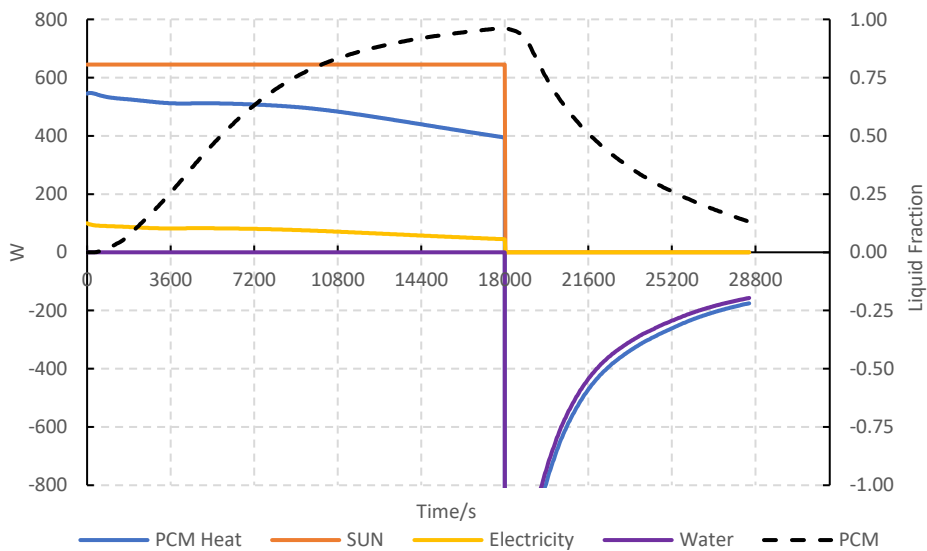


Figura V.20: Curva comparativa de las potencia térmica y eléctrica y la fracción líquida del PCM para el panel PV/T+PCM 35 mm completamente aislado.

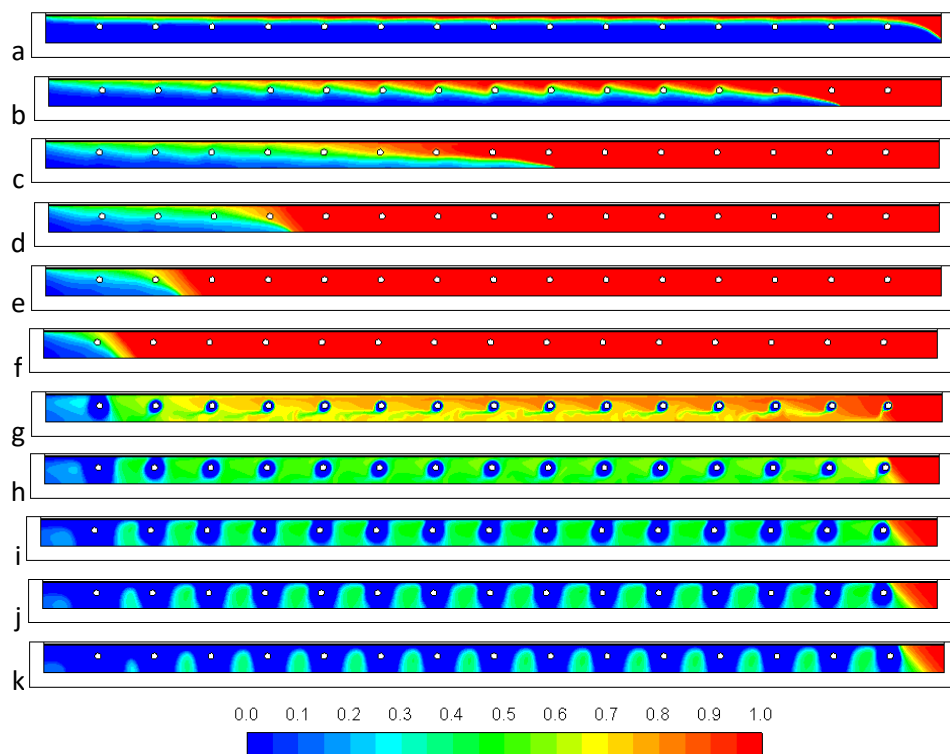


Figura V.21: Proceso de carga/descarga del panel PV/T. Fracción líquida del panel PV/T con PCM y aislamiento solo posterior; Calentado: a) 60min; b) 120 min; c) 180 min; d) 240min; e) 300 min; f) 360 min; Enfriado: g) 390 min; h)420 min; i) 450 min; j) 480 min; k) 510 min.

Por el contrario, el proceso de enfriamiento es prácticamente igual en ambas configuraciones de aislamiento, con una duración de unas 3.5 horas. El sistema completamente aislado almacena mayor cantidad de energía durante el proceso de fusión del PCM, de tal forma que, si consideramos que ambos colectores térmicos tienen la misma eficiencia debido a que cuentan con la misma geometría y la misma temperatura del fluido, el tiempo de enfriamiento debería ser mayor. Esto no es así ya que, aunque la energía almacenada en el PCM cuando está completamente aislado es un 70% mayor, esta mayor energía incrementa la temperatura del PCM hasta una temperatura cercana a los 195°C frente a los 90°C del sistema menos aislado. Se produce entonces un gradiente térmico entre el PCM y el agua muy superior que incrementa el flujo de calor desde el PCM hacia el agua del colector. De esta forma, aunque la duración del enfriamiento del PCM

es similar en ambos casos, el colector recupera mucho más calor en el panel con aislamiento completo.

El proceso de fusión del PCM se muestra en la Figura V.21 para el panel con aislamiento posterior y en la Figura V.22 para el panel completamente aislado. Para ayudar a comprender mejor este proceso se ha incluido también los gráficos de la evolución de temperaturas en ambos paneles, en la Figura V.23 y Figura V.24.

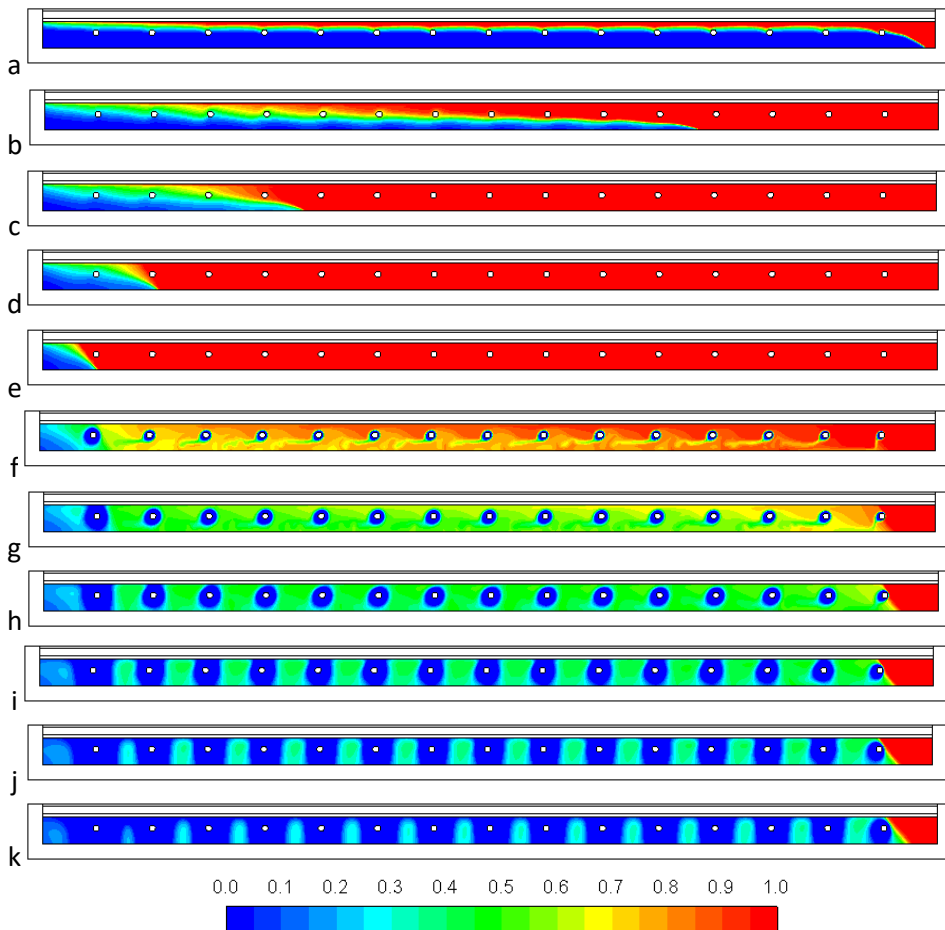


Figura V.22: Proceso de carga/descarga del panel PV/T. Fracción líquida del panel PV/T con PCM y aislamiento completamente aislado; Calentado: a) 60min; b) 120 min; c) 180 min; d) 240min; e) 300 min; Enfriado: f) 330 min; g) 360 min; h)390 min; i) 420 min; j) 460 min; k) 490 min

Durante el proceso de carga, el tipo de aislamiento no modifica sustancialmente el comportamiento del panel, observándose que el proceso de fusión comienza

en la superficie en contacto con el panel fotovoltaico. Una vez que comienzan a aparecer las primeras corrientes convectivas, se aprecia cómo el PCM fundido en la parte superior se distribuye hacia abajo generando un incremento de temperatura en la zona superior. Nuevamente el encapsulamiento del PCM podría solucionar este problema y hacer que la temperatura sea más uniforme sobre toda la superficie. Otra posibilidad es colocar el colector térmico de manera que el fluido frío entre por la parte superior del panel, donde la temperatura es superior y mayor la transferencia de calor. El comportamiento sería como el de un intercambiador a contraflujo.

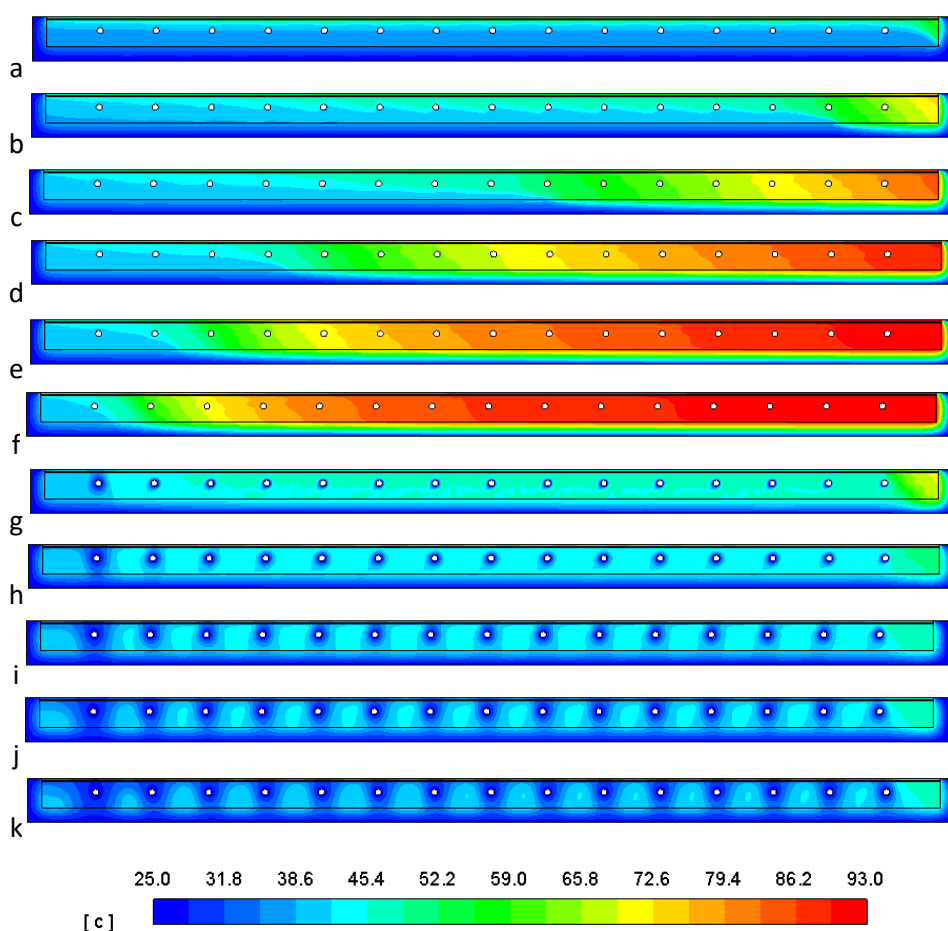


Figura V.23: Distribución de temperaturas durante el proceso de carga/descarga del panel PV/T con PCM aislado en la parte posterior. ; Calentado: a) 60min; b) 120 min; c) 180 min; d) 240min; e) 300 min; f) 360 min; Enfriado: g) 390 min; h)420 min; i) 450 min; j) 480 min; k) 510 min

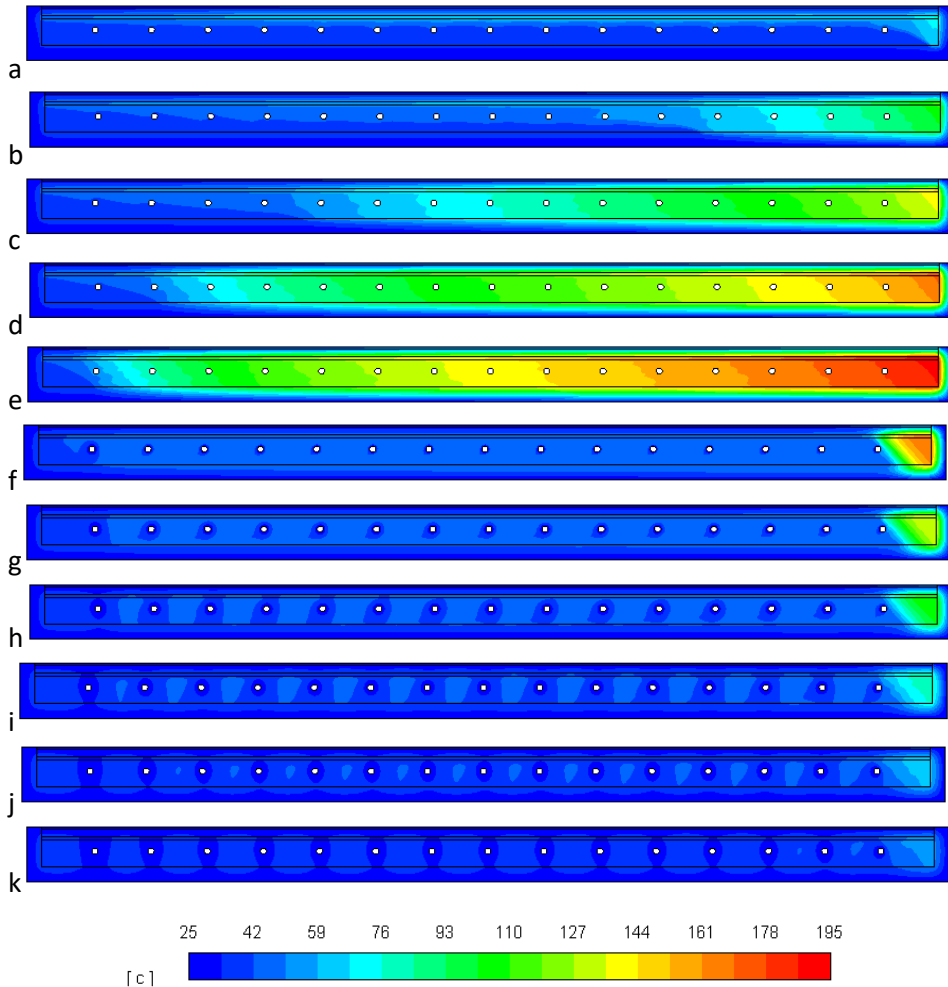


Figura V.24: Distribución de temperaturas durante el proceso de carga/descarga del panel PV/T con PCM y completamente aislado; Calentado: a) 60min; b) 120 min; c) 180 min; d) 240min; e) 300 min. Enfriado: f) 330 min; g) 360 min; h)390 min; i) 420 min; j) 460 min; k) 490 min

CAPÍTULO 20. RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES EN 3D

El segundo bloque de simulaciones se ha realizado en 3D. Estas simulaciones permiten analizar la geometría real del panel, pudiéndose obtener los parámetros más próximos a la realidad ya que, entre otras ventajas, es posible simular la potencia térmica del colector en su totalidad, transmitida al colector térmico.

Hasta el momento solo ha sido posible realizar las simulaciones en 3D de los paneles sin acumulación de calor mediante PCM. Esto se debe al gran coste computacional del modelo de cambio de fase. La simulación de PCM precisa de un análisis en régimen transitorio, donde se resuelve el proceso de cambio de fase a lo largo del tiempo. El modelo de cálculo de cambio de fase es sensible al tamaño de la malla, siendo necesario trabajar con mallas de celdas muy pequeñas, de forma que se pueda simular con incrementos de tiempo cercanos al segundo en el transitorio.

En las geometrías de este trabajo, el tamaño de malla necesario es superior a 6M de elementos. La potencia de cálculo disponible es suficiente para su resolución, pero el tiempo necesario es superior a los 30 días para los casos más simples. Por esta razón se decidió realizar el pre-estudio en 2D de los paneles, pudiendo comprobar el funcionamiento de algunas de las mejoras propuestas y extraer las primeras conclusiones. Gracias a este se podrá simular el diseño que se considere más óptimo e implementar alguna de las soluciones planteadas.

En este capítulo se muestran los resultados obtenidos para las simulaciones en 3D para régimen estacionario del panel fotovoltaico y 4 combinaciones de panel solar híbrido.

20.1. Panel fotovoltaico

El primer panel simulado es un panel fotovoltaico convencional. Al igual que en la simulación en 2D, los resultados de eficiencia se usarán como valor de referencia para el resto de las simulaciones. El estudio se ha realizado en régimen estacionario obteniéndose los resultados presentados en la Tabla V.7.

Tabla V.7: Resultados de la simulación 3D de los paneles fotovoltaico.

	Average	minimum	Maximum
PV temperature	59.60°C	52.79°C	59.97°C
	Power	Efficiency	
Electricity	83.05 W	12.88 %	
Heat dissipated	561.71 W	87.12 %	
Solar energy	644.76 W	-	

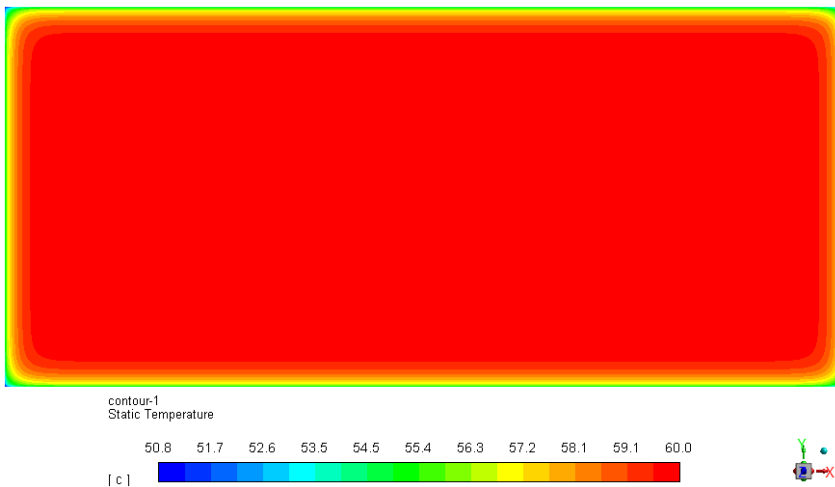


Figura V.25: Perfil de temperaturas del panel fotovoltaico.

Como se muestra en la Figura V.25, la temperatura en el plano medio del panel fotovoltaico es homogénea excepto en la zona perimetral donde es ligeramente inferior. La eficiencia fotovoltaica calculada para la temperatura determinada es del 12.88 %. Aunque el panel tenga una eficiencia nominal de 15.5 %, cuando se

encuentra en funcionamiento y alcanza el estado estacionario, su rendimiento real es inferior al 13 %

Los resultados muestran que el panel disipa hacia el ambiente más de 550 W en forma de calor a casi 60°C. Esto es un indicador del potencial energético que tienen los colectores solares ya que el 87% de la energía absorbida por el colector solar fotovoltaico se desaprovecha disipar al ambiente.

20.2. Paneles solares híbridos

En este caso se estudian los paneles PV/T con colectores térmicos de diferentes geometrías. Se han estudiado 4 geometrías de colector (serpentín con tubo circular y con tubo semicircular, parrilla con tubo circular y con tubo semicircular). En todos los casos se han mantenido constantes las propiedades del fluido que circula por el colector (agua). Esta simplificación es válida cuando el incremento de temperatura en el fluido entre la entrada y la salida no es elevado, como es el caso, ya que el incremento de temperatura observado es menor a los 5°C. El caudal de agua que circula por todo el panel se fija en 2 l/min con una temperatura de entrada de 25°C. Con estas condiciones de contorno se han obtenido los resultados de las Tabla V.8 y Tabla V.9.

Al igual que se observó en la simulación de los paneles solares híbridos en 2D, también en este caso las diferencias son mínimas entre las diferentes configuraciones cuando se analiza la potencia eléctrica del panel. En este sentido, la mayor eficiencia se obtiene con el colector en serpentín y sección circular. Aunque la diferencia entre los distintos colectores térmicos es menor del 1%

Tabla V.8: Resultados de la simulación 3D de los paneles PV/T con colector en serpentín

PV/T circular coil			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	32.49°C	28.84°C	42.12°C
	Power		Efficiency
Electricity	96.33 W		14.94 %
Heat dissipated	42.85 W		6.65 %
Water	505.43 W		78.39 %
Solar energy	644.76 W		
	Inlet	Outlet	
Water temperature	25°C	28.66°C	
Water Flow	2 l/min		
Pressure drop	30785 Pa		

PV/T half-circular coil			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	32.62°C	29.25°C	41.89°C
	Power		Efficiency
Electricity	96.27 W		14.93%
Heat dissipated	43.88 W		6.81%
Water	504.62 W		78.26%
Solar energy	644.76 W		
	Inlet		Outlet
Water temperature	25°C		28.65°C
Water Flow	2 l/min		
Pressure drop	37016 Pa		

Tabla V.9: Resultados de la simulación de los paneles PV/T con colector en parrilla

PV/T circular grid			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	34.82°C	30.13°C	41.43°C
	Power		Efficiency
Electricity	95.19 W		14.76%
Heat dissipated	58.86 W		9.13%
Water	490.47 W		76.07%
Solar energy	644.76 W		
	Inlet		Outlet
Water temperature	25°C		28.54°C
Water Flow	2 l/min		
Pressure drop	257 Pa		
PV/T half circular grid			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	33.17°C	27.95°C	36.72°C
	Power		Efficiency
Electricity	96.00 W		14.89%
Heat dissipated	46.87 W		7.27%
Water	501.10 W		77.72%
Solar energy	644.76 W		
	Inlet		Outlet
Water temperature	25°C		28.65°C
Water Flow	2 l/min		
Pressure drop	285 Pa		

El rendimiento eléctrico se determina únicamente en función de la temperatura media del panel, donde las diferencias son mínimas. No obstante, es recomendable que el panel tenga una gran uniformidad en las temperaturas de la superficie. Para analizar este aspecto se han representado los perfiles de temperatura para todos los paneles, mostrándose los resultados de las distintas simulaciones en las Figura V.26, Figura V.27, Figura V.28 y Figura V.29.

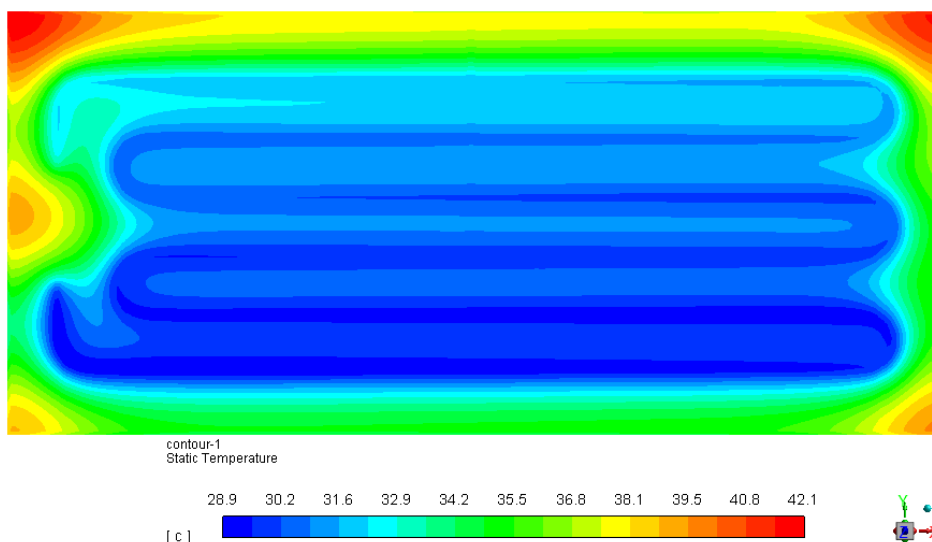


Figura V.26: Perfil de temperaturas del panel PV/T serpentín circular

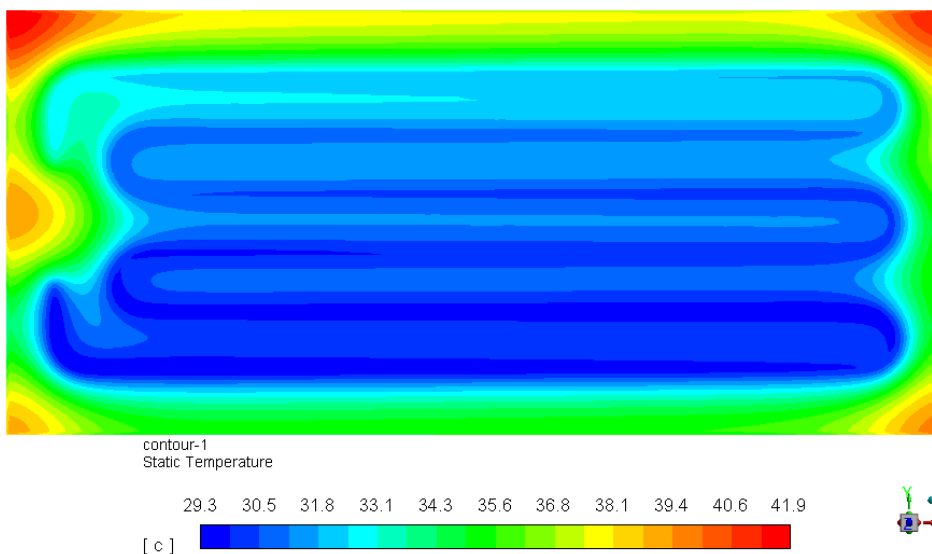


Figura V.27: Perfil de temperaturas del panel PV/T serpentín semi-circular

BLOQUE V:

El colector en parrilla genera un gradiente de temperaturas de forma longitudinal en el panel. En este diseño el agua barre la superficie en una única dirección favoreciendo que este fenómeno tenga lugar.

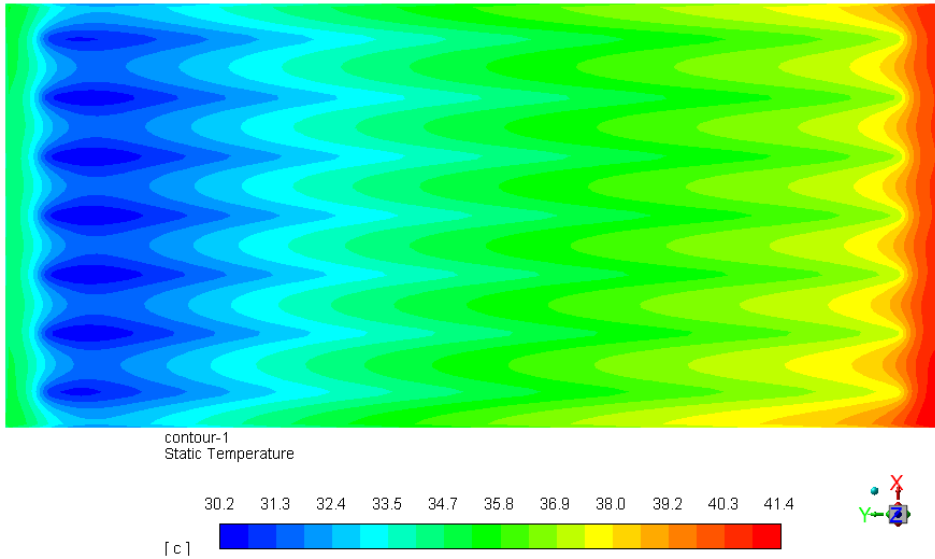


Figura V.28: Perfil de temperaturas del panel PV/T parrilla circular

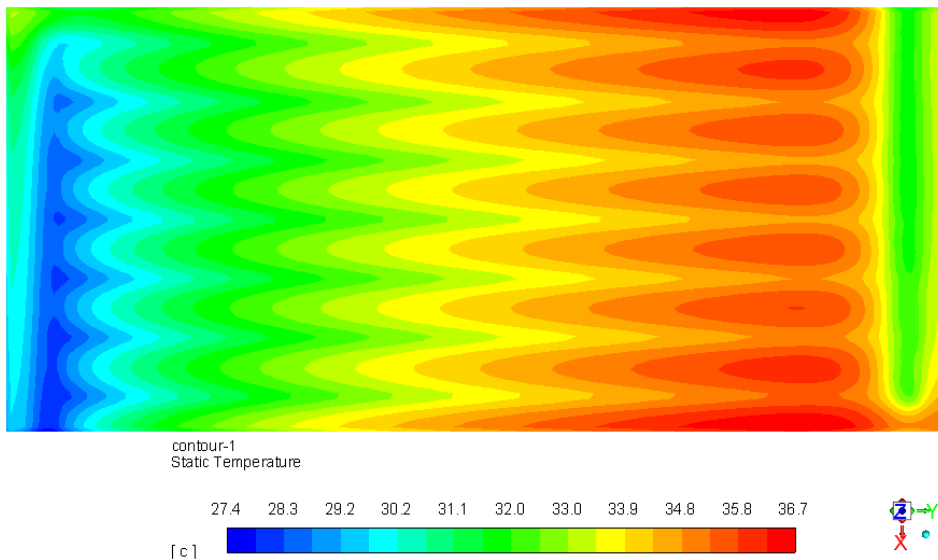


Figura V.29: Perfil de temperaturas del panel PV/T parrilla semicircular

El efecto producido por el cambio de sección es prácticamente inapreciable, desde el punto de vista de refrigeración del panel, como se observa de las gráficas mencionadas de distribución de temperaturas.

La mayor diferencia en el comportamiento de los sistemas analizados se encuentra en las pérdidas de calor hacia el ambiente. El panel en serpentín con sección circular tiene mayores pérdidas siendo estas debidas a la aparición de áreas con una temperatura alta en las 4 esquinas del panel. La refrigeración de la superficie más próxima al borde perimetral es menor en este tipo de colector. La mayor superficie de contacto del fluido con el panel fotovoltaico que se consigue con el tubo de sección semicircular, sí que produce una pequeña mejora. Con respecto a las pérdidas de carga en el fluido que circula por el tubo, el colector en serpentín supone unas pérdidas de 70 kPa , considerando el tubo liso, debido a la mayor longitud que debe recorrer el fluido. Por el contrario, en los colectores en forma de parrilla, el caudal se divide por los tubos en paralelo del colector siendo la longitud a recorrer únicamente la del panel, reduciéndose las pérdidas de presión hasta por debajo de los 0.3 kPa .

Cuando se analizan los resultados con el objetivo de ver la relación con la recuperación de calor del PCM, sería aconsejable implementar colectores en forma de parrilla. Estos colectores, además de no generar grandes consumos en bombeo, permiten tener una mayor diferencia de temperatura entre el PCM y el fluido del colector térmico, que puede compensar el sobrecalentamiento del PCM en la zona superior del panel.

CAPÍTULO 21. ANÁLISIS GLOBAL DE RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES

En los apartados anteriores se han analizado los resultados individualmente para cada tipo de panel. Para poder comprobar las mejoras de cada diseño se muestra a continuación una comparación entre todas las simulaciones realizadas, centrándose exclusivamente en los aspectos relacionados con la generación eléctrica y térmica.

En la primera comparativa, mostrada en la Figura V.30, se utiliza como referencia los resultados de la simulación del panel fotovoltaico.

En el gráfico se observa que, durante las dos primeras horas de funcionamiento, todos los diseños muestran una mejora eléctrica cercana al 7% con respecto al panel de referencia. A partir de la segunda hora, los paneles con PCM con aislamiento térmico delantero y posterior, comienzan a elevar su temperatura debido a que gran cantidad del PCM se encuentra en estado líquido y por tanto almacena el calor en forma de calor sensible, sufriendo un decremento muy importante en la potencia eléctrica generada. También el panel con PCM de 10 mm de espesor llega a igualar la eficiencia eléctrica del panel fotovoltaico, pero se estabiliza rápidamente a un valor de potencia eléctrica generada ligeramente inferior al panel fotovoltaico de referencia.

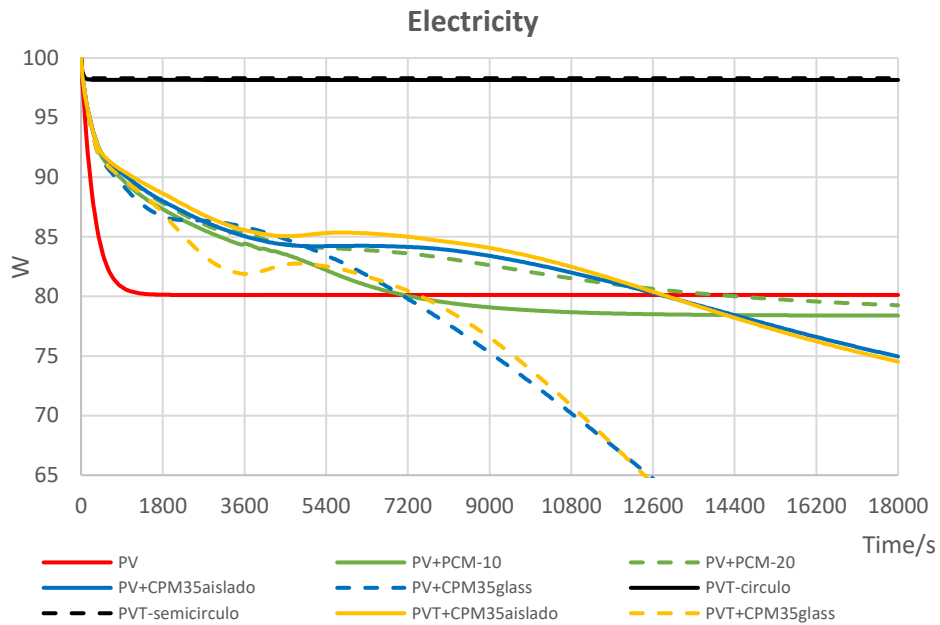


Figura V.30: Potencia eléctrica generada por los diferentes tipos de paneles.

A partir de la cuarta hora de funcionamiento, todos los paneles con PCM muestran que el sobrecalentamiento del material afecta de forma importante a la eficiencia eléctrica y sólo los paneles PV/T refrigerados por líquido mantienen una producción superior a la del panel convencional. Pese a que se aprecia una gran diferencia de resultados de los paneles solares híbridos simulados en 2D respecto del resto de las geometrías, los resultados cuando se analizan en 3D reducen ligeramente su producción hasta los 95 W.

La producción térmica de los paneles se analiza a través del estudio del proceso de carga de los mismos mediante el cambio de fase y sin recuperación de calor. Los resultados se pueden ver en la Figura V.31 donde se representa la fracción de PCM fundido en función del tiempo.

Cuando se analiza el proceso de carga, se observan tres grandes grupos, en función del aislamiento del panel y la cantidad de PCM en su interior. En el primer grupo se encuentra el panel fotovoltaico con el espesor de 10 mm de PCM. En este diseño el panel se carga completamente en menor tiempo. El segundo grupo incluye los paneles con aislamiento completo del panel y sistema PV+PCM con 20 mm de espesor del mismo. Pese al mayor volumen de PCM de los sistemas aislados, 35 mm frente a 20 mm de espesor, el PCM se funde en el mismo plazo de tiempo. Este fenómeno pone de manifiesto la reducción de calor disipado

hacia el ambiente, que permite fundir prácticamente el doble de material en el mismo tiempo. Por último, se encuentran los paneles con aislamiento únicamente en la parte posterior del panel, que precisan 60 minutos adicionales para cargarse completamente, respecto a los diseños anteriormente analizados.

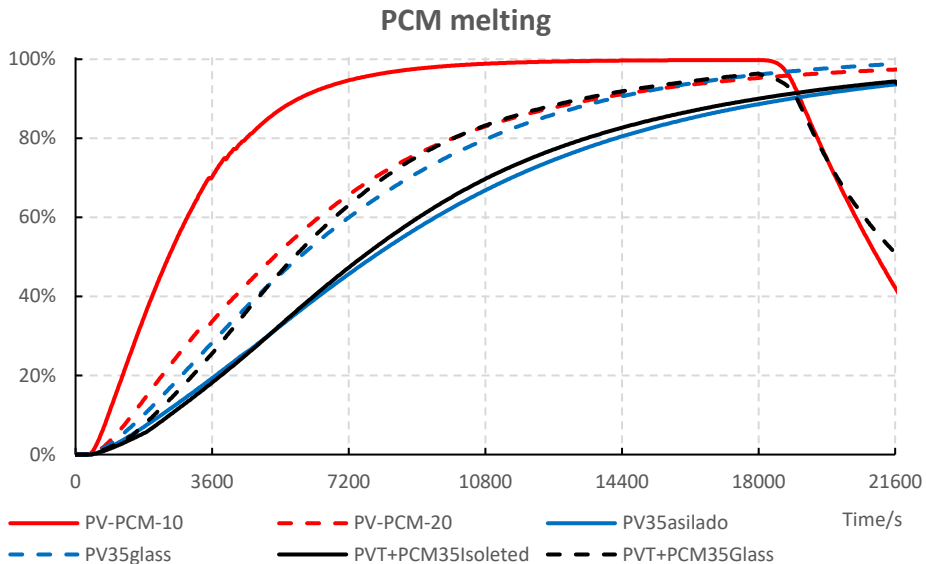


Figura V.31: Fracción líquida del PCM en los diferentes paneles

La potencia térmica que se almacena en el PCM se ha representado en la Figura V.32. Debido a que la radiación solar se ha fijado igual en todos los estudios, la cantidad de energía térmica generada en el panel es muy parecida en todos los casos, salvo por la modificación del rendimiento eléctrico determinado por la temperatura. Lógicamente, las pérdidas al ambiente, son las que determinan en el balance la energía total almacenada en el dispositivo.

Puesto que la temperatura media del panel aumenta con el tiempo, también lo hacen las pérdidas térmicas hacia el ambiente lo que se refleja en una mayor energía almacenada en los primeros momentos del proceso de carga. Durante la primera hora de funcionamiento todos los paneles que no están completamente aislados funcionan igual, mostrando características diferentes a partir de la hora de funcionamiento. El panel fotovoltaico con 10 mm de PCM decae rápidamente, seguido del de 20 mm de espesor. Ambos paneles no cuentan con aislamiento por lo que el calor se disipa hacia el ambiente más fácilmente. Los paneles con aislamiento se comportan de manera paralela, pero con unos 200 W de diferencia entre ellos, que se corresponden con las pérdidas por la cara frontal del panel

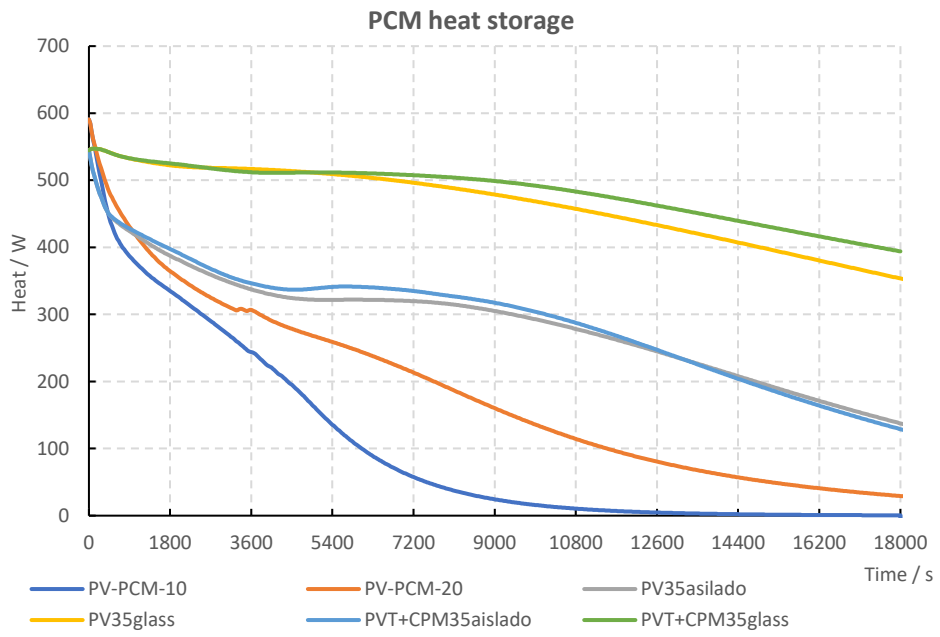


Figura V.32: Flujo de calor almacenado en el PCM

CAPÍTULO 22. RESULTADOS EXPERIMENTALES DE LOS PROTOTIPOS DE PANEL PV/T

En el Bloque II de este documento se han descrito el diseño y fabricación de los cuatro prototipos elaborados durante la realización de esta tesis doctoral. La fabricación de los prototipos tiene por objetivo la comprobación del funcionamiento global de los diseños en condiciones reales.

Para la prueba de paneles se ha diseñado y construido un banco de pruebas de paneles solares híbridos en la localidad de Astudillo, Palencia, como se ha descrito en el Capítulo 15. Esta instalación permite ensayar varios paneles simultáneamente, con lo que los datos obtenidos se utilizan para comparar el funcionamiento de los diferentes diseños. Los paneles ensayados simultáneamente son los siguientes:

- **Panel A:** Panel solar híbrido con PCM.
- **Panel B:** Panel solar híbrido con PCM y Heat-Pipes.
- **Panel C:** Panel solar híbrido con colector térmico en serpentín.
- **Panel D:** Panel fotovoltaico convencional.

Como se ha explicado previamente, el módulo fotovoltaico de partida de todos los diseños es el mismo, panel LUXOR LX-100M, cuyas características están recogidas en la Tabla 2.1. Dada la complejidad en la fabricación de los diferentes módulos y su implementación de forma secuencial, la campaña de medida de todos los paneles simultáneamente, que es la necesaria para poder comparar los

resultados obtenidos por todos los diseños, se reduce a unas pocas semanas. Además, las pruebas se corresponden al periodo de la primavera, donde las temperaturas nocturnas bajan hasta pocos grados por encima de 0 y los días tienen una duración menor que en los meses de verano.

A pesar de que estos factores limitan en parte la obtención de conclusiones globales del funcionamiento, es posible obtener un primer análisis de rendimientos, siendo necesario un ensayo de, al menos un año completo, para obtener conclusiones definitivas, que además incluyan datos sobre el comportamiento de los paneles en exterior.

Los parámetros de funcionamiento que se registran en la instalación son:

- Temperatura superficial del módulo fotovoltaico
- Temperatura del PCM en dos profundidades de la capa, y tres puntos a lo largo del panel.
- Temperatura frontal del panel
- Radiación solar
- Temperatura ambiente
- Dirección y velocidad del viento
- Corriente eléctrica generada
- Tensión eléctrica generada
- Caudal de agua en cada panel

Siempre que es posible, en el análisis de sistemas complejos, como es el caso de los paneles solares híbridos con almacenamiento de calor y heat pipe, es recomendable comenzar su análisis con condiciones estables y controladas. Esto suele darse en días completamente despejados, durante los cuales la radiación solar y la temperatura no cambian bruscamente en cortos intervalos de tiempo. El objetivo es eliminar variables que puedan complicar el estudio de los parámetros medidos durante las pruebas. Por esta razón, del total de días completos de medidas, se han seleccionados aquellos que aparecen como días despejados y con temperaturas estables.

Durante la campaña de medidas disponible hasta la fecha, la mayoría de los días el cielo estaba cubierto con bajos niveles de radiación y tormentosos. No obstante, se dispone de 3 días consecutivos completamente despejados correspondientes con las fechas del 12 al 14 de mayo de 2019 que son los seleccionados para el estudio. En la Figura V.33 se ha representado la radiación solar sobre el plano inclinado del panel y la temperatura ambiental.

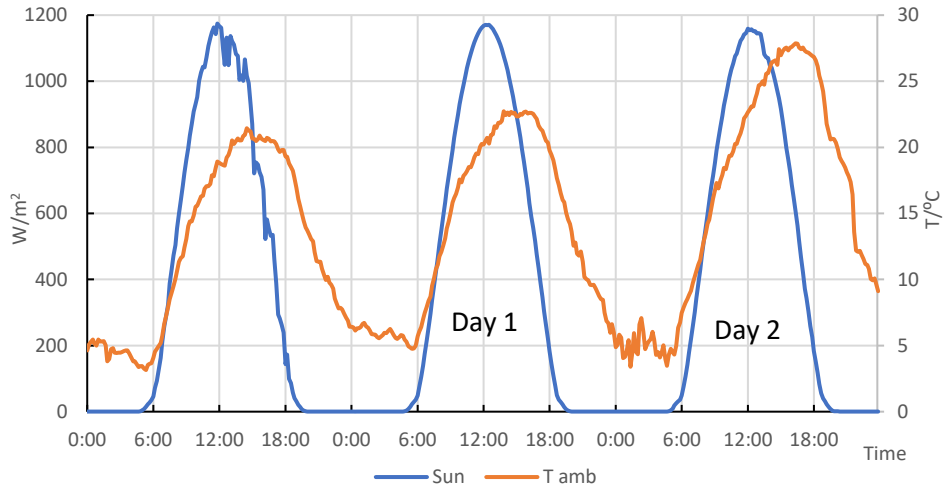


Figura V.33: Radiación solar y temperatura de los días analizados.

Aunque los resultados y las conclusiones se fundamentan en el análisis de 3 días, en los gráficos se muestran los dos últimos de forma individual puesto que, en uno se dan condiciones de baja temperatura y fuertes corrientes de aire que permiten refrigerar los paneles (día 1), y en el segundo corresponden con valores de temperatura más elevados y escasa ventilación (día 2).

El primer punto analizado es la producción eléctrica de los paneles. Esta se ha determinado mediante un circuito de medida conectado a cada panel fotovoltaico de forma individual. Consiste en una carga resistiva de valor constante e igual en todos los paneles, este valor se ha determinado para las condiciones nominales del panel. Puesto que las características eléctricas de los paneles fotovoltaicos son iguales, todos los paneles deberían generar la misma electricidad sometidos a las mismas condiciones de radiación y temperatura de trabajo. En la Figura V.34 se han representado las curvas de tensión y corriente para cada panel.

La conclusión más clara es que tensión e intensidad de corriente son menores en el Panel B. Considerando que los valores de las cargas son iguales, el valor de corriente dependerá exclusivamente de la tensión, siempre que no se sobrepase la corriente de máxima potencia. A partir de ese punto, la tensión se reduce bruscamente para pequeños incrementos de corriente (ver Figura III.43). También se debe considerar que la tensión del panel depende principalmente de la temperatura de la célula fotovoltaica cuando la radiación es fija. En consecuencia, cuanto mayor es la temperatura del panel menor es la energía eléctrica generada. Por lo tanto, el panel B es el que se encuentra a mayor

temperatura, dato corroborado por el análisis de las temperaturas de trabajo, mostrado posteriormente.

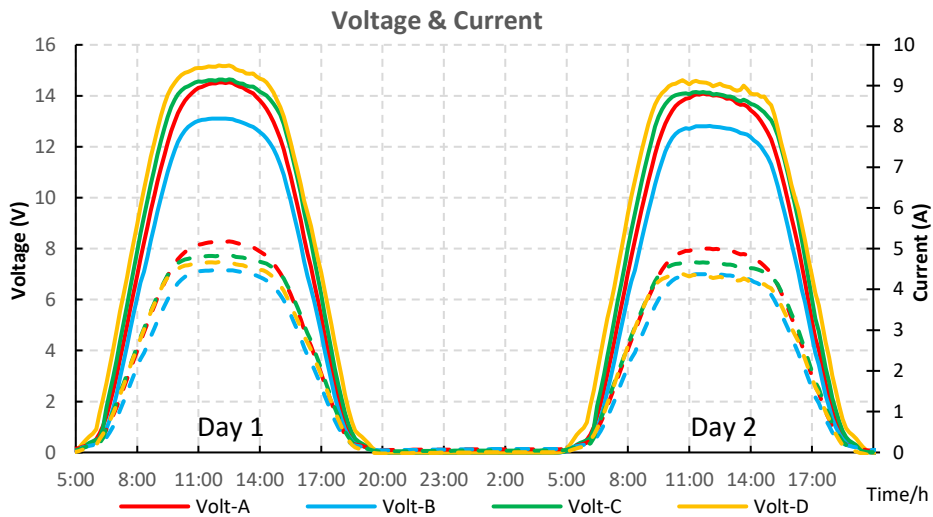


Figura V.34: Valores de Tensión y corriente para los 4 paneles.

Para facilitar la comprensión de los resultados, se han representado en la Figura V.35 la evolución diaria de la potencia eléctrica generada, calculada mediante el producto de corriente y tensión ($V \cdot I$).

Cuando se comparan los resultados entre los diferentes paneles se observa que, durante ambos días el panel A es el que obtiene el mejor rendimiento, relacionado con menores valores de temperatura de trabajo. El panel B es el que peor comportamiento muestra durante los dos días. Los paneles C y D tienen eficiencias parecidas durante el día 1 (día con mejor ventilación, por la presencia de mayores velocidades del aire ambiental) y muestran pequeñas diferencias el segundo día, en el que la refrigeración de los paneles debido a la convección es menor por la ausencia de viento. De esta forma se observa que el panel D es más sensible a la refrigeración natural.

El panel B, recordemos que se corresponde con un diseño con mayor superficie de absorción térmica, ya que cuenta con un marco perimetral que absorbe exclusivamente calor. Este calor se transfiere mediante los heat pipes al PCM para incrementar el almacenamiento térmico. Además, este panel dispone de un aislamiento térmico frontal que consiste en una cámara de aire y un cristal. Así, el diseño perjudica el funcionamiento eléctrico del panel ya que el vidrio frontal incrementa las pérdidas por reflexión de la radiación y el aislamiento evita que el

panel fotovoltaico se refrigere por la cara superior, lo que, sumado a la mayor energía térmica absorbida para el mismo volumen de PCM, conduce a un incremento considerable de la temperatura de trabajo del módulo fotovoltaico.

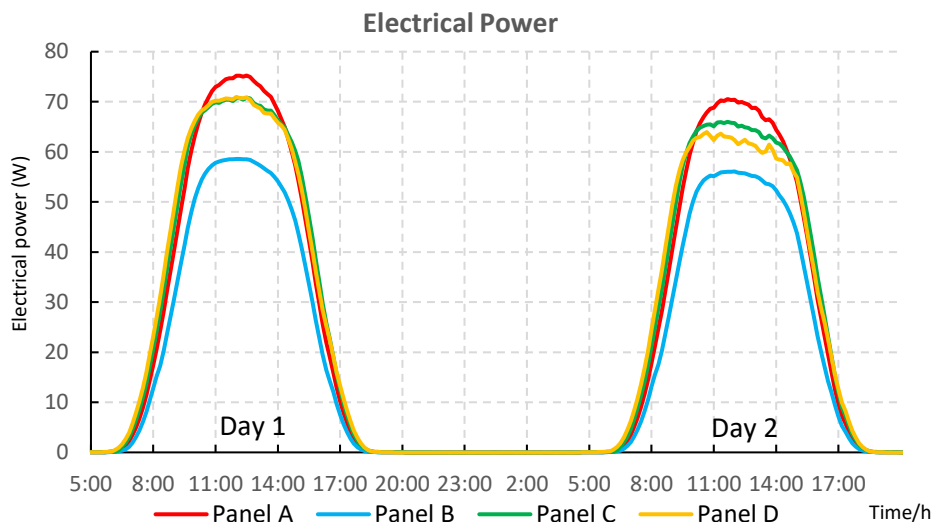


Figura V.35: Potencia eléctrica de cada panel.

Estas conclusiones se ven reafirmadas cuando se analiza el comportamiento térmico del panel. En la Figura V.36 se han representado los valores de temperatura media superficial de los módulos fotovoltaicos de cada diseño. En este caso se recogen en gráficas diferentes los resultados para cada día estudiado.

La temperatura del panel B es siempre superior al del resto de los diseños, alcanzando picos de temperatura 15°C por encima de los otros paneles. Este comportamiento es acorde al previsto en el análisis de la eficiencia eléctrica. Sin embargo, el panel A registra las temperaturas de trabajo más bajas. En este panel, la presencia del PCM retrasa la aparición del máximo de temperatura con respecto al máximo de radiación solar en comparación con el resto de los paneles. La mayor inercia térmica que aporta el PCM al conjunto permite amortiguar y retrasar este valor máximo.

Los paneles C y D alcanzan temperaturas parecidas cuando no hay viento (día 2) ya que no se refrigera de forma eficiente el panel D. Sin embargo, el día 1, con viento, la temperatura del panel D es inferior. En este caso, aunque en el panel C se recupera el calor con el colector térmico, éste está aislado en la parte posterior, incrementando la temperatura de trabajo. La existencia de viento

BLOQUE V:

reduce la temperatura superficial ya que la disipación de calor hacia el ambiente es mayor.

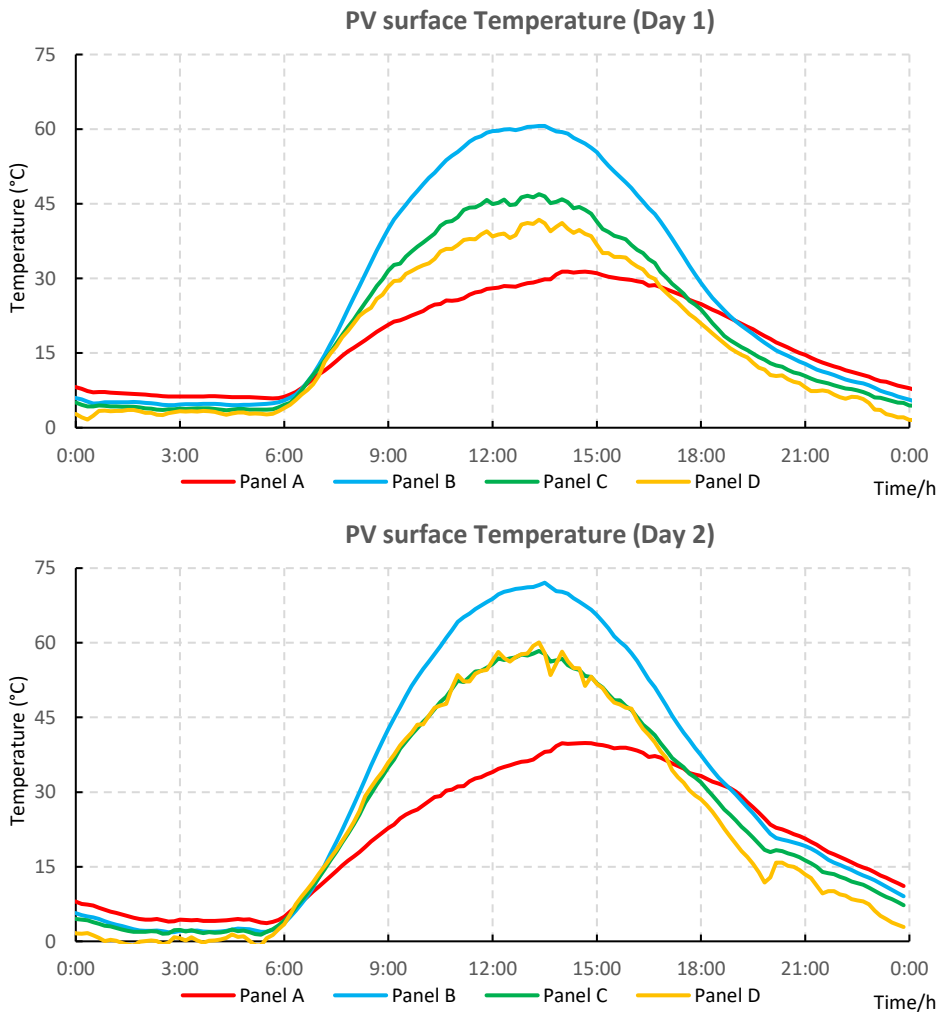


Figura V.36: Temperatura media superficie trasera del módulo PCM.

Estas primeras pruebas se han realizado considerando un caudal de agua durante las horas centrales de día, desde las 11:00 hasta las 19:00. Se han realizado así con esta configuración para evitar problemas de sobrecalentamiento en los paneles que pudieran ser perjudiciales para su integridad. Será necesario realizar pruebas en los paneles con PCM donde solo se recuperará el calor durante las horas nocturnas, configurando sistemas de seguridad que activen la refrigeración del panel mediante la circulación de agua por el colector térmico, para el caso de alcanzar valores elevados de temperatura.

Por último, se han representado los valores de las temperaturas del PCM de los paneles A y B, mostrándose en las Figura V.38 y Figura V.37.

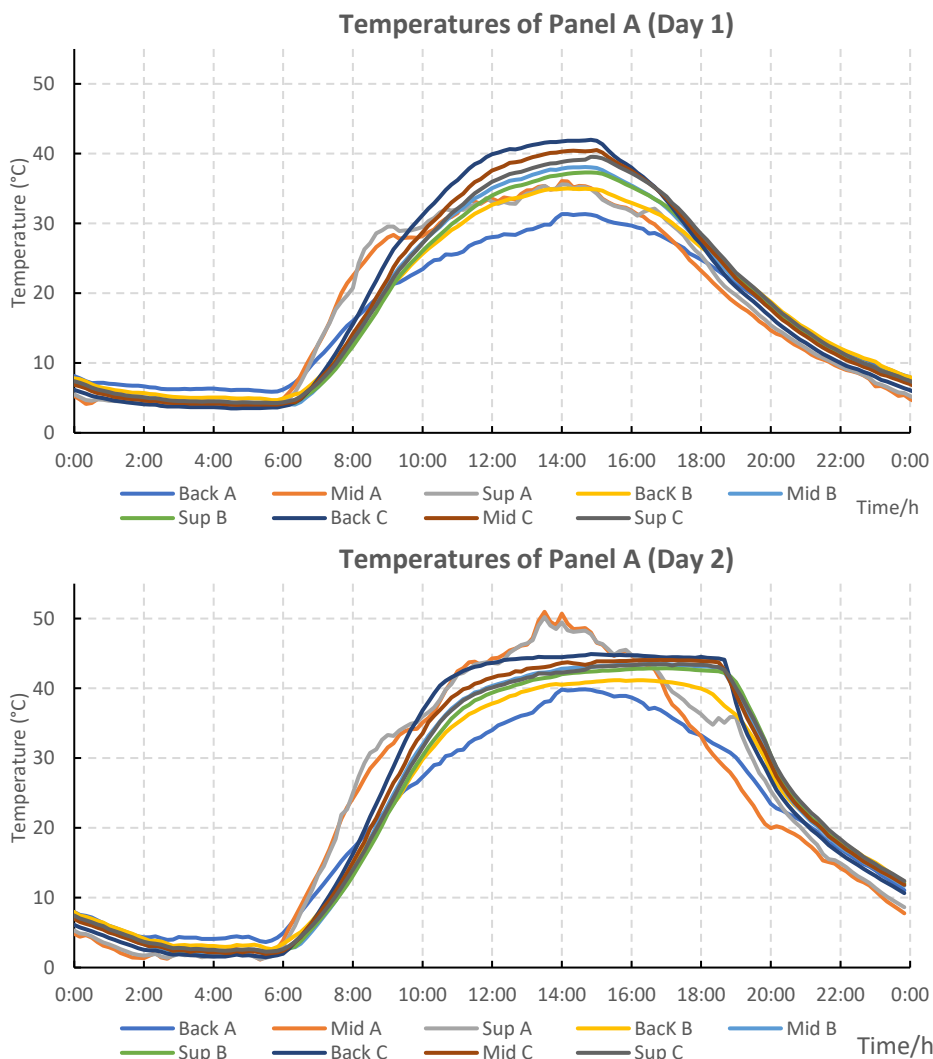


Figura V.37 Temperaturas del PCM para el panel A. (Sup: superficial; Mid: a 10 mm, Back: a 20 mm de profundidad)

La temperatura del panel B crece rápidamente en la superficie desde primeras horas de la mañana. El aislamiento frontal reduce las pérdidas con el ambiente que, durante la mañana son pequeñas. También se observa que la temperatura a lo largo de la superficie posterior del panel B no es homogénea. Los tres termopares situados en esta zona (Sup A, sup B y Sup C), registran las

BLOQUE V:

temperaturas máximas en la parte superior del panel e inferiores en la zona baja del mismo, corroborando los resultados obtenidos en las simulaciones CFD.

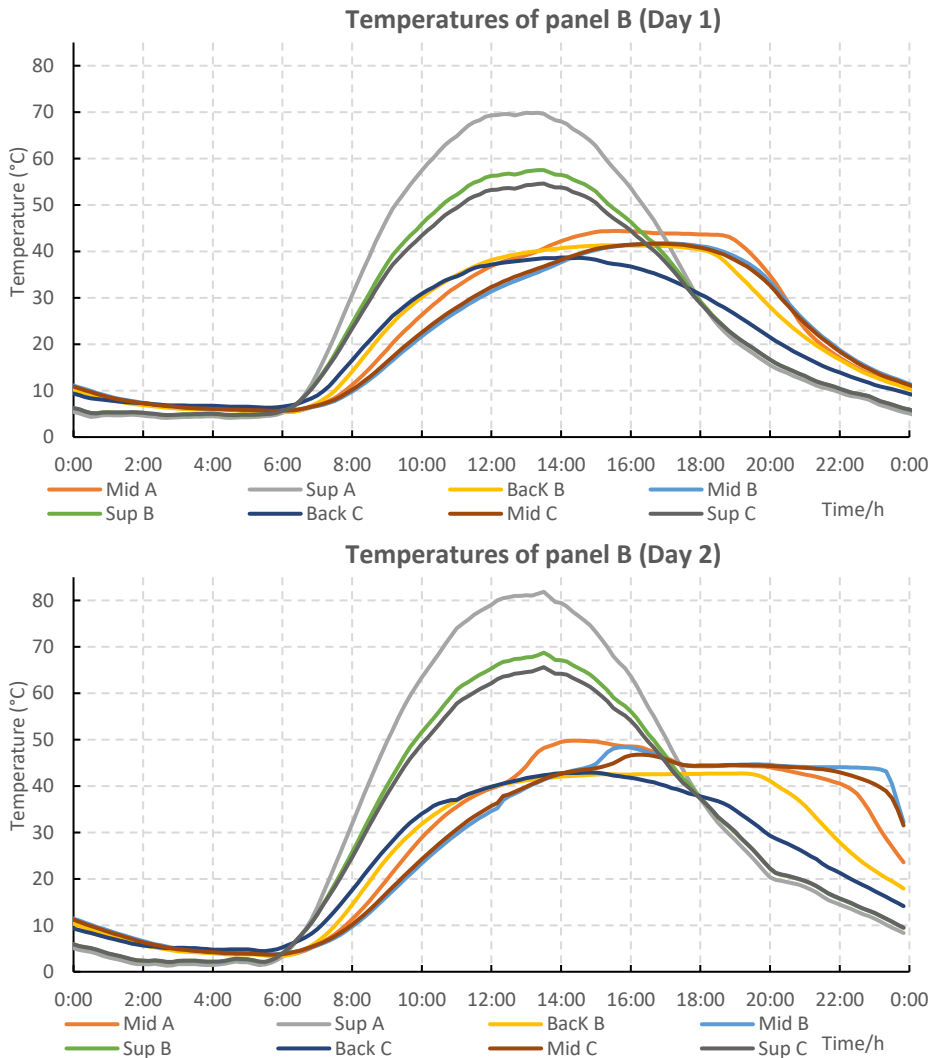


Figura V.38: Temperaturas del PCM para el panel B. (Sup: superficial; Mid: a 10 mm, Back: a 20 mm de profundidad)

En los días analizados, se consigue alcanzar la temperatura de fusión del PCM, mostrado por la zona de temperatura constante a 43.5°C, que coincide con la temperatura del cambio de fase. Se observa como el PCM mantiene la temperatura del cambio de fase en el día 2 hasta prácticamente media noche, momento en el cual el PCM se solidifica y baja la temperatura considerablemente.

Cuando se comparan los resultados con los obtenidos en el panel A, que es el que no dispone de heat pipe, se pone de manifiesto el incremento de energía que estos elementos introducen al panel, todo ello ayudado por la mejora del aislamiento frontal y la mayor superficie de absorción de calor. Para poder analizar la eficiencia del tubo de calor con mayor precisión deberían añadirse termopares a mayor profundidad, de forma que fuera posible comprobar el proceso de cambio de fase en la zona posterior del PCM.

En este caso, las temperaturas del PCM se mantiene uniformes en todo el volumen. Pese a ello, cuando se analizan los valores a diferente profundidad, se aprecian diferencias en la zona más próxima a la célula fotovoltaica. Debido a la recuperación de calor del ensayo durante gran parte del día (11:00-19:00) y a las mayores pérdidas de calor frontales debido a la ausencia de aislamiento frontal del panel, solo se llega a fundir PCM en zonas más cercanas a la generación de calor, las células fotovoltaicas, en el día 1. Los resultados del día 2, sugieren que el PCM está cambiando de fase, puesto que no aparece incremento de temperatura, manteniéndose constantes a lo largo de gran parte del día. Las temperaturas en el panel A son menores a las del panel B, siendo suficientes para obtener un fluido caliente a baja temperatura e incrementar la eficiencia eléctrica.

En conclusión, el aislamiento frontal en el panel B reduce las pérdidas de calor hacia el ambiente, pero, por otro lado, hace que se alcancen temperaturas superiores de trabajo en el panel fotovoltaico que penalizan el rendimiento eléctrico. Se consigue fundir el PCM antes y almacenar calor durante más tiempo. Sin embargo, se debe tener especial cuidado en la refrigeración de calor del PCM durante el día, ya que se alcanzan valores peligrosos de temperatura. Una solución sería aumentar el volumen de PCM o bien dejar aislamiento frontal sólo en la zona de los tubos de calor y eliminarla en la superficie del panel fotovoltaico. De esta forma, se obtendrían temperaturas más próximas a las registradas en el panel A, pero mejorando la eficiencia eléctrica del panel. Sin embargo, requeriría recuperar el calor más rápidamente por la noche, antes de que éste se disipe al ambiente a través de la cara superior.

El incremento de temperatura del fluido es homogéneo durante todo el tiempo que se hace bombear fluido por el colector térmico del panel. El caudal se ha fijado en todos los paneles en $\sim 2l/min$, logrando un incremento de temperatura en el fluido de $\sim 6^{\circ}C$ en el panel A, de $\sim 4.5^{\circ}C$ en panel B y de $\sim 3^{\circ}C$.

BLOQUE V:

La longitud del colector térmico es mayor en el panel con PCM, incrementándose de esta forma la temperatura de salida del fluido y consiguiendo reducir con mayor eficacia la temperatura del PCM.

CONCLUSIONES

El trabajo presentado en la tesis doctoral “Optimización de diseño de panel solar PV/T para edificación” contribuye en gran medida y apoyándose en un completo trabajo tanto teórico como experimental, al conocimiento de la tecnología híbrida fotovoltaica y térmica, desarrollando nuevas soluciones para el aprovechamiento de la energía solar y su integración en sistemas de abastecimiento energético en edificios y aplicaciones industriales de baja temperatura.

Se ha realizado una exhaustiva revisión bibliográfica acerca de la tecnología solar híbrida, que se ha completado con aspectos relevantes en el diseño final de nuevos paneles solares híbridos, como son la incorporación de tubos de calor, el almacenamiento energético mediante PCM y la utilización de modelado CFD de sistemas con almacenamiento térmico mediante cambio de fase.

Se han diseñado, construido y testado cuatro prototipos de paneles solares híbridos PV/T que incorporan mejoras de diseño que permiten un mejor aprovechamiento de la energía solar.

Dos de estos nuevos diseños consisten en colectores solares híbridos que incorporan colector térmico en parrilla y con diferentes geometrías en la sección del tubo

Un tercer diseño consiste en un sistema PV/T con acumulación de calor mediante PCM.

El último prototipo diseñado, construido y testado, es un panel solar híbrido PV/T con almacenamiento térmico mediante PCM y tubos de calor, colocados sobre un marco exterior perimetral al panel fotovoltaico para incrementar la superficie de absorción térmica. La inclusión de tubos de calor en este diseño aumenta el flujo térmico hacia el PCM, por la parte posterior del panel híbrido.

Este diseño permite incrementar el volumen de PCM con una mejor distribución de la energía térmica en el material. Se consigue una fusión más homogénea del PCM, lo que repercute en una mejora del aprovechamiento diferido del calor y una posible menor degradación del panel fotovoltaico a largo plazo, que influye en un mantenimiento de la eficiencia eléctrica y una mayor vida útil del dispositivo.

El diseño final del panel PV/T permite ajustar la relación electricidad/calor a las necesidades del usuario final, modificando la superficie exterior del panel, el número de tubos de calor utilizados y el volumen de PCM.

Este último diseño ha sido objeto de una patente de protección nacional que está actualmente tramitándose habiendo recibido informe técnico (IT) positivo.

El PCM seleccionado para todos los diseños es el ácido láurico, un material económico, biodegradable, con propiedades termofísicas adecuadas y una temperatura de cambio de fase (43.5°C) ajustada a la tecnología solar híbrida.

En todas las etapas de diseño de los diferentes prototipos se han considerado aspectos de coste y fabricación del dispositivo, para facilitar la obtención de un producto comercializable e industrializable y con un coste final que permita su introducción en el mercado.

Se ha diseñado, construido y puesto a punto un banco de ensayos para la prueba de paneles solares fotovoltaicos, térmicos e híbridos PV/T en condiciones reales exteriores que posibilita el ensayo simultáneo de hasta 4 sistemas, analizando un total de 52 parámetros de funcionamiento que permiten la caracterización térmica y eléctrica de todos los diseños ensayados.

Se ha diseñado, construido y puesto a punto un banco de caracterización experimental de tubos de calor en diferentes inclinaciones, para tubos de distintas longitudes, diámetros y temperaturas de funcionamiento, que permiten la caracterización macroscópica de estos elementos.

Se ha diseñado, construido y puesto a punto un banco de caracterización experimental de tubos de calor embebidos en PCM, para tubos de distintas longitudes, diámetros y temperaturas de funcionamiento.

Se ha desarrollado y validado un modelo macroscópico de funcionamiento de tubos de calor, válido para su implementación en modelos CFD de sistemas más complejos y con un coste computacional mínimo.

Se ha realizado un modelo numérico muy detallado del comportamiento de tubos de calor a partir de los datos constructivos de estos elementos.

Se ha profundizado en el conocimiento de los límites de funcionamiento de los tubos de calor, analizando los factores limitantes en cada caso y que permiten una selección rápida del tubo si se conocen todos los parámetros de fabricación de estos elementos.

Se han realizado simulaciones CFD en Ansys Fluent 18.2 de modelos de paneles solares fotovoltaicos e híbridos PV/T en 2D y 3D obteniendo resultados en estado estacionario y transitorio de cada diseño.

Se han modelado y comparado entre sí un total de nueve diseños en 2D y cinco en 3D para complementar el estudio experimental de los prototipos construidos. Los resultados obtenidos mediante simulación CFD han facilitado la toma de decisiones para la optimización de los diseños, gracias a la reducción del tiempo de ensayo y la posibilidad de modificar y adaptar convenientemente las condiciones de contorno.

En el análisis de resultados de las simulaciones se ha detectado un marcado efecto de estratificación de temperaturas en el interior del PCM fundido. Este comportamiento es perjudicial en el rendimiento fotovoltaico del panel debido al incremento acusado de temperatura en la zona superior del mismo.

El diseño del panel solar híbrido PV/T con almacenamiento térmico mediante PCM y tubos de calor, incluye un aislamiento en la parte frontal del panel realizado mediante una cámara de aire encerrada entre el vidrio frontal del panel fotovoltaico y un vidrio adicional separado por una cámara de aire de 10mm de espesor. Este aislamiento permite incrementar el tiempo de almacenamiento, pero simultáneamente incrementa el sobrecalentamiento del PCM en la zona superior del panel, alcanzándose temperaturas perjudiciales para la integridad del dispositivo. Este efecto se puede corregir restringiendo el aislamiento frontal al marco perimetral donde se colocan los tubos de calor eliminándolo de la superficie superior del panel fotovoltaico para no penalizar la producción de electricidad.

Se han obtenido temperaturas mantenidas en el fluido caloportador de 35°C, con un incremento de temperatura de 6.5°C, con respecto a su temperatura de entrada en el panel PV/T, lo que permite su aprovechamiento como ACS o en aplicaciones industriales de baja temperatura.

Las pruebas realizadas indican la necesidad de incluir mejoras en el sistema de compensación de las dilataciones del PCM para evitar el incremento de la presión interna del panel.

Se ha demostrado la mejora en eficiencia eléctrica que presentan los paneles PV/T a lo largo del año, con respecto a un panel fotovoltaico convencional. El rendimiento eléctrico de los paneles híbridos PV/T muestran mayor eficiencia térmica a lo largo del año.

De entre todos los diseños planteados en el trabajo, el panel solar PV/T con PCM obtiene la mayor eficiencia eléctrica. Sin embargo, desde el punto de vista térmico, la incorporación de tubos de calor al diseño permite incrementar la energía térmica almacenada, con una pequeña reducción del rendimiento eléctrico.

En definitiva, con la investigación recogida en la presente memoria se ha contribuido a un mejor y más profundo conocimiento de la tecnología solar híbrida, con generación de nuevos productos, el establecimiento de una metodología de trabajo aplicable en el desarrollo de nuevas aplicaciones y la obtención de resultados y conclusiones que permitirán avanzar, en futuros desarrollos, hacia nuevos diseños para la incorporación de las energías renovables en el sistema de abastecimiento energético, con importantes ventajas medioambientales y económicas.

LINEAS DE INVESTIGACION FUTURAS

Una tesis doctoral constituye la culminación de un trabajo, pero también el inicio de una nueva etapa para la carrera del doctorando, que puede o no seguir ligada a la línea de investigación desarrollada.

La mayor complejidad de los trabajos de investigación que desarrollan nuevas tecnologías radica en:

- a) el tiempo necesario para los procesos de fabricación de los diseños, muchas veces basados en prueba y error,
- b) la validación de los prototipos mediante ensayos que, a menudo, no están todavía definidos y
- c) el coste de fabricación no industrializada de los elementos diseñados

En esta tesis doctoral, las razones anteriores se han unido al hecho de que la validación experimental precisa del recurso solar, de disponibilidad variable, y de buenas condiciones ambientales, no muy habituales durante el tiempo de realización de esta tesis. Esto ha ocasionado que algunas de las tareas que hubieran sido de gran complemento en el trabajo, hayan tenido que posponerse para futuros desarrollos. En este caso, durante la redacción de este documento, se han puesto de manifiesto nuevas líneas que pueden contribuir a mejorar y completar lo aquí expuesto y que se detallan en este último apartado.

- a) El modelado CFD en 2D y 3D y la validación experimental del proceso de fusión/solidificación del PCM en tanque apoyado o no con tubos de calor con diferentes geometrías, inclinaciones y tipos de PCM, encapsulado y/o con diferentes tipos de confinamiento, que reduzcan el movimiento debido a los flujos convectivos y mejoren la homogeneidad de la temperatura de todo el tanque de almacenamiento.

-
- b) Modelado completo CFD y validación experimental del comportamiento de paneles híbridos PV/T con PCM y tubos de calor en periodos largos de funcionamiento.
 - c) Mejora del banco de ensayos de paneles híbridos PV/T con elementos de seguridad que regulen la potencia y la conexión de los sistemas de refrigeración de los paneles en función de las temperaturas de trabajo alcanzadas y monitorización “on line” del mismo que permitan la vigilancia del funcionamiento de la instalación en todo momento y la activación de los sistemas de seguridad en caso necesario, para garantizar la integridad de los prototipos ensayados.
 - d) Mejora del diseño del panel PV/T con PCM y tubos de calor procurando la escalabilidad del producto y la adaptación de la superficie de captación térmica para diferentes usos y necesidades del usuario final, acompañado del estudio del proceso de fabricación de los prototipos, con vistas a su industrialización, abaratando costes, para mejorar sus posibilidades de comercialización



**UNIVERSIDAD
DE BURGOS**

DAVID GONZÁLEZ PEÑA

DOCTORAL THESIS

**OPTIMIZATION OF PV/T
PANEL DESIGN FOR BUILDING**

Tutored by professors:

CRISTINA ALONSO TRISTÁN

MONTSERRAT DIEZ MEDIAVILLA

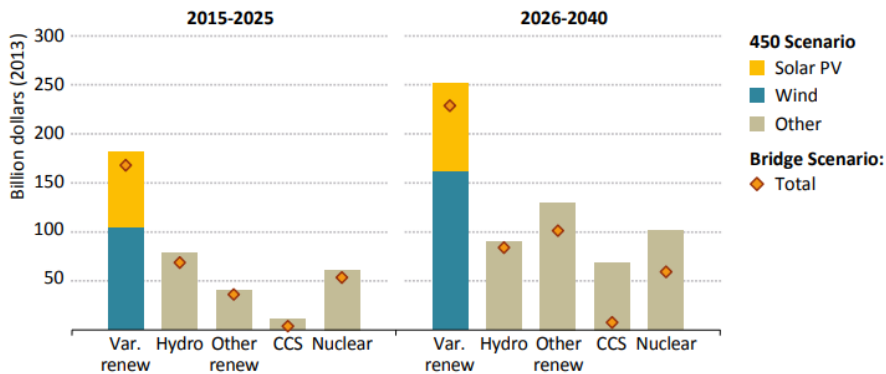
July 2019

EXTENDED SUMMARY

MOTIVATION AND OBJECTIVES OF THE THESIS

According to the International Energy Agency (IEA) [1] global primary energy consumption will grow until 2035 at a rate of 1.2% per year and the building sector will be the largest consumer with an increase of more than 29%. Additionally, the production and use of energy represent two thirds of global greenhouse gas emissions. The Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) marks as main objective the maintenance the increase in the global average temperature below 2°C [2]. In this scenario, the efficient use of renewable energies is essential to achieve the proposed objectives. The European Union sets that 20% of the energy consumption have to be from renewable sources as a binding objective for the year 2020 and establishes in its directive 2009/28/EC of April 23th, 2009 [3] the measures to be established by member countries to encourage the use of energy from renewable sources and efficient construction. All public buildings newer than 2018 must be buildings with zero energy consumption. Aligned with European and national environmental objectives, the EEE-CyL-2020, seeks to reduce energy consumption by more than 32.45% and CO₂ emissions by 30.24% in Castilla y León in 2020 [4]. These regional objectives are 12 percentage points above the objective set by the European Union.

Solar and wind energy are the most abundant renewable energies in our ecosystem. The planned investments in these technologies far exceed those of other renewable energies (Figure S.1). The integration of renewable energies in buildings requires the development of new technologies to minimize the space needed, increase their efficiency and reduce costs. On the other hand, the variable nature of these energy sources makes necessary, for their efficient use, energy storage techniques that allow the generation and consumption curves to be coupled. In many cases, thermal storage is cheaper than electricity storage, and also, allows the use of residual heat sources.



Note: Var. renew = variable renewables; other renew = other renewables.

Figure S.1: Expected investments in renewable energy in the coming years [1]

This PhD work is part of the development of technologies to achieve a better integration of renewable energies. The complementarity of solar thermal and photovoltaic energy makes these the ones chosen for the proposed developments.

This doctoral thesis is the culmination of the work that the author has developed since 2010 in the Solar and Wind Feasibility Technologies (SWIFT) research group of the University of Burgos, a group where he has worked since then, linked through different collaborative scholarships and research contracts financed through public calls.

The first experience as a doctoral researcher took place through a collaboration contract with research groups, funded by the Employment Service of the Junta de Castilla y León. During this period, the group participated and won the II Contest of Marketable Prototypes of the Universidad de Burgos, with the first prototype hybrid photovoltaic/thermal panel, emerged from the previous experience of the group [5], [6]). During the academic year 2011/12, through the Student Collaboration Grant in University Departments, of the National Ministry of Education, the PhD student collaborates in the project “Development of hybrid panels (PV/T) for Architectural Integration” (BU-358A-12-3). Research on energy hybridization continues through the Final Degree Project in Mechanical Engineering [7], in this case, through the construction of a Thermoelectric Generator based on the Peltier effect, work that was the winner in the III Contest of Marketable Prototypes [8] and also, the PhD student did the Final work for the Master's Degree in Industrial Engineering [9].

All the referenced works were the basis for the doctoral thesis now presented. The main objective of the thesis is to design and optimise a photovoltaic and thermal hybrid panel, liquid-cooled, able to meet the demands of DHW and electricity of a home, by adapting it to its roof. The design of the application is based on the use of monocrystalline silicon photovoltaic panels, panels that cover almost 90% of the world production of photovoltaic modules [10] and that achieve electrical efficiencies far superior to the rest of commercialised photovoltaic technologies [11]. On this basis, the work seeks the optimization of the coupling of the thermal collector and analyses the incorporation of energy storage strategies, the increase of the thermal collection surface and the improvement of the processes of heat transmission to the heat transfer fluid.

The work has a great experimental component, but it relies heavily on the computational fluid mechanics simulation of heat transmission processes between the different elements that form the developed hybrid panel designs. Specifically, Ansys Fluent 18.2 software has been used [12].

The doctoral thesis developed is focused on the achievement of a marketable product, manufactured in an industrial way and with a final cost that allows its introduction into the market. These premises have been considered at all stages of the design process.

Finally, it should be noted that an adaptation of the latest version of the hybrid panel developed has been submitted to the V Edition of the Concept Test of the University of Burgos, obtaining financing for the construction of one of the prototypes and the specialized consulting work for marketing of the solar hybrid technology.

SECTION I: STATE OF ART

The starting point in all research work must be the review of the state of the art. This task allows the researcher to know the previous works of other authors in the field of research, learning methodologies, new designs, experimental results and the materials used. In addition, thanks to this study, new aspects of improvement have been detected to focus the efforts of the research work. In this Block I, a summary is presented on the state of the art focus on hybrid solar technology and the different elements that have been used in the designs proposed: phase change materials (PCM), as appropriate systems for storing thermal energy, and heat pipe, devices used to improve the heat transmission between the PCM and the heat transfer fluid, which will transport it to the point of use. The computer simulation procedures that have been used for the optimization of the designs will also be reviewed in this block. The study of art is restricted to aspects and applications related to solar energy:

- Photovoltaic, thermal and hybrid solar energy.
- Heat storage by phase change materials (PCM).
- Heat transfer by heat pipe (HP).
- CFD simulations for PCM.

1. THERMAL, PHOTOVOLTAIC AND HYBRID SOLAR ENERGY

Solar energy is, together with wind energy, the most abundant renewable energy resource on the planet. The use of solar energy can be done either through direct conversion into electricity, by photovoltaic collectors, or into heat, by thermal collectors. Hybrid solar technology (PV/T) has been incorporated to the classic photovoltaic and thermal solar collector technologies, which combines in a single collector the possibility of both generate electricity and heat. A first classification of the three types of solar collectors can be seen in Figure S.2

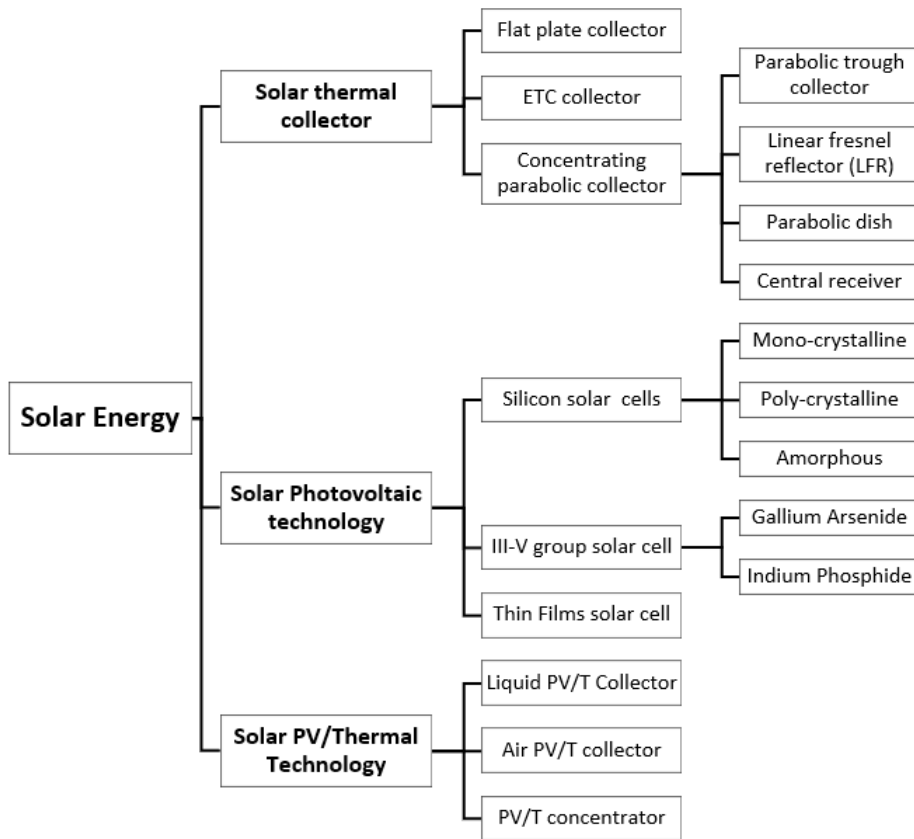


Figure S.2: Classification of solar collectors [13].

Photovoltaic solar technology is still one of the easiest and most widespread ways to use solar energy, where it is possible to transform solar radiation into electricity in a passive and direct way. Integrated photovoltaic systems in buildings (BIPV), play an important role in the distributed generation of electricity [14], [15], and their use in new constructions or rehabilitated buildings, is established as mandatory in the Spanish building regulations.

According to the 2018 annual report of the International Renewable Energy Agency (IRENA) [17], the cost of photovoltaic installations has reduced 77% since 2010, becoming a real and competitive alternative to fossil fuels. Figure S.3 [17] shows the evolution of photovoltaic modules costs classified by technologies. Currently, the average total cost of the photovoltaic installation is \$1210/kW.

Despite the reduced cost of photovoltaic installations, the technology has a small efficiency compared to other renewable resources (Table I.3 on page 48).

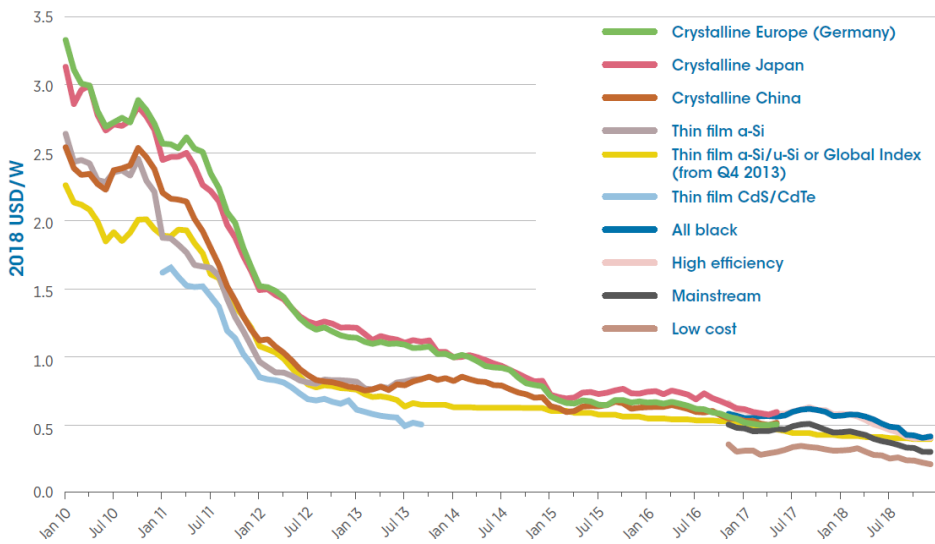


Figure S.3: Evolution of the cost of photovoltaic modules classified by technologies. [17]

Although efficiencies close to 40% have been reached in laboratory tests, they have only been achieved with small samples in the case of multi-junction cells. Organic (OPV) and perovskite (PSC) cells, which are very promising due to their low cost and ease of manufacturing, using printing techniques, still have a long way to go into the market with guarantees [19]. Therefore, the traditional monocrystalline silicon panels are the predominant ones in the market, which have a typical nominal efficiency close to 15-18%.

The second use of solar energy is solar thermal energy, that allows heating a fluid through solar radiation. It can be classified into two main groups: flat collectors without concentration or collectors with concentration. In domestic systems flat collectors without solar concentration are used.

Collectors without concentration, the most common for domestic applications, allow fluid to be heated at temperatures below the boiling point of the fluid for heating, domestic hot water (DHW) applications or for industrial processes, both at low temperatures. In the market can be found two different designs: flat collectors, with efficiency values close to 60%, and vacuum tube collectors, which increase the efficiency by reducing the heat losses to the environment and reaching higher temperatures. Both types schemes are shown in Figure S.4.

SUMMARY

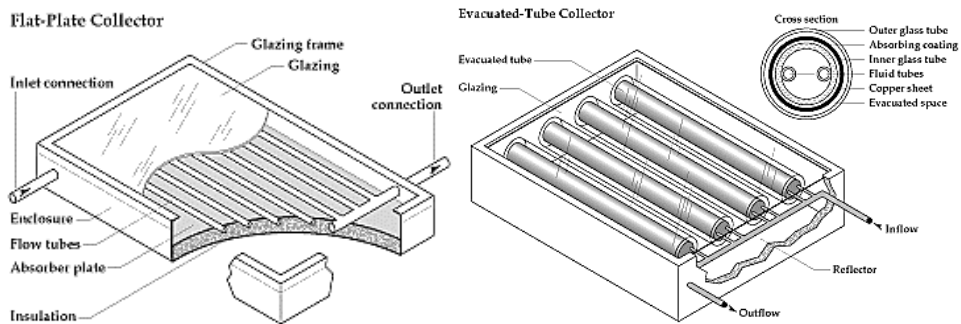


Figure S.4: Types of solar thermal collectors. (U.S. Department of Energy)

The most recent develop in solar energy is hybrid solar energy, usually designed as Photovoltaic/Thermal (PV/T) solar energy. One of the problems that limits the efficiency of photovoltaic conversion is the conversion into heat of most of the incident solar energy. This fact increases the temperature of the photovoltaic cell and decreases its efficiency and durability [26]–[28] (Figure S.5). This effect is more important when the photovoltaic system is integrated or attached in a building, due to the difficulty of cooling it by natural convection.

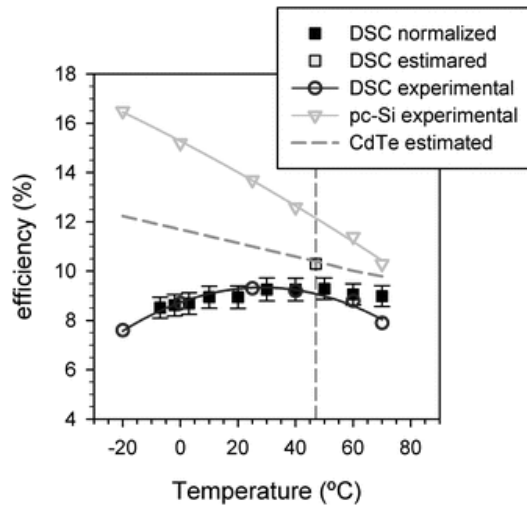


Figure S.5: Photovoltaic efficiency dependency with temperature for different cell types. [28]

The hybrid thermal and photovoltaic technology simultaneously generate heat and electrical energy from solar radiation. In addition to the high energy efficiency achieved by adding the two technologies, reaching values above 65% [29], the main advantage of the system, over energy production through separate

photovoltaic and thermal systems, is the reduction of required physical space and the use of standard structures. Its integration in facades and roofs provides architectural uniformity and reduces the thermal load of buildings. Currently, four types of hybrid technologies can be found, which are classified in Figure S.6 according to the cooling method used.

The thermal collector plays a double function: on the one hand, it increases the efficiency of the photovoltaic conversion, since it cools down the photovoltaic cell, and, on the other hand, collects the thermal energy for other uses, mainly low temperature applications such as domestic hot water or heating.

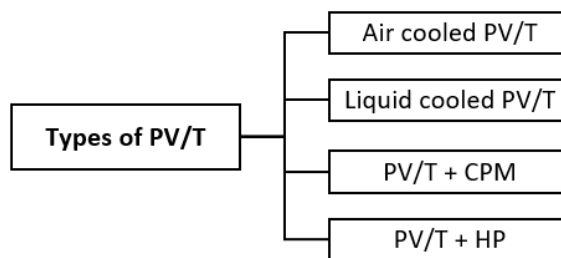


Figure S.6: Types of PV/T hybrid technologies.

The first designs and studies of this technology were presented in the late 70s [32], [33] based mainly on flat collectors [34]. Since then, different authors have regularly reviewed the technology [34]–[40] referring not only to the typologies developed but also to the different types of facilities and its economic aspects [36]. Although the first studies were limited to theoretical aspects and simulations, recent studies compare constructed and tested designs, showing interesting results depending on the fluid used, and high efficiencies [38].

The air-cooled PV/T hybrid panels are the simplest in terms of construction. In these panels, the air coming from the environment or from the interior space to be heated, flows through the panels. If the air circulation is generated by simple natural convection, the system is called passive or forced by an active system, such as a fan. In both active and passive systems, air collectors can cool the cell in a single pass or by two pass, as shown in Figure I.11 (page 38) [41].

Due to the low thermal conductivity of the air, these collectors usually use fins to increase the exchange area [42], usually in contact with the photovoltaic cells [43], as shown in Figure S.7.

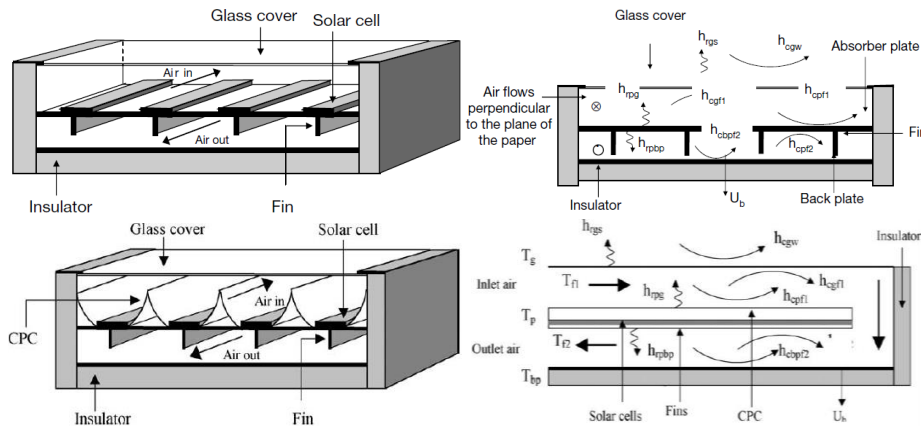


Figure S.7: Scheme of finned air collector [43]; a) flat fins; b) with parabolic concentrators that concentrate solar radiation towards the cell. [44].

Other designs of hybrid solar panels use liquid, typically water, to absorb the thermal energy of the panel. They have experimented the greatest development due to their efficiency and similarity with the classic solar thermal collectors, being able to find some commercial systems. Since water has better thermal conductivity and specific heat than air per unit mass, these collectors are smaller and compact. A classification of these panels is shown in Figure S.8.

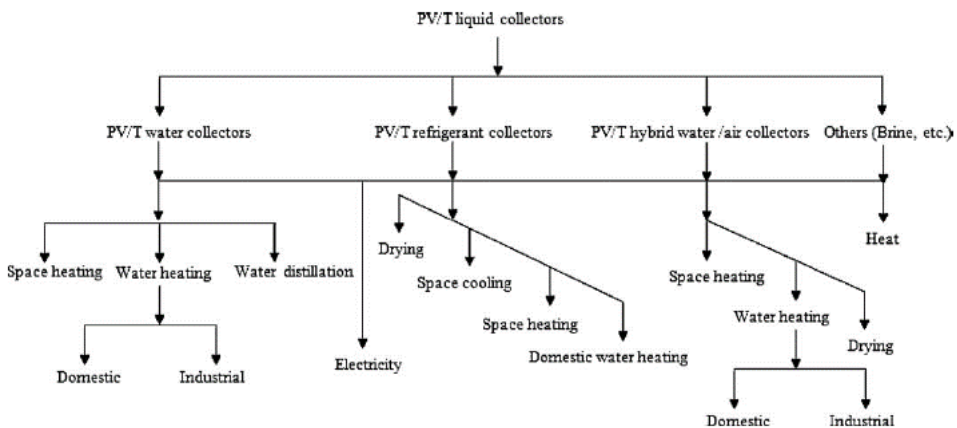


Figure S.8: Classification of liquid-cooled PV/T hybrid systems [47]

Most of the liquid-cooled PV/T hybrid panels use pipe collectors. A significant number of studies are focused on the analysis of different geometries, positions and form of the collector [34], [37], [48], [49]. One of these studies [48] compares 7 collector designs (Figure I.16, page 42) where temperatures, pressure losses

and constructive ease are analysed, with continuous spiral geometry being more efficient.

In general, circular geometry is more economical, and therefore, widely used for the manufacture of low-cost PV/T collectors [50]–[53]. Some authors have analysed the influence of the diameter of the pipes and its separation in addition to comparing different materials [54]. Other possibility to increase the contact surface between the tube and the hot surface, is the use of collectors with oval or rectangular tubes [55]–[57] such as those shown in Figure S.9.



Figure S.9: Different tube sections for the thermal collector of a PV/T panel [35]

By joining a thermal collector of liquid and another of air, two hot flows could be achieved. This solution has been proposed in different works [31], [34], [54], [58], using configurations such as those shown in Figure I.18 (page 43). These models have not shown great utility due to the difficulty of construction.

The use of solar concentrators has been proposed as alternatives to flat solar modules, to increase the efficiency of the hybrid panels. In photovoltaic panels, the increase in the incident radiation causes a greater overheating of the module and, therefore, a considerably reduction of the efficiency as well to increasing its degradation. For working with high concentration ratios, it is needed to properly cool the photovoltaic panel, so hybrid solar technology is very suitable for this application since it can considerably reduce the working temperature of the cell [17]. Concentration systems can be achieved through mirrors [43], [59], [61] or through lenses [62]. The latter are more expensive than mirrors. In general, these designs greatly penalize photovoltaic performance [60].

2. PHASE CHANGE MATERIALS (PCMS)

Main limitation of solar energy is its variability along the day, which causes disagreement between the demand curve and energy availability. This phenomenon is also variable throughout the year due to the different duration of the day between summer and winter. For this reason, solar energy installations must include an energy storage system. For photovoltaic panels, the electrical storage is made by rechargeable lead acid or lithium batteries.

SUMMARY

Thermal storage systems (TES) can be classified into sensible, latent or chemical heat systems, depending on the material that stores the heat modifies its temperature, phase or chemical composition in the process [64]. The selection of the type of TES depends on parameters such as capacity, power, application characteristics or cost (Table I.2, page 46).

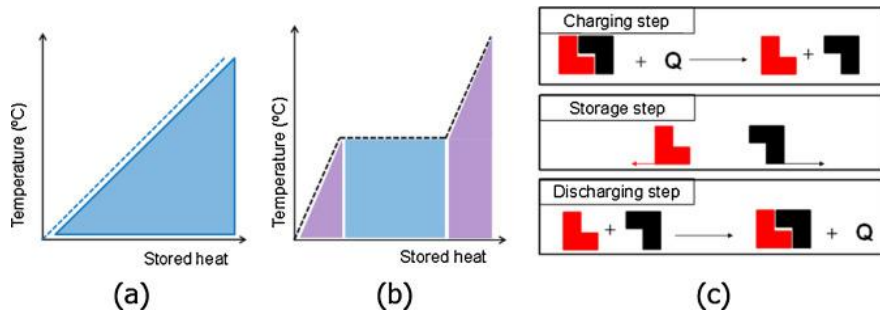


Figure S.10: Comparison of thermal energy storage mechanisms: a) Sensible heat b) Latent heat c) Chemical. [66]

Traditionally, thermal storage has been done using sensible heat systems. These systems are characterized by a small density of energy stored per unit of volume and that requires big tanks. Alternatively, in a thermal storage system using latent heat, higher densities of stored energy are achieved and at a constant temperature, as shown in Figure S.10. For this reason, the use of PCM in heat storage is a widely used alternative.

Three classification criteria are proposed for PCMs in the bibliography. The first one classifies PCMs by the type of phase change, where three categories of PCMs are established:

- **Solid-Solid (SS-PCM)**: Energy storage is produced by a change the crystalline structure of the solid. This type of PCM has several advantages like absence of leaks, does not require encapsulation, no phases segregation and less change in volume.
- **Solid-liquid (SL-PCM)**: These PCMs heat store storage is produced by changing the phase from solid to liquid. Each substance has a phase melting point, and during the process, this temperature is kept constant for pure substances. The disadvantages are its low thermal conductivity and the volume change.
- **Liquid-Gas**: In these systems the fluid stores energy in a vaporization process, changing phase from liquid to gas. This storage system is the one that allows more energy to be stored per unit mass, but it implies high-volume expansion, witch limit its application to systems that resist the pressures

The most used type is the solid to liquid phase. Commonly, the designation “PCM” is used for the materials with a change from solid to liquid phase, being the type of PCM on which the study of this work is focused.

A second classification orders the PCMs by their phase change temperature (Figure I.22 on page 49). The temperature ranges from $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $900\text{ }^{\circ}\text{C}$. In the literature, a classification in 4 large groups is proposed, although border temperatures are not clearly set by the scientific community.

- PCM for cooling: All materials that change phase at a temperature below the freezing point of water ($< 0\text{ }^{\circ}\text{C}$) are grouped here.
- Low temperature PCM: This group integrates all substances with phase change at a lower temperature than the boiling water. They are used in industry, as well as in domestic facilities $0\sim 100\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Medium temperature PCM: Between $100\sim 300\text{ }^{\circ}\text{C}$, range common to many industrial processes.
- High temperature PCM: The working temperature is high, above $300\text{ }^{\circ}\text{C}$, finding elements that change phase at temperatures above $900\text{ }^{\circ}\text{C}$. Its use is restricted to solar concentration systems or some industrial processes.

In the case of solar energy for PV/T panels, the temperature range is restricted to between $20 - 70\text{ }^{\circ}\text{C}$, thus a low temperature PCM must be used [53].

On the other hand, it is also possible to classify the PCM by its chemical composition. In this case it is possible to classify the PCMs into 3 large groups, as shown in the diagram in Figure S.11

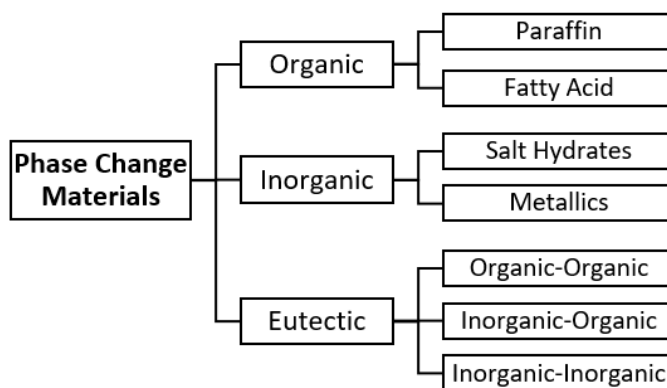


Figure S.11: Classification of PCMs according to their chemical composition. [71]

Additionally, Table S.1 summarise the main characteristics of organic and inorganic PCMs [70]:

SUMMARY

Table S.1: Advantages and disadvantages of organic and inorganic PCMs [70]:

Tipo	Inorganic	Organic
Category	Crystalline hydrate, molten salt, metal or alloy	High aliphatic hydrocarbon, acid/esters or salts, alcohols, aromatic hydrocarbons, aromatic ketone, lactam, freon, multi-carbonated category, polymers category, polymers
Advantages	Higher energy storage density, higher thermal conductivity, non-flammable, inexpensive	Physical and chemical stability, good thermal behaviour, adjustable transition zone
Disadvantages	Subcooling, phase segregation, corrosive	Low thermal conductivity, low density, low melting point, highly volatile, flammable, volume change
Methods for improvement	Mixed with nucleating and thickening agents, thin layer arranged horizontally, mechanical stir	High thermal conductivity additives, fire-retardant additives

3. HEAT PIPE

As commented above, PCM usually has low thermal conduction coefficient. Therefore, to heat high volume PCM is required high temperature gradient. A recent alternative to fins is the use of heat pipe to transfer heat to the PCM. Heat Pipe (HP) are devices designed to transfer heat between their ends. These elements have a high effective thermal conductivity, so they are widely used in refrigeration systems, especially in electronic equipment.

These systems have additional advantages, such as the possibility of being curved, adapted to the geometry of the application, fast response or the lack of maintenance due to the absence of moving parts. This aspects of heat pipe have contributed to its use in a large number of applications [73].

The classic design of a heat pipe corresponds to that shown in Figure S.12. The system is composed of a pipe of a conductive material inside which a fluid and a metal wick are enclosed.

Three different zones can be distinguished during the operation of a heat pipe: evaporator, condenser and adiabatic zone. The refrigerant fluid evaporates in the evaporator section thanks to heat absorption and travels towards the condenser through the central section of the adiabatic zone. In the condenser, the fluid condenses, releasing heat and descending by capillarity through the metal wick.

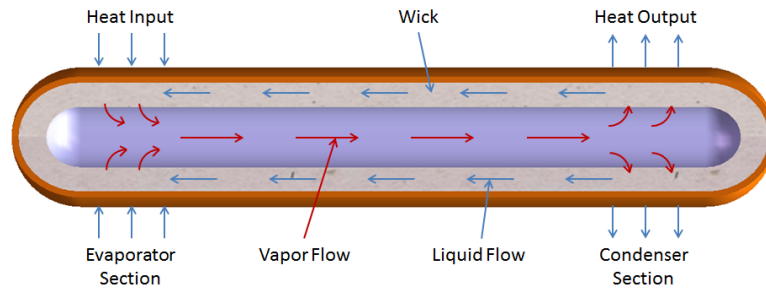


Figure S.12: Scheme of a Heat Pipe. [74]

The different designs and approaches of the heat pipe were developed as an evolution of the classic thermosiphon. The principle of the thermosiphon is similar to the heat pipe, since the heat transfer is produced by the movement of the steam generated in the evaporator. The difference between both systems is the returning mechanism of the condensed fluid. While in the thermosiphon it is produced by the gravity force, in the heat pipe it is also produced by capillary forces generated in the internal wick. In this way, heat pipe can work even when the evaporator is upside down the condenser, which increases its versatility with respect to thermosiphons.

When an area of the heat pipe is heated, this thermal energy is conducted radially inwards by pure thermal conduction through the pipe. Then, heat is also transferred by conduction to the wick, whose pores are filled with fluid in the liquid phase. The fluid is vaporised, increasing the pressure of that area and moving longitudinally through the central space to the cold zone, where the pressure is lower, and crossing the adiabatic zone, with minimal heat loss. Once in the condenser, because the temperature is lower, the steam condenses. This heat is conducted radially outwards by conduction, as in the evaporator, but in the opposite direction. Finally, the liquid must return to the evaporator. This flow is produced by the capillarity pressure generated in the wick of the heat pipe and, depending on the orientation of the tube, by the gravity force.

This operation is maintained as long as the fluid flow rate is enough. There are several causes because this fluid not returns properly, such as excessive heat in the evaporator or insufficient capillary pressure force. This absence of fluid in the evaporator wick, causes a phenomenon called “dry-out”, where the heat, not finding fluid to vaporize, generates an overheating on the evaporator. When this phenomenon occurs, the transfer of heat between the ends of the heat pipe is drastically reduced, due only to conduction through a metal tube.

SUMMARY

The limit capacity of a heat pipe varies with the operating temperature. Throughout the entire temperature range of the heat pipe, the thermal power that it is capable to transfer is limited by different physical principles that take place inside the device during the vaporization and condensation processes, as well as by the movement of steam and liquid inside. These limit values, corresponding to different processes, are divided into 5 categories [77]:

- Viscosity limit
- Sonic Limit
- Liquid-Steam friction limit
- Capillarity limit
- Boiling limit of the fluid

Each of these limits set the operating capacity for a temperatures and conditions. Figure S.13 shows the scheme of a typical distribution that these limits usually present, where the shaded area corresponds to the operation zone of the heat pipe without reaching dry-out.

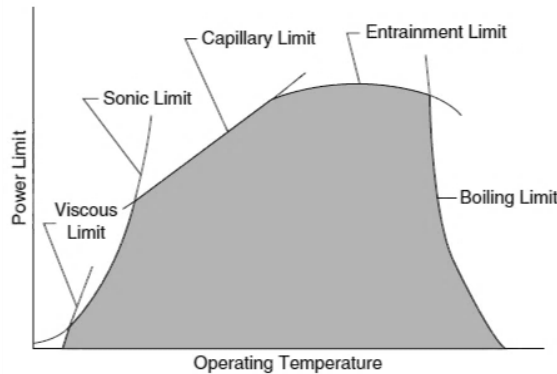


Figure S.13: Operating limits of a heap pipe. [77]

As long as the limit values are not reached, and considering one-dimensional heat conduction, the equivalent thermal circuit of a heat pipe can be represented according to Figure S.14:

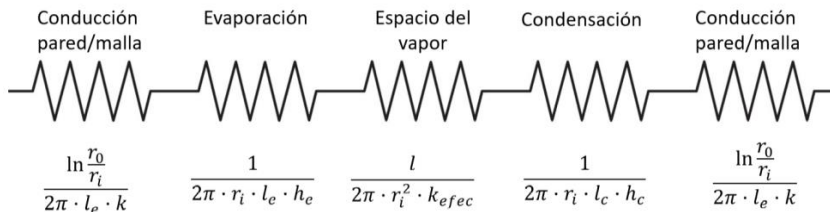


Figure S.14: One dimensional equivalent thermal circuit of a heat pipe. [81]

To determine the maximum operating capacity of the heat pipe, each limit must be calculated individually and, subsequently, get the most restrictive for each temperature. It should also be noted that, under some conditions it might happen that any of these limits has not influence in the capacity of the heat pipe. The expressions that allow calculating each of these limits are shown in the equations from I.1 to I.13.

4. COMPUTATIONAL FLUID DYNAMIC (CFD)

It is difficult to estimate the phase change process when the evolution of the boundary line between the solid and the liquid is not observed. Thanks to the CFD tools, complex processes such as heat transfer in the PCM and its phase change process can be completely represented, facilitating understanding and simplifying the process of optimizing the design of the PCM container.

Commercial CFD software, such as ANSYS Fluent, uses the method of calculating the enthalpy-porosity phase change process [83], [84]. This model assumes a finite temperature range for the phase change process, defining a soft region in which the PCM varies its liquid fraction between the unit, liquid phase, and zero, solid phase.

The use of CFD in the simulation of the PCM, when it is included in photovoltaic panels for the control of the panel temperature, has been widely studied. Several works [85]–[88] simulate the use of different PCMs in photovoltaic panels where it is established that PCMs with melting temperatures below 35 °C allow optimizing panel efficiency. Other works focus on the optimization of heat transfer process to the volume of PCM [84], [89]–[96], comparing encapsulation systems or finned geometries, such as those in Figure I.28 (page 66).

SECTION II: PV/T PANEL DESIGN EVOLUTION

The hybrid solar technology (PV/T) is relatively recent and is constantly evolving. As showed in the state of art, the reference design for most authors is the hybrid solar collector where a standard photovoltaic panel is cooled by a thermal collector of tubes or channels, adhered to the back surface of the panel, where water or air flows.

As described above, there are two main typologies of hybrid panels, differentiated by the type of fluid they use. This work has opted for the development of PV/T technology cooled by liquid fluid, since it has been proven more efficient, compact and versatile.

During the development of this work, several prototypes have been designed and built, with the common objective of improving the efficiency of the PV/T panel with not increasing the cost of the final product.

This chapter describes the different hybrid panels designed and built to reach the final product, which was applied for patent. Four prototypes have been made, following an evolution in development that has always sought the improvement of aspects that have been shown to be re-designed during the tests carried out to the previous ones.

The starting point for the construction of all prototypes has been a conventional monocrystalline silicon photovoltaic panel, with an adequate price-efficiency ratio. All have been manufactured in the University of Burgos. Although this has limited some aspects of design and construction, the complete knowledge of the construction process allows to efficiently detect improvement points.

Hybrid solar technology arises with the need to increase the efficiency of photovoltaic panels since they reduce their efficiency when increasing their temperature. Taking advantage of the residual heat generated in the photovoltaic

SUMMARY

panel, the overall efficiency can be increased. Before to the development of hybrid solar panels, several technologies were developed and tested for dissipating the residual heat.

The first system proposed was to place heat sinks in the back side of the panel to increase the heat transfer area, increasing the heat dissipated to the environment (Figure S.15)

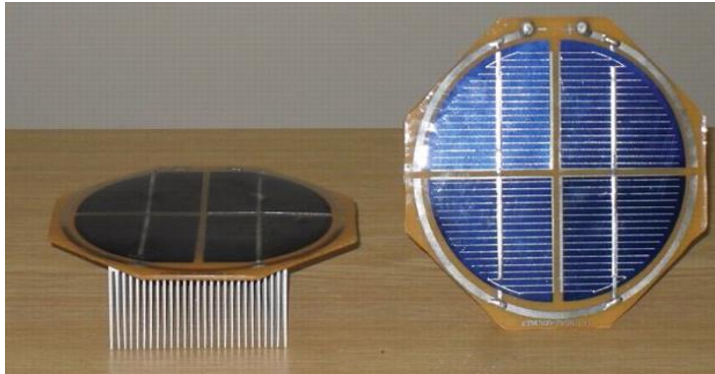


Figure S.15: Photovoltaic cell cooled by fins. [74]

Although these are cheap and simple elements, their performance depends largely on the conditions of the ambient temperature and wind speed. This system is not functional in facade or roof integrated facility.

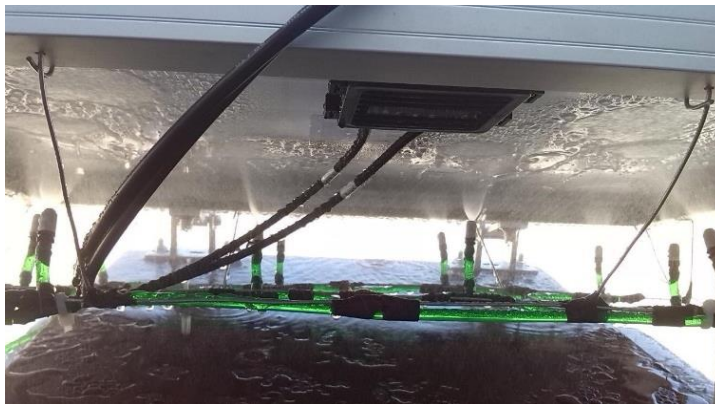


Figure S.16: Water spray cooling system in photovoltaic panels. [74]

Another considered option [74] is the implementation of water spray systems that spray the back side of the photovoltaic panel (Figure S.16). The sprayed water allows the panel to cool and, also creates a lower temperature environment due to the evaporation of this water. Despite its effectiveness, this

technology generates a high use of water and increases the total cost of the installation.

The proposal of incorporating phase change materials in photovoltaic panels has been proposed as a viable alternative since the 90s [97]–[103]. Residual heat is stored in the PCM in the form of latent heat, while it is dissipated into the environment. In this way, the PCM increases the thermal inertia of the panel.

A relatively simple alternative is to use thermoelectric for cooling [104]–[107] setting Peltier cells on the back side, being able to generate some electricity from residual heat. Figure S.17 shows the scheme of this technology.

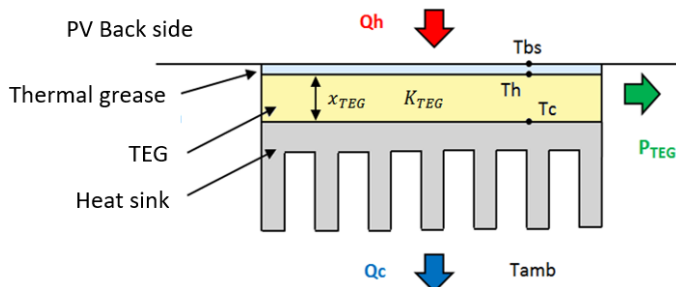


Figure S.17: Scheme of energy flux in TEG photovoltaic systems. Q_h is the residual heat of the panel, Q_c is the heat dissipated into the environment and P_{TEG} is the electricity generated by the Peltier module.

Several studies were carried out at the University of Burgos [108] [109], Figures II.5 and II.6 (page 74). Several configurations of the Peltier cells on the back side of the panel were tested. As main conclusion, the low increase in the electricity generated, do not compensate the cost of the Peltier cells. [108].

With these precedents in mind, in the SWIFT research group, the different prototypes of hybrid solar panels began to be designed and built.

1. PROTOTYPE I: PV + THERMAL COLLECTOR

The first prototype was made from a 220 W monocrystalline silicon panel, with nominal efficiency of 13.6% and thermal coefficient of $\beta = -0.43 \text{ \%}/^\circ\text{C}$. Its exterior dimensions were 1600 x 900 mm.

The thermal collector, as seen in Figure S.18, has parallel longitudinal tubes. This geometry allows to minimize the pressure losses and, also reducing the thermal gradient on the photovoltaic surface. However, lower fluid temperature gradient is generated.

The merger of the collector with the photovoltaic panel was done by the adhesive ACC Silicones AS1802 which is heat resistant and has a thermal conductivity of $2.3 \text{ W}/(\text{m}^\circ\text{C})$.



Figure S.18: Thermal collector on the photovoltaic panel.

To estimate the global efficiency of the panel, the electric and thermal efficiency must be calculated independently, where the overall efficiency is the addition of both efficiencies, according to the expressions (S.1) and (S.2)

$$\left\{ \begin{array}{l} \eta_{electric} = \frac{\dot{W}_{electricity}}{\dot{G} \cdot A_{panel}} = \frac{V \cdot I}{\dot{G} \cdot A_{panel}} \\ \eta_{thermal} = \frac{\dot{Q}_{heat}}{\dot{G} \cdot A_{panel}} = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in})}{\dot{G} \cdot A_{panel}} \end{array} \right. \quad (S.1)$$

$$\eta_{global} = \eta_{electric} + \eta_{thermal} \quad (S.2)$$

The tests of this prototype were carried out on a portable testing bench. There were two supporting structures, one for the conventional photovoltaic panel and the other for the hybrid panel, which is shown in Figure S.19. These structures include all the accessories and equipment needed for the operation of the PV/T panel.

The measurements of the different operating parameters were done using the following sensors: PT1000 sensor ($\pm 0.1^\circ\text{C}$) and a flowmeter integrated in the heat meter Qundis M09-0102 ($\pm 5\%$) and a I-V Photovoltaic tracer.

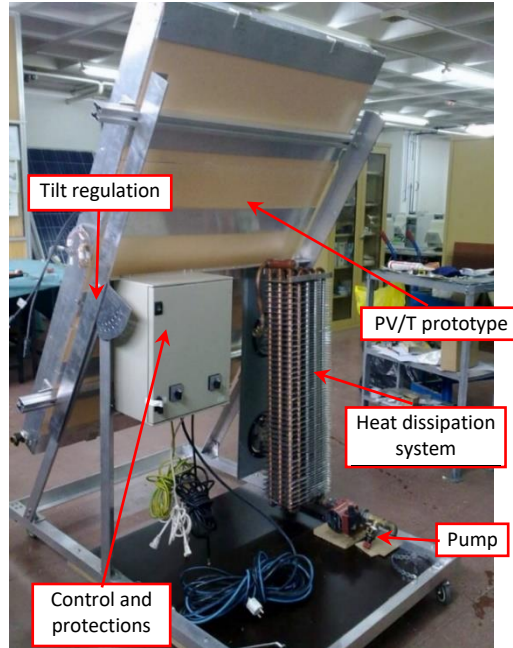


Figure S.19: Portable PV/T testing installation.

The results obtained show an average increase in the electrical power for the hybrid panel, compared to the photovoltaic panel, of 8% as shown in Figure S.20. It can be also seen that the generation of electricity in the PV/T panel is more stable throughout the day.

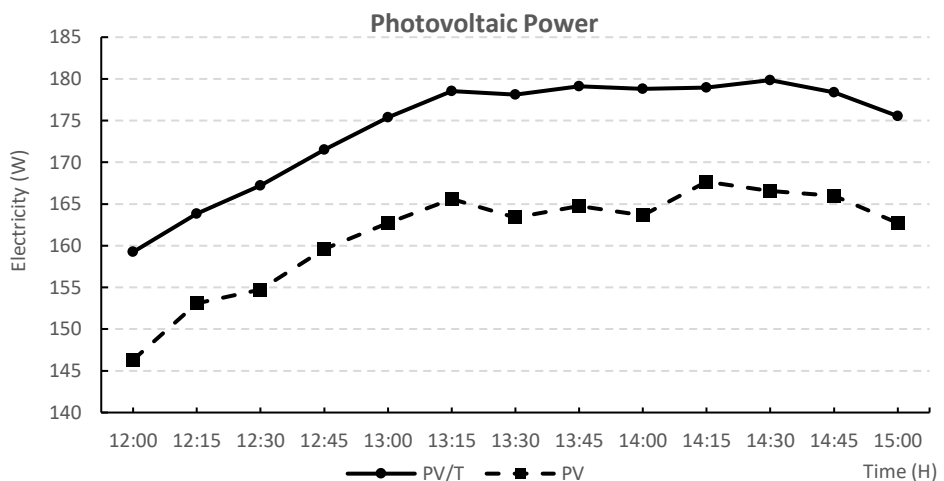


Figure S.20: Electric power generated by the panels during the tests.

The difference in the surface temperatures of each panel has been represented in Figure S.21. The temperature of the photovoltaic panel is always higher, which

SUMMARY

produce a decrease in its efficiency. The greater thermal inertia of the hybrid panel is also shown, since the temperature of this panel shows greater stability than conventional photovoltaic panel.

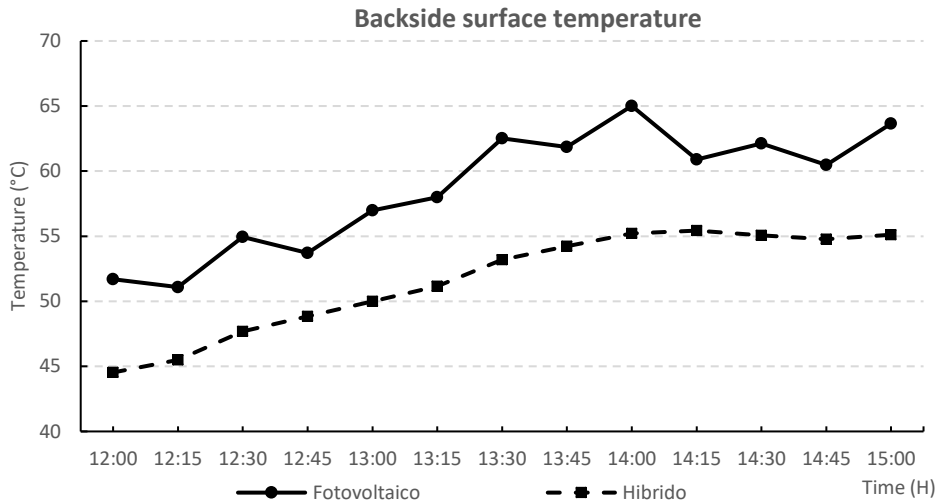


Figure S.21: Surface temperature of each panel.

The biggest difference between both panels is the use of the heat generated in PV/T technology. As seen in Figure S.22. The average thermal power over a day is around 700 W , with a fluid average temperature of 40°C , enough for DHW or even for underfloor heating.

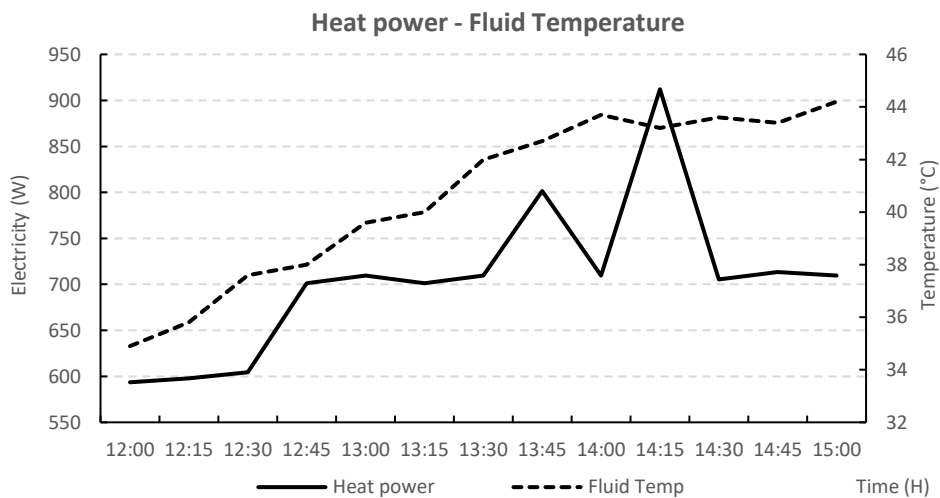


Figure S.22: Thermal power generated in the PV/T panel and fluid temperature at the outlet.

Therefore, being aware of the limitations of the first prototype made with reused materials, the results obtained were very promising. For this reason, it was decided to continue with the development of the technology trying to improve the design to increase the electricity and the quality of the heat generated.

Thanks to the first prototype results, different points of improvement were detected. One of the most important was the testing installation, since the fluid inlet temperature increase throughout the day due to the lack of an inertia tank. This was improved by the design and construction of the installation described in section III.

The design of the PV/T panel was also analysed, where it was observed that a significant improvement should be done in the thermal collector geometry. Several CFD studies were done. Different cross sections of the thermal collector tube were compared. A total of 5 geometries were selected, focus on increasing the contact area between the photovoltaic panel and the fluid to increase heat transfer from the panel to the fluid.

The fluid temperature and the pressure loss generated in the tube of each section were analysed. When both results are crossed, it is concluded that the semi-circular section is the one that obtains the best pressure lost/cooling ratio and, therefore, the second version of the PV/T panel was design with a semi-circular section.

2. PROTOTYPE II: PV + THERMAL COLLECTOR

In the second PV/T prototypes, two important improvements were implemented. The first one is the thermal collector design based on the results of the CFD study described in section IV and by data from the literature [48]. Semi-circular cross section was implemented to increase the contact area between the fluid and the photovoltaic panel. The second aspect considered was the use of elements and materials selected expressly for making this prototype.

The thermal collector was made of fiberglass, where the ducts, where the water flows, were made by moulding. In the photovoltaic panel, the Tedlar back sheet was replaced by a thin fiberglass layer. The thermal collector was joined to the photovoltaic panel by Crestabond M1-30 adhesive, as shown in Figure S.23. Finally, the panel was thermally isolated at its rear side to reduce heat losses to the environment.



Figure S.23: Application of Crestabond M1-30 adhesive on the thermal collector (left) and assembly of the PV/T panel (right)

The final appearance of this second prototype is shown in Figure S.24, looking like a convectional photovoltaic panel due to its compact design.



Figure S.24: Second prototype PV/T panel installed.

This prototype could not be tested because, when the PV/T panel was installed and the fluid was filled, the hydraulic circuit pressure caused the central area of the thermal collector to separate. Although there were no leaks in the

installation, the longitudinal ducts communicated between them losing the initially homogeneous flow distribution design.

3. PROTOTYPE III: PV/T + PCM

In the previous prototypes, only improvements in order to increase photovoltaic generation were made, focusing efforts on the panel cooling part.

The absorbed heat has an enough thermal quality and can be used in heating systems, DHW or low temperature industrial processes. The operating temperature of the panel has a high influence on photovoltaic efficiency. That is why it must be done a deep thermodynamic analysis of the PV/T panel looking for a balance between the utility of the absorbed heat and the efficiency of the photovoltaic panel.

From the thermodynamic point of view, heat is more useful as greater its exergy, which increases with temperature, as can be deduced from expression (S.4).

$$\dot{x}_i = \dot{m}_i \cdot (h_i - h_0) - T_0 \cdot (s_i - s_0) + \frac{c_f^2}{2} + g \cdot z_i \quad (\text{S.3})$$

Furthermore, working with fluids with high temperatures causes the photovoltaic cells to be at higher temperature, decreasing the electrical performance of the panel.

In the third prototype, the control of the photovoltaic temperature is proposed by incorporating PCM in the back side of the photovoltaic panel. As demonstrated in the literature [97]–[103], the photovoltaic system reduces its surface temperature, remaining stable during the melting process [112], [113]. In the case of the PV/T panels, the heat of the PCM must be recovered, for which a water thermal collector is placed in the PCM.

This new design presents several advantages that are analysed below:

- The temperature of the photovoltaic module remains stable for longer time, being homogeneous throughout the surface. During the phase change process, the PCM is kept at a constant temperature.
- The thermal inertia of the panel is considerably higher.
- Heat storage is done on the same panel in latent heat. In this way, it is possible to reduce the volume of the accumulation tank of the installation.
- The use of a pump for the recirculation of the fluid can be limited to periods of heat demand.

SUMMARY

There are also some limitations:

- The cost of PCMs is high, increasing the final price of the PV/T panel.
- The weight of the PV/T panel is greater.
- The panel must be strongly isolated to reduce heat losses.
- The thermal conductivity of the PCM is low, limiting the thickness of PCM to be placed on the panel.
- The PCM changes volume during the phase change process.

In the manufacturing of this design, it was decided to use smaller photovoltaic panels so that they are cheaper to make and lighter. In this way, a 100 W_p LUXOR LX-100M Si-monocrystalline panel was used. Its dimensions are 1200 x 540 mm.



Figure S.25: PV/T + PCM prototype with thermal collector and thermocouples placed.

The volume of PCM, with a total PCM thickness of 35mm, is arranged on the back side of the panel, contained in an aluminium tank. Inside the PCM is the cooling coil made of copper pipe and separated from the photovoltaic panel 10mm, as shown in Figure S.25.

9 thermocouples have been included inside the PCM, placed at 3 points on the diagonal line of the panel and located at 3 heights separated 10 mm (Figure II.21 on page 94).

Due to the volumetric increase of the PCM when it is liquefied, a small gap must be left at the back of the PCM volume. This gap (Figure II.22 on page 94) is where the expansion system, consisting of a flexible foam layer, is included, which would be compressed to absorb the PCM volume expansion.

In this design, heat is stored in the PCM during the day. Therefore, the panel must be thermally isolated, which was carried out using a 20 mm thick Kflex insulating [110]. Figure S.26 shows the prototype once is set at the testing installation.



Figure S.26: Third PV/T prototype installed.

The greatest difficulty when working with PCMs, especially those of an organic type, is the low thermal conductivity, which slows down the heat absorption/transfer processes. Different strategies have been tested, including the use of different fin configurations [115] and the insertion of heat pipe [116]. Other procedures are the use of porous metallic foams and metal matrices in the PCM [117], modifying the contact surface shape between the PCM and the thermal fluid [118], nanoparticle dispersion [119] or the micro-encapsulation of the PCM [120]

In PCM thermal storage devices that incorporate heat pipe, the fusion processes are faster and more extensive than those that take place in devices without improvement systems or those that use fins. On average, melting speeds are up to 70% higher than the reference devices and 50% with respect to fin improved devices. In the solidification (discharge) process, systems with heat pipe can almost double the solidification ratios with respect to the base system, while the fins have limited effectiveness [117].

4. FOURTH PROTOTYPE: PV/T + PCM + HEAT PIPE.

The fourth prototype is an improvement of the design of the third version of the PV/T + PCM panel. As mentioned, a set of heat pipe have been placed in the perimeter of the photovoltaic panel. This allows to heat up the back side of the PCM, as it is shown in the scheme of Figure S.27. One of the advantages of this design is that the perimeter surface can be modified to meet the energy needs of the final installation, increasing the flexibility in the heat/electricity ratio of the PV/T collector

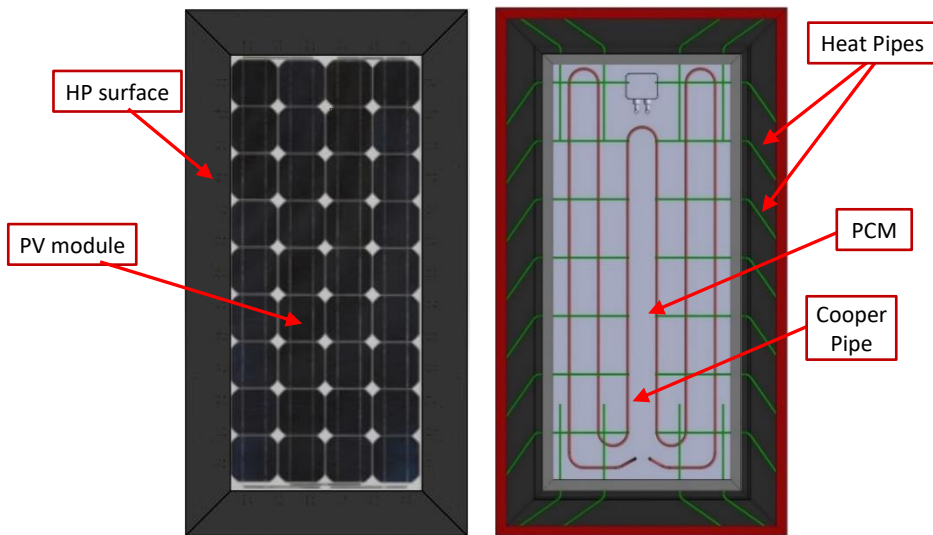


Figure S.27: Front and rear view of the PV/T + PCM + HP prototype

All the heat generated on this surface is transferred to the PCM through the heat pipes. in contact with the back of the perimetral frame. The evaporator zone of the heat pipe is placed. It absorbs the thermal energy that is transferred to the PCM volume, as shown in the energy diagram of the cross-section of the panel of Figure S.28.

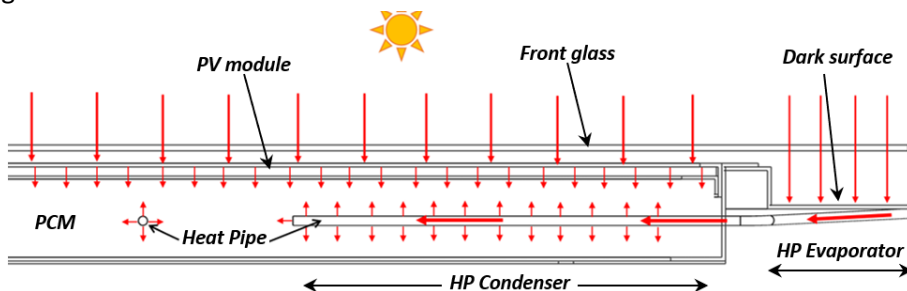


Figure S.28: Energy flux scheme in the latest hybrid solar panel design

The heat pipe used in the design are the QG-SHP-D5-400MN, as is detailed in section III. These elements are made of nickel-plated copper, water is the cooling fluid, a mesh-type wick include and has 5 mm diameter and length of 400 mm.

The decision about the number of heat pipe was based on the results of the experimental study to characterize the heat pipe described in section III, being 22 units. This study also shows the need of orientating the heat pipe so that the evaporator is below the heat pipe condenser, since otherwise, its operation is very limited.

The use of heat pipe in the design, makes necessary to have a front thermal isolation system since the heat pipe can work reversibly. This characteristic of the Heat pipe makes, during the night, to dissipate the heat stored in the PCM. To avoid this phenomenon, a transparent front glass has been placed to form a small air layer that acts as thermal isolation.

The design of the panel is similar to the previous prototype of the PV/T panel with PCM, where only the perimeter frame and the heat pipe have been incorporated (Figure II.27 and II.28 on page 102) as well as the front glass. The thickness of PCM is also 35 mm to be able to compare the results between both designs and to directly quantify the improvements obtained.



Figure S.29: PV/T panel prototype with heat storage by PCM and heat pipe to improve the PCM melting process

SUMMARY

In addition, in this design, nine thermocouples type K have been included in the diagonal line of the panel arranged in three points at three different heights, being a thermocouple in contact with the surface temperature (Figure II.28 on page 102). Figure S.29 shows the final appearance of the prototype once installed for testing.

SECTION III: EXPERIMENTAL STUDIES

During thesis development, some experimental studies were done, that together with the numerical models and CFD simulation described in section IV, have allowed to optimise the different prototypes of hybrid solar panels. All these prototypes are being tested, in real conditions, in the testing installation design and construct for this purpose during this doctoral thesis.

The selection of the heat pipe and the phase change material used in the manufacture of the different prototypes is described and justified, which also includes its thermophysical properties. Additionally, the design and construction of the testing installation for PV/T panels is also included.

This section describes in detail the entire experimental stage of the work, including the facilities and equipment necessary for the experimental tests of the heat pipe, that have allowed to characterise the operation of the heat pipe under different operating conditions.

1. SELECTION OF PCM AND HEAT PIPE

Thermal storage is necessary to improve the efficiency of solar energy applications and eliminate the mismatch between energy availability and demand. Thermal Energy Storage (TES) systems based on latent heat like PCMs allow to reduce the volume of TES's needed, saving space and costs. The PCMs also have application where the control of the temperature is important, since, during the phase change, the temperature is steady and, also, it increases the thermal inertia of the system.

A correct selection of PCM is essential for the correct operation of the system. For the case of hybrid solar energy, the most important parameters are: melting

point, high latent heat, density, thermal conductivity, chemical compatibility with the rest of the device materials and PCM cost.

The starting point when selecting a PCM is the melting temperature. This temperature must be less than or equal to the nominal operating temperature of the system where it is used. In the case of hybrid PV/T technology, two operating strategies are established: maximizing the thermal energy of the fluid by operating at higher temperatures (50~60°C) or working at a lower temperature of the fluid improving photovoltaic efficiency. The temperature of the fluid in this second case is set at 40~50°C, enough to be use, for example, in DHW. All designs proposed are focused on maximizing electricity generated, for which the maximum operating temperature has been set at 50°C.

The concept of volumetric density of energy establishes the amount of energy that can be stored per volume unit, which is determined from the product of density and latent heat. To achieve compact systems, PCM with a high density and latent heat of fusion is preferable. Additionally, a key parameter for the mechanical design of the panel, is the volumetric expansion coefficient, which must be low in order to reduce the internal pressures in the PCM.

The thermal conductivity of these materials is low, being less than $1 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{k})$ in low temperature organic PCMs. This feature limits the thickness of PCM that can be added to the PV/T panels. Since the heat transfer is done by thermal conduction, a higher thermal gradient must be generated. This fact reduces the photovoltaic efficiency of the panel. Under these considerations, the material selected for the different PV/T panels with heat storage by PCM is lauric acid.

Lauric acid is compatible with aluminium and stainless steel, but slightly corrosive to copper [114]. Although in the prototypes, the thermal collector is made of cooper pipe, it will be replaced by aluminium tube in the final design.

The average thermophysical properties of lauric acid are attached in Table S.2 showing the values for both the liquid and solid phases. The thermophysical properties in the solid phase are practically independent of temperature, but in liquid phase, is necessary to consider this dependence.

The values for liquid phase are shown in table III.1 to III.6 (page 110) [124]–[128]. Based on these values, different models have been developed for each property: density, viscosity, thermal conductivity, specific heat; which were used in the CFD simulations, described in section IV. The equations of the model are shown in

expressions III.1 to III. 12 on page 113 and have been represented in Figures III.1 to III.4 (page 114).

Table S.2: Thermo-physical properties of Lauric Acid. [123]

Property	Liquid	Solid
T_{melt}		43.5 °C
ρ	885 kg/m ³	940 kg/m ³
C_p	2.39 kJ/kg · K	2.18 kJ/kg · K
k	0.14 W/m · K	0.16 W/m · K
μ	0.004 kg/m · s	0.008 kg/m · s
β		$8 \cdot 10^{-4} K^{-1}$
L		187.2 kJ/kg

To improve the energy transferred to the PCM, it is proposed the use of heat pipe, where its condenser is place inside the PCM volume. The selection of a heat pipe not only involves selecting its geometrical dimensions, but also the elements that form the heat pipe: internal fluid, outer pipe and wick type. The materials of these three components must be selected considering the working conditions of the device: temperature range and surrounding materials.

The first element that must be selected is the internal fluid of the heat pipe. The main characteristic to consider in this case is the operating temperature, that is limited by the triple point and the critical point of the fluid. For hybrid solar technology, the operating temperature range will not exceed 70-80 °C, so the range can be set at 15-80 °C.

Fluids with high density and latent heat reduce the internal flow of the fluid necessary to transport a given amount of energy. In the same way, a high surface tension value increases the pumping capacity of the fluid by capillarity. In addition, if the viscosity of the fluid is low, the pressure losses in it are reduced, improving heat transmission in the heat pipe.

The expression (S.4) defines a fluid performance indicator (Merit number), which allows to classify different fluids according to their operating limit by capillarity. This limit is obtained when pressure drop due to vaporization and gravity action are neglected. Therefore, the fluid pressure drop is only compensated by the pressure difference generated by capillarity:

$$N_l = \frac{\rho_l \cdot \sigma \cdot \lambda}{\mu_l} \quad (S.4),$$

where ρ_l is the density of the liquid (kg/m³), σ is the surface tension (N/m), λ is the latent heat (J/kg) and μ_l is the viscosity (N · s/m²).

SUMMARY

The higher the Merit number is, the greater the heat transfer in the heat pipe is. All the properties of the fluid involved in the expression of the Merit number are temperature dependent. Therefore, in Figure S.30, the Merit number values, for the most common fluids, are shown as a function of temperature. For hybrid solar systems, the working fluid that must be choose is water.

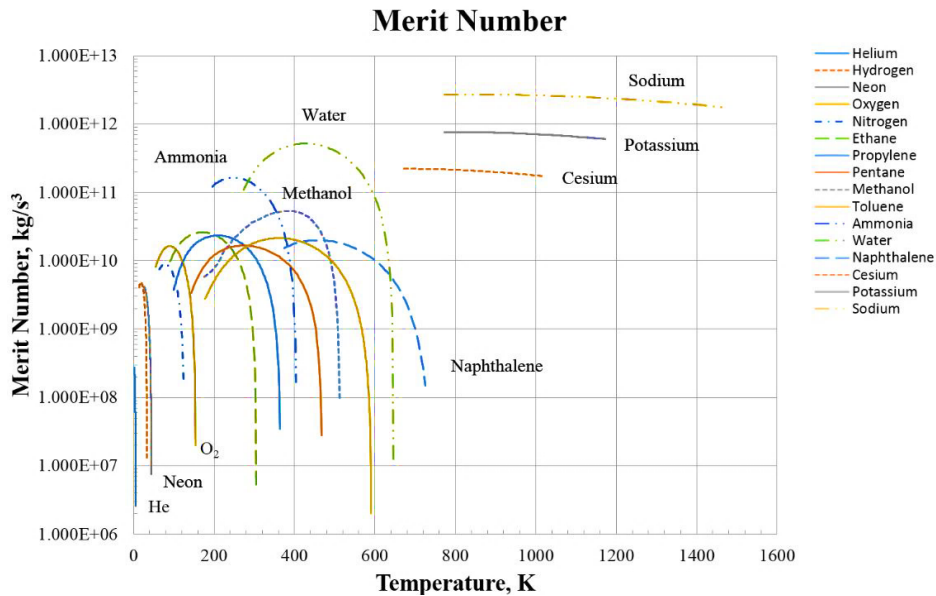


Figure S.30: Merit number with respect to the temperature for different fluids used in the heat-pipes. [81]

The type of wick depends largely on the diameter of the pipe and the type of fluid. For small pipes, metal or synthetic mesh wicks are usually used. Although synthetic wicks have slightly better performance, their cost is higher. Therefore, it was selected metal mesh heat pipe.

The pipe material must be a good heat conductor, with high mechanical resistance, economical and compatible with the environment. In the case of water, the compatible materials are: copper, monel, 347 stainless steel and titanium [76], [77], [130]. In this case, monel, a nickel-copper alloy, has been chosen as it is cheap and suitable for working with the selected PCM [130].

The last aspect to be determined in the selection of heat pipe is their dimensions: length and diameter. With the objective that the heat is transferred to the greater volume of PCM, the length of the condenser has been designed of 220 mm, while the evaporator is 125 mm, see Figure III.9 on page 124. To avoid leaks from the PCM through the holes done for the heat pipe, small diameter should be used. In

conclusion, the final model selected is QG-SHP-D5-400MN, sold by the company Quick-Cool-Shop, All the technical parameters given by de seller are shown in Table S.3.

Table S.3: Properties of the selected Heat-Pipes. [132]

Parameter	Value
Fluid	water
Heat pipe material	Copper-Nickel
Longitude	400 mm
Exterior Diameter	5 mm
Wick type	Mesh
Nominal power	~30 W
Thermal resistance	0.2-0.4 K/W
Bending radius	20 mm

2. TESTING INSTALLATION FOR HYBRID SOLAR PANEL

The test of prototypes in real conditions is an important stage in the development and evolution of a new technology. These tests allow validating the improvements proposed in each of the prototypes and establishing possible points of improvement. Usually, these tests are carried out in facilities designed specifically for the technology test, although, sometimes, are complemented with tests under controlled laboratory conditions and computer simulation.

For this work, where it is needed to compare different prototypes of hybrid solar panels, an outdoor installation has been designed with the capacity to simultaneously test up to three PV/T prototypes and a photovoltaic panel, that is used as a reference (Figure S.31).



Figure S.31: Final design of the hybrid solar panel test installation.

Since the hybrid panel simultaneously generates both electrical and thermal energy, it is necessary that the testing installation can independently record the photovoltaic and thermal energy of all prototypes. Therefore, a hydraulic circuit for thermal energy management composes the test bench, and an electrical circuit to manage the electricity generated. The installation has undergone several reforms throughout the work to adapt it to the needs arising during development.

The location of the installation must be selected carefully. Aspects such as the weather, solar radiation or the environment conditions are essential and have been considered for the location selection. The selected location has been chosen Astudillo, a small village in Palencia, Spain (see map in Figure III.32 on page 146) for the outdoor installation. It shares location with a 950kW photovoltaic grid-connected (see Figure III.33 on page 147), where enough space was provided for the testing installation.

Astudillo has a typical weather from northern Spain, where the difference between summer and winter is high, but without being an extreme climate. During the summer months, both radiation and temperature are suitable for prototype testing. It is possible to find days with solar radiation peaks higher than $1000W/m^2$ in both summer and spring. It is very interesting for the development of this work to have days with high solar radiation, above $800W/m^2$, for several hours of the day, in combination with low ($0-10^{\circ}C$), middle ($10 - 25^{\circ}C$), and high ambient temperatures ($> 25^{\circ}C$).

The design of the test bench was done base on the following characteristics:

- Record of all panels operating parameters
- Simultaneously comparison of several hybrid panels with respect to a standard photovoltaic panel.
- Self-operating installation.
- Possibility to control the cooling fluid temperatures and flow rates.
- Availability of operation in winter.
- Possibility of modifying tilt angle of the panels.

The main objective of this type of facilities is to be able to measure the operation efficiency of the prototypes under test, recording different operating parameters. In the case of hybrid solar panels, electrical and thermal efficiency must be independently characterized to obtain the overall efficiency of the panel.

The data acquisition system consists in Campbell Scientific datalogger, CR1000 and CR1000X models and an AM16/32B multiplexer. All the sensors are connected to these devices, constantly recording data every 10 minutes.

In order to determine the electrical energy generated by each panel it is necessary to measure the current and output voltage. The maximum output voltage depends on the panel model, but in all the modules used for the prototypes this value is higher than the 5V, that is the maximum input of the datalogger. To measure the value of this voltage using the datalogger, a voltage proportional reducing system has been implemented, according to the electrical scheme in Figure III.38 on page 151.

$$V_{pv} = V_{\text{datalogger}} \cdot \frac{R_1 + R_2}{R_1} \quad (\text{S.5})$$

Hall effect transducers are used to measure the current. These sensors provide a voltage output that is proportional to the current generated by the photovoltaic panel. In this case, the HAS 50-S transducers of the LEM manufacturer have been chosen, with a measuring range of up to 50 A_{RMS} .

The heat generated in the panel is absorbed by a thermal fluid which increases its temperature. The thermal energy of the fluid flow is calculated by applying the expression (S.6).

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot \Delta T \quad (\text{S.6}),$$

where \dot{m} is the mass flow, cp is the specific heat of the fluid at the average inlet/outlet temperature and pressure and ΔT is the difference in fluid temperature between the inlet and the outlet of the panel.

PT-1000 temperature sensors placed at the entrance and exit of the thermal collector of each panel measure the temperature of the fluid, while a LIQUI-VIEW Base LVB-10P Vortex flowmeter, with a measuring range of 2 – 40 $lmin$, measure the liquid flow, (Figure III.39 on page 153).

Several K-type thermocouples have been set to monitor the both front and rear surface temperatures of each panel in addition to the internal temperature of the PCM.

All technical specification of the sensors used in the installation are included in Table III.10 (page 153).

The electricity is generated directly by a photovoltaic module. For this reason, this energy is managed in the same way as if it were a conventional isolated

photovoltaic system. The main objective of this part of the installation is to determine the maximum power point of the panel (M_{pp}). After evaluating and testing different alternatives, a fixed 100W resistor directly connected to the photovoltaic panels has been used. The voltage and current value, together with the nominal parameters of the panel, will be applied for solving a numerical model of the equivalent electrical circuit of the panel. The photovoltaic numerical model selected was proposed by Villalva et al. [139], [142] and considers 5 parameters. The expression (S.7) is the general basic main equation for a photovoltaic panel formed by several cells connected in series and parallel.

$$I = I_{pv} - I_0 \left[\exp \left(\frac{V + R_s \cdot I}{V_t \cdot a} \right) - 1 \right] - \frac{V + R_s \cdot I}{R_p} \quad (S.7),$$

The value of the series and parallel resistors is calculated with the expressions (III.29) and (III.30) (page 159) by an iterative process according to the flowchart of Figure S.32

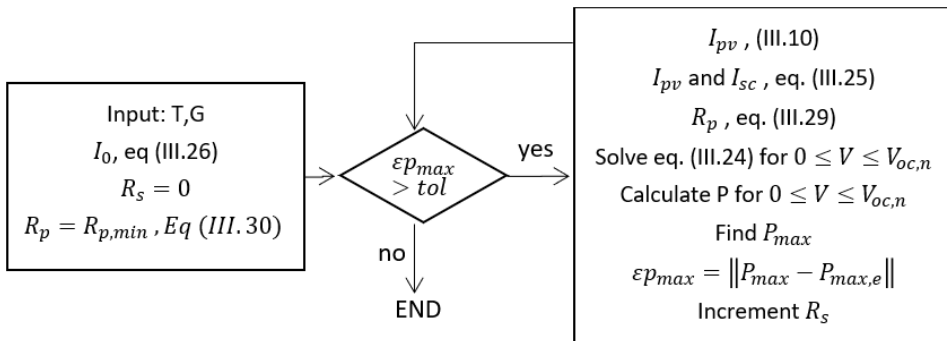


Figure S.32: Flowchart of the algorithm for calculating the I-V curve.[141]

The thermal energy is managed by the hydraulic installation. This system must guarantee a stable temperature of the working fluid at the inlet of the panel and must have the elements necessary to dissipate the heat energy generated. A schematic diagram of the hydraulic installation is shown in Figure S.33, where it is highlighted the three parallel circuits, one for each prototype. Each parallel circuit has a flow regulation valve, an electro-valve to active the flow in each panel and a flow meter. The fluid tank provides thermal inertia, while the fan and the cooling system dissipate the heat generated in all the panels.

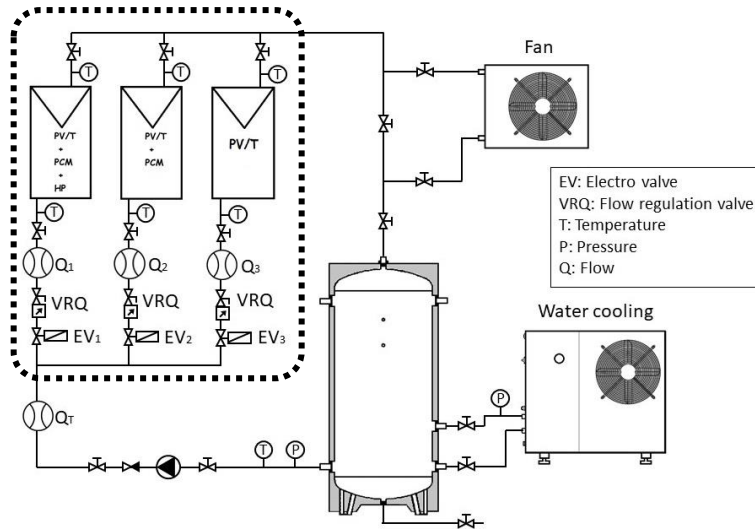


Figure S.33: Scheme of the final modification of the hydraulic installation, where it is possible to test up to 3 PV/T panels at the same time.

The data logger controls the installation. This device is programmed for independently activation of each panel tested, activated due to time or by variables measured. As previously commented, there are an electro valve that allow the independent activation of each panel flow. Hybrid solar panel without heat storage, remains active during sunny hours, while those with heat accumulation by PCM can be turn on at night to recover the heat stored in the PCM during the night or even the daylight. In addition to the basic control, safety control parameters have been implemented, which switch on the valve in the case of high temperatures being detected in the PCM or in the fluid.

3. HEAT PIPE CHARACTERISATION

The technical data that the manufacturer of the heat pipe provides is insufficient to know the performance of these elements under different conditions, such as temperature or orientation. In the literature can be found numerical models [77], [133] to estimate the operation capacity of the heat pipe. However, the main difficulty to solve them is to get all the variables needed, mainly the geometric parameters of the wick. One of these models, the heat pipe operation limits, was programed and its results are presented in section IV.

Due to the difficulty of getting these parameters, two experimental studies have been done to obtain a macroscopic model of the performance of heat pipe. A first

SUMMARY

experimental study of heat pipe under controlled boundary conditions, additionally to a second experimental study, where it is analyzed the performance of a heat pipe when it is used to heat up a volume of PCM, were develop in this work.

For these experimental studies, a test bench has been design, which is shown in Figure S.34. It allows characterizing the operation of these elements, with different lengths and diameters, in different conditions. The temperature of the condenser and thermal power in the evaporator can be modified, in addition to the inclination angle, as shown in Figure III.15 (page 128).

The evaporator, seen in Figure III.10 on page 125, is heated by a resistive conductive wire powered by a programmable Power Supply EA-PS 2042-20B (Figure III.11 on page 125). The system is designed to test tubes with diameters of 4, 5, 6 and 8 mm.

In the condenser zone, the heat transferred from the evaporator must be dissipated. For it, a small water heat exchanger has been installed with a constant temperature water inlet flow (Figure III.12Figura III.12 on page 126). The water flow is kept at a constant temperature by a thermostatic bath Julabo F12, being pumped by a pump.

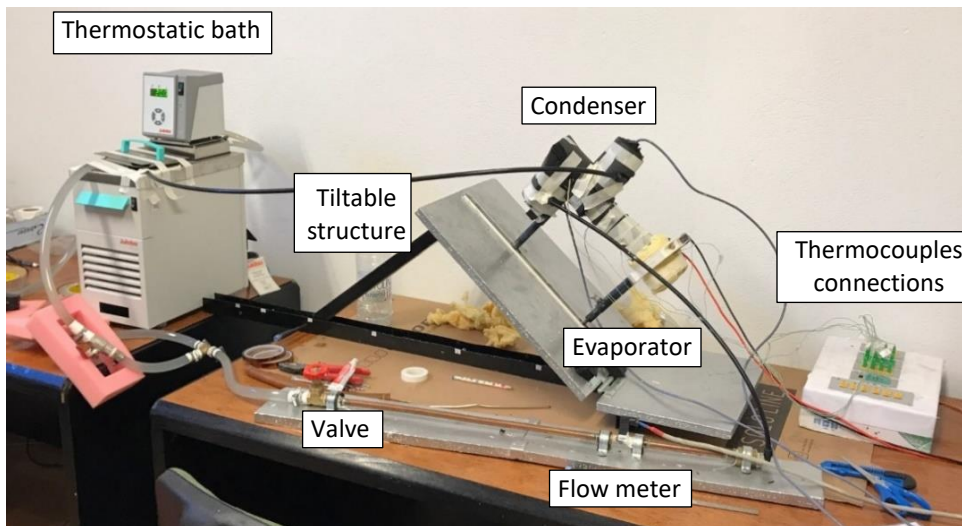


Figure S.34: Heat-Pipes testing bench.

The entire equipment was thermally isolated to reduce heat losses to the environment and can guarantee adiabatic conditions in the intermediate zone of the heat pipe.

Finally, in order to determine the operation of the heat pipe, 15 type K thermocouples were placed along its length: 3 in the condenser, 2 in the evaporator and 10 in the adiabatic zone, as can be seen in Figure III.14 on page 127. Two PT-1000 sensors were also arranged to measure the temperature of the inlet and outlet flow of the condenser, additionally to the water flow allow to determine the transferred thermal energy, according to the expression (S.8). The thermal power supplied to the evaporator is obtained from the product of the voltage and current which is registered by the power supply itself.

$$\dot{Q}_{condenser} = \dot{m}_{H_2O} \cdot cp_{H_2O} \cdot (T_{outlet} - T_{inlet}) \quad (S.8),$$

where \dot{m}_{H_2O} is the mass flow that circulates (kg/s), cp_{H_2O} is the specific heat of water ($J/kg \cdot K$) and T_{outlet} and T_{inlet} are the temperatures of the fluid at the outlet and the inlet of the exchanger (K).

Although studies have been conducted with different heat pipe of various geometries, this work only shows the results of the heat pipe QG-SHP-D5-400MN, used in the last PV/T prototype (section II). As was commented, this heat pipe has a diameter of $5mm$ and $400mm$ length.

All the tests done, the water flow was maintained between $170 - 220 ml/min$ with inlet temperature of $20^\circ C$. The power in the evaporator was modified in increments of $5W$ and tilted from the horizontal position to the vertical position in 15° increments.

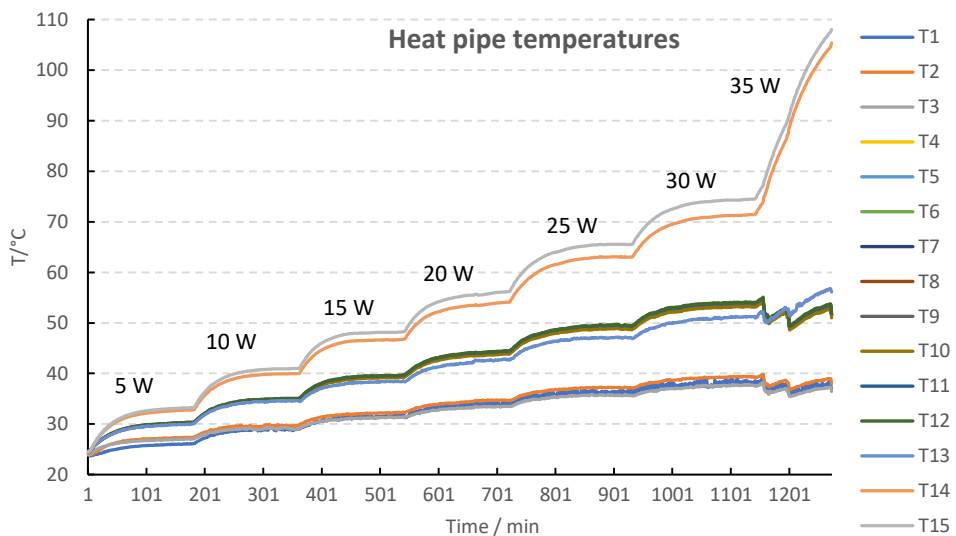


Figure S.35: Heat pipe temperatures evolution in horizontal position.

SUMMARY

The first test of the heat pipe was done with power greater than the maximum specified by the technical specification, showing dry-out effect above 35 W. The evaporator temperature increased rapidly over 100°C, as showed in Figure S.35. Therefore, an upper limit of 30 W was established for all test.

The temperatures for the 15 thermocouples placed along the heat pipe are shown in Figure S.35. T1, T2, and T3 correspond to the condenser values, while T14 and T15 are the temperatures in the evaporator. Other temperatures are from the adiabatic zone. Either the transitory period, that appears when the evaporator heating power is changed (curved zone at the beginning of each step) and the steady state (horizontal zone of each step), has been analysed. Once the steady state is reached, the heating power in the evaporator is maintained for at least 15 minutes, and this stable zone is the one used to obtain the average values at each power level. In Figure S.36, the three temperature levels are clearly differentiated along the heat pipe: evaporator, condenser and adiabatic zone.

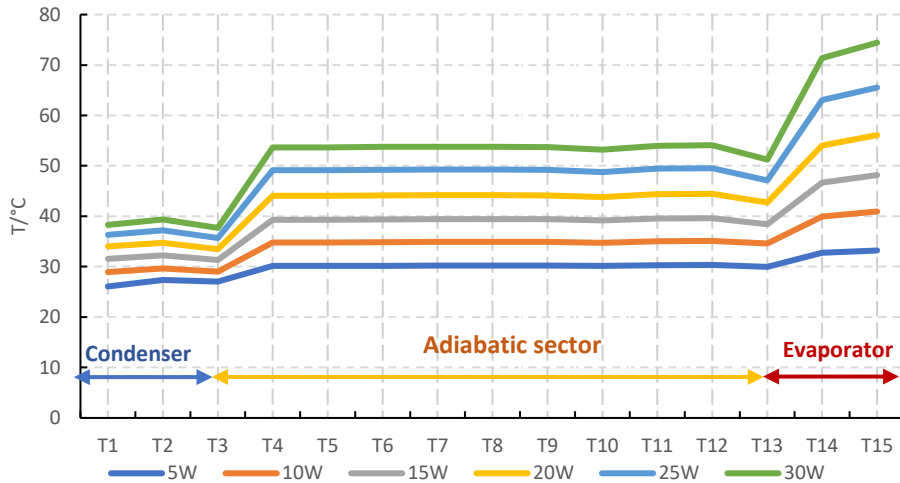


Figure S.36: Temperature distribution along the heat pipe in horizontal position.

This process has been repeated for each inclination tested. The results are shown in Table S.4 and represented in Figure S.37 and Figure S.38.

The power values shown in Table S.4 represent the dissipated heat in the condenser and ΔT is the temperature difference between the evaporator and the condenser. The third parameter shown in the table is the value of the equivalent thermal conductivity of the heat pipe, calculated according to the expression (S.6) assuming unidirectional conduction model.

$$\dot{Q} = \frac{k \cdot A}{L_{equi}} \cdot \Delta T \quad (S.9),$$

where \dot{Q} is the heat flux per unit of time (W), L_{equi} is the equivalent length of the heat pipe (m), A is the cross section of the heat pipe (m^2).

Table S.4: Experimental result for the different inclinations tested.

0°			15°			30°			45°		
Q	ΔT	K	Q	ΔT	K	Q	ΔT	K	Q	ΔT	K
6.58	6.16	19303	6.64	6.04	19870	6.57	6.66	17829	6.50	6.87	17091
12.16	11.24	19561	11.72	9.71	21817	11.68	11.83	17856	11.73	11.67	18175
17.54	15.70	20198	16.41	13.00	22819	16.87	11.84	25749	16.76	16.49	18370
24.66	20.98	21250	21.63	17.10	22865	22.07	14.83	26901	21.47	21.24	18270
32.27	27.87	20938	28.77	21.56	24125	27.12	17.80	27557	24.57	26.45	16793
37.50	34.46	19674	34.11	26.06	23671	31.62	21.35	26782	28.99	31.32	16736

60°			75°			90°		
Q	ΔT	K	Q	ΔT	K	Q	ΔT	K
6.63	7.76	15447	6.75	8.17	14940	7.04	7.99	15937
12.59	12.74	17860	12.30	13.47	16504	12.92	13.29	17573
19.09	17.52	19699	16.92	18.43	16598	17.32	18.38	17036
23.42	23.03	18387	20.92	24.48	15446	19.81	24.21	14791
25.53	28.63	16124	25.18	29.66	15344	22.81	29.78	13846
28.43	34.25	15009	30.61	35.90	15419	31.62	21.35	26782

Additionally, tests have been done with negative tilt angles (the evaporator above the condenser) but dry-out was reached in the heat pipe at powers below $10W$. In this case, the test should be carried out with power steps $1\sim 2W$ but the error calculated in the measurements would be greater than the value of the heat dissipated in the condenser $\dot{Q}_{condenser}$.

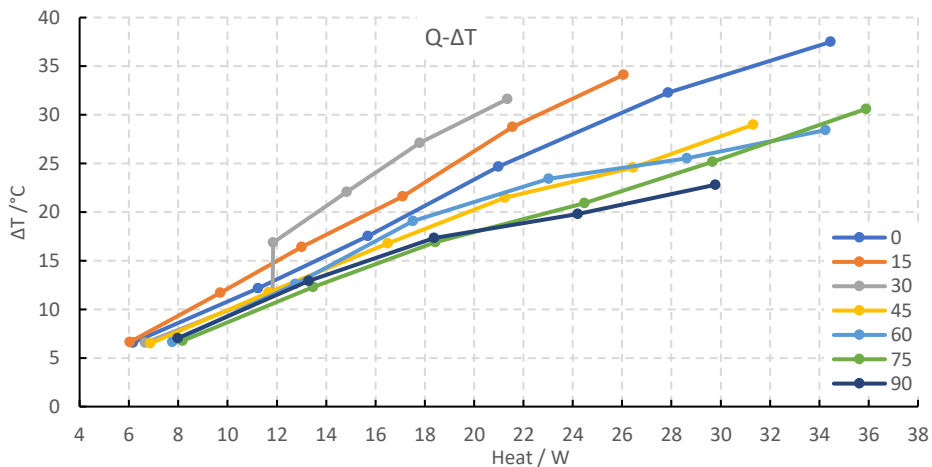


Figure S.37: Temperature difference between the evaporator and the condenser for each inclination studied and thermal power in the condenser.

SUMMARY

Figure S.37 shows the relationship between the heat dissipated in the condenser and the temperature difference between evaporator and condenser ($Q_{condenser} - \Delta T$). The slope of the curve represents the heat resistance of the heat pipe. As can be seen, the relationship between both magnitudes is almost linear, which means that the effective thermal conductivity of the heat pipe is constant for each angle of inclination.

In Figure S.38 the conductivity values of the heat pipe are shown as a function of the heat flux in the condenser. As can be seen, the effective thermal conductivity calculated experimentally for the heat pipe tested mainly depends on the tilt angle and, therefore, on the relative position between the evaporator and the condenser, when the lengths of both elements are not modified.

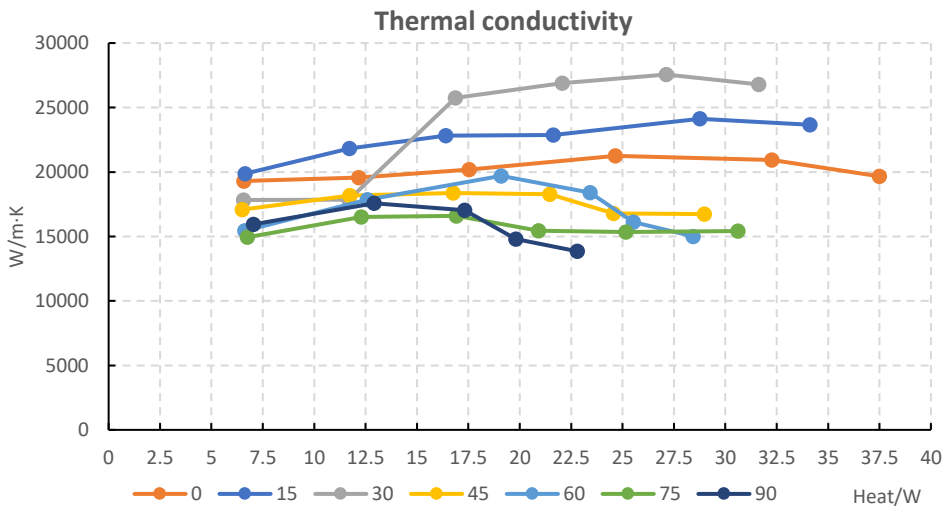


Figure S.38: Heat pipe equivalent thermal conductivity for different inclinations and thermal power levels in the condenser

The values obtained from the effective thermal conductivity are shown in Figure S.39. These values have been fitted by a polynomial function. This effective thermal conductivity shows the capacity of the heat pipe to transfer heat in axial direction (between evaporator and condenser). The conductivity of the system in the radial direction is the same of the pipe material and the internal wick, copper in the case studied ($\approx 350W/m \cdot K$). The estimated values of thermal conductivity in the axial direction exceed more than 80 times the thermal conductivity considered in the radial direction.

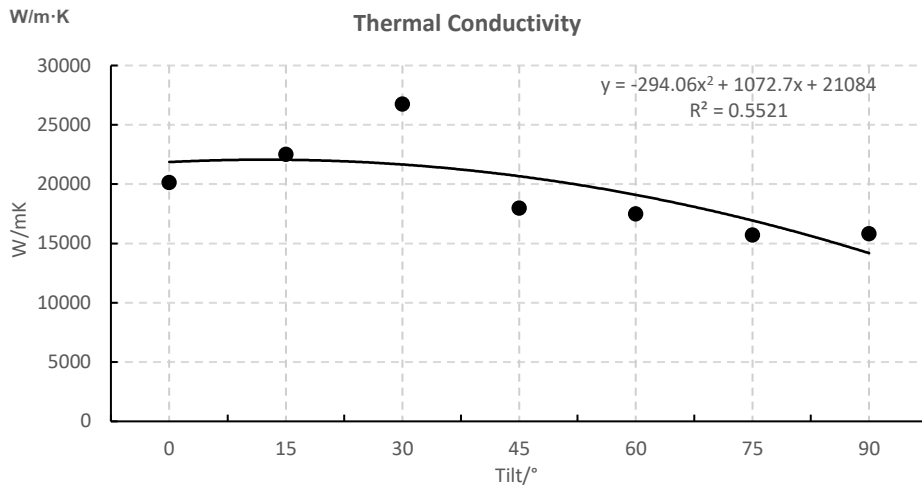


Figure S.39: Equivalent thermal conductivity of heat pipe in the different inclinations tested

The second experimental study experimentally analyse the phase change of the PCM when it is heated by a heat pipe. For it, the temperatures of the PCM and the heat pipe are measured at several points while heat is applied in the evaporator to study the melting process. The study replicates the position of the heat pipe inside the PV/T panel, maintaining the evaporator and condenser length, as well as the dimensions of the heat pipe used in the prototype.

The experimental process used for the study is a constant temperature heating process. This process has been chosen since it was estimated that is the closest to the one that takes place when the heat pipe is placed in the PV/T panel. In the PV/T prototype, the heat pipe is placed on a black side of a flat perimetral frame. In a steady state, temperature must be close to the PCM phase change melting point.

In this study, the test bench is shown in Figure S.40, being a modification of the one used for the previous study. In this case, the evaporator is a heat exchanger through which water, from the thermostatic bath, circulates at a constant temperature. On the other hand, the condenser is a PCM tank where the heat is transferred to the PCM, see Figure III.22 on page 137.

The heat pipe is placed centred in the PCM tank so that there is a thickness of at least 22mm of PCM around it. The dimensions of both components allow the lengths of both condenser and evaporator zones to be the same as this element has in the PV/T panel, see Figures III.21 and III.22 on page 136.

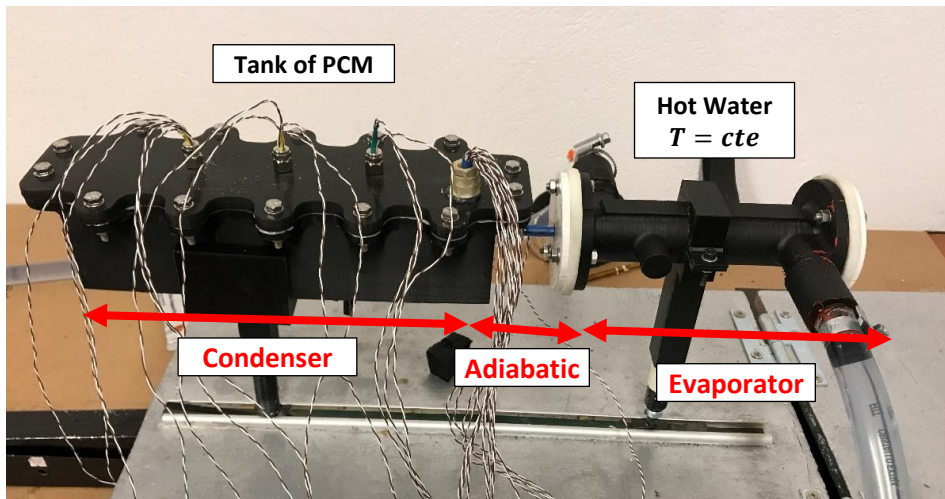


Figure S.40: Testing bench for heat pipe in PCM.

Both elements, condenser and evaporator, of the installation have been carried out by 3D printing, limiting the tests to temperatures below 65 °C. In the future, the study will be carried out with other materials with greater temperature resistance, such as ABS (~90°C), Nylon (> 150°C) or resin.

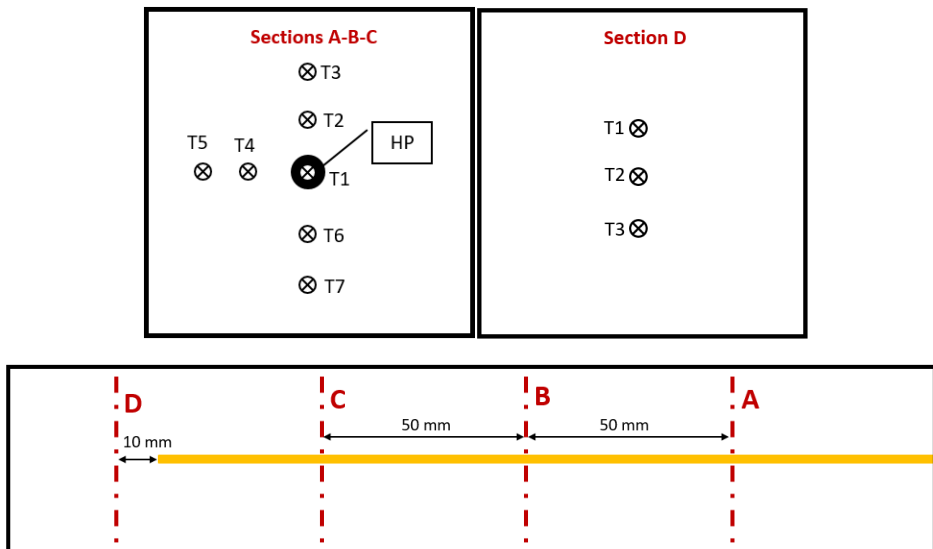


Figure S.41: Thermocouples positions inside the PCM

24 Type J thermocouples distributed in 4 cross sections to the heat pipe have been placed along the condenser. A diagram with the distribution of the thermocouples is attached in Figure S.41. The separation between the

thermocouples of each section is 10mm, where the T1 is in contact with the heat pipe. The arrangement of the thermocouples is shown in greater detail in Figures III.25, III.26 and III.27 (page 139).

Tests have been carried out at 5 temperatures between 40 and 60°C with increments of 5 °C. Between each test the PCM has cooled to room temperature. The PCM cooling process has also been done at a constant temperature, setting the temperature of the thermostatic bath to a temperature lower than the ambient temperature (20°C). It should be remembered that the phase change temperature of the PCM used, lauric acid, is ~43°C.

When the results obtained are analysed, it is observed that for the temperatures of the thermostatic bath of 40, 45 and 50 °C the results are very similar, since the melting temperature was not reached in the PCM. The average temperatures of the three thermocouples cross section measured for the 50 °C test are shown in Figure S.42 where temperature equivalence are: HP: T1, Up1: T2, Up2: T3, Left1: T4, Left2: T5, Down1: T6 and Down2: T7.

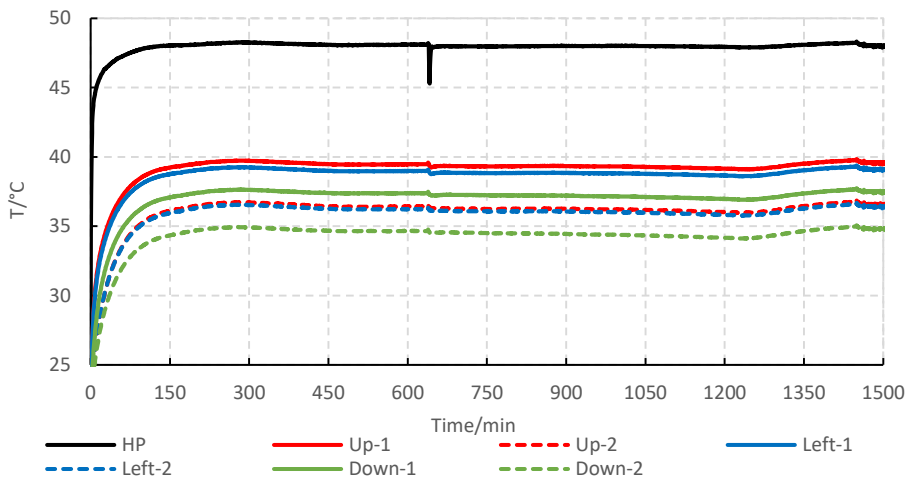


Figure S.42: Temperature evolution of the PCM in the mid-plane. $T = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$

The solid curves represent the thermocouples that are closer to the heat pipe while the dotted curves represent the furthest ones. It is seen that the temperature of the PCM is lower as farther it is from the heat pipe. That is due to the low thermal conductivity of the PCM, requiring a large temperature gradient.

Although the temperature of the heat pipe, ~47°C, is high enough for melting the PCM, the low thermal conductivity of the PCM does not allow to generate the temperature gradient so that, at the depth of the thermocouple, the melting

temperature is reached. The phase change process is appreciated in Figure S.43 and Figure S.44 showing the temperatures throughout the tests carried out at the evaporator temperature of 55 °C and 60 °C respectively.

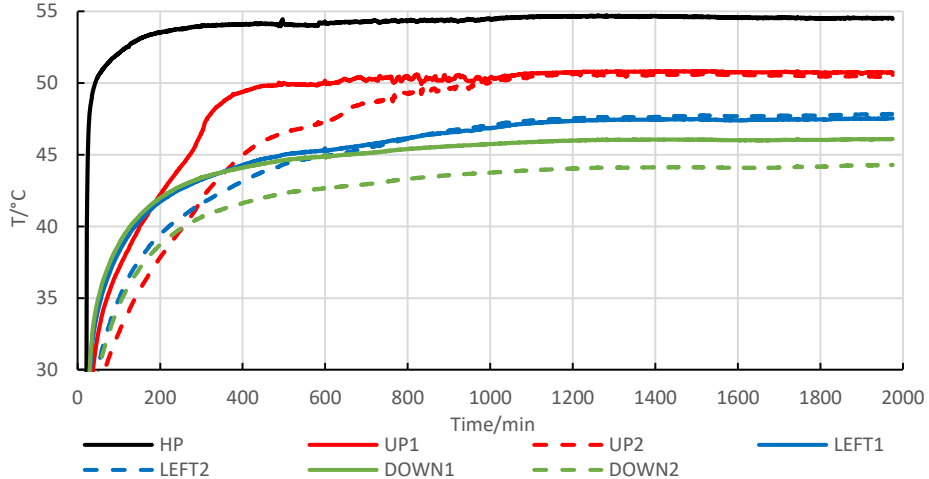


Figure S.43: Temperature evolution of the PCM in the mid-plane. $T = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$

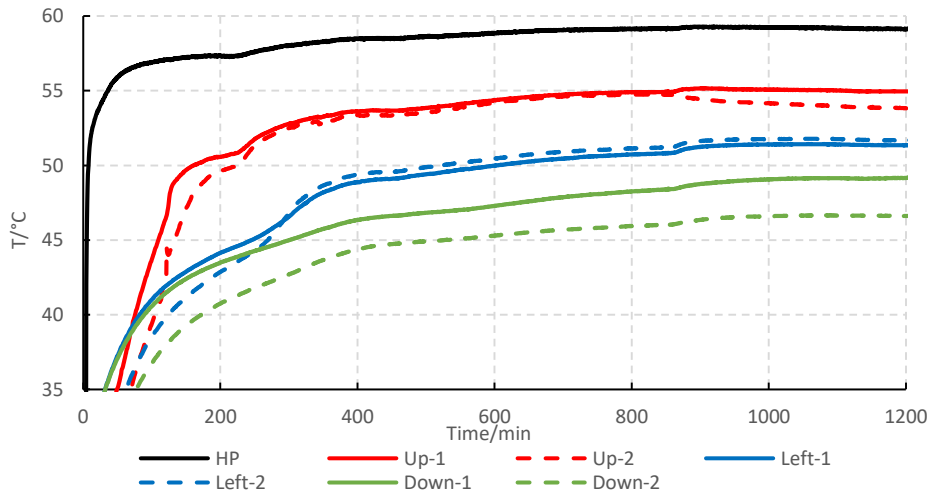


Figure S.44: Temperature evolution of the PCM in the mid-plane. $T = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$

In these two tests, the temperature measured in the PCM exceeds melting temperature (43.6 °C). As can be seen in Figure S.43 and Figure S.44, a constant temperature section is registered, around 45 °C, before increasing again the temperature. In addition, it can be seen how heat is transferred faster upwards since the phase change takes place before at the points above the heat pipe,

followed by the lateral zone and finally the lower zone. The convective flow that appear at the time the material melts, improves heat transfer.

Except for the lower zone, the temperature is shown uniform once the steady state is reached for both aligned thermocouples. In the lower zone, the volume of PCM rubs the level of the farthest thermocouple, limiting convective flows to transfer heat to that depth.

Finally, a cooling study is attached in Figure S.45, where can be clearly seen the process of phase change at a constant temperature. The solidification process is slower since, once it stars solidifying, the heat transmission is limited by the absence of convection flow (solid zone).

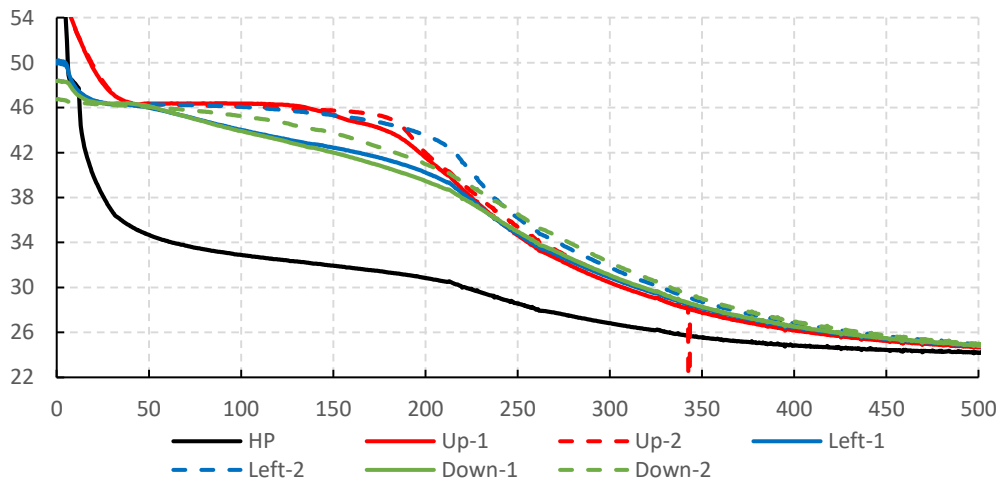


Figure S.45: Evolution of the PCM temperature in the cooling process

SECTION IV: MODELING OF HYBRID PANELS THROUGH NUMERICAL METHODS AND CFD

Simulation tools are an important advance in the field of R&D at all levels. The modelling by means of computer tools of products and processes allows verifying the performance of designs with a save in cost and time. These tools allow to detect and correct errors, optimize products and services before the manufacturing process. Additionally, simulations can replace some tests where can be safely tested the system under extreme conditions.

These facts, in addition to the recent huge advance in the computing capacity and the development of new and more powerful simulation software, make simulation a useful stage in the designing process of new products.

This chapter describes the numerical models and computer simulations, which, together with the experimental tests, have allowed to develop the different designs of PV/T panels.

Two software have been used: Equation Engineering Solver (EES) [146] and Ansys Fluent 18.2 [12]. The EES Software is a nonlinear systems solver that incorporates specific libraries of thermodynamic and thermophysical properties of different pure substances, mixtures and materials commonly used in thermal and fluid engineering applications. Furthermore, Ansys Fluent is a CFD software of finite volumes that allows transient and stationary simulation of physical and thermodynamic systems through the discretization of volumes, which is widely used in both industry and research.

All studies done in this work are:

- Cross sections for thermal collector comparative.
- Modelling and simulation of heat pipe
- Simulation of solar panels.

1. CROSS SECTIONS FOR THERMAL COLLECTOR COMPARATIVE

The first study carried out by CFD was done with the objective of optimizing the pipe cross section used in the thermal collector, focused on improving the photovoltaic panel cooling without increasing the pressure loss and being easy to manufacture. An improvement in the heat transfer to the fluid is crucial to remove the greatest amount of heat from the photovoltaic panel.

The second prototype design was based on the results obtained from this simulation. In this comparison, circular section, typically used in thermal collectors, is considered as the reference and compared with other 4 geometry.

The different geometries were selected looking for a greater contact surface between the fluid and the hot surface of the photovoltaic panel. In the circular section, the pressure loss is low. However, the contact surface is small because the contact between the tube and the surface is limited to a line, although, in real collectors, the contact is increased by welding joint. All the sections compared have a large contact surface and high length/width ratio.

The simulation scheme for all the studies is the same, in which only the pipe cross section is modified. This configuration is similar to that used in the collector of the PV/T panel, where the tube is placed on a metal plate, as shown in Figure S.46.

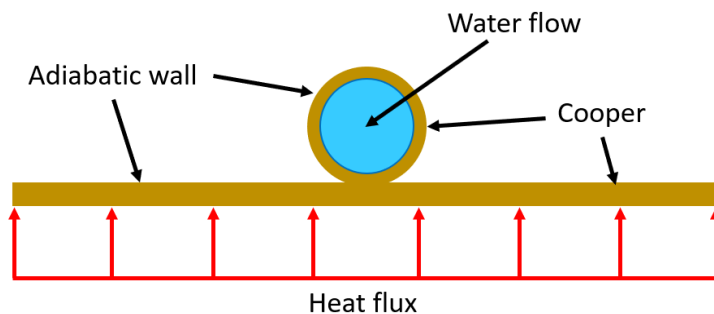


Figure S.46: Model scheme for the cross-section comparison.

The material defined for the collector plate and the tube is 1 mm thick copper. A constant heat flux is applied on a surface of 1 m length and 100 mm width. The tube is placed centred on the collector longitudinally and all sections have a cross area of 50 mm^2 .

In Figure S.47 is included the sketch of the sections chosen for the study. The geometries selected for each case are symmetric, simple and easy to industrialize.

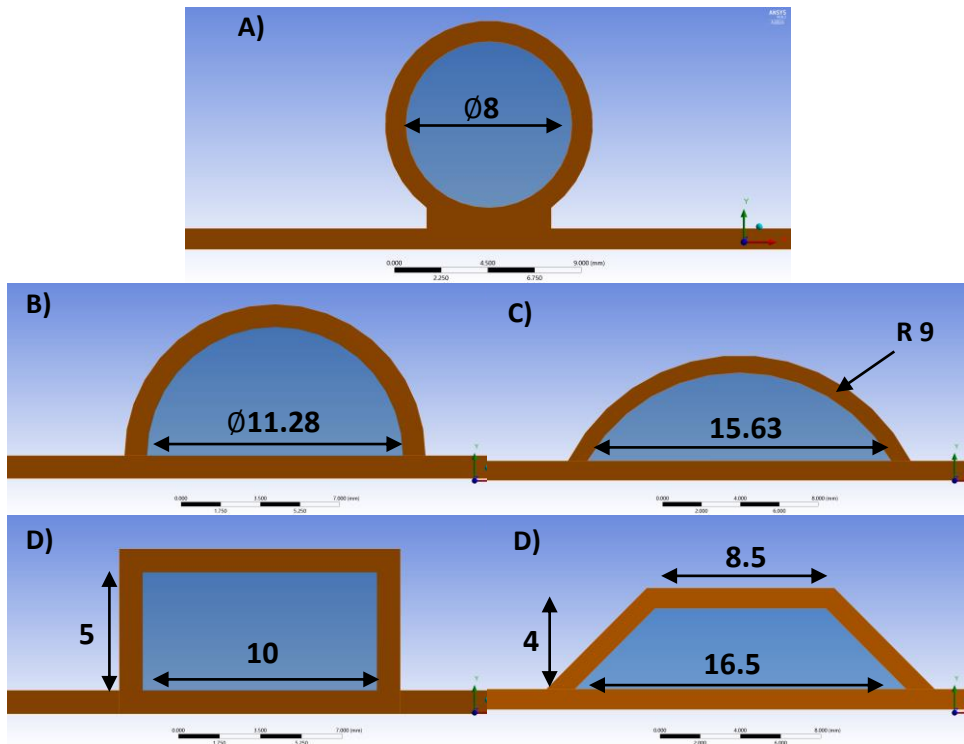


Figure S.47: Geometries for the pipe cross sections analysed (Dimensions in mm)

Both heating power and inlet flow of water is considered constant over time to perform calculations at steady state. Nine simulations of each geometry, combining 3 heat flux and 3 flows, were performed, as shown in Table IV.1 on page 171.

The flowing fluid is water, and its thermophysical properties: specific heat, thermal conductivity and viscosity, are defined as temperature-dependent. Fluent does not include fluid properties model for water, so the temperature dependence of these properties has been included through the polynomial functions of the expressions (IV.1), (IV.2) and (IV.3) for temperature range between $5 \sim 90 \text{ }^\circ\text{C}$.

Since its Reynolds number is greater than 6000 in all cases, as shown in Table IV.2, the turbulent model for the simulations must be selected carefully. In the 3 water flows analysed, the flow is fully turbulent. As they are non-circular sections, the characteristic length for the calculation of the Reynolds number has been considered using the hydraulic diameter according to the expression (IV.5).

Therefore, the turbulent model applied is the Shear Stress Transport (SST) $k - \varepsilon$ [83]. This is a two equations model that obtains good results due to the combination of the model $k - \omega$ for the viscous sub-layer, or boundary layer, and $k - \varepsilon$ for the rest of the flow. To obtain accurate results, meshes with great resolution must be generated along the boundary layer. Specifically, the value of parameter Y^+ must be less than or equal to 1 in the first layer of cells. This parameter must be checked once the simulation has finished.

In addition to the height of the first cell, the estimation of the boundary layer requires several cells within that boundary layer. It is recommended to have at least 10 layers when the Y^+ is 1, with a growth rate in height between layers of 20%. In this study, all meshes have been created with a minimum of 15 layers. Two examples of meshing for the described boundary layer are shown in Figure IV.3 (page 174).

Once the simulations have finished, the results analysed are:

- Collector surface temperature,
- Outlet fluid temperature,
- Pressure loss in the fluid.

The purpose of the collector is to remove heat from the photovoltaic panel. In this way, the collector design must get a low surface temperature in the photovoltaic panel and a higher temperature in the fluid. Another important aspect is the pressure loss in the fluid. This parameter is directly related to the electricity use of the recirculation pump.

Figure S.48 summarizes the surface temperatures of the collector in contact with the photovoltaic panel for simulation at higher thermal power (6000 W/m^2) and lower water flow (2 l/min). This combination of values allows analysing the most unfavourable combination, maximizing the thermal differences between the different geometries. The maximum, minimum and average values of all sections are included.

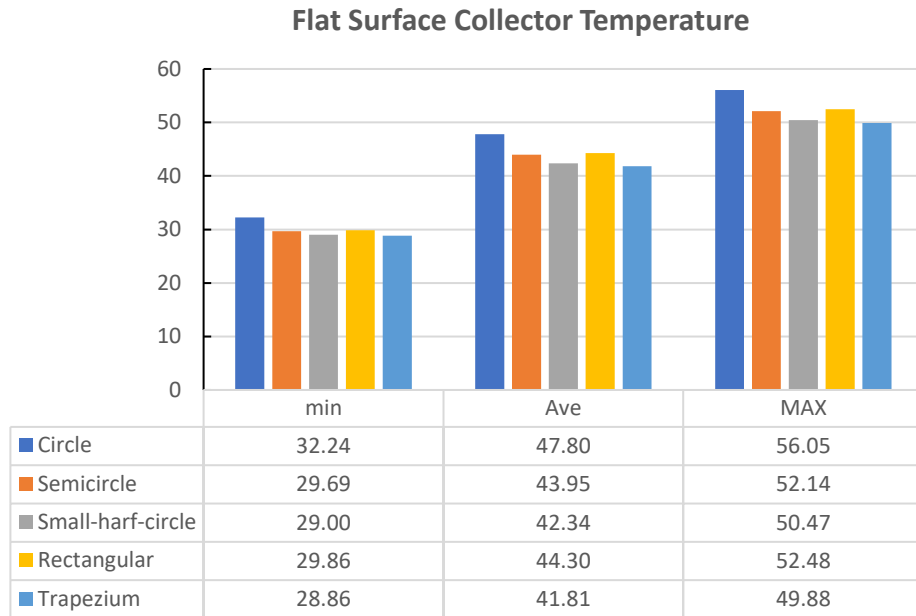


Figure S.48: Surface collector temperature for 6000 W/m^2 and 2 l/min .

There are small differences, where the circular geometry obtains the highest temperature on the surface, as it was expected result since it is the geometry that has the smallest contact surface and, therefore, the highest distance between the hot surface and the fluid.

Compared to the rest of the geometries, the trapezoidal cools more efficiently, getting a temperature $6 \text{ }^\circ\text{C}$ lower than the circular section, since this is the geometry with higher contact area and lower height. This behaviour is also observed in the temperature contours of the collector surface represented in Figure IV.5 on page 176.

In conclusion, when using a geometry with large width, lower temperatures are obtained in the collector. If the cross-section area is kept constant, it would be necessary to reduce its height, getting slender section and, therefore, higher pressure loss.

The second analysis of the results is focused on fluid temperature. Figure S.49 shows the relative values between the fluid outlet temperature in each geometry with respect to the outlet temperature obtained in the circular section. The average temperature is higher in all of them, which means that the section

geometry has a great influence on the thermodynamic performance of the collector.

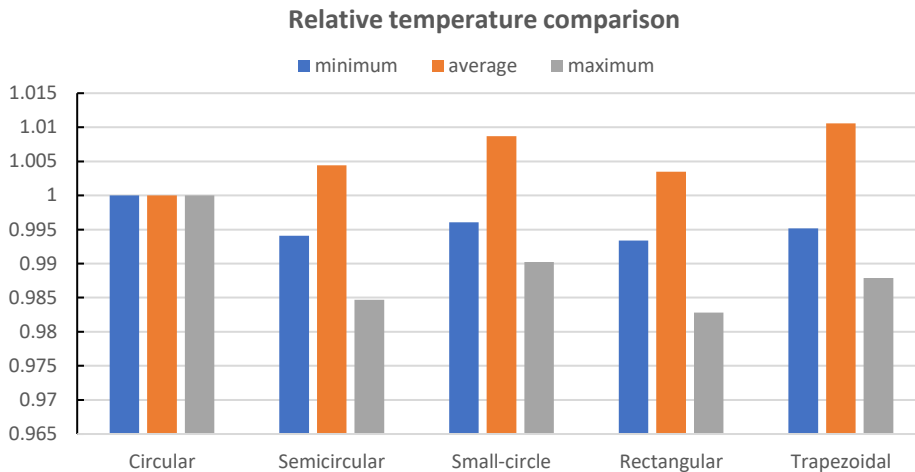


Figure S.49: Outlet fluid temperature.

The trapezoidal geometry also reflects the best results in the fluid temperature. Although the maximum temperature values are lower in all geometries, their average value is higher because it is distributed more homogeneously throughout the trapezoidal section of the fluid, as observed in the comparison of temperature profiles for 6000 W/m^2 and 2 l/min of Figure IV.7 on page 178.

The last analysis studied is the pressure loss of the fluid along the pipe. It should be remembered that the study was carried out with a smooth tube without roughness, so the value obtained will be lower than that of reality. Depending on the manufacture method and the material, the roughness will be different. The greater the surface roughness is, the higher the pressure loss is. Despite of this, viscous fluids generate pressure loss due to internal friction.

The fluid viscosity is temperature-dependence, reason why the distribution of temperatures in the fluid plays a fundamental role in the pressure loss. The collector is straight, so the possible losses due to changes in direction or diameter have not been considered. Figure S.50 shows the pressure losses obtained per unit of tube length for the 3 simulated flow levels.

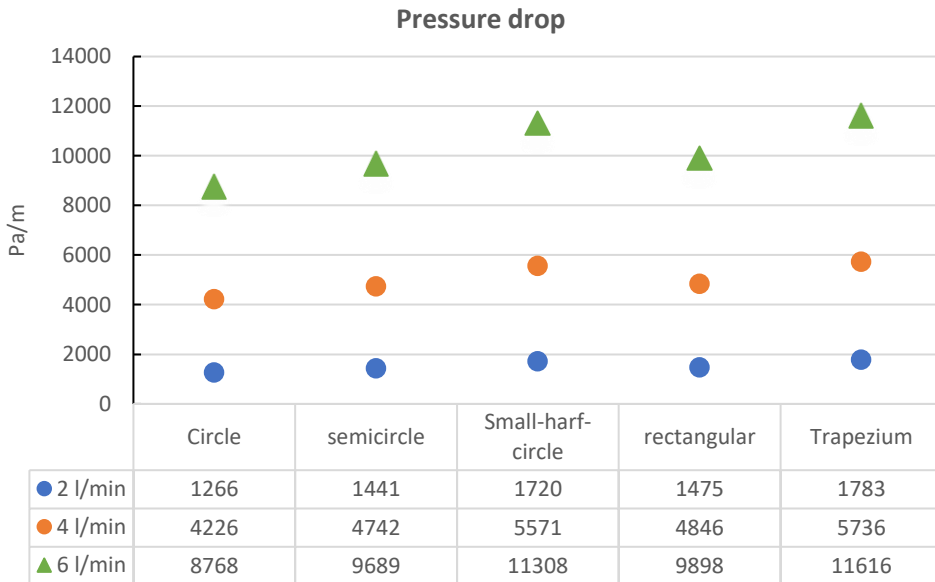


Figure S.50: Pressure drop in a meter of pipe.

As expected, the geometry with lower pressure loss is the circular since this geometry has no vertices or angles. On the other hand, trapezoidal and small-half circle, have higher pressure loss, but almost similar in both cases. The other two geometries, semi-circular and rectangular, are the ones that have less pressure losses, but the semi-circular is slightly lower.

It can be concluded that, for collectors with large pipe lengths (coil type), it would be recommended to use semi-circular or rectangular sections. Meanwhile, in grid-type collectors with parallel tubes, it would be better to implement slender sections. Although the pressure loss is higher, it is compensated with a higher cooling effectiveness.

2. MODELLING AND SIMULATION OF HEAT PIPE

The use of heat pipe for the last prototype design needs preliminary knowledge of its operation. For this reason, a numerical analysis has been carried out to understand the operation capacity of the heat pipe in different situations.

Two types of studies have been carried out. The first one is focused on the determination of the operating limits of the heat pipe. This study was carried out using the EES software [146]. The second study is a CFD simulation. A new macroscopic model, developed from the experimental data obtained from the

SUMMARY

heat pipe test, described in section III, was implemented. The main objective of this study is the validation of the macroscopic model for its later use in the simulation of the complete hybrid solar panel. The CFD software used was Ansys Fluent 18.2 [12], which is widely used by the scientific community.

The equations of the limits of a heat pipe operation were implemented in the Engineering Equation Software (EES) for the first simulation. Some parameters needed of the heat pipe were not available, such as for example, the wick pore size or the inner cross sections of the heat pipe.

It is really difficult to obtain such information from the manufacturer, and their measurement procedure requires the use of high-definition microscopy. For this reason, the wick common parameters in the literature [76], [77], [81], [133]. With them, it was possible to run the model and study its operation under different boundary conditions.

The parameters to be modified in the test will be the inclination, evaporator temperature, diameter and length of the heat pipe. The starting point is the pipe placed horizontally, like in its operation on the PV/T panel. The results obtained with the model are shown in Figure S.51.

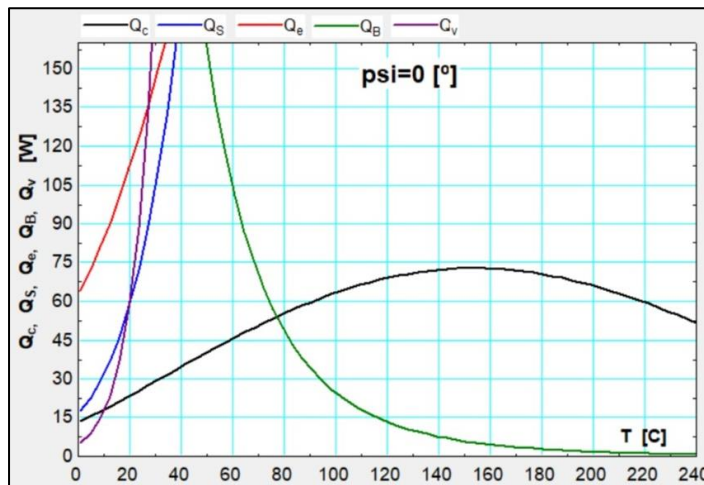


Figure S.51: Thermal power transmitted between evaporator and condenser (W) depending on the temperature of the evaporator, when the heat pipe operates horizontally. (●) capillarity limit, (●) Sonic limit, (●) friction limit, (●) boiling limit, (●) viscosity limit.

The sonic and friction limits are not restrictive, since their values are higher than the value of the viscosity limit, which limits the operation of the heat pipe in the

low temperature range ($< 20^{\circ}\text{C}$). In the intermediate temperature range ($15 - 80^{\circ}\text{C}$), the most restrictive value is the capillarity limit. It is also seen how the effective conductivity of the tube is increased with temperature. This intermediate temperature range will be, in the designed application, the working range, so, in most of the cases, it is the capillarity limit that should be considered for the sizing of the system. Finally, for temperatures higher than 80°C , the boiling limit is the most restrictive value.

The influence of the diameter on the transmitted heat power was studied by setting different temperature values in the evaporator, within the working limits of the PV/T panel. Specifically, temperatures of 20°C , 35°C , 50°C and 65°C and, the transmitted thermal power for heat pipe with diameters between 4 mm and 10 mm, were considered, (Figure S.52).

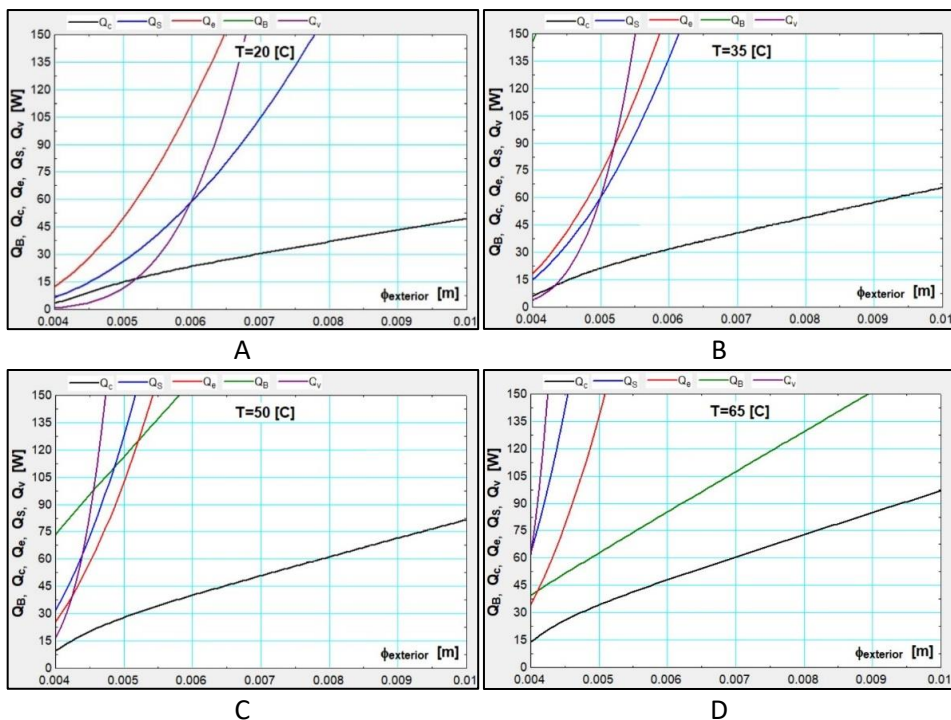


Figure S.52: Influence of the heat pipe diameter on the transmitted heat power for evaporator temperatures a) 20°C ; b) 35°C ; c) 50°C y d) 65°C . (●) capillarity limit, (●) Sonic limit, (●) friction limit, (●) boiling limit, (●) viscosity limit.

The operation limit of the heat pipe is strongly dependent by its diameter, making its thermal power capacity considerably higher as the space available for steam circulation is increased. This is reinforced with the increase in the evaporator temperature, a factor that also increases the speed of steam production. All

SUMMARY

operating limits increase with temperature, except boiling, which, logically, is reduced as the temperature approaches the boiling temperature of the working fluid. With temperatures below 20°C in the evaporator zone, the operation of the heat pipe is governed by viscous limit.

Figure S.53 shows result obtained by the second comparison when the heat pipe is tilted. Two positions have been analysed, corresponding to an inclination of +30° and -30° (positive inclination angle when the evaporator is located under the condenser). The influence of gravity is analysed in operation of the system. The limit most dependent on inclination is the capillarity of the wick. When the evaporator is above the condenser, the thermal power capacity of the pipe is considerably reduced, while, in the opposite case, the gravitational force helps the return of the liquid fluid to the evaporator, increasing the heat pipe operation.

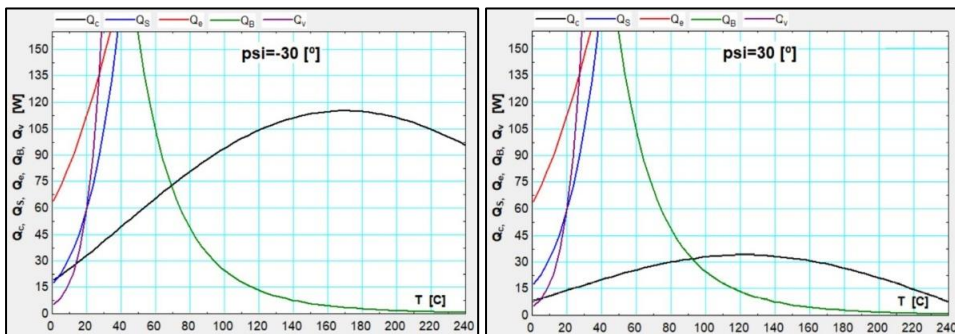


Figure S.53: Thermal power transmitted between evaporator and condenser (W) depending on the temperature of the evaporator, when the heat pipe is operating with an inclination a) +30°; b) 30°. (●) capillarity limit, (●) Sonic limit, (●) friction limit, (●) boiling limit, (●) viscosity limit.

Since under normal operating conditions of the PV/T panel, heat pipe will be placed tilted with respect to the horizontal, the study of the inclination was extended, considering angles in the range from -75° to 75°, combined with different evaporator temperatures. The results of this study are shown in Figure S.54, where the capillarity limit calculated for different tilt angles and for evaporator temperatures between 20°C and 80°C is represented.

For evaporator temperatures lower than 60°C, the heat pipe operation is limited by the capillarity. For higher temperatures, the limiting factor is the boiling of the working fluid. This can be seen in the curves corresponding to temperatures higher than 60°C in Figure S.54, where the horizontal section represents the

boiling limit of the fluid, while the curved line shows the capillary effect. For temperatures higher than 75°C, placing the condenser above the evaporator, does not produce an increase in the capacity of the heat pipe.

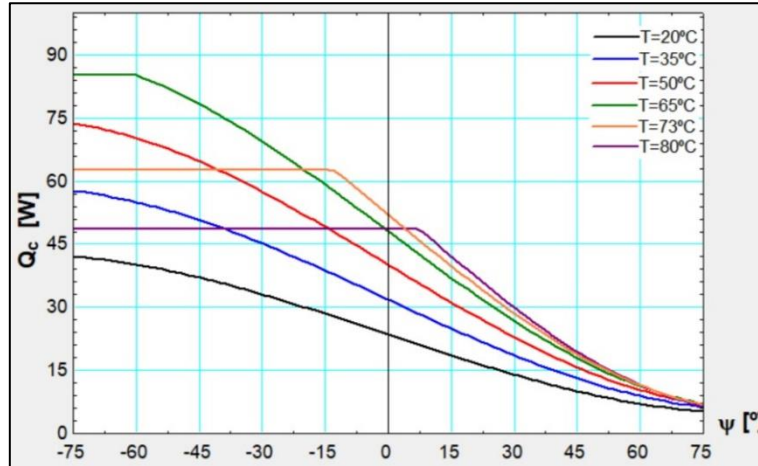


Figure S.54: Variation of the heat pipe limits depending on the angle of inclination for different evaporator working temperatures

The study was completed by the study of the condenser, adiabatic and the evaporator zones length. It was considered a heat pipe of 400 mm total length in horizontal position with a diameter of 6 mm. The results are shown in Figure S.55. In the cases represented, one of the lengths (condenser or evaporator) is set at 50 mm and the length of the other element is modified between 50 and 300 mm.

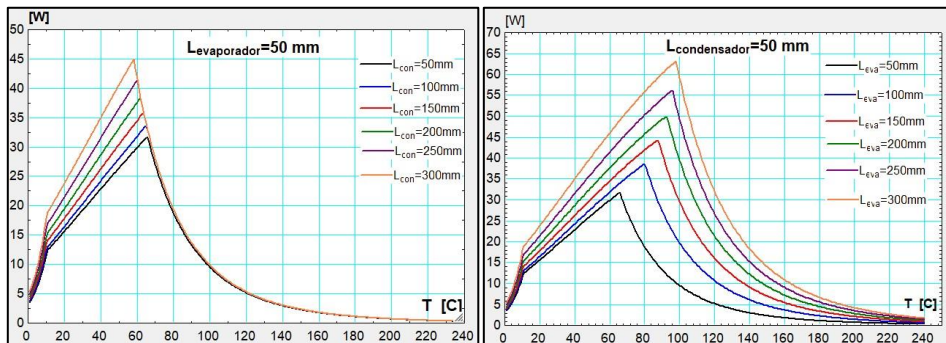


Figure S.55: Analysis of the maximum power transported by the heat pipe for different lengths a) of condenser; b) evaporator.

In Figure S.55 left, when the evaporator length is increased, the maximum thermal power raised up and the transition temperature between the capillarity and the boiling limits is increased. On the other hand, the increase in the

SUMMARY

condenser length produces a considerable increase in the transmitted thermal power limit but does not change the transition temperature between the two limiting phenomena.

The effect of the length of the adiabatic zone is shown in Figure S.56. In all the cases analysed, the same lengths are kept in condenser and evaporator.

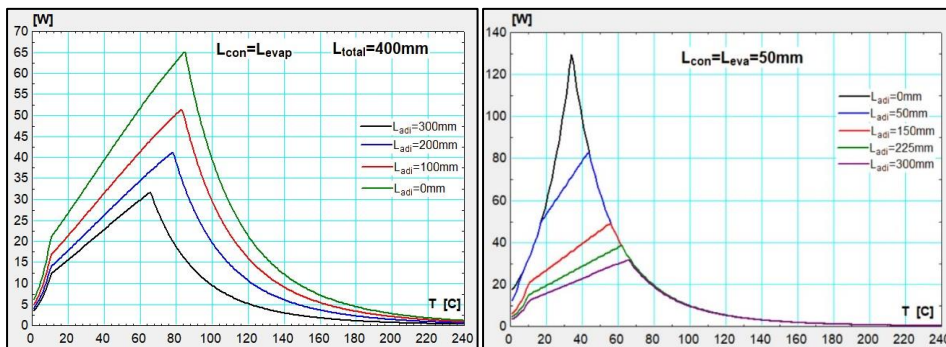


Figure S.56: Maximum thermal power transmitted in the heat pipe as a function of the evaporator temperature for different lengths of the adiabatic zone n ; Left: equal length of condenser and evaporator in an element of 400 mm in total length; Right: for the particular case of $L_{\text{cond}}=L_{\text{evap}}=50$ mm.

It can be seen in Figure S.56, that the length of the adiabatic zone reduces the heat pipe thermal power. When the evaporator and condenser length is set to 50 mm, the capillarity limit is reduced as the total length of the heat pipe is reduced.

The numerical model of heat pipe operation limits, described above, has been complemented with CFD simulation, where the macroscopic model, developed base on the experimental study of heat pipe described in section III, was implemented.

The complete CFD simulation of a heat pipe, that include all the thermophysical processes that take place inside the device, is a very complex task that has been studied in numerous works [147]-[152]. Vaporization and condensation processes, in addition to the calculation of capillary forces, are complex thermodynamic models that require high computing power. Some studies have complete models for specific some conditions [153]-[156].

Some other works [157], [158] simplify the system by assuming the heat pipe as a solid block of a given material with the same geometry of a heat pipe, and “effective” thermophysical properties calculated based on the characteristics of the pipe and the operating conditions. Usually, copper or aluminium are used as

a base material, and the thermal conductivity is set to a very high value, between 50-100 $kW/m \cdot K$, and reduced specific heat. This has been the strategy used in this work.

The macroscopic model considers that the thermal conductivity of the heat pipe is anisotropic. It has different properties in the axial direction and radial direction. In the real operation of the heat pipe, the thermal conductivity in the radial direction, corresponds to a homogeneous metallic material, with similar properties to the material of the tube, copper or aluminium, while the conductivity in the axial direction is a function of the operation of the system, where parameters such as length, diameter, inclination or working temperature influence.

Previously to the implementation of this methodology in the final simulation of the hybrid solar panel, it is necessary to validate the results obtained by the CFD software, with the experimental data in both stationary and transient studies. This process consists in the resolution of several simulations where the conditions of the experimental test are replicated.

The geometry for the study is formed by 3 elements: heat pipe, evaporator block and water condenser, as shown in Figure S.57

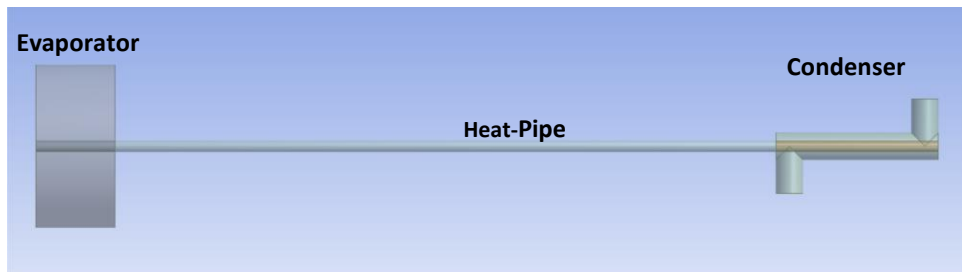


Figure S.57: Geometry for simulation of the heat pipe test bench.

In fluid, heat transfer processes, special attention must be paid to the mesh, which must have enough resolution in the contact areas between fluid and the walls. In the case studied in this work, it is considered a laminar regime with Reynolds numbers below 400.

The system modelled is a process of heat transfer between the evaporator and the condenser. The different boundary conditions must be equivalent to the ones of the experimental test. Figure S.58 outline the different boundary conditions set in the simulations

SUMMARY

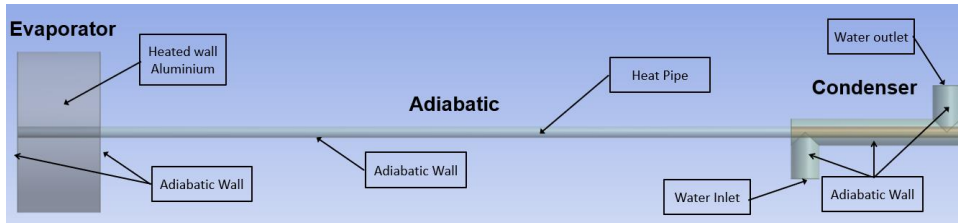


Figure S.58: Scheme of boundary conditions for the simulation in Fluent.

- Inlet and outlet Flow: The flow of water set in the simulation is the average flow rate of the experimental test performed. The fluid inlet temperature must also be defined, being for all simulations 20 °C.
- Heat flux: Heat is applied to the aluminium cylinder of the evaporator. Like in the experimental test, several levels of thermal power were applied to the evaporator.
- Viscous flow model: Since the Reynolds number value in the condenser is estimated in $Re < 400$, a viscous laminar type model should be use.
- External boundaries: The entire external perimeter is thermally isolated to prevent heat loss to the ambient. All contours have been defined as adiabatic walls.

As previously explained, the macroscopic model does not completely model the thermodynamic processes that take place inside the heat pipe. Instead, a solid block of a solid material is defined which thermal conductivity has been defined based on the results obtained experimentally.

The material properties have been defined according to the expressions (S.10), (S.11) and (S.12):

$$C_p = 0.6 \cdot C_{p_{wick}} + 0.2 \cdot C_{p_{pipe}} + 0.2 \cdot C_{p_{fluid}} \quad (S.10)$$

$$\rho = 0.6 \cdot \rho_{wick} + 0.2 \cdot \rho_{pipe} + 0.2 \cdot \rho_{fluid} \quad (S.11)$$

$$k_{radial} = 0.6 \cdot k_{wick} + 0.2 \cdot k_{pipe} + 0.2 \cdot k_{fluid} \quad (S.12)$$

$$k_{axial} = 326.2 \cdot \theta^3 - 4209 \cdot \theta^2 + 14449 \cdot \theta + 9338$$

The simulation has been run in transient study, so that it is possible to record the temperature of the heat pipe as the study was carried out. The results obtained are shown, in the Figure S.59.

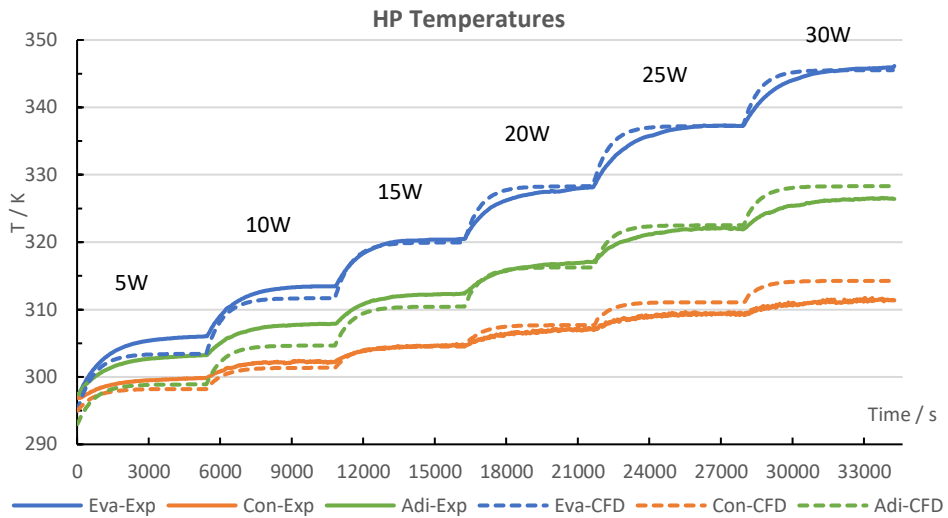


Figure S.59: Temperature evolution of the condenser, evaporator and adiabatic zone of the heat pipe as a function of time for different thermal powers. The continuous lines are the experimental data and the dotted lines the results of the CFD simulation.

The temperature obtained from simulations are similar to experimental tests. The biggest difference is found in the time needed to reach the stationary state. This is because the thermal inertia of the simulated material is lower than the real heat pipe. This difference is increased at higher temperatures. The heat losses to the ambient that take place in the real experimental tests justify this fact.

It is also observed that, at small thermal powers, the simulation achieves higher temperature values. The best result is found in the evaporator and the most pronounced error is seen in the condenser temperatures. In the tests, the condenser temperature is assumed to be the same of the water flowing through the exchanger, that is measured with thermocouples. These measurements are more unstable than those obtained in the rest of the tube. Reason why the temperature is not homogeneous in time. The differences between the experimental values and those obtained in the simulation have been represented in Figure IV.21 on page 196.

3. SIMULATION OF SOLAR PANELS

The validation of the PV/T panel designs has been complemented with CFD simulation of several prototype designs and the photovoltaic panel used as a reference. This study includes a complete 3D panel models for all designs without

SUMMARY

thermal storage, whereas prototypes with PCM thermal storage have been simulated in 2D. This simplification had to be done according to the computational resources available. In order to get a complete analysis, some of the designs have been simulated in both 3D and 2D, being able to complete the global study. The objective of the simulations is to analyse the performance of the different panels in the same operation conditions.

The characteristics of the main photovoltaic panel and the thermophysical properties of materials have been maintained in all simulations. In particular, the common parameters in all tests are:

- Dimensions of the photovoltaic module: The dimensions are the same as those of the photovoltaic module used for the manufacture of the prototype: $540\text{ mm} \times 1194\text{ mm}$.
- Thermophysical properties: aluminium, photovoltaic panel, copper pipe, isolations, etc.
- Solar incident energy on the photovoltaic panel: 1000 W/m^2 .
- Flow of water in the thermal collector: 2 l/min .
- Water has been considered incompressible with constant thermophysical at $25\text{ }^\circ\text{C}$ ($c_p, k, \rho, \mu\dots$).
- Convection and radiation heat loss model.
- Ambient temperature of 25°C .
- Realizable $K - \epsilon$ turbulent model for water flow. Enhanced Wall Treatment Boundary layer
- The same pipe sections and separation between them.
- The time step in the transitional study is set to one second.

Due to the complex physics of some thermodynamic processes that take place inside the panel, some simplified models have been programmed, which are detailed and justified in this chapter:

- Exterior panel convection model.
- Solar radiation absorption model.
- Thermal conductivity of the air in the isolation air layer.
- Material of virtual cells layers.
- PCM thermophysical properties.

All these models have been programmed externally through user-defined functions (UDF) in Ansys Fluent, as is defined below.

Solar energy varies throughout the day due to the change of sun position with respect to the panel front surface. Only a small fraction of this radiation is converted into electricity by the photovoltaic cells, while the rest is transformed into heat that produce a modification in the temperature of the module. This heat is dissipated to the environment through convection and thermal radiation.

All cases analysed have kept a constant incident radiation intensity equal to $G = 1000 \text{ W/m}^2$. This is the value set by IEC 61215: 2016 condition for the STC test of photovoltaic panels. Keeping the value of the radiation constant, considerably reduces the time and the necessary computing capacity requirements, since it can be simulated in stationary state. This hypothesis is valid in those designs in which there is no energy accumulation in the PCM. In these cases, it is important to also analyse the transient to be able to study the phase change process. However, the same value of solar radiation incident on the panel is still maintained in these studies.

The proposed energy model is defined in equation (S.13), which corresponds with the global energy balance of the panel.

$$G \cdot A_{pv} = \dot{Q}_{heat} + \dot{W}_{elec} + G_{refl} \cdot A_{pv} \quad (\text{S.13}),$$

where G is solar radiation (1000 W/m^2 in STC conditions), A_{pv} is the area of the panel, \dot{Q}_{heat} is the heat exchanged with the environment (W); \dot{W}_{elec} is the electrical energy generated (W) and G_{refl} is the radiation reflected by the front panel glass (W). To simplify the calculation, this last term has been neglected ($G_{refl} = 0$), because it is constant in all the simulations.

The electricity generated is calculated with the photovoltaic efficiency, according to the expression (S.14) where the electrical energy is dependent on the working temperature of the photovoltaic cell:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{elec} &= G \cdot \eta_{PV} \cdot A_{pv} \cdot \left(1 + \frac{\gamma}{100} \cdot [T_{PV} - 25^\circ\text{C}]\right) \\ \dot{W}_{elec} &= P_{PV} \cdot \left(1 + \frac{\gamma}{100} \cdot [T_{PV} - 25^\circ\text{C}]\right) \end{aligned} \quad (\text{S.14})$$

In this expression η_{PV} is the efficiency of the panel in STC conditions, γ is the thermal power coefficient of the panel ($^\circ\text{C}^{-1}$) and T_{PV} is the temperature of the panel in ($^\circ\text{C}$).

The thermal energy exchanged by the panel with the ambient, \dot{q}_{heat} , considers the heat removed by the fluid circulating through the thermal collector in addition to the losses from convection and radiation to the environment.

$$\dot{q}_{heat} = \dot{q}_{convection} + \dot{q}_{radiation} + \dot{q}_{fluid} \quad (S.15)$$

In this work, the model proposed by Chenlo has been selected [159]. The equivalent thermal circuit proposed in the work is the one shown in Figure IV.22 on page 201.

$$h_{global}^3 = h_{natural}^3 + h_{forced}^3 \quad (S.16)$$

The author proposes different expressions for each sides of the photovoltaic panel, resulting in the expressions described below.

- Front surface

$$h_{natural} = 1.68 \cdot (T_p - T_\infty)^{1/3} \quad (S.17)$$

$$h_{forced} = 2.8 + 3.0 \cdot U_{wind} \quad (S.18)$$

- Back surface

$$h_{natural} = 1.56 \cdot [(T_p - T_\infty) \cdot \sin \varnothing] \quad (S.19)$$

$$h_{forced} = 0.75 \cdot (2.8 + 3.0 \cdot U_{wind}) \quad (S.20)$$

In these expressions, T_p and T_∞ are the panel and air temperatures respectively (K), U_{wind} is the wind speed (m/s) and \varnothing is the panel inclination with respect to the horizontal (rad).

The solar radiation crosses the glass and the front encapsulation, up to the photovoltaic cell, producing electricity and increasing its temperature. By conduction, heat is transmitted to both sides of the panel. The software used, does not allow modelling a heat flux between two layers in contact, but a volumetric heat generation in a material between two other layers can be defined. The software incorporates into the simulation, a volume of virtual material where thermal energy is generated per volume unit. To perform the calculation, it is necessary to know the value of the generated thermal power (W/m^3) and the thickness of the layer, since it takes the area from the defined geometry.

In the case of the photovoltaic panel, this virtual layer is defined from the thickness and thermophysical properties of Si-monocrystalline. This approach is considered adequate since, the thickness is very small, $0.25 \sim 0.4 \text{ mm}$, and the thermal conductivity very high compared to the rest of the materials that form the photovoltaic panel.

The model for the calculation of the volumetric generation of heat (W/m^3) has been programmed according to the expression (S.21). In it, the generation of electrical energy is subtracted from the fixed value of solar radiation, which depends on the temperature of the photovoltaic cell.

$$\dot{q}_{vol} = \left(G_{sun} - \frac{P_{pv}}{A_{PV}} \cdot \left(1 + \frac{\gamma}{100} \cdot (T_{pv} - T_{ref}) \right) \right) \cdot \frac{1}{e_{Si}} \quad (S.21)$$

Here, G_{sun} is the solar radiation that has been set at $1000 W/m^2$, P_{pv} is the nominal electrical power of the panel under STC conditions ($100 W$), A_{PV} is the area of the photovoltaic panel (m^2), $\gamma = -0.35\%/^{\circ}C$ for the selected photovoltaic panel, $T_{pv} - T_{ref}$ is the temperature difference of the photovoltaic cell with respect to the reference marked by the STC nominal conditions ($T_{ref} = 25^{\circ}C$) and e_{Si} is the thickness of the photovoltaic cell ($0.4 mm$).

Although an individual study of each panel layers is possible, their thickness is very small, requiring meshes with many elements. Therefore, it was grouped the layers of the frontal encapsulation into a single layer and, in another, the back-side encapsulation.

The properties of the materials of these layers have been calculated according to the expressions (IV.27), (IV.28) and (IV.29) on page 207, where in addition, their thickness corresponds to the sum of the layers that are integrated.

To reduce the number of mesh elements, Fluent implements a function that allows defining virtual layers, where it is calculated the heat conduction in all directions. This model is only applicable to solid materials, since only heat transfer by conduction is calculated. Both, the isolation and the outer layer, have been defined with this methodology. The parameters needed for this calculation are the thickness and thermophysical properties of the material.

The phase change model for the PCM implemented in Fluent is based on enthalpy-porosity. This model assumes a finite temperature range of phase change, generating a "soft" region (mushy region) where the liquid fraction, β , varies between $\beta = 0$, solid, and $\beta = 1$, liquid. This parameter represents the fraction of the cell volume that is in a liquid phase. The liquid fraction is calculated in each iteration using an enthalpy balance.

The thermophysical properties of PCM, lauric acid, were defined according to the expressions (S.22), (S.23), (S.24) and (S.25),

$$\rho = 1007 + \frac{\frac{41.32282}{\left(1 + \left(1 - \frac{T}{743.43}\right)^{0.23447}\right)} - 1007}{1 + \exp\left(\frac{-10}{\Delta T} \cdot (T - 316.65)\right)} \quad (\text{S.22})$$

$$C_p = (1456.04 + 19.08 \cdot T) + \frac{(411.46 - 13.25 \cdot T)}{1 + \exp\left(\frac{-10}{\Delta T} \cdot (T - 316.65)\right)} \quad (\text{S.23})$$

$$\mu = 0.8 + \frac{10\left[\left(-8.6 + \frac{1871.3}{T} + 0.0152 \cdot T - 1.2043 \cdot 10^{-5} \cdot T^2\right) - 3\right] - 0.8}{1 + \exp\left(\frac{-10}{\Delta T} \cdot (T - 316.65)\right)} \quad (\text{S.24})$$

$$k = (1.84 - 0.0046 \cdot T) + \frac{(-1.61 - 4.4 \cdot 10^{-3} \cdot T)}{1 + \exp\left(\frac{-10}{\Delta T} \cdot (T - 316.65)\right)} \quad (\text{S.25})$$

Additionally, Fluent needs the definition of the sensitive enthalpy of lauric acid, which is the integral of the specific heat, whose expression for $\Delta T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ is (S.26)

$$h = h_{ref} - 5914 + 1887 \cdot T + 2.782 \cdot T^2 - (-5914 + 1887 \cdot T_{ref} + 2.782 \cdot T_{ref}^2) \quad (\text{S.26})$$

where $h_{ref} = -3636170 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$, T_{ref} is the reference temperature corresponding to the enthalpy under the reference conditions (298.15 K).

The isolation of the front side has been carried out by an air layer enclosed between the glass of the photovoltaic panel and an additional front glass. The air has a low thermal conductivity, so that it can be considered as a good thermal isolator.

In the air, heat is transferred by conduction, radiation and natural convection. The calculation of heat transfer by natural convection involves a mesh with small elements, in order to have enough resolution of the velocity profiles in the area near the walls. In addition, the resolution of the conservation equation of the momentum in the fluid is complex, being computational expensive.

To study the isolation produced by the air chamber, a simple model has been implemented, where the air is defined as a solid and its thermal conductivity is calculated with respect to the geometry, surface temperatures that enclose the air and air temperature dependence properties. This value is calculated according to the expression (S.27).

$$k_{efec} = k \cdot Nu \quad (S.27)$$

where k is the air conductivity (W/mK). The Nusselt number (Nu) is calculated using the experimental expression (IV.43) proposed by Hollands et al [162]. It can be used for cases with an inclination angle lower than 70° and with $H/L \geq 12$.

$$Nu = 1 + 1.44 \cdot \left[1 - \frac{1708}{Ra_L \cdot \cos \theta} \right]^+ \cdot \left(1 - \frac{1708 \cdot (\sin(1.8 \cdot \theta))^{1.6}}{Ra_L \cdot \cos \theta} \right) + \left[\frac{(Ra_L \cdot \cos \theta)^{\frac{1}{3}}}{18} - 1 \right]^+ \quad (0.28),$$

where θ is the inclination angle of the panel and Ra_L is the Rayleigh number.

The properties of the air have been defined from the values calculated as real gas for the temperature range of $5 - 150^\circ C$ obtaining the following expressions:

$$\rho = 2.03369 - 2.88334 \cdot 10^{-3} \cdot T \quad (S.29)$$

$$c_p = 1033.1 - 0.214207 \cdot T + 4.17023 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 \quad (S.30)$$

$$k = 5.30631 \cdot 10^{-3} + 7.03926 \cdot 10^{-5} \cdot T \quad (S.31)$$

$$\mu = 5.09021 \cdot 10^{-6} + 4.49337 \cdot 10^{-8} \cdot T \quad (S.32)$$

$$\beta = 5.783 \cdot 10^{-3} - 8.21823 \cdot 10^{-6} \cdot T \quad (S.33)$$

The study includes five different 3D simulations in steady state:

- Photovoltaic panel,
- Hybrid solar panel,
 - o Coil collector with circular section,
 - o Coil collector with semi-circular section,
 - o Grid collector with circular section,
 - o Grid collector with semi-circular section,

and nine cases in 2D, considering both stationary and transitory analysis.

- Photovoltaic panel,
- Photovoltaic panel with 10 mm PCM,
- Photovoltaic panel with 20 mm PCM,
- Photovoltaic panel with 35 mm PCM thermally isolated on the back,
- Photovoltaic panel with 35 mm PCM thermally isolated on the back and front,
- PV/T with circular section collector,
- PV/T with semi-circular section collector,

SUMMARY

- PV/T panel with 35 mm PCM thermally isolated on the back,
- PV/T panel with 35 mm PCM thermally isolated on the back and front.

The photovoltaic panel is the reference design in the study, reason why it was study in both 2D and 3D. In order to compare the results with the experimental prototypes, the dimensions and characteristics of the photovoltaic panel used for the prototypes, have been used. The 3D geometry is shown in Figure IV.24 (page 209).

The geometry has been divided into two layers in contact. Heat is generated in the intermediate layer. That is the position of the silicon cells and is transmitted by conduction to both ends of the panel. In this way, the upper layer integrates the front glass and the encapsulant (EVA) while the lower one represents the encapsulant (EVA) and the electrical insulating sheet of Tedlar, as is showed in the following Figure S.60.

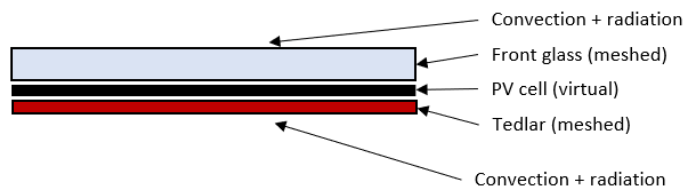


Figure S.60: Simulation model scheme for photovoltaic panels.

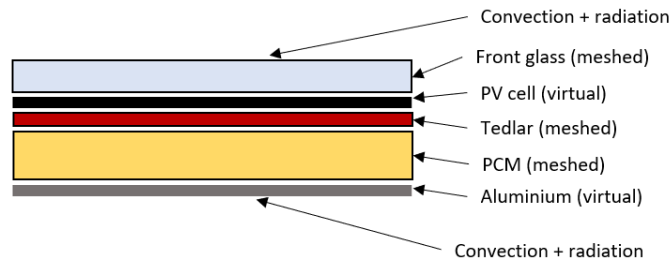


Figure S.61: Simulation model scheme for photovoltaic panels with thermal store by PCM

When the different options for cooling photovoltaic panels were analysed, in section II, the possibility of placing a volume of PCM in contact with the back side of the panel was considered. In order to complete the comparison, and to have the electrical efficiency of the panel, several cases have been modelled, modifying the thickness of the PCM layer, as schemed in Figure S.61.

PCM layers analysed have thicknesses of 10, 20 and 35 mm. In addition, for the case of 35 mm thick, a study of the influence of front isolation has been carried

out. The different layers of the analysed cases are shown in the scheme in Figure S.62.

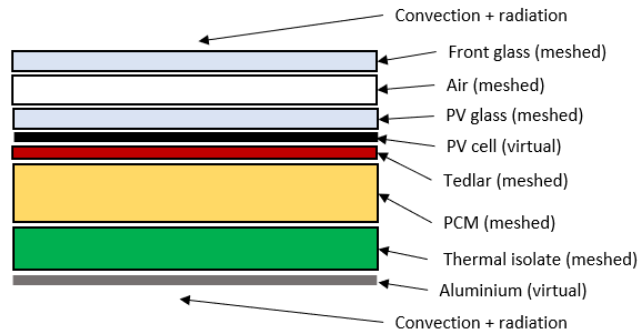


Figure S.62: Simulation model scheme for photovoltaic panels with thermal store by PCM isolated in the front and back side of the panel.

Four types of hybrid solar panels with copper thermal collector have been analysed and compared. The difference between them is the geometry of the thermal collector, coil or grid, and the geometry of the pipe section, circular or semi-circular. Figure IV.28 (page 212) shows the 3D design of the PV/T panel with coil collector, while Figure IV.29 (page 212) shows that of the grid type.

The copper collector is defined by a 1 mm thick sheet with the same dimensions of the photovoltaic panel. The geometries of the pipe sections are shown in Figure IV.30 on page 213.

In order to obtain accuracy results, the turbulent model selected in these cases is Realizable $K - \epsilon$, where an Enhanced Wall Treatment boundary layer model has been activated. This model implies a value of $Y^+ \sim 1$ in the viscous layer, although even with values of $Y^+ < 5$, the results can also be considered correct. In the study it was decided to create a mesh with $Y^+ \sim 1$. This can be checked in Figure IV.31 (page 214), where the Y^+ values are represented for both geometries.

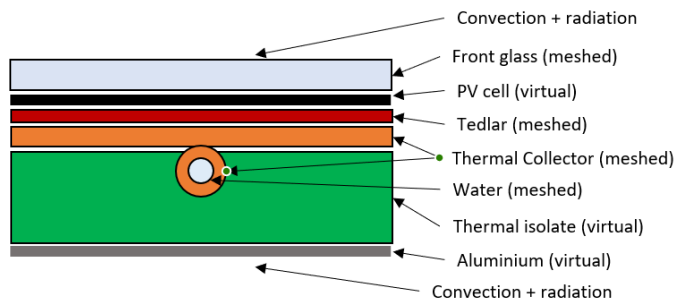


Figure S.63: Simulation model scheme for PV/T panel.

SUMMARY

PV/T panels must be thermally isolated throughout their contour. This isolation material was defined as virtual, as is schemed in Figure S.63

The last two cases analysed are the PV/T panels with PCM. Starting from the model described above, the difference lies in the volume of PCM and that the copper pipe is separated from the photovoltaic panel. The thickness of PCM is 35 mm, the separation between pipes is 75 mm and separation between the pipe and the panel is 10 mm.

In this case, a process of heat transmission at constant surface temperature is modelled, where the internal pipe temperature has been defined constant. The scheme of the analysed system is shown in Figure S.64.

Also, in this geometry, the results obtained have been analysed considering the front isolation of the panel by air layer, in addition to the 19 mm K-Flex isolation placed on the rear face.

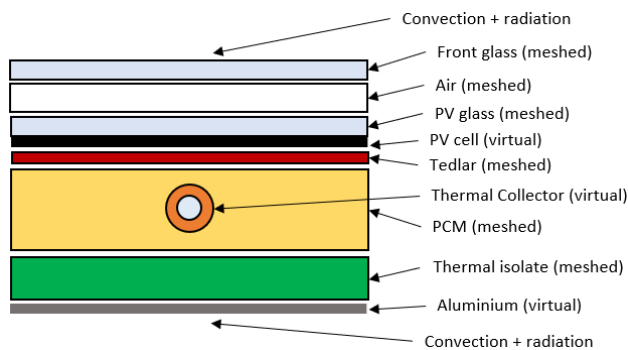


Figure S.64: Simulation model scheme for PV/T+PCM panels

SECTION V: RESULTS

One of the most important aspects in any research work is the analysis of the results obtained during tests, experiments, and simulations. Based on this task, it is possible to extract some conclusions from the study and validate the starting hypotheses and the problem statement.

This section shows a critical analysis of all the results obtained from the simulations and experimental test of the prototypes of PV/T panels. Experimental data will allow to validate and calibrate the simulations of the PV/T panels performed. As described in Section IV, simulations have been set based on the available computational resources. All models for systems without PCM have been simulated in 3D. The phase change model has a large computational cost, making its 3D simulation unfeasible. Whereas, designs that have PCM have been made in 2D, additionally to the models without PCM, which allows comparison between the results obtained in both 2D and 3D simulations.

This result section has been divided in two parts. The first one includes all CFD simulation results, 2D and 3D, while the other part analyse the experimental results from the prototypes.

1. CFD SIMULATION RESULTS

2D simulations have a lower computational cost, which has allowed to analyse different solar panel designs where the PCM layer thickness and isolation configuration have been modified, among other parameters. Both 2D simulation results in transient and stationary state have been analysed for each design. While the transitory provides information about the evolution of the temperatures, and therefore its photovoltaic efficiency during its operation, the simulations in steady state allow to know the temperature values when the system reaches its stationary conditions.

SUMMARY

In all simulations, the average temperature values of each contour surface of the panel have been obtained, in addition to the intermediate surface, where the photovoltaic cells are arranged. It should be remembered that this last temperature is the one used as a reference for the calculation of the photovoltaic efficiency of the device. Also, the dissipated heat towards the environment, thermal collector and the PCM have been calculated. This study allows assessing how heat is transferred in the different panels. This information will be useful to optimize the cooling and, therefore, the photovoltaic efficiency. Finally, in the designs that have PCM, the value of the liquid fraction has been calculated. This parameter defines the liquid volume fraction.

The values obtained in the simulations of the photovoltaic panel have been used as a reference for all designs analysed. This panel has a nominal output of 100 W when its cells are at 25 °C with a solar radiation of $1000 \text{ W}/\text{m}^2$. These values give an estimation of the nominal photovoltaic efficiency of the module of 15.5%. The steady state is reached after 30 minutes of constant solar radiation, and the results obtained at that time for the different operating parameters are included in Table S.5:

Table S.5: Simulation results of the photovoltaic panel.

	Average	minimum	Maximum
PV temperature	65.57 °C	61.21 °C	65.69 °C
	Power		Efficiency
Electricity	80.12 W		12.43 %
Heat dissipated	564.64 W		87.57 %
Solar energy	644.76 W		-

The temperature distribution of the panel is homogeneous once the steady state is reached, being slightly lower in the area close to the perimeter of the panel. One of the limitations of 2D simulation is the inability to analyse the geometry in the dimension perpendicular to the 2D plane. The temperature contour of the photovoltaic panel in the steady state is shown in Figure S.65.

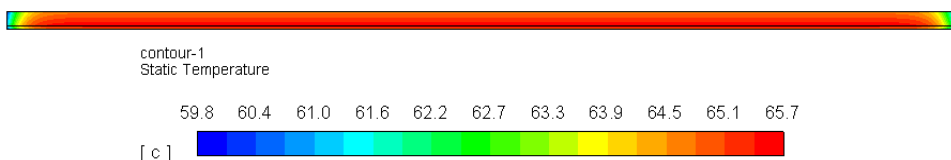


Figure S.65: Temperature distribution in the photovoltaic panel when the steady state is reached. (axis Y: x5)

A scale factor of 5 is applied to the Y axis (thickness) in all the cases represented. Although the X axis is represented horizontally in all the figures, all simulations were defined with an inclination of 40° , that is the optimal inclination for the panels in the testing plant in Astudillo.

The temperature of the photovoltaic panel, 65.57°C , would result in an electrical generation efficiency of 12.43%. The heat dissipation towards the environment is 564.64 W , distributed ally between the front and rear surface, with 296 W and 268.65 W respectively. This asymmetry is because of the difference convection model used on the front and back side of the panel.

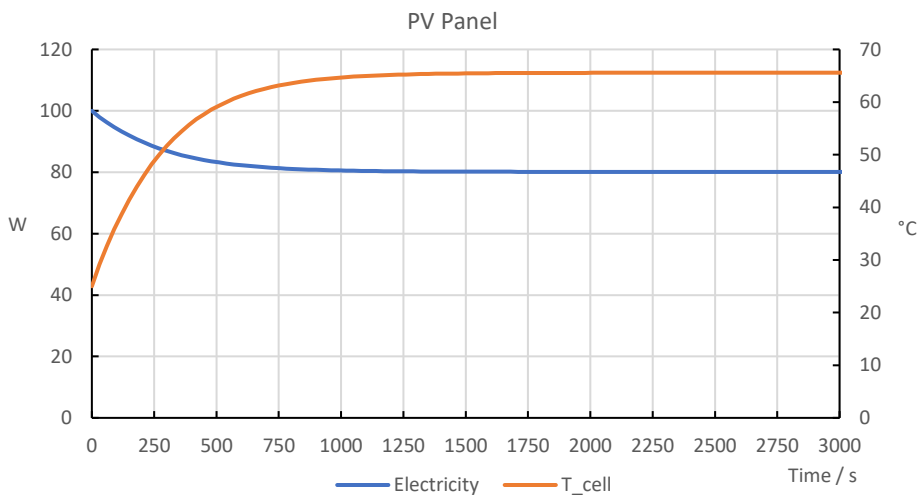


Figure S.66: Evolution of the electricity power and temperature of the photovoltaic panel.

The amount of energy generated in the panel is calculated using the integral of the electrical power curve of the panel in Figure S.66, so that, during the first hour of operation, 82.39 Wh are generated, and once it is reached the steady state this value it is reduced to 80.12 Wh .

The first modification to the photovoltaic panel was made by the attachment of a volume of PCM in the back side of the panel. The function of the PCM is to increase the thermal inertia of the panel and to reduce the operating temperature of the system. Two thicknesses of PCM, 10 and 20 mm have been compared, which results for the steady are shown in Table S.6.

Small differences in the working temperature of both photovoltaic cases analysed panel were obtained, being slightly lower for the higher thickness of PCM. Due to

SUMMARY

the absence of isolation in the panel, all the heat is dissipated into the environment once the thermal equilibrium state has been reached.

Table S.6: Results of the PV + PCM panel in steady state.

PV+PCM 10mm			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	69.11°C	50.81°C	78.18°C
Power		Efficiency	
Electricity	78.39 W		12.16 %
Heat dissipated	566.11 W		87.80 %
Solar energy	644.76 W		-
Liquid fraction		99.786 %	
PV + PCM 20mm			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	68.97°C	50.59°C	77.45°C
Power		Efficiency	
Electricity	78.45 W		12.17 %
Heat dissipated	566.08 W		87.80 %
Solar energy	644.76 W		-
Liquid Fraction		99.437 %	

In these designs, there is not a homogeneous temperature distribution in the photovoltaic panel, showing differences greater than 25 °C for the two thicknesses considered. This is due to the temperature gradient inside the PCM because of the inclination, as shown in Figure S.67.

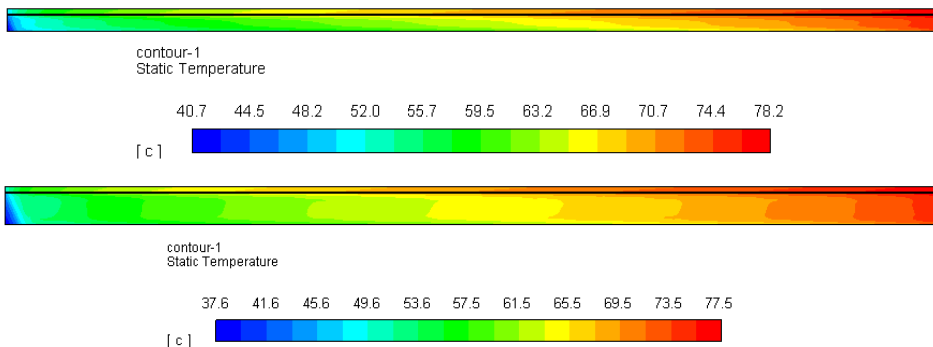


Figure S.67: Panel temperature distribution PV + PCM. (axis Y: x2)

The presence of internal convective flows in the liquid zone of the PCM produce a high thermal stratification. These internal flows, which velocity profile is shown in Figure S.68, increase the heat transfer coefficient inside the liquid part of the PCM.

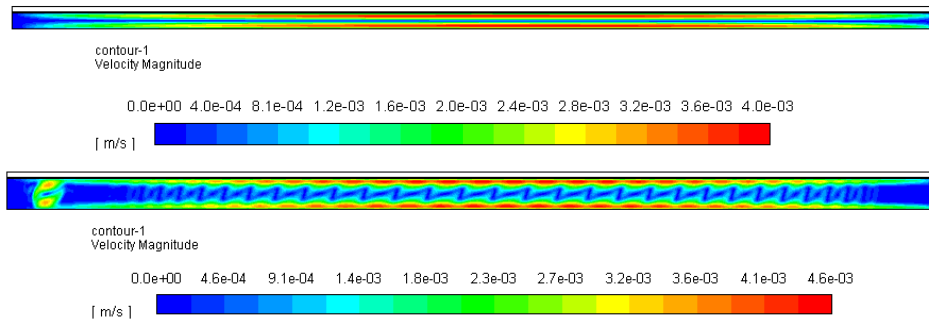


Figure S.68: Velocity profile in the PCM for PV+PCM case (axis Y: x2)

In both cases, an upward flow is generated in the area close to the photovoltaic panel, where are reached higher temperatures, whereas a downward flow is produced in the outer zone. This phenomenon causes the PCM to overheat in the upper area of the panel (right area of the figures). A possible solution to this problem could be the use of encapsulated PCM, which would limit the macroscopic convective flows. At least, the design should include compartmentalization surfaces for the PCM, which will limit the displacement of the fluid between the upper and lower area of the panel.

Also, in this case, the transient study values have been recorded, which are shown in Figure S.69 and Figure S.70. In both figures the same time interval has been represented.

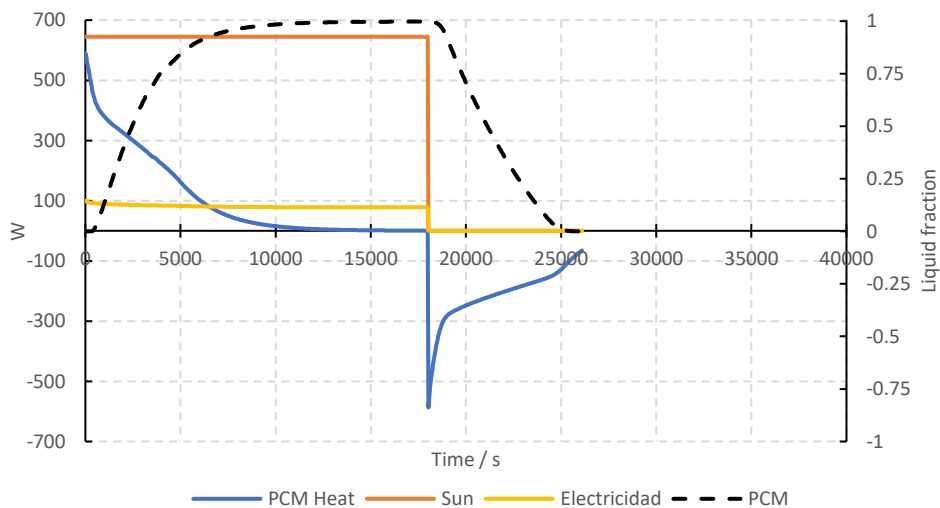


Figure S.69: Transient study of the thermal-electrical powers and the liquid fraction of the PCM for the PV + PCM panel with a thickness of 10 mm.

SUMMARY

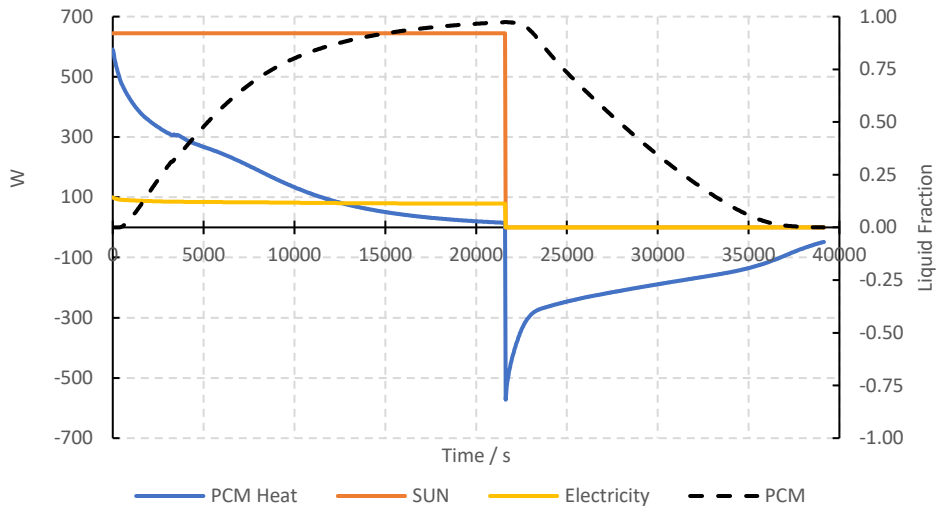


Figure S.70: Transient study of the thermal-electrical powers and the liquid fraction of the PCM for the PV + PCM panel with a thickness of 20 mm.

As can be seen, the time to reach the stationary state is longer when the PCM thickness is higher. The greater volume of PCM in the panel with a thickness of 20 mm makes the panel to operate at a lower temperature for a longer period of time, needing about 5 hours to reach the steady state while, the panel with 10 mm of PCM, needs only 3 hours, as can be seen in Figure S.71. In both cases, the two panels would be able to melt the entire volume of PCM in less time than a daily sunshine duration.

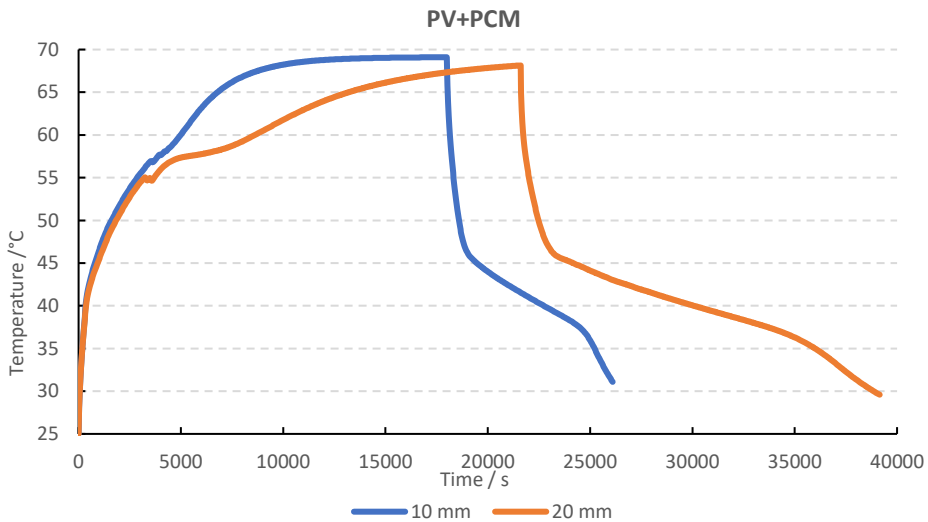


Figure S.71: Temperature evolution of PV+PCM panels with different thicknesses of PCM

When the temperature of the photovoltaic panel is analysed, it is observed that the panel with the highest amount of PCM has always a lower temperature and, therefore, a higher efficiency. The electrical energy generated during the first 5 hours of operation, for the panel with 10 mm thickness of PCM, is 407.2 *Wh* while is 416.4 *Wh* for the panel with a thickness of 20mm.

It may seem, the greater the volume of PCM on the panel is, the greater the electrical efficiency is obtained. However, the cost of the material and the longer time necessary for the cooling of the system must also be considered. It may be the case that the night is shorter than the time necessary to solidify the material. This phenomenon would be wronged by the low thermal conductivity of the chosen material.

In all the simulations lauric acid has been used as a phase change material, whose melting point is 43.6 °C. Nevertheless, some authors [98], [100], [103] suggest using PCM with phase change temperatures below 35 °C.

The incorporation of isolation in the PV+PCM panel was also analysed. The objective was to verify the effectiveness of the isolation systems used in the prototypes. In this case, the volume of PCM is 35 mm thick, which will be the thickness of PCM used in the next simulated PV/T panel. The back side of the panel is isolate by 19 mm K-Flex layer, while the front side is isolated by air layer enclosed between two glasses.

The results of the study are shown in Table S.7, where it can be seen that the steady state values for the completely isolated panel are not possible in reality. The temperature, in the fully isolated panel, was estimated above 260 °C, being impossible to be reached since the materials do not withstand such a high temperature. It is also observed how the photovoltaic model has exceeded the range, estimating that the generation of electricity is negative with a negative efficiency. Physically, it is impossible for a photovoltaic panel to generate heat by consuming electricity. On the other hand, the case with only back side isolation shows results of a working temperature of the panel of 92.1°C reaching an efficiency of 10.41%. This is the most unfavourable case so far, but it must be remembered that it is a steady simulation. Therefore, the time required to reach these values must be analysed in a transient study.

Isolating the panel also helps to melt the entire PCM, since in the previous designs it was not possible to melt a small portion located at the bottom of the PCM volume.

SUMMARY

Table S.7 Results of the PV+PCM panel in steady state for different isolations

PV+PCM 35mm + Back isolation			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	92.13	90.58	92.39
	Power	Efficiency	
Electricity	67.11 W	10.41%	
Heat dissipated	577.66 W	89.59%	
Solar energy	644.76 W	-	
Liquid fraction	100 %		
PV + PCM 20mm + full isolation			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	266.06°C	262.31°C	269.91°C
	Power	Efficiency	
Electricity	-18.12 W	-2.81%	
Heat dissipated	662.88 W	102.81%	
Solar energy	644.76 W	-	
Liquid Fraction	100 %		

The temperature uniformity of the photovoltaic panel is, in this case, uniform since not stratification of temperatures is generated in the PCM. The temperature distribution of the panel, in case it is only back isolated, is shown in Figure S.72.

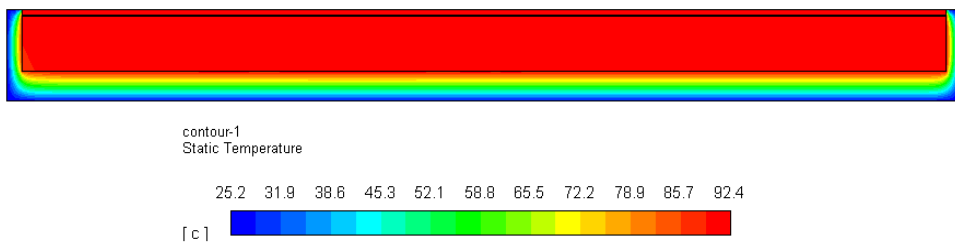


Figure S.72: Temperature distribution in the PV+PCM panel with back isolation. (Axis Y: x2)

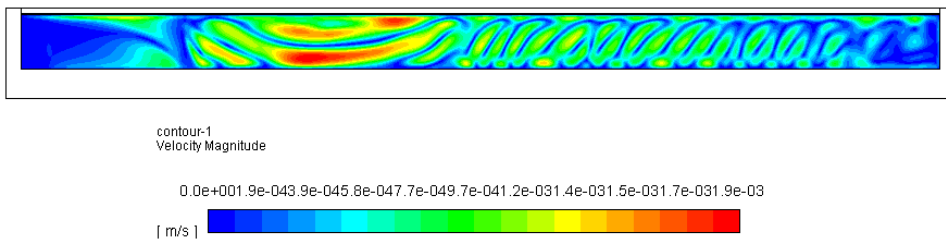


Figure S.73: Velocity profile in the PV+PCM panel with back isolation. (Axis Y: x2)

In the PCM velocity profile of Figure S.73, there are no high upward flow. The isolation prevents from a high temperature difference being generated in the PCM. In this design, the existing flows have a horizontal direction, so that the heat is distributed across the width of the panel, achieving great thermal homogeneity.

The values obtained from the transient studies of both panels are represented in the Figure S.74 and Figure S.75.

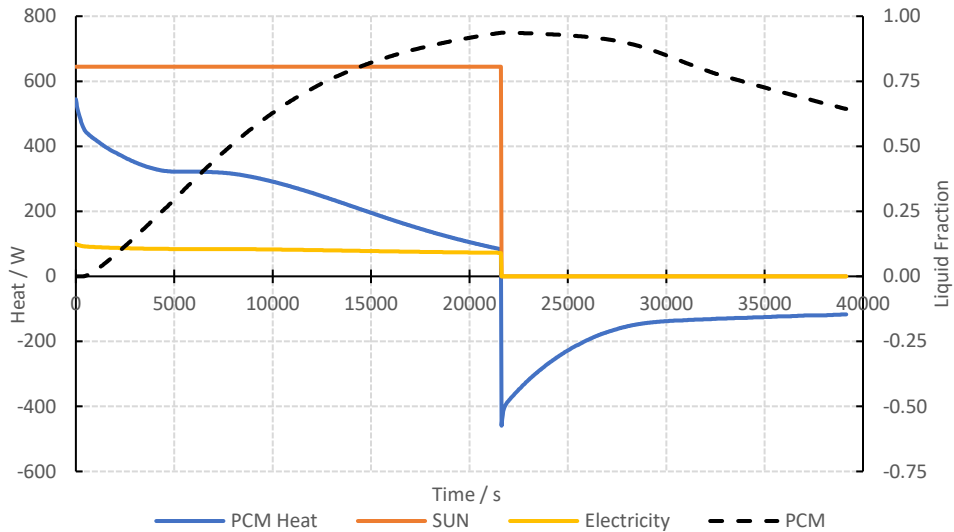


Figure S.74: Transient study of the thermal-electrical powers and the liquid fraction of the PCM for the PV+PCM panel with a 35 mm thickness isolated at the bottom.

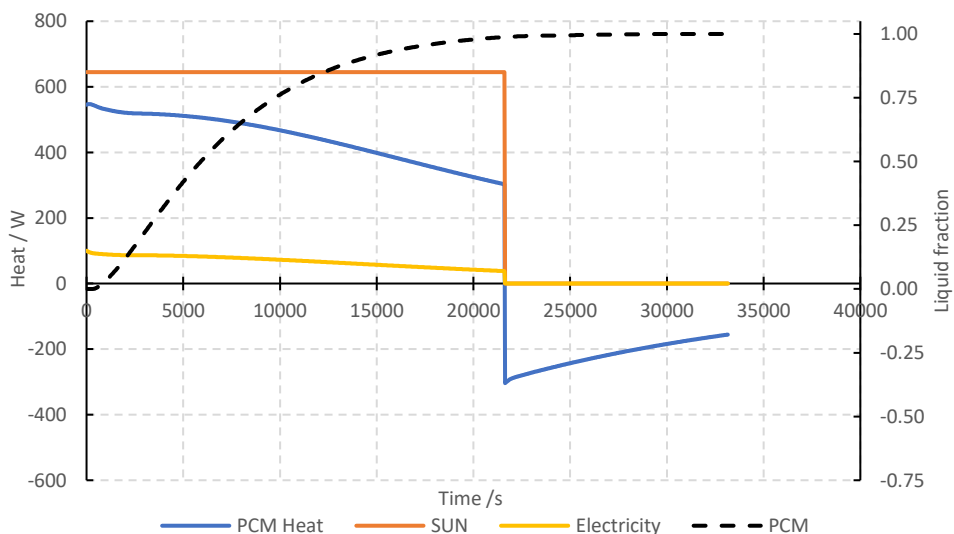


Figure S.75: Transient study of the thermal-electrical powers and the liquid fraction of the PCM for the fully isolated PV+PCM 35 mm panel.

SUMMARY

Both studies have been carried out with a heating duration of 6 hours, obtaining almost complete melt of the PCM. The un-melted volume is shown in Figure S.76. Although the steady state has not been reached, the system was close to thermal stabilization. The greater isolation of the completely isolated panel allows to reduce the energy that dissipates to the ambient, achieving faster heating of the PCM. It is also observed how the amount of heat, that is stored in the PCM, is higher in the completely isolated system. This is why the system reaches much higher temperature values, being able to put in risk the integrity of some components.

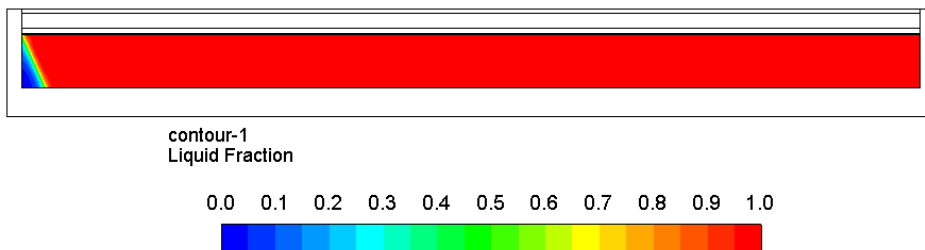


Figure S.76: Liquid fraction of the PCM after 6 hours of heating in a PV+PCM panel fully isolated. (Axis y: x2).

The front isolation is a good system to maintain the heat of the PCM, but it is negative from the electrical point of view. Figure S.76 shows the temperature values of the photovoltaic panel for the operation first 6 hours. The temperature of both systems is similar during the first 90 minutes. From that moment on, the temperature of the PCM increases considerably. In the system without front isolation, temperatures and, therefore, its electrical efficiency is maintained in suitable ranges.

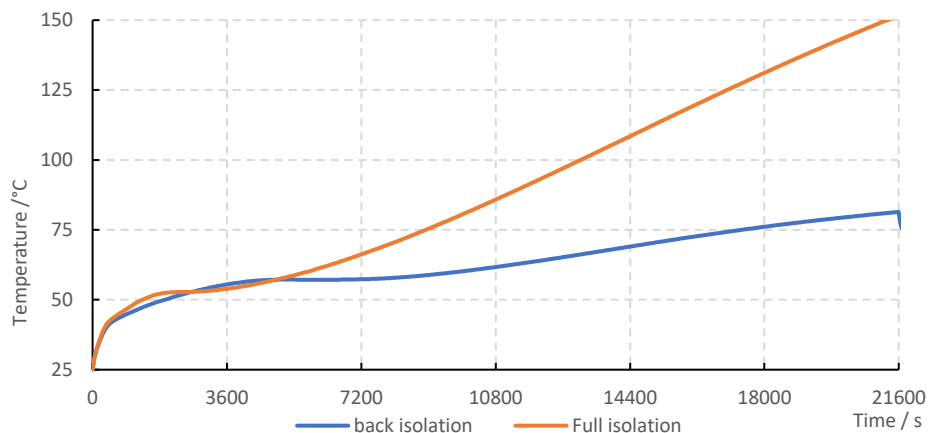


Figure S.77: Working temperature of the PV+PCM panel during the heating process.

Table S.8 shows the estimated energy results for each configuration. During the first hour of operation, both systems have a similar efficiency, generating the same amount of electricity and storing the same amount of heat in the PCM. It is from the second hour when the differences are higher, due to the overheating of the PCM in the case of the completely isolated system. During the entire period of the 6 hours of insolation of the panels, the difference in electricity generated is considerable, being 80 Wh greater in the case of only back isolation. This is practically the energy generated for one hour by the panel. However, the difference with the heat stored in the PCM is much higher. When the panel is completely isolated, heat losses to the ambient are reduced by more than 70%.

Table S.8 Summary of the results of the electrical and thermal energy obtained in the simulation of the isolated PV+PCM panels

	Back Isolation	Full Isolation
1st hour	$E_{elect} = 89.48 \text{ Wh}$	$E_{elect} = 88.99 \text{ Wh}$
	$Q_{PCM} = 400.37 \text{ Wh}$	$Q_{PCM} = 530.88 \text{ Wh}$
2nd hour	$E_{elect} = 85.03 \text{ Wh}$	$E_{elect} = 83.88 \text{ Wh}$
	$Q_{PCM} = 326.41 \text{ Wh}$	$Q_{PCM} = 512.42 \text{ Wh}$
6 hours	$E_{elect} = 487.53 \text{ Wh}$	$E_{elect} = 408.23 \text{ Wh}$
	$Q_{PCM} = 1551.32 \text{ Wh}$	$Q_{PCM} = 2657.53 \text{ Wh}$

In conclusion, the front isolation is very effective when it is wanted to limit heat losses to the surroundings, but the volume of PCM to be placed must be increased, so that, the temperature of the panel, does not increase up to dangerous values. Overheating can be mitigated in hybrid solar panels thanks to the incorporation of a thermal collector that can remove heat from the PCM, avoiding reaching such extreme temperatures in the system.

One of the limitations in the 2D simulation of PV/T panels is the impossibility of defining a water flow, that should flow perpendicular to the simulation plane. In this simulation, it was defined the constant pipe surface temperature. This simplification is valid when the fluid temperature increment is small, as observed in the simulations of these panels done in 3D.

The results of PV/T panels geometries with two different collector sections, circular and semi-circular, are analysed. Table S.9 includes the results obtained in the steady-state study for the two situations presented. The temperature differences are very small between both types of collectors. There are slight variations in the working temperature of the photovoltaic panel, less than 5 °C.

SUMMARY

The highest difference is located at the perimeter of the panel, since it is the furthest point from the collector pipe, as can be seen in Figure S.77.

Table S.9 Results obtained in the simulation of PV/T panels with heat extraction, with different collector sections

PV/T circular			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	28.75 °C	27.66 °C	32.89 °C
	Power	Efficiency	
Electricity	98.16 W	15.22 %	
Heat dissipated	19.58 W	3.04 %	
Water	527.02 W	81.74 %	
Solar energy	644.76 W	-	
PV/T semi-circular			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	28.45 °C	27.47 °C	32.40 °C
	Power	Efficiency	
Electricity	98.31 W	15.25 %	
Heat dissipated	17.82 W	2.76 %	
Water	528.64 W	81.20 %	
Solar energy	644.76 W	-	

Another aspect of these panels is their high electrical performance, being close to the nominal. However, this value is overestimated in this simulation due to the calculation model applied, where a constant temperature of 25°C has been assumed in the water. A larger study has not been carried out because these panels have been simulated in 3D obtaining values closer to reality.

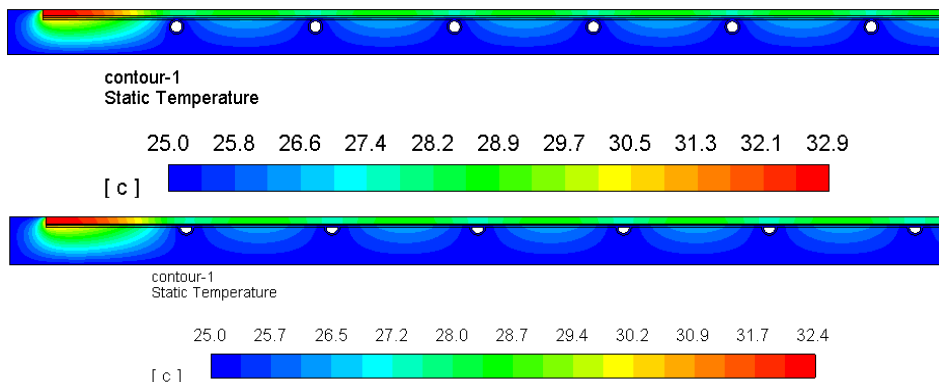


Figure S.78: Temperature profiles in the PV/T panel with fluid heat extraction for different thermal collector geometries. Upper: circular collector; bottom: semi-circular collector.

The heat dissipated to the ambient is low, less than 20 W. Almost all is through the front surface of the photovoltaic panel. This low value obtained is mainly because of the small temperature gradient between the panel and the ambient 25 °C.

The simulation in transitory regime allows to determine the time needed to reach the stationary state. The Figure S.79 and Figure S.80 show the values of the electrical and thermal powers obtained. The time required for the values to stabilize is less than 15 minutes, lower than in the photovoltaic panel.

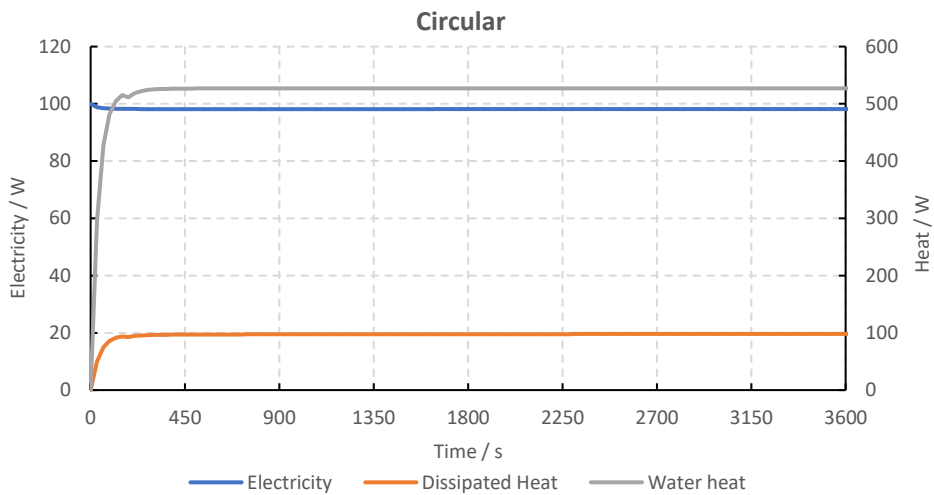


Figure S.79: Transient results of the thermal (Q) and electrical (W) powers of the PV/T panel with heat extraction by circular collector.

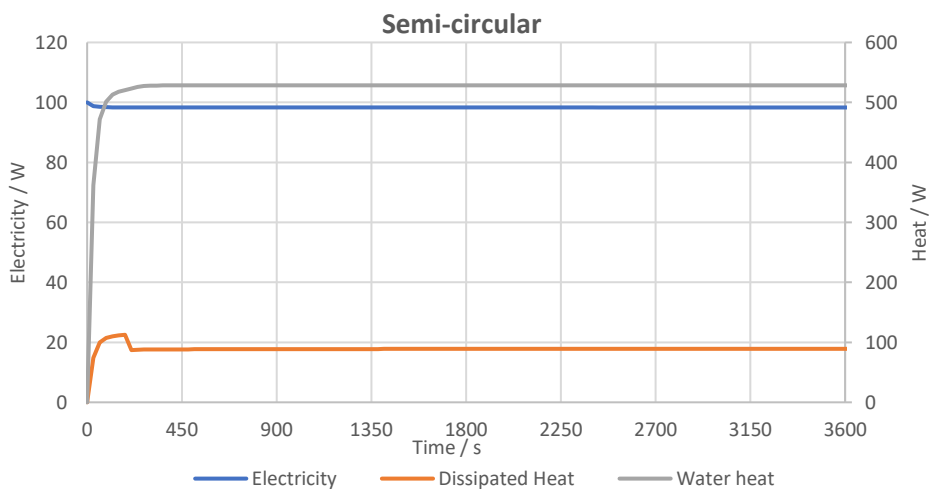


Figure S.80: Transient results of the thermal (Q) and electrical (W) powers of the PV/T panel with heat extraction by semi-circular collector.

SUMMARY

The last simulations done in 2D are the PV/T hybrid panel with 35 mm of PCM and circular copper collector. This study consists in the simulation of a heating process with energy storage in the PCM for 5 hours and its subsequent cooling, removing heat from the PCM by the embedded copper collector. The results obtained for the two types of thermal isolation of the panel are shown in Table S.10.

Table S.10: Results PV/T+PCM panels with thermal collector under thermal demand

PV/T + PCM back isolation			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	58.66 °C	48.91 °C	71.39 °C
	Power	Efficiency	
Electricity	83.50 W	12.95 %	
Heat dissipated	253.00 W	39.24 %	
Water	346.68 W	53.77 %	
Solar energy	644.76 W	-	
PV/T + PCM full isolation			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	64.37 °C	48.08 °C	124.58 °C
	Power	Efficiency	
Electricity	80.71 W	12.52 %	
Heat dissipated	57.66 W	8.94 %	
Water	543.52 W	84.30 %	
Solar energy	644.76 W	-	

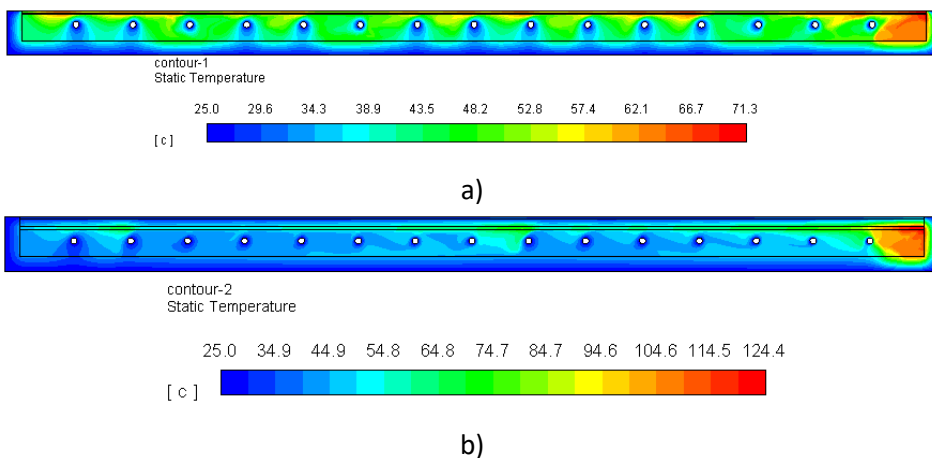


Figure S.81: Temperature distribution in the PV/T + PCM panel with a) rear isolation; b) complete

It is seen in Figure S.81 that the different isolation in the two cases analysed modifies the temperature distribution in the panel. In the panel with only back isolation, on the surface of the panel is observed a hot area and with a homogeneous distribution of temperatures in the PCM, but the temperatures obtained are lower than the case of the completely isolated panel, in which the temperatures are much higher and more homogeneous except in the upper area, where hot area exceeds 70°C .

The temperature distribution in the photovoltaic panel along the length of the panel has been represented in Figure S.82. The panel without frontal isolation has more homogeneous temperatures and the overheating is lower. In both configurations there are temperature peaks in the positions between the pipes, additionally to colder areas that match the pipe positions.

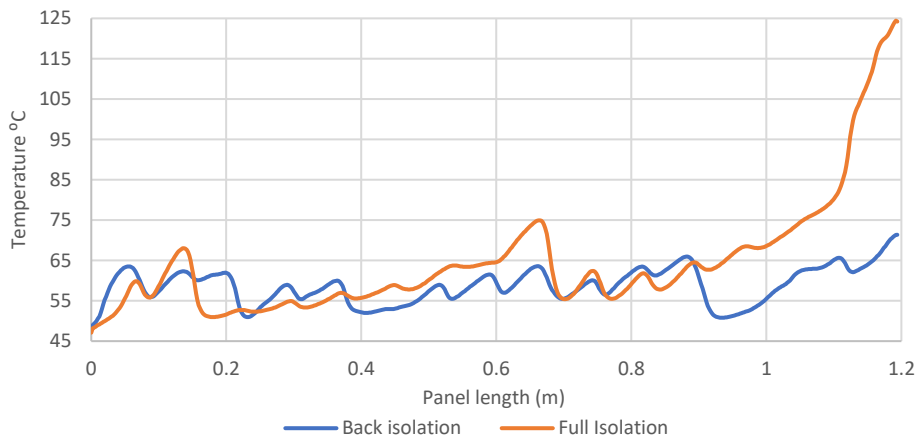


Figure S.82: Temperature distribution in the midplane of the photovoltaic panel.

The two designs show slight differences in electricity generation. The panel with only rear isolation cools better the photovoltaic cells and, therefore, its working temperature is lower. The most significant differences in the operation of both systems, can be found in the thermal energy that can be extracted from the panel. In the fully isolated panel, the heat losses to the ambient are reduced, increasing the overall efficiency of the panel up to 96%, while the thermal efficiency reaches only 67% in the other configuration.

The high thermal efficiency estimated in the simulation is striking, but it should be noted that, in order to obtain these values, several parameters have been simplified in addition to the limitations of the 2D simulations: heat transmission calculation by convection, adjustment of radiation losses, consideration of losses

SUMMARY

due to reflection in the panel, thermal contact resistance and calculation of heat transfer in water. The calculation of heat transmission to water is, perhaps, the aspect that introduces the higher error in these 2D simulations. This aspect is improved when the 3D study is done, since it is possible to consider the actual water flow.

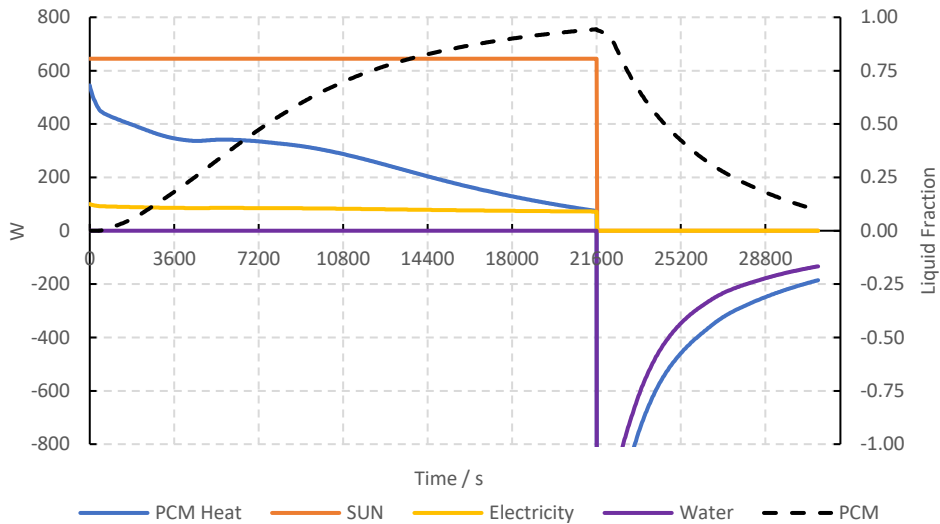


Figure S.83: Transient study of the thermal-electrical powers and the liquid fraction of the PCM of the PV/T + PCM panel 35 mm isolated on the back.

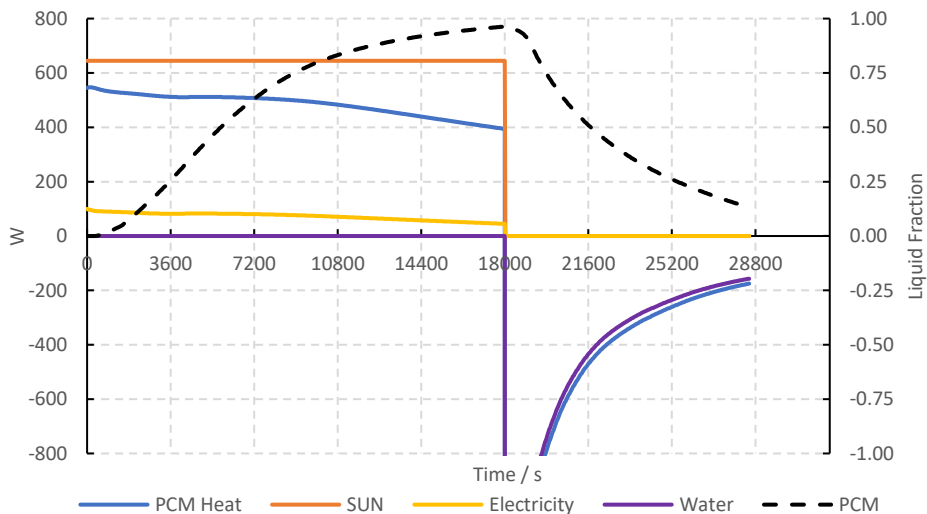


Figure S.84: Transient study of the thermal-electrical powers and the liquid fraction of the PCM of the PV/T + PCM panel 35 mm fully isolated.

Most representative results are obtained from the study in transitory regime. These results for the isolated system only at the back of the pane are shown in the Figure S.83, and in Figure S.84, for the completely isolated system.

When complete isolation is not available, the panel dissipates more heat. This fact implies that the PCM needs more time to completely melt. In this system, one more hour is needed with respect to the case of complete isolation. Both systems have not been simulated with the same duration since once the PCM has melted, this material considerably increases its temperature, reducing the electrical performance. In this way, the time needed to melt the PCM into the completely isolated system is 5 hours, increasing to 6 hours for the system with only back isolation.

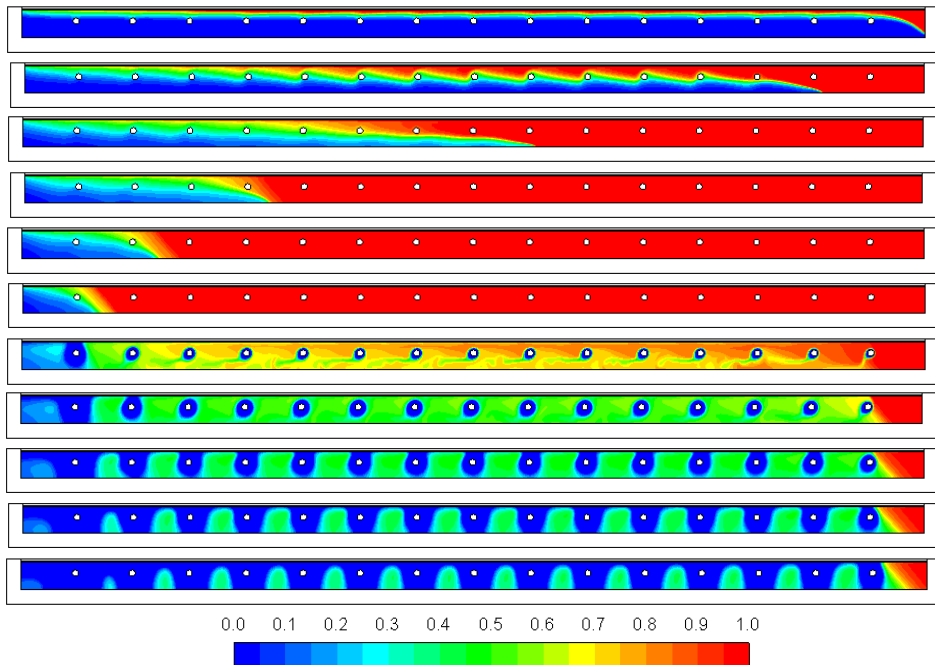


Figure S.85: Liquid fraction of the PV/T panel with PCM and only rear isolation; Heated: a) 60min; b) 120 min; c) 180 min; d) 240min; e) 300 min; f) 360 min; Cooling: g) 390 min; h)420 min; i) 450 min; j) 480 min; k) 510 min.

On the contrary, the cooling process is practically the same in both isolation configurations, with a duration of about 3.5 hours. The completely isolated system stores more energy during the PCM melting process, so that, if we consider that both thermal collectors have the same efficiency because they have the same geometry and the same fluid temperature, the time of cooling should be higher. Although the energy stored in the PCM for completely isolated panel

SUMMARY

is 70% higher, this higher also energy increases the temperature of the PCM to a temperature close to 195 °C compared to 90 °C of the less isolated system. There is then a much higher temperature gradient between the PCM and the water, that increases the heat flux from the PCM to the collector water. Thus, although the duration of PCM cooling is similar in both cases, the collector removes much more heat in the panel with complete isolation.

The PCM melting process can be seen in Figure S.85 for the back isolated panel and in Figure S.86 for the fully isolated panel. For better understanding, the temperature contour in both panels have also been included in Figure S.87 and Figure S.88.

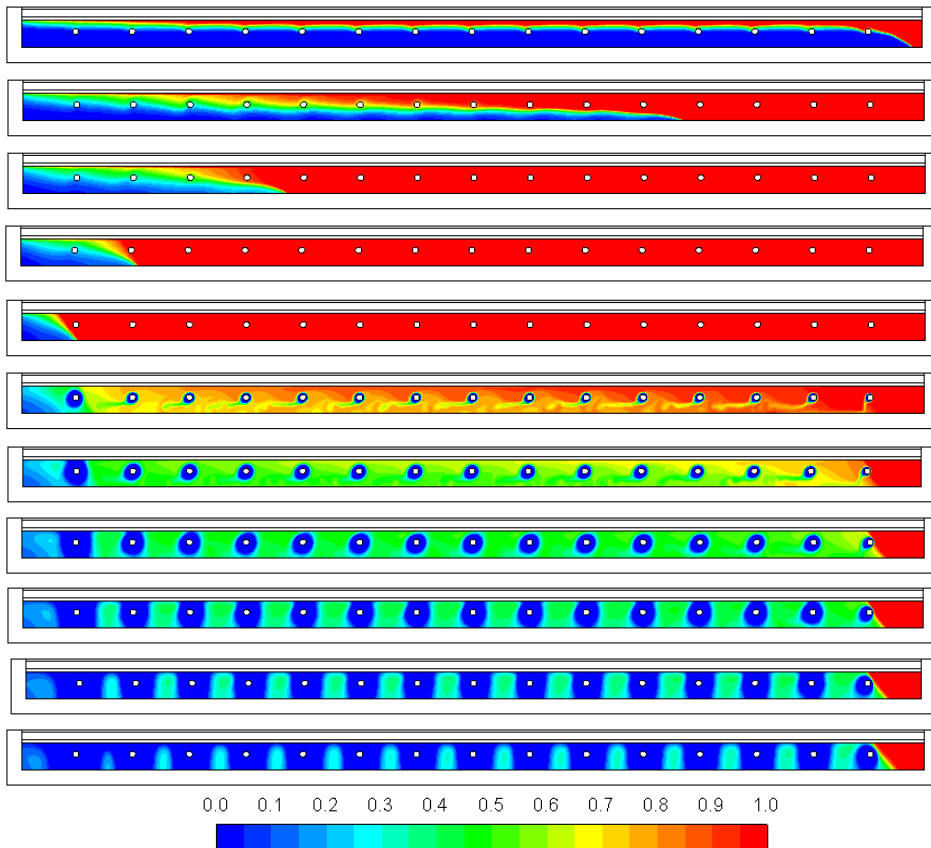


Figure S.86: Liquid fraction of the PV/T panel with PCM and complete isolation; Heated a) 60min; b) 120 min; c) 180 min; d) 240min; e) 300 min; cooled: f) 330 min; g) 360 min; h)390 min; i) 420 min; j) 460 min; k) 490 min.

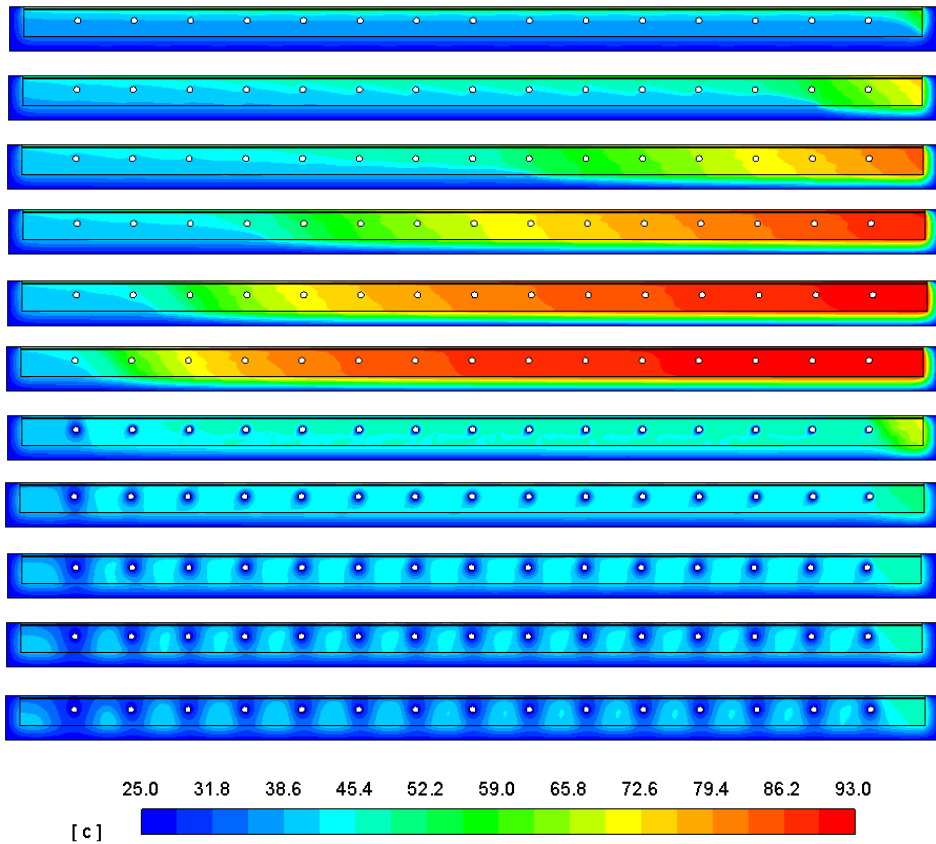


Figure S.87: Temperature distribution of the PV/T panel with PCM and only rear isolation; Heated: a) 60min; b) 120 min; c) 180 min; d) 240min; e) 300 min; f) 360 min; Cooling: g) 390 min; h)420 min; i) 450 min; j) 480 min; k) 510 min.

During the heating process, the type of isolation does not substantially modify the effectiveness of the panel, noting that the fusion process begins on the surface in contact with the photovoltaic panel. Once the PCM starts to melt, convective flows appear in the upper area of the PCM, where it is generated a temperature increase in the upper zone.

Also, in these cases, the encapsulation of the PCM could solve this problem, reducing the displacement of the PCM along the whole length of the panel and making the temperature more uniform over the entire volume of PCM. Another possibility is to place the thermal collector so that the cold fluid enters through the upper zone of the panel, where the temperature of the PCM is higher.

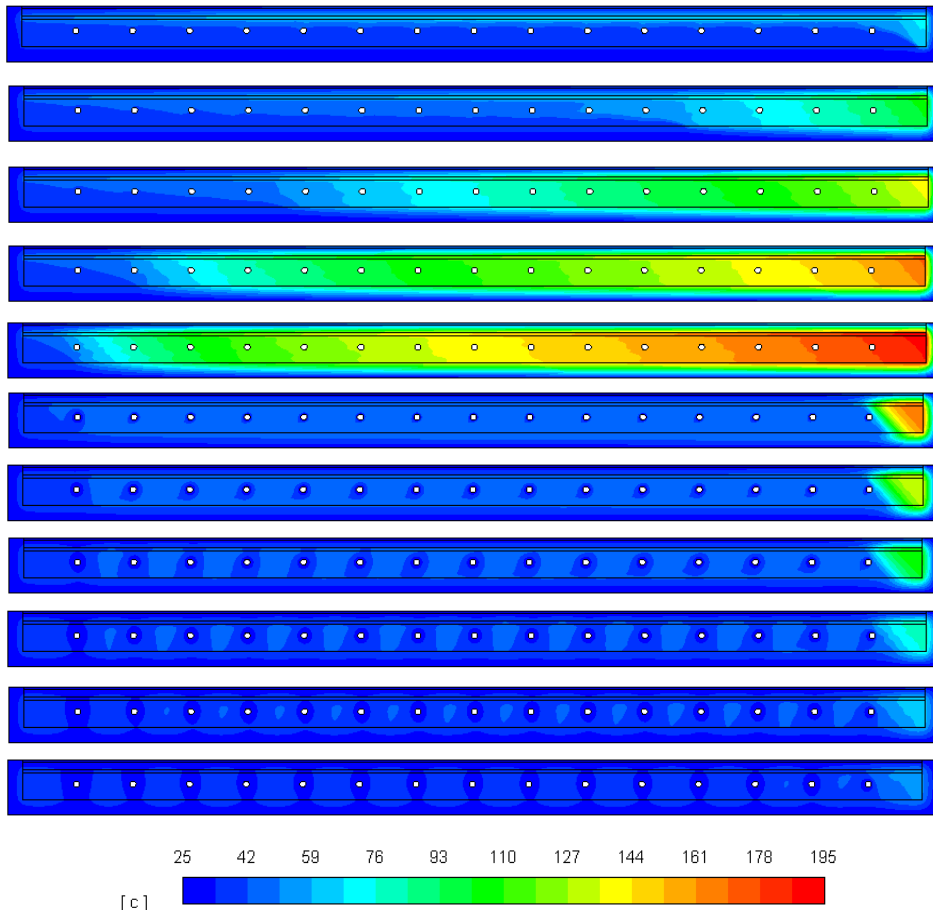


Figure S.88 Temperature distribution of the PV/T panel with PCM and fully isolation; Heated a) 60min; b) 120 min; c) 180 min; d) 240min; e) 300 min; cooled: f) 330 min; g) 360 min; h)390 min; i) 420 min; j) 460 min; k) 490 min.

The second block of simulations has been done in 3D. These simulations allow to analyse the real geometry of the panel, being able to obtain the parameters closest to reality since, among other advantages, it is possible to simulate the water flow in the collector.

So far, it has only been possible to perform 3D simulations of the panels without heat storage using PCM. This is due to the large computational cost of the phase change model. The simulation of PCM requires an analysis in transient regime, where the process of phase change over time is resolved. The melting model is sensitive to the size of the mesh. It is necessary to work with meshes of very small cell size with, so that it can run simulation with step time close to a second.

In the geometries of this work, the necessary mesh size is greater than 6 million of elements. The available computing capacity is enough for the resolution, but the time required is greater than 30 days for the simplest cases. For this reason, it was decided to carry out the 2D pre-study of the panels with PCM, being able to check the operation of some of the proposed improvements and extract the first conclusions.

The first 3D simulated panel is a conventional photovoltaic panel. As in the 2D simulation, the efficiency results will be used as a reference value for the rest of the simulations. The study was carried out on a stationary basis, obtaining the results presented in Table S.11.

Table S.11: Results of the 3D simulation of the photovoltaic panels.

	Average	minimum	Maximum
PV temperature	59.60 °C	52.79 °C	59.97 °C
	Power		Efficiency
Electricity	83.05 W		12.88 %
Heat dissipated	561.71 W		87.12 %
Solar energy	644.76 W		-

As shown in Figure S.89, the temperature in the midplane of the photovoltaic panel is homogeneous except in the perimeter area, where the temperature is slightly lower. The photovoltaic efficiency calculated for the determined temperature is 12.88%.

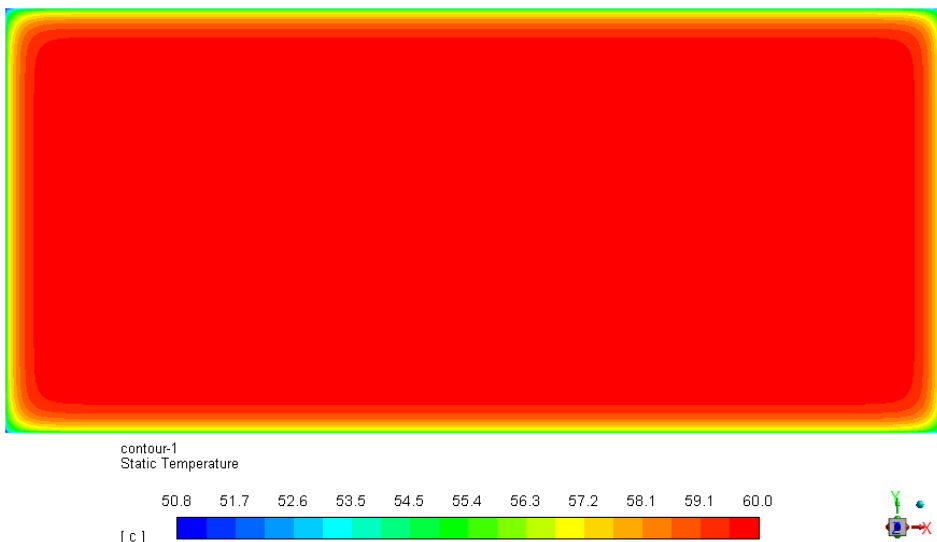


Figure S.89: Temperature profile of the photovoltaic panel.

SUMMARY

The results show that the panel dissipates more than 550 W into the environment in the form of heat at almost 60°C. This is an indicator of the energy potential that hybrid solar collectors have, since 87% of the energy absorbed by the photovoltaic panel is wasted by heating the environment.

The second simulation done in 3D are the PV/T panels with thermal collectors of different geometries. Four collector geometries have been studied (coil with circular and with semi-circular tube and grid with circular and with semi-circular tube). In all cases, the properties of the fluid flowing through the collector (water) have been kept constant. This simplification is correct when the temperature increase in the fluid between the inlet and the outlet is not high, being in this case less than 5 °C. The flow of water circulating throughout the panel is set at 2 l/min with an inlet temperature of 25 °C. With these boundary conditions, the results of Table S.12 and Table S.13 have been obtained.

Table S.12: Results of 3D simulation of PV/T panels with coil collector

PV/T circular coil			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	32.49°C	28.84°C	42.12°C
	Power		Efficiency
Electricity	96.33 W		14.94 %
Heat dissipated	42.85 W		6.65 %
Water	505.43 W		78.39 %
Solar energy	644.76 W		
	Inlet	Outlet	
Water temperature	25°C	28.66°C	
Water Flow	2 l/min		
Pressure drop	30785 Pa		
PV/T half-circular coil			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	32.62°C	29.25°C	41.89°C
	Power		Efficiency
Electricity	96.27 W		14.93%
Heat dissipated	43.88 W		6.81%
Water	504.62 W		78.26%
Solar energy	644.76 W		
	Inlet	Outlet	
Water temperature	25°C	28.65°C	
Water Flow	2 l/min		
Pressure drop	37016 Pa		

Table S.13: Simulation results of PV/T panels with grid collector

PV/T circular grid			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	34.82°C	30.13°C	41.43°C
	Power		Efficiency
Electricity	95.19 W		14.76%
Heat dissipated	58.86 W		9.13%
Water	490.47 W		76.07%
Solar energy	644.76 W		
	Inlet		Outlet
Water temperature	25°C		28.54°C
Water Flow		2 l/min	
Pressure drop		257 Pa	
PV/T half circular grid			
	Average	minimum	Maximum
PV Temperature	33.17°C	27.95°C	36.72°C
	Power		Efficiency
Electricity	96.00 W		14.89%
Heat dissipated	46.87 W		7.27%
Water	501.10 W		77.72%
Solar energy	644.76 W		
	Inlet		Outlet
Water temperature	25°C		28.65°C
Water Flow		2 l/min	
Pressure drop		285 Pa	

Like it was obtained in the simulation of hybrid solar panels in 2D, the differences are really small when analysing the electrical power of the panel. In this way, the highest efficiency is obtained in the panel with the coil collector with circular cross-section, although the difference between the different thermal collectors is less than 1%

The electrical performance is calculated based only on the average temperature of the panel, where the differences very small. It is recommended that the panel has a great uniformity in the temperatures of the panel surface. To analyse this aspect, the temperature profiles for all panels have been represented, showing the results of the different simulations in Figure S.90, Figure S.91, Figure S.92 and Figure S.93.

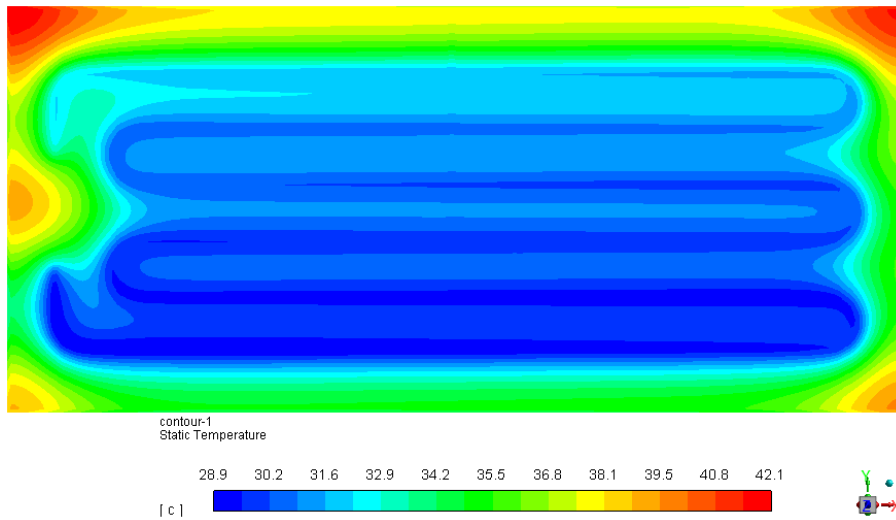


Figure S.90: Temperature profile of the PV/T panel circular coil

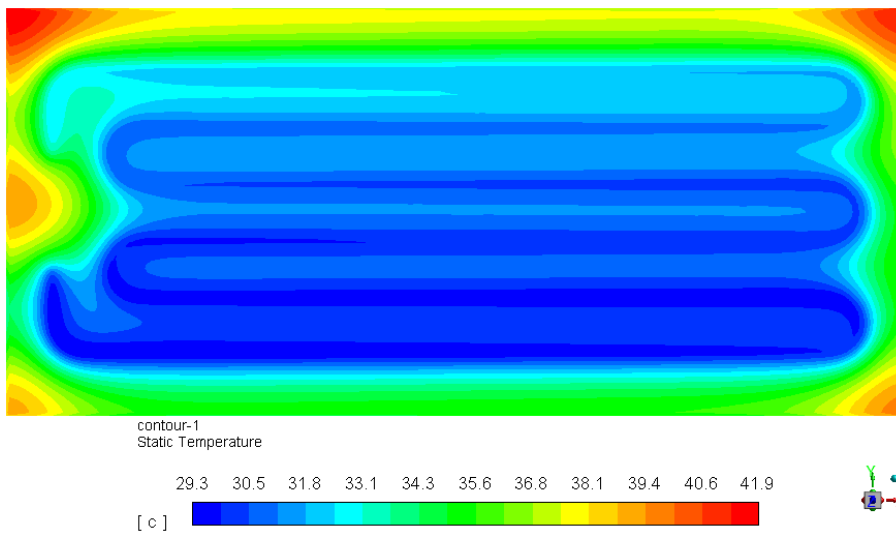


Figure S.91: Temperature profile of the PV/T panel semi-circular coil

The grid collector generates a longitudinally temperature gradient in the panel. In this design, water sweeps the surface in a single direction, incrementing this phenomenon. The differences obtained from the cross-section change is practically negligible, from the point of view of cooling the panel.

The biggest difference in the performance of the systems is in the losses of heat to the environment. The panel in coil with circular section has greater losses. These is because there are areas with a high temperature in the 4 corners of the

panel. The cooling of the surface closer to the perimeter is worse in this type of collector. The higher contact surface of the fluid with the photovoltaic panel in the semi-circular collector, produces a small improvement. Furthermore, the pressure loss in the fluid is higher for the coil collector due to the greater length, estimated in of 70 kPa with smooth tube. On the contrary, in grid collector, the flow is divided in the parallel tubes, reducing the flow and length in each. The pressure loss in grid collector is below 0.3 kPa .

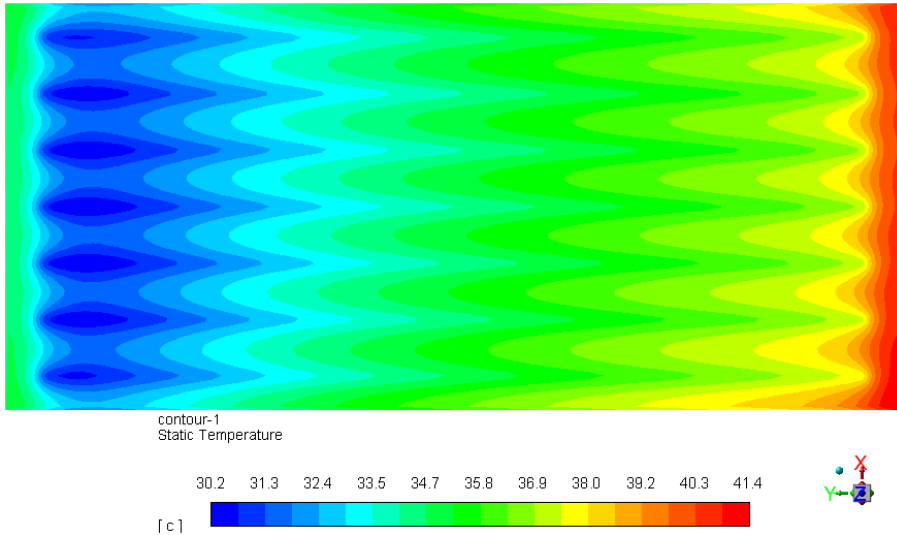


Figure S.92: Temperature profile of the PV/T panel circular grid.

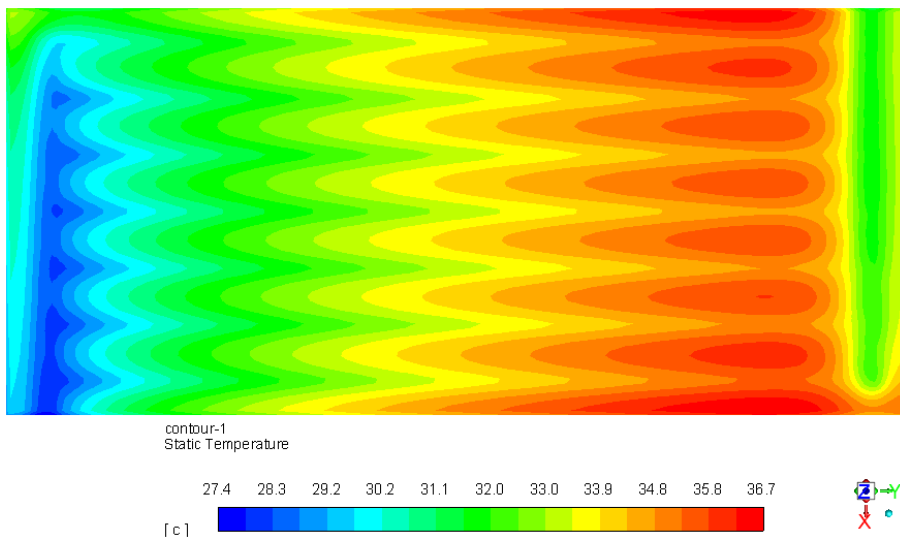


Figure S.93: Temperature profile of the PV/T panel semi-circular grid

SUMMARY

Until now, the results have been analysed individually for each panel. In order to verify the improvements in each design, a comparison between all the simulations is shown below, focusing exclusively on the aspects related to electrical and thermal energy generation.

In the first comparison, the results of the estimated electricity, generated by all the photovoltaic modules, is shown in Figure S.94.

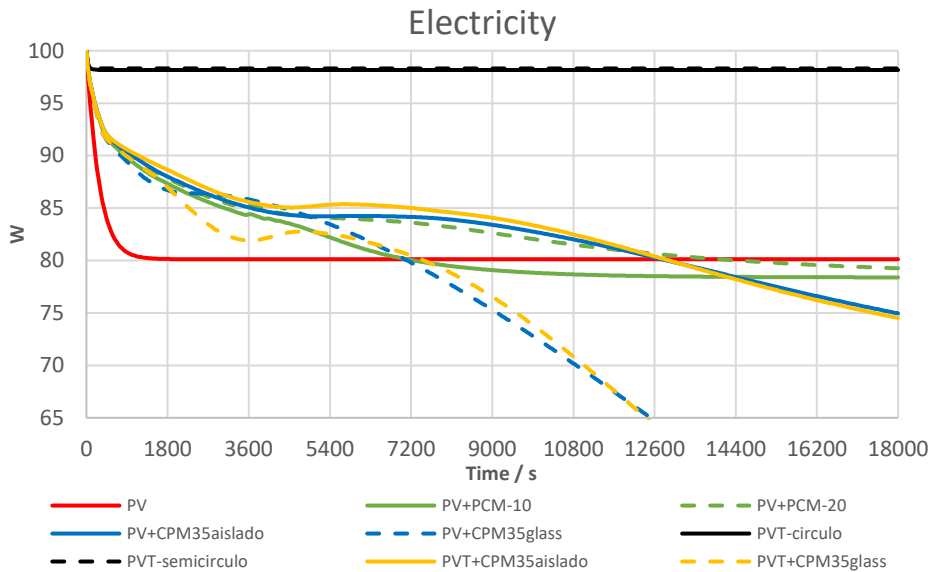


Figure S.94: Electric power generated by the different types of panels.

In the first two hours of operation, all designs show an electrical improvement close to 7% with respect to the reference panel. In the next hour, the panels with PCM fully isolated begin to raise their temperature because a large amount of the PCM is liquid and, therefore, stores the heat in sensible heat, decreasing the electric power generated. The panel with 10 mm thick PCM also matches the electrical efficiency of the photovoltaic panel, but quickly stabilizes slightly lower than the reference photovoltaic panel.

At fourth hour, all panels with PCM show that the overheating of the material significantly affects the electrical efficiency, when only the liquid-cooled PV/T panels keep higher electrical efficiency. Although there is a large difference in the results of hybrid solar panels simulated in 2D with all other simulations, the results of 3D simulation show an electrical power of 95 W, slightly lower than the 2D results.

The thermal production of the panels is analysed through the study of the melting process without water flow. The results are shown in Figure S.95 where the fraction of liquid PCM is represented.

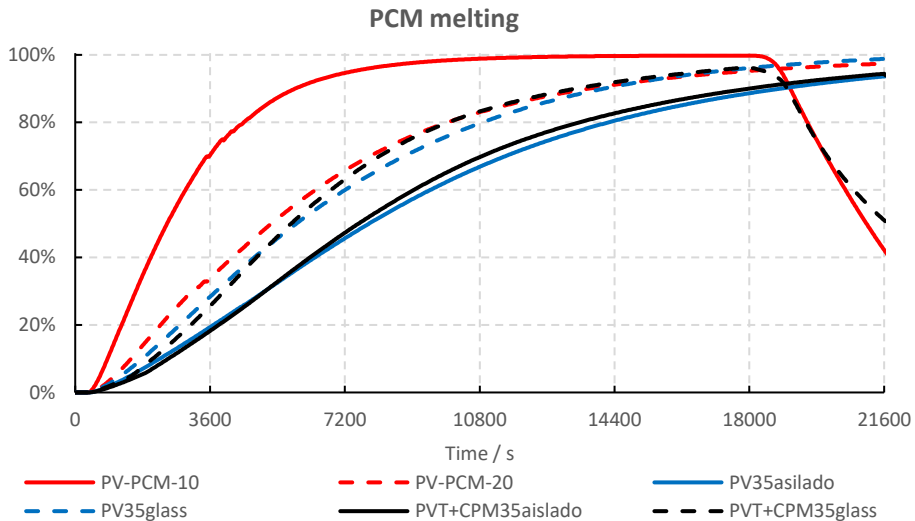


Figure S.95: Comparison of the liquid fraction of the PCM

Three large groups are shown, depending on the thermal isolation of the panel and the amount of PCM inside. Photovoltaic panel with the thickness of 10 mm of PCM form the first group. In this design, the PCM is fully melted in less time. The second group includes panels with complete isolation of the panel and PV+PCM system with a thickness of 20 mm. Despite the greater volume of PCM of the isolated systems, 35 mm versus 20 mm thick, the PCM melts at the same time. This fact shows the reduction of heat dissipated towards the ambient, which allows to melt almost double volume of PCM. Finally, only isolated panels on the back of the panel, which need 60 additional minutes to fully melt.

The thermal power flux in the PCM has been represented in Figure S.96. Because solar radiation has been set the same in all studies, the thermal energy generated in the panel is very similar in all cases. Logically, the losses to the environment are what determine, in the balance, the total energy stored in the PCM.

Systems without isolation, reduce the heat flux to the PCM while the steady state is achieved. Both fully isolated panels show constant flux in the first two hours, slightly decreasing while the temperature increases, so the heat dissipated is higher.

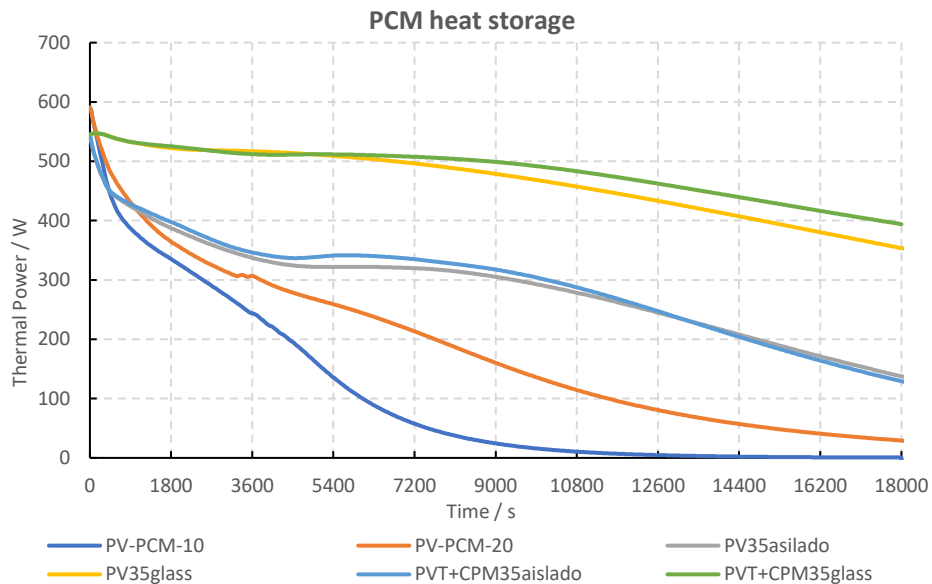


Figure S.96: Comparison of heat flux to the PCM

2. EXPERIMENTAL RESULTS OF THE PV/T PROTOTIPES

In Section II, it was described the four prototypes developed during this doctoral thesis. The manufacture of the prototypes is aimed to check the overall designs performance in real conditions.

The testing installation used allows several panels to be tested simultaneously, so that the data obtained is used to compare the operation of the different prototypes. The panels tested simultaneously are as follows:

- Panel A: Hybrid solar panel with PCM.
- Panel B: Hybrid solar panel with PCM and Heat-Pipes.
- Panel C: Hybrid solar panel with thermal coil collector.
- Panel D: Conventional photovoltaic panel.

Given the complexity in the manufacture of the different modules and their implementation in a sequential way, the simultaneously measurement period of all the panels, was reduced to a few weeks. In addition, these tests were carried out in spring season, when night temperatures drop to a few degrees above 0°C and the days are shorter than in summer months.

Although these aspects partly limit obtaining overall performance conclusions, it is possible to get a first performance analysis.

The operating parameters that are registered in the installation are:

- Surface temperature of the photovoltaic module
- PCM temperature at two depths of the layer, and three points along the panel.
- Front panel temperature
- Solar radiation
- Room temperature
- Wind direction and speed
- Electric current and voltage generated
- Water flow in each panel
- Water inlet and outlet temperature

Whenever possible, in the analysis of complex systems, such as the case of hybrid solar panels with heat storage and heat pipe, it is recommended to start the analysis with stable and controlled conditions. This usually takes place on completely clear days, when solar radiation and temperature do not change abruptly in short periods of time. The objective is to reduce variables that may complicate the study of the parameters measured during the tests. For this reason. During the short period of test, most of the days were cloudy with low levels of radiation and stormy weather. However, there were 3 consecutive days completely cleared in the dates from May 12th to 14th, 2019, which are those selected for the study. Figure S.97 shows the solar radiation on the inclined plane of the panel and the ambient temperature.

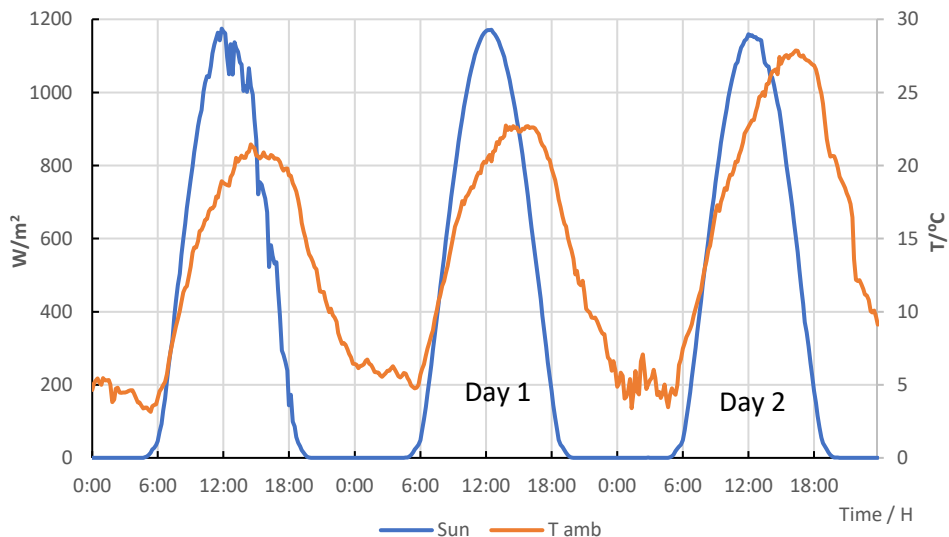


Figure S.97: Solar radiation and temperature of the days analysed.

SUMMARY

Although the results and conclusions are based on the 3-day analysis, only the two last are shown individually in the figures, because there are low temperature conditions and strong air currents in the day 1.

The first aspect analysed is the electricity generated by the panels. This is determined by a measurement circuit connected to each photovoltaic panel individually. Since the electrical characteristics of the photovoltaic panels are the same, all panels should generate the same electricity due to the same radiation conditions and ambient temperature, but in Figure S.98, where it is showed the voltage and current of each panel, there are some electricity differences.

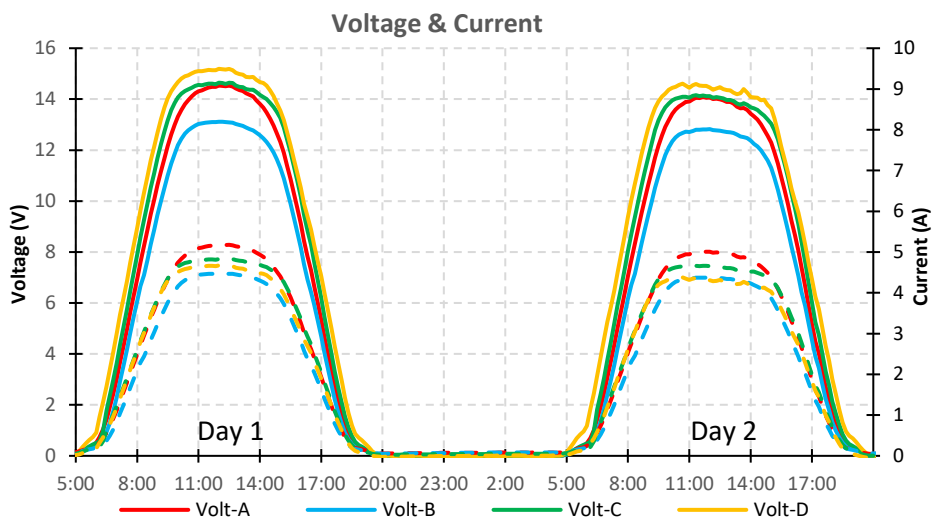


Figure S.98: Voltage and current values for the 4 panels.

The clearest conclusion is that voltage and current are lower in Panel B. Considering that the values of the resistances are equal, the current value will depend exclusively on the voltage. It should also be considered that the panel voltage depends mainly on the temperature of the photovoltaic cell, for fixed solar radiation. Consequently, the higher the temperature of the panel is, the lower the electrical energy is.

To ease the understanding of the results, the daily evolution of the generated electrical power, calculated using the product of current and voltage ($P=V \cdot I$), has been represented in Figure S.99.

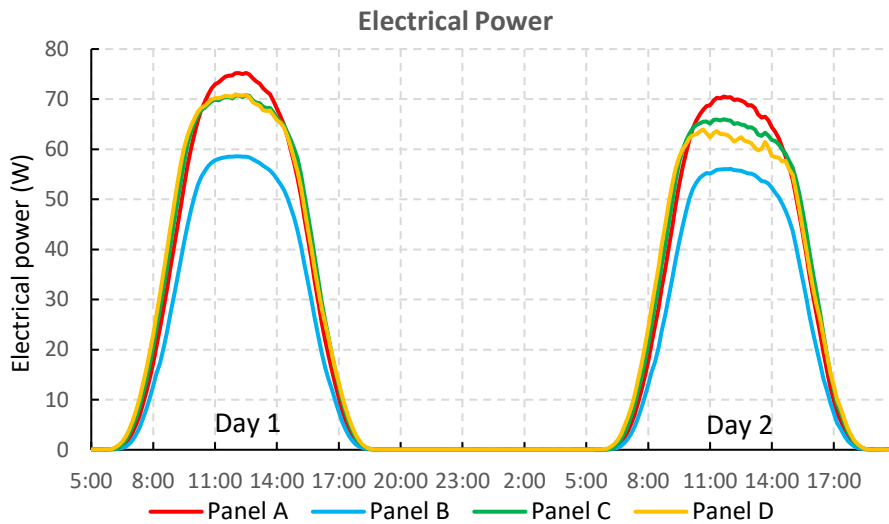


Figure S.99: Electrical power of each panel.

When the results are compared, during both days it is analysed that panel A is the one that obtains the best performance, related to lower working temperature. Whereas, panel B is the one that shows the worst operating during the two days. Panels C and D have similar efficiencies during day 1, day with better ventilation due to the presence of higher air speed, and show small differences on the second day, in which the cooling of the panels due to convection, is lower by the absence of wind. This shows that panel D is more sensitive to air cooling.

The panel B design affects the electrical operation of the panel since the front glass increases the losses due to reflected radiation and the isolation prevents the photovoltaic panel from cooling on the upper side, additionally to the greater thermal energy absorbed for the same volume of PCM, leads to a considerable increase in the working temperature of the photovoltaic module.

These conclusions are reaffirmed when analysing the thermal effectiveness of the panel. The average surface temperature values of the photovoltaic modules have been represented in Figure S.100. In this case, the results for each day studied are represented individually in different plots.

The temperature of panel B is always higher than the other designs, reaching temperature peaks 15 °C higher. However, panel A shows the lowest working temperatures. In this panel, the PCM delays the appearance of the maximum temperature with respect to the maximum of solar radiation. The greater thermal inertia allows reducing and delaying this maximum value.

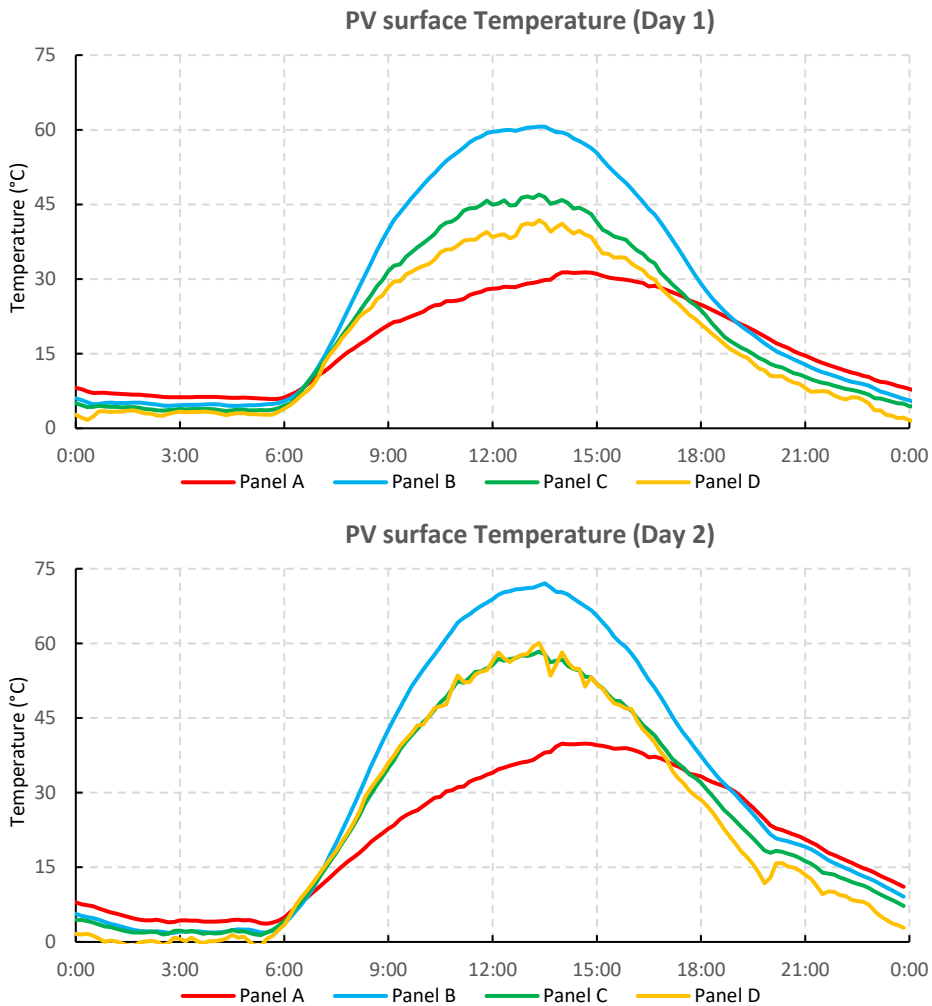


Figure S.100: Average rear surface temperature of the PCM module.

Panels C and D reach similar temperatures when there is no wind (day 2) since panel D heat dissipation is reduced. However, on day 1, the temperature of panel D is lower. In this case, although the heat is removed in the panel C by the thermal collector, it is isolated at the back side, increasing the photovoltaic temperature. The wind reduces the surface temperature since the heat dissipation is greater.

These first tests have been carried out considering a water flow during the central daylight hours, from 11:00 a.m. to 7:00 p.m. They have been done with this configuration to avoid overheating problems in the panels. It will be necessary to perform tests on the panels with PCM where only heat will be recovered during the night hours.

Finally, the values of the PCM temperatures of panels A and B have been represented in Figure S.101 and Figure S.102..

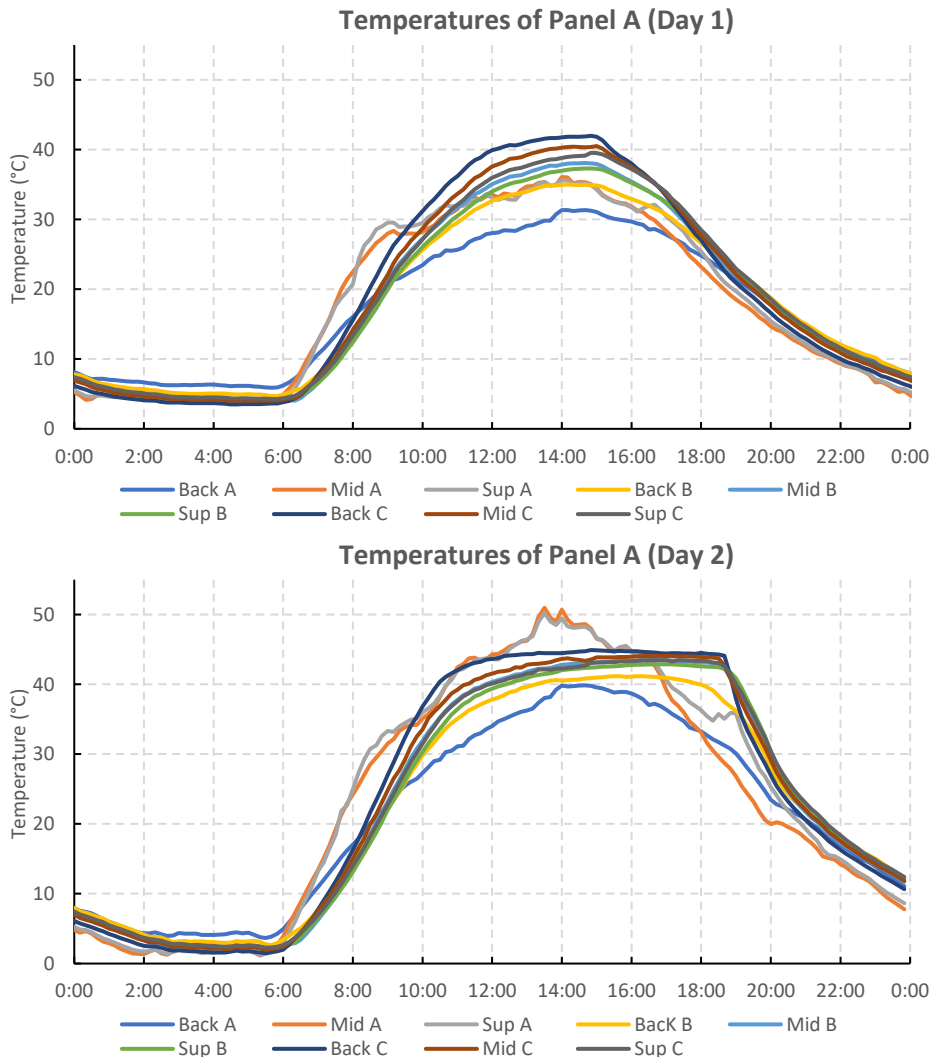


Figure S.101: PCM temperatures for panel A. (Sup: surface; Mid: 10 mm, Back: 20 mm deep)

The surface temperature of panel B increase rapidly from the early hours of the morning. Front isolation reduces heat dissipation to the environment, which are smaller during the morning. It is also noted that the temperature along the rear surface of panel B is not homogeneous. The three thermocouples located in this area (Sup A, sup B and Sup C), registered the maximum temperatures in the upper

SUMMARY

part of the panel and lower in the rear part of the panel, corroborating the results obtained in the CFD simulations.

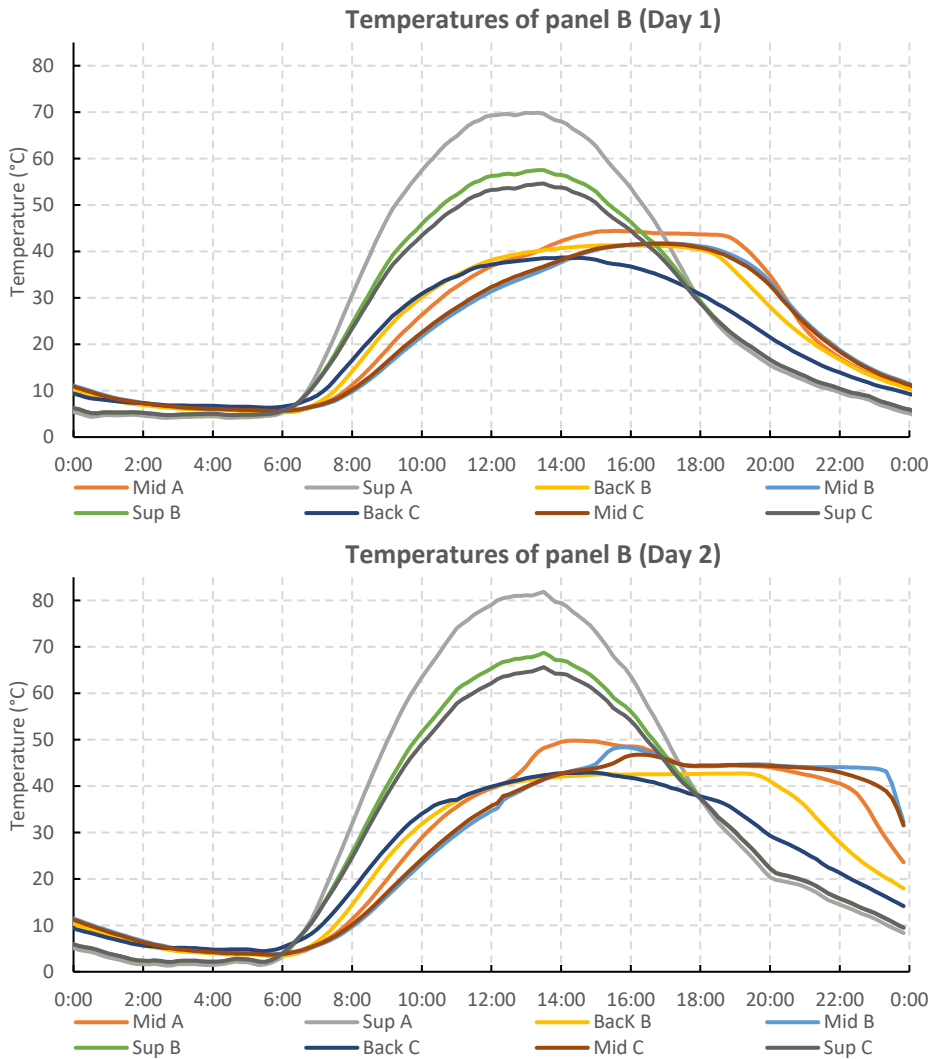


Figure S.102: PCM temperatures for panel B. (Sup: surface; Mid: 10 mm, Back: 20 mm deep)

On the days analysed, the melting temperature of the PCM is reached, shown by the constant temperature zone at $\sim 43.5^{\circ}\text{C}$, which coincides with the temperature of the phase change. It is seen how the PCM keeps the temperature of the phase change on day 2 until practically midnight, at which time the PCM solidifies and reduced the temperature considerably.

When the results are compared with those obtained in panel A, which is the one that does not have heat pipe, it shows the increase in energy that these elements transfer to the PCM. This is also helped by the improvement of the frontal isolation and the greater heat absorption surface. To be able to analyse the efficiency of the heat pipe with better accuracy, thermocouples should be added deeper, so that it is possible to check the phase change process in the rear area of the PCM.

In this case, PCM temperatures remain uniform throughout the volume. Despite this, when the values are analysed at different depths, some differences can be seen in the area close to the photovoltaic cell. Due to the heat removed for a large part of the day (11:00-19:00) and the greater front heat losses, due to the absence of front isolation of the panel, PCM is only melted in areas closer to the photovoltaic cells, on day 1. The results of day 2, suggest that the PCM is melting, since no temperature increase appears, maintaining constant throughout much of the day. The temperatures in panel A are lower than those in panel B, being enough to obtain a hot fluid and increasing electrical efficiency.

In conclusion, the frontal isolation in panel B reduces heat losses, but, on the other hand, causes higher temperatures on the photovoltaic panel that reduce its electrical performance. Furthermore, PCM can be melted earlier and store heat for longer. However, special care must be taken in the heat cooling of the PCM during the day, as dangerous temperature values can be reached. One solution would be to increase the volume of PCM or leave frontal isolation only in the area of the heat pipe. However, it would require removing heat more quickly at night, before it dissipates into the environment through the upper face due to the worse frontal isolation.

The temperature increase of the fluid is homogeneous during the time that fluid is pumped through the thermal collector of the panel. The flow rate has been set in all panels at $\sim 2l/min$, reaching fluid temperature increment of $\sim 6\text{ }^{\circ}\text{C}$ in panel A, $\sim 4.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ in panel B and $\sim 3\text{ }^{\circ}\text{C}$ in the panel C.

CONCLUSIONS

The work presented in the doctoral thesis "Design optimization of PV/T solar panel for buildings" contributes greatly and based on a complete theoretical and experimental work, to the knowledge of hybrid photovoltaic and thermal technology, developing new solutions for the use of solar energy and its integration into energy supply systems in buildings and low temperature industrial applications.

A complete literature review has been carried out on hybrid solar technology, which has been completed with relevant aspects in the final design of new hybrid solar panels, such as the incorporation of heat pipe, energy storage through PCM and the use of CFD models of systems with thermal storage by phase change materials.

Four prototypes of hybrid solar panels have been designed, build and tested, that incorporate design improvements that allow better use of solar energy.

Two of these new designs consist of hybrid solar panels that incorporate grid thermal collector with different tube section geometries.

A third design consists of a PV/T system with thermal storage by PCM.

The last prototype designed, built and tested, is a PV/T hybrid solar panel with thermal storage using PCM and heat pipe, placed on a frame perimetral to the photovoltaic panel to increase the thermal absorption surface. The addition of heat pipe in this design increases the heat flux to the PCM, through the back of the hybrid panel.

This design allows to increase the volume of PCM and a better distribution of thermal energy in the material. The melting process of the PCM is more homogenous. This results in a lower degradation of the photovoltaic panel, a better use of stored heat, maintenance of the electrical efficiency of the panel and longer life of the device. The final design of the PV/T panel allows to adjust

the electricity/heat ratio to the needs of the end user, modifying the outer surface of the panel, the number of heat pipe used and the volume of PCM.

The final design of the PV/T panel allows to adjust the electricity/heat ratio to the needs of the end user, modifying the area of the panel, the number of heat pipe and the volume of PCM.

This last design has been the subject of a national patent that is currently being processed, having received a positive technical report.

The PCM selected for all designs is lauric acid, an economical, biodegradable material, with suitable thermophysical properties and a melting temperature (43.5 °C) adjusted to hybrid solar technology.

In all the design stages of the different prototypes, aspects of cost and manufacturing of the device have been considered, for obtaining a marketable and industrially possible product.

A test bench has been designed, built and tuned for the test of photovoltaic, thermal and hybrid PV/T solar panels in real outdoor conditions. The test bench allows testing up to 4 systems simultaneously and analysing 52 operating parameters for thermal and electrical characterization of all tested designs.

An experimental test bench for the macroscopic characterization of heat pipe has been designed, built and tuned. Different lengths, diameters, inclinations, and operating temperatures of the heat pipe can be tested in this test bench.

An experimental characterization bench of heat pipe embedded in PCM has been designed, built and tuned for heat pipe of different lengths, diameters and operating temperatures.

A macroscopic model of heat pipe operation has been developed and validated, for its implementation in CFD models of more complex systems, and with a minimum computational cost.

A very detailed numerical model of the behaviour of heat pipe has been developed from the constructive data of these elements.

A deep knowledge of the operation limits of the heat pipe has been achieved. The limiting factors have been analysed for each case, for improving the selection of the heat pipe when all the manufacturing parameters of these elements are known.

2D and 3D CFD simulations of PV and PV/T panels have been carried out in Ansys Fluent 18.2, with satisfactory results both, in stationary and transient state.

Nine 2D and five 3D designs have been modelled and compared to complement the experimental study of the PV/T prototypes. The results obtained through CFD simulation have facilitated decision making for the optimization of the designs, thanks to the reduction of the test time and the possibility of modifying and adapting the boundary conditions conveniently.

In the analysis of simulation results, a significant temperature stratification effect has been detected inside the molten PCM. This fact has negative effect in the photovoltaic performance due to the high increase in temperature in the upper area of the panel.

The design of the PV/T hybrid solar panel with thermal storage by PCM and heat pipe, includes an isolation on the front of the panel made by an air layer enclosed between the front glass of the photovoltaic panel, and an additional glass 10mm separated. This isolation increases the storage time, but simultaneously, the PCM is overheating in the upper area of the panel, reaching temperatures detrimental to the integrity of the device. This effect can be corrected by restricting the frontal insulation to the perimetral frame, where the heat pipe is placed in, and removing it from the upper surface of the photovoltaic panel, so as not to penalize the production of electricity.

The heat transfer fluid achieved a temperature of 35 °C, 6.5 °C higher than its inlet temperature to the PV/T panel, which allows its use as domestic hot water or in low temperature industrial applications.

The tests carried out indicate the need to include improvements in the PCM dilatation compensation system to avoid increasing the internal panel pressure.

The improvement in electrical efficiency of PV/T panels throughout the year has been demonstrated, compared to a conventional photovoltaic panel. The electrical performance of the PV/T hybrid panels show greater thermal efficiency.

Among all the designs proposed in this work, the PV/T solar panel with PCM obtains the highest electrical efficiency. However, from the thermal point of view, the incorporation of heat pipe into the design makes it possible to increase the stored thermal energy, with a small reduction in electrical performance.

Definitely, with the research collected in this report, a better and deeper knowledge of hybrid solar technology has been contributed, with the generation

of new products, the establishment of a work methodology applicable in the development of new applications, and obtaining of results and conclusions that will allow progress, in future developments, towards new designs for the incorporation of renewable energy into the energy supply system, with important environmental and economic advantages.

FUTURE RESEARCH LINES

A doctoral thesis constitutes the culmination of a work, but also the beginning of a new stage for the doctoral student's career, which may or may not continue to be linked to the line of research developed.

The greatest complexity of the research works that develop new technologies lies in:

- a) the time required for the manufacturing processes of the designs, often based on trial and error,
- b) the validation of prototypes through tests that are often not yet defined and
- c) the cost of non-industrialized manufacturing of the designed elements

In this doctoral thesis, the previous reasons have joined the fact that the experimental validation needs of the solar resource and good environmental conditions, not very common during the time of realization of this thesis. This has caused that some of the tasks that would have been of great complement in the work, had to be postponed for future developments. In this case, during the writing of this document, new lines have been revealed that can contribute to improve and complete what is stated here. The most important future developments are detailed in the following lines:

- a) CFD modelling in 2D and 3D and experimental validation of the PCM fusion/solidification process in a tank, supported or not with heat pipe with different geometries, inclinations and types of PCM. The PCM can be encapsulated and/or with different types of confinement, for reducing the convective flows and improving the homogeneity of the temperature in the storage tank.
- b) Complete CFD modelling and experimental validation of the operation of the hybrid PV/T panel with PCM and heat pipe in long periods of operation.

-
- c) Improvement of the test bench of hybrid PV/T panels with elements for controlling the cooling systems based on the working temperature, and on-line continuous monitoring for activation of security systems when needed.
 - d) Improvement of the design of the PV/T panel with PCM and heat pipe ensuring the scalability of the product and the adaptation of the thermal collection surface for different uses and needs of the end user. Additionally, the study of the manufacturing process of the prototypes to its industrialization, lowering costs, could be helped to improve its commercialization possibilities.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] IEA, “World Energy Outlook 2017,” Organisation for Economic Co-operation and Development, OECD, 2017.
- [2] I.P.C.C., *Climate Change 2014 – Impacts, Adaptation and Vulnerability: Part A: Global and Sectoral Aspects: Volume 1, Global and Sectoral Aspects: Working Group II Contribution to the IPCC Fifth Assessment Report*. Cambridge University Press, 2014.
- [3] COM(2009), “DIRECTIVA 2009/30/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 23 de abril de 2009.”
- [4] EREN. JCyL, “Estrategia de eficiencia energética de Castilla y León 2020,” 2017.
- [5] Sevilla San Román, C., Análisis exergético para evaluación de fuentes de energías renovables: aplicación al caso fotovoltaico, in Proyecto fin de Carrera. Trabajo Fin de Grado. Dpto. Ing. Electromecánica. Universidad de Burgos. Junio, 2010.
- [6] C. Alonso-Tristán, C. S. S. Román, M. D. M. Amigo, C. Rodríguez, and T. G. Calderón, “Análisis exergético de las energías renovables: el caso fotovoltaico,” *VII Jornadas Nac. Ing. Termodinámica*, pp. 88–89, 2011.
- [7] D. González-Peña, “Diseño y construcción de un termogenerador eléctrico.” Universidad de Burgos. Dpto. Ing. Electromecánica, 2012.
- [8] David Gonzalez Peña, ‘Construcción de un termogenerador’. Premio III Convocatoria de Prototipos Comercializables. 2012. <https://www.ubu.es/ubuemprende/becasprototipo/iii-convocatoria-de-5-becas-para-el-desarrollo-de-un-prototipo-comercializable>.
- [9] D. Gonzalez-Peña, “Diseño y optimización de panel solar híbrido.” Universidad de Burgos. Dpto. Ing. Electromecánica, 2014.
- [10] T. Ibn-Mohammed *et al.*, “Perovskite solar cells: An integrated hybrid lifecycle assessment and review in comparison with other photovoltaic technologies,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 80, pp. 1321–1344, 2017.

-
- [11] P. K. Nayak, S. Mahesh, H. J. Snaith, and D. Cahen, "Photovoltaic solar cell technologies: analysing the state of the art," *Nat. Rev. Mater.*, vol. 4, no. 4, pp. 269–285, 2019.
- [12] ANSYS, "ANSYS Fluent Software: CFD Simulation," ANSYS, 2017. [Online]. Available: <http://www.ansys.com/products/fluids/ansys-fluent>. [Accessed: 05-Feb-2019].
- [13] V. V. Tyagi, S. C. Kaushik, and S. K. Tyagi, "Advancement in solar photovoltaic/thermal (PV/T) hybrid collector technology," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 3, pp. 1383–1398, Apr. 2012.
- [14] S. P. Constantinos, C. I. George, and D. K. Stavros, "Electricity production from small-scale photovoltaics in urban areas," in *Promoting Sustainable Practices through Energy Engineering and Asset Management*, 2015, pp. 124–161.
- [15] K. Benis, I. Turan, C. Reinhart, and P. Ferrão, "Putting rooftops to use – A Cost-Benefit Analysis of food production vs. energy generation under Mediterranean climates," *Cities*, vol. 78, pp. 166–179, 2018.
- [16] E. Biyik *et al.*, "A key review of building integrated photovoltaic (BIPV) systems," *Eng. Sci. Technol. an Int. J.*, vol. 20, no. 3, pp. 833–858, Jun. 2017.
- [17] IRENA, "TECHNOLOGY ROADMAP," in *Encyclopedia of Production and Manufacturing Management*, IRENA, Ed. Abu Dhabi: International Renewable Energy Agency, 2019, pp. 1–88.
- [18] K. Ranabhat, L. Patrikeev, A. A. Revina, K. Andrianov, V. Lapshinsky, and E. Sofronova, "An introduction to solar cell technology," *J. Appl. Eng. Sci.*, vol. 14, no. 4, pp. 481–491, 2016.
- [19] A. Gambhir, P. Sandwell, and J. Nelson, "The future costs of OPV – A bottom-up model of material and manufacturing costs with uncertainty analysis," *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 156, pp. 49–58, 2016.
- [20] S. A. Kalogirou, "Solar thermal collectors and applications," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 30, no. 3, pp. 231–295, Jan. 2004.
- [21] K. M. Pandey and R. Chaurasiya, "A review on analysis and development of solar flat plate collector," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 67, pp. 641–650, Jan. 2017.
- [22] R. Shukla, K. Sumathy, P. Erickson, and J. Gong, "Recent advances in the solar water heating systems: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 19, pp. 173–190, Mar. 2013.
- [23] M. Hayek, J. Assaf, and W. Lteif, "Experimental Investigation of the Performance of Evacuated-Tube Solar Collectors under Eastern

-
- Mediterranean Climatic Conditions,” *Energy Procedia*, vol. 6, pp. 618–626, Jan. 2011.
- [24] P. M. E. Koffi, B. K. Koua, P. Gbaha, and S. Touré, “Thermal performance of a solar water heater with internal exchanger using thermosiphon system in Côte d’Ivoire,” *Energy*, vol. 64, pp. 187–199, Jan. 2014.
- [25] D. N. Nkwetta, M. Smyth, A. Zacharopoulos, and T. Hyde, “In-door experimental analysis of concentrated and non-concentrated evacuated tube heat pipe collectors for medium temperature applications,” *Energy Build.*, vol. 47, pp. 674–681, Apr. 2012.
- [26] A. Agarwala, V. K. Tewary, S. K. Agarwal, and S. C. Jain, “Temperature effects in silicon solar cells,” *Solid. State. Electron.*, vol. 23, no. 10, pp. 1021–1028, Oct. 1980.
- [27] E. Skoplaki and J. A. Palyvos, “On the temperature dependence of photovoltaic module electrical performance: A review of efficiency/power correlations,” *Sol. Energy*, vol. 83, no. 5, pp. 614–624, May 2009.
- [28] S. R. Raga and F. Fabregat-Santiago, “Temperature effects in dye-sensitized solar cells,” *Phys. Chem. Chem. Phys.*, vol. 15, no. 7, p. 2328, Jan. 2013.
- [29] A. H. A. Al-Waeli, K. Sopian, H. A. Kazem, and M. T. Chaichan, “Photovoltaic/Thermal (PV/T) systems: Status and future prospects,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 77, pp. 109–130, Sep. 2017.
- [30] T. Yang and A. K. Athienitis, “A review of research and developments of building-integrated photovoltaic/thermal (BIPV/T) systems,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 66, pp. 886–912, 2016.
- [31] A. Ibrahim, M. Y. Othman, M. H. Ruslan, S. Mat, and K. Sopian, “Recent advances in flat plate photovoltaic/thermal (PV/T) solar collectors,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 1, pp. 352–365, Jan. 2011.
- [32] E. C. Kern Jr. and M. C. Russell, “Combined photovoltaic and thermal hybrid collector systems,” in *Conference Record of the IEEE Photovoltaic Specialists Conference*, 1978, pp. 1115–1153.
- [33] L. W. Florschuetz, “Extension of the Hottel-Whillier model to the analysis of combined photovoltaic/thermal flat plate collectors,” *Sol. Energy*, vol. 22, no. 4, pp. 361–366, Jan. 1979.
- [34] S. B. Riffat and E. Cuce, “A review on hybrid photovoltaic/thermal collectors and systems,” *Int. J. Low-Carbon Technol.*, vol. 6, no. 3, pp. 212–241, Sep. 2011.
- [35] P. G. Charalambous, G. G. Maidment, S. A. Kalogirou, and K. Yiakoumetti,
-

-
- “Photovoltaic thermal (PV/T) collectors: A review,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, no. 2–3, pp. 275–286, Feb. 2007.
- [36] H. A. Zondag, “Flat-plate PV-Thermal collectors and systems: A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 12, no. 4, pp. 891–959, May 2008.
- [37] T. T. Chow, “A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology,” *Appl. Energy*, vol. 87, no. 2, pp. 365–379, Feb. 2010.
- [38] A. H. A. Al-Waeli, K. Sopian, H. A. Kazem, and M. T. Chaichan, “Photovoltaic/Thermal (PV/T) systems: Status and future prospects,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 77, pp. 109–130, Sep. 2017.
- [39] A. S. Abdelrazik, F. Al-Sulaiman, R. Saidur, and R. Ben-Mansour, “A review on recent development for the design and packaging of hybrid photovoltaic/thermal (PV/T) solar systems,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 95, pp. 110–129, Nov. 2018.
- [40] J. J. Michael, I. S, and R. Goic, “Flat plate solar photovoltaic–thermal (PV/T) systems: A reference guide,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 51, pp. 62–88, Nov. 2015.
- [41] A. A. Hegazy, “Comparative study of the performances of four photovoltaic/thermal solar air collectors,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 41, no. 8, pp. 861–881, May 2000.
- [42] F. Hussain, M. Y. . Othman, K. Sopian, B. Yatim, H. Ruslan, and H. Othman, “Design development and performance evaluation of photovoltaic/thermal (PV/T) air base solar collector,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 25, pp. 431–441, Sep. 2013.
- [43] M. Y. Othman, B. Yatim, K. Sopian, and M. N. Abu Bakar, “Performance studies on a finned double-pass photovoltaic-thermal (PV/T) solar collector,” *Desalination*, vol. 209, no. 1–3, pp. 43–49, Apr. 2007.
- [44] M. Y. Hj. Othman, B. Yatim, K. Sopian, and M. N. Abu Bakar, “Performance analysis of a double-pass photovoltaic/thermal (PV/T) solar collector with CPC and fins,” *Renew. Energy*, vol. 30, no. 13, pp. 2005–2017, Oct. 2005.
- [45] M. Y. H. J. Othman, H. Ruslan, K. Sopian, and G. L. Jin, “Performance study of photovoltaic-thermal (PV/T) solar collector with ∇ -grooved absorber plate,” *Sains Malaysiana*, vol. 38, no. 4, pp. 537–541, 2009.
- [46] F. Hussain *et al.*, “Comparison study of air-based photovoltaic/thermal (PV/T) collector with different designs of heat exchanger.” pp. 189–194, 2012.
- [47] R. Daghigh, M. H. Ruslan, and K. Sopian, “Advances in liquid based photovoltaic/thermal (PV/T) collectors,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol.
-

-
- 15, no. 8, pp. 4156–4170, Oct. 2011.
- [48] A. Ibrahim *et al.*, “Performance of photovoltaic thermal collector (PVT) with different absorbers design,” *WSEAS Trans. Environ. Dev.*, vol. 5, no. 3, pp. 321–330, 2009.
- [49] N. Aste, C. del Pero, and F. Leonforte, “Water flat plate PV–thermal collectors: A review,” *Sol. Energy*, vol. 102, pp. 98–115, Apr. 2014.
- [50] T. Bergene and O. M. Løvvik, “Model calculations on a flat-plate solar heat collector with integrated solar cells,” *Sol. Energy*, vol. 55, no. 6, pp. 453–462, Dec. 1995.
- [51] R. Santbergen, C. C. M. Rindt, H. A. Zondag, and R. J. C. van Zolingen, “Detailed analysis of the energy yield of systems with covered sheet-and-tube PVT collectors,” *Sol. Energy*, vol. 84, no. 5, pp. 867–878, May 2010.
- [52] C. Rossi, L. A. Tagliafico, F. Scarpa, and V. Bianco, “Experimental and numerical results from hybrid retrofitted photovoltaic panels,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 76, pp. 634–644, Dec. 2013.
- [53] J.-H. Kim and J.-T. Kim, “The Experimental Performance of an Unglazed PVT Collector with Two Different Absorber Types,” *Int. J. Photoenergy*, vol. 2012, pp. 1–6, Aug. 2012.
- [54] P. G. Charalambous, S. A. Kalogirou, G. G. Maidment, and K. Yiakoumetti, “Optimization of the photovoltaic thermal (PV/T) collector absorber,” *Sol. Energy*, vol. 85, no. 5, pp. 871–880, May 2011.
- [55] S. Boddaert, D. Caccavelli, and C. Menezo, “Hybrid PVTh Panel optimisation using a Femlab/Matlab/Simulink approach,” in *2006 First International Symposium on Environment Identities and Mediterranean Area*, 2006, pp. 121–126.
- [56] T. Fujisawa and T. Tani, “Annual exergy evaluation on photovoltaic-thermal hybrid collector,” *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 47, no. 1–4, pp. 135–148, Oct. 1997.
- [57] T. T. Chow, W. He, and J. Ji, “Hybrid photovoltaic-thermosyphon water heating system for residential application,” *Sol. Energy*, vol. 80, no. 3, pp. 298–306, Mar. 2006.
- [58] H. A. Zondag, D. W. de Vries, W. G. J. van Helden, R. J. C. van Zolingen, and A. A. van Steenhoven, “The yield of different combined PV-thermal collector designs,” *Sol. Energy*, vol. 74, no. 3, pp. 253–269, Mar. 2003.
- [59] C. Kong, Z. Xu, and Q. Yao, “Outdoor performance of a low-concentrated photovoltaic–thermal hybrid system with crystalline silicon solar cells,” *Appl. Energy*, vol. 112, pp. 618–625, Dec. 2013.
-

-
- [60] L. R. Bernardo, B. Perers, H. Håkansson, and B. Karlsson, "Performance evaluation of low concentrating photovoltaic/thermal systems: A case study from Sweden," *Sol. Energy*, vol. 85, no. 7, pp. 1499–1510, Jul. 2011.
- [61] M. Hedayatzadeh, Y. Ajabshirchi, F. Sarhaddi, A. Safavinejad, S. Farahat, and H. Chaji, "Thermal and Electrical Assessment of an Integrated Solar Photovoltaic Thermal (PV/T) Water Collector Equipped with a Compound Parabolic Concentrator (CPC)," *Int. J. Green Energy*, vol. 10, no. 5, pp. 494–522, May 2013.
- [62] X. Xu, M. M. Meyers, B. G. Sammakia, and B. T. Murray, "Thermal Modeling and Life Prediction of Water-Cooled Hybrid Concentrating Photovoltaic/Thermal Collectors," *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 135, no. 1, p. 011010, Aug. 2012.
- [63] H. Akbari *et al.*, "Efficient energy storage technologies for photovoltaic systems," *Sol. Energy*, no. March, pp. 1–25, 2018.
- [64] K. Pielichowska and K. Pielichowski, "Phase change materials for thermal energy storage," *Prog. Mater. Sci.*, vol. 65, pp. 67–123, Aug. 2014.
- [65] A. Hauer, "Storage Technology Issues and Opportunities, Committee on Energy Research and Technology (International Energy Agency), International Low-Carbon Energy Technology Platform, Strategic and Cross-Cutting Workshop 'Energy Storage—Issues and Opportunities', 15," *Paris. Fr. Energy Conserv. through Energy Storage Program. Int. Energy Agency, Broch.* http://www.iea-eces.org/files/090525_broschuere_eces.pdf, 2011.
- [66] A. de Gracia and L. F. Cabeza, "Phase change materials and thermal energy storage for buildings," *Energy Build.*, vol. 103, pp. 414–419, Sep. 2015.
- [67] S. N. Gunasekara, V. Martin, and J. N. Chiu, "Phase equilibrium in the design of phase change materials for thermal energy storage: State-of-the-art," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 73, pp. 558–581, Jun. 2017.
- [68] J. Jaguemont, N. Omar, P. Van den Bossche, and J. Mierlo, "Phase-change materials (PCM) for automotive applications: A review," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 132, pp. 308–320, 2018.
- [69] W. . Ames, "Photovoltaic Devices for Producing Electrical and Heat Energy," Patent number US4389533, 1983.
- [70] A. Fallahi, G. Guldentops, M. Tao, S. Granados-Focil, and S. Van Dessel, "Review on solid-solid phase change materials for thermal energy storage: Molecular structure and thermal properties," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 127, pp. 1427–1441, Dec. 2017.

-
- [71] D. Zhou, C. Y. Zhao, and Y. Tian, "Review on thermal energy storage with phase change materials (PCMs) in building applications," *Appl. Energy*, vol. 92, pp. 593–605, Apr. 2012.
- [72] S. Y. Kee, Y. Munusamy, and K. S. Ong, "Review of solar water heaters incorporating solid-liquid organic phase change materials as thermal storage," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 131, pp. 455–471, 2018.
- [73] D. A. Reay, "Thermal energy storage: the role of the heat pipe in performance enhancement," *Int. J. Low-Carbon Technol.*, vol. 10, no. 2, pp. 99–109, Jun. 2015.
- [74] MyHeatSinks, "Standard Heat Pipes | MyHeatSinks," 2019. [Online]. Available: <https://myheatsinks.com/heat-pipe-solutions/standard-heat-pipes/>. [Accessed: 20-May-2019].
- [75] "Heat Pipes | Different Kinds of Heat Pipes." [Online]. Available: <https://www.1-act.com/resources/heat-pipe-fundamentals/different-types-of-heat-pipes/>. [Accessed: 23-Jan-2019].
- [76] D. A. (David A. Reay and P. A. (Peter A. . Kew, *Heat pipes.*, 5th ed. Butterworth-Heinemann, 2006.
- [77] B. Zohuri, *Heat Pipe Design and Technology*. Cham: Springer International Publishing, 2016.
- [78] A. Faghri, "Heat Pipes and Thermosyphons," in *Handbook of Thermal Science and Engineering*, Cham: Springer International Publishing, 2018, pp. 2163–2211.
- [79] A. Faghri, "Review and Advances in Heat Pipe Science and Technology," *J. Heat Transfer*, vol. 134, no. 12, p. 123001, Oct. 2012.
- [80] A. Faghri, "Review and Advances in Heat Pipe Science and Technology," *J. Heat Transfer*, vol. 134, no. 12, p. 123001, Oct. 2012.
- [81] 1-ACT, "Thermal Management Resources | Heat Pipe Technology." [Online]. Available: <https://www.1-act.com/resources/>. [Accessed: 17-Jan-2019].
- [82] S. W. Chi, *Heat pipe theory and practice*. New York: McGraw-Hill, 1976.
- [83] "ANSYS Fluent Theory Guide."
- [84] V. R. Voller and C. Prakash, "A fixed grid numerical modelling methodology for convection-diffusion mushy region phase-change problems," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 30, no. 8, pp. 1709–1719, Aug. 1987.
- [85] G. Ciulla, V. Lo Brano, M. Cellura, V. Franzitta, and D. Milone, "A finite difference model of a PV-PCM system," *Energy Procedia*, vol. 30, pp. 198–206, 2012.

-
- [86] M. C. Cellura, G. L. Branco, V. Marvaglia, and A. Orioli, "A photovoltaic panel coupled with a phase changing material heat storage system in hot climates," in *25 th Conference on Passive and Low Energy Architecture*, 2008.
- [87] S. Mousavi, A. Kasaeian, M. B. Shafii, and M. H. Jahangir, "Numerical investigation of the effects of a copper foam filled with phase change materials in a water-cooled photovoltaic/thermal system," *Energy Convers. Manag.*, vol. 163, pp. 187–195, May 2018.
- [88] A. Waqas and J. Ji, "Thermal management of conventional PV panel using PCM with movable shutters – A numerical study," *Sol. Energy*, vol. 158, no. October, pp. 797–807, Dec. 2017.
- [89] A. A. Al-Abidi, S. Mat, K. Sopian, M. Y. Sulaiman, and A. T. Mohammad, "Numerical study of PCM solidification in a triplex tube heat exchanger with internal and external fins," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 61, pp. 684–695, Jun. 2013.
- [90] A. A. Al-abidi, S. Bin Mat, K. Sopian, M. Y. Sulaiman, and A. T. Mohammed, "CFD applications for latent heat thermal energy storage : a review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 20, pp. 353–363, 2013.
- [91] Y. Allouche, S. Varga, C. Bouden, and A. C. Oliveira, "Validation of a CFD model for the simulation of heat transfer in a tubes-in-tank PCM storage unit," *Renew. Energy*, vol. 89, pp. 371–379, 2016.
- [92] M. Bareiss and H. Beer, "Experimental investigation of melting heat transfer with regard to different geometric arrangements," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 11, no. 4, pp. 323–333, Jul. 1984.
- [93] M. Belusko, N. H. S. Tay, M. Liu, and F. Bruno, "Effective tube-in-tank PCM thermal storage for CSP applications, Part 1: Impact of tube configuration on discharging effectiveness," *Sol. Energy*, vol. 139, pp. 733–743, Dec. 2016.
- [94] M. Belusko, N. H. S. Tay, M. Liu, and F. Bruno, "Effective tube-in-tank PCM thermal storage for CSP applications, Part 2: Parametric assessment and impact of latent fraction," *Sol. Energy*, vol. 139, pp. 744–756, Dec. 2016.
- [95] 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.
- [96] M. K. A. Sharif *et al.*, "Review of the application of phase change material for heating and domestic hot water systems," vol. 42. Elsevier Ltd, pp. 557–568, 2015.

-
- [97] M. J. Huang, P. C. Eames, and B. Norton, "Comparison of a small-scale 3D PCM thermal control model with a validated 2D PCM thermal control model," *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 90, no. 13, pp. 1961–1972, Aug. 2006.
- [98] M. Jun Huang, "The effect of using two PCMs on the thermal regulation performance of BIPV systems," *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 95, no. 3, pp. 957–963, Mar. 2011.
- [99] M. J. Huang, P. C. Eames, and B. Norton, "Phase change materials for limiting temperature rise in building integrated photovoltaics," *Sol. Energy*, vol. 80, no. 9, pp. 1121–1130, Sep. 2006.
- [100] M. J. Huang, P. C. Eames, and B. Norton, "Thermal regulation of building-integrated photovoltaics using phase change materials," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 12–13, pp. 2715–2733, Jun. 2004.
- [101] A. Hasan *et al.*, "Energy and Cost Saving of a Photovoltaic-Phase Change Materials (PV-PCM) System through Temperature Regulation and Performance Enhancement of Photovoltaics," *Energies*, vol. 7, no. 3, pp. 1318–1331, Mar. 2014.
- [102] A. Hasan, S. J. McCormack, M. J. Huang, J. Sarwar, and B. Norton, "Increased photovoltaic performance through temperature regulation by phase change materials: Materials comparison in different climates," *Sol. Energy*, vol. 115, pp. 264–276, May 2015.
- [103] A. Hasan, S. J. McCormack, M. J. Huang, and B. Norton, "Evaluation of phase change materials for thermal regulation enhancement of building integrated photovoltaics," *Sol. Energy*, vol. 84, no. 9, pp. 1601–1612, Sep. 2010.
- [104] H. Moshfegh, M. Eslami, and A. Hosseini, "Thermoelectric Cooling of a Photovoltaic Panel," Springer, Cham, 2018, pp. 625–634.
- [105] H. Najafi and K. Woodbury, "Feasibility Study of Using Thermoelectric Cooling Modules for Active Cooling of Photovoltaic Panels," in *Volume 6: Energy, Parts A and B*, 2012, p. 1743.
- [106] R. Senthil Kumar, N. Puja Priyadarshini, and E. Natarajan, "Experimental and Numerical Analysis of Photovoltaic Solar Panel using Thermoelectric Cooling," *Indian J. Sci. Technol.*, vol. 8, no. 36, Dec. 2015.
- [107] P. Piantanida, "PV & Peltier Façade: Preliminary Experimental Results," *Energy Procedia*, vol. 78, pp. 3477–3482, Nov. 2015.
- [108] I. Peláez-Acedo, "Efecto de las celdas peltier sobre un panel solar fotovoltaico." Universidad de Burgos, Burgos, 2015.

-
- [109] F. González-Campo, D. González-Peña, M. Díez-Mediavilla, M. I. Dieste-Velasco, and C. Alonso-Tristán, "Estudio sobre la distribución óptima de termogeneradores acoplados a paneles fotovoltaicos," in *IX Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica*, 2015.
- [110] L'ISOLANTE-K-FLEX-S.p.A, "AISLAMIENTO TÉRMICO Y ACÚSTICO." [Online]. Available: <http://www.kflex.com/es/>. [Accessed: 15-Feb-2019].
- [111] Subiyanto, A. Mohamed, and H. Shareef, "Hopfield Neural Network Optimized Fuzzy Logic Controller for Maximum Power Point Tracking in a Photovoltaic System," *Int. J. Photoenergy*, vol. 2012, pp. 1–13, Oct. 2012.
- [112] A. Hasan, S. J. McCormack, M. J. Huang, and B. Norton, "Evaluation of phase change materials for thermal regulation enhancement of building integrated photovoltaics," *Sol. Energy*, vol. 84, no. 9, pp. 1601–1612, Sep. 2010.
- [113] C. J. Ho, A. O. Tanuwijava, and C.-M. Lai, "Thermal and electrical performance of a BIPV integrated with a microencapsulated phase change material layer," *Energy Build.*, vol. 50, pp. 331–338, Jul. 2012.
- [114] A. Sari and K. Kaygusuz, "Some fatty acids used for latent heat storage: thermal stability and corrosion of metals with respect to thermal cycling," *Renew. Energy*, vol. 28, no. 6, pp. 939–948, May 2003.
- [115] I. Jmal and M. Baccar, "Numerical study of PCM solidification in a finned tube thermal storage including natural convection," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 84, pp. 320–330, 2015.
- [116] C. W. Robak, T. L. Bergman, and A. Faghri, "Enhancement of latent heat energy storage using embedded heat pipes," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 15–16, pp. 3476–3484, 2011.
- [117] J. M. Mahdi and E. C. Nsofor, "Melting enhancement in triplex-tube latent heat energy storage system using nanoparticles-metal foam combination," *Appl. Energy*, vol. 191, pp. 22–34, 2017.
- [118] K. El Omari, T. Kousksou, and Y. Le Guer, "Impact of shape of container on natural convection and melting inside enclosures used for passive cooling of electronic devices," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 14–15, pp. 3022–3035, 2011.
- [119] T. H. Kean, N. A. C. Sidik, Y. Asako, T. L. Ken, and S. R. Aid, "Numerical study on heat transfer performance enhancement of phase change material by nanoparticles: A review," *J. Adv. Res. Fluid Mech. Therm. Sci.*, vol. 45, no. 1, pp. 55–63, 2018.
- [120] K. Tumirah, M. Z. Hussein, Z. Zulkarnain, and R. Rafeadah, "Nano-

-
- encapsulated organic phase change material based on copolymer nanocomposites for thermal energy storage,” *Energy*, vol. 66, pp. 881–890, 2014.
- [121] A. Faghri, “Heat Pipes and Thermosyphons,” in *Handbook of Thermal Science and Engineering*, Cham: Springer International Publishing, 2018, pp. 2163–2211.
- [122] B. Zohuri, *Heat Pipe Design and Technology: Modern Applications for Practical Thermal Management*. Springer International Publishing, 2016.
- [123] A. C. Kheirabadi and D. Groulx, “The Effect of the Mushy-Zone Constant on Simulated Phase Change Heat Transfer,” no. May, p. 22, 2015.
- [124] X. Wang, T. Sun, and A. S. Teja, “Density, Viscosity, and Thermal Conductivity of Eight Carboxylic Acids from (290.3 to 473.4) K,” *J. Chem. Eng. Data*, vol. 61, no. 8, pp. 2651–2658, Aug. 2016.
- [125] T. G. Chuah, D. Rozanna, T. S. Y. Choong, M. Sa’ari, and A. Salmiah, “Fatty acids used as phase change materials (PCMs) for thermal energy storage in building material applications,” *JURUTERA*, pp. 8–15, 2006.
- [126] R. C. . Schaake, J. . van Miltenburg, and C. . de Kruif, “Thermodynamic properties of the normal alkanolic acids II. Molar heat capacities of seven even-numbered normal alkanolic acids,” *J. Chem. Thermodyn.*, vol. 14, no. 8, pp. 771–778, Aug. 1982.
- [127] Desgrosseilliers, L., C. A. Whitman, D. Groulx, and M. A. White, “Dodecanoic acid as a promising phase-change material for thermal energy storage,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 53, pp. 37–41, 2013.
- [128] Ü. Bayram, S. Aksöz, and N. Maraşlı, “Temperature dependency of thermal conductivity of solid phases for fatty acids,” *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 118, no. 1, pp. 311–321, 2014.
- [129] D. Valeri and A. J. A. Meirelles, “Viscosities of fatty acids, triglycerides, and their binary mixtures,” *J. Am. Oil Chem. Soc.*, vol. 74, no. 10, pp. 1221–1226, 1997.
- [130] A. Sarı and K. Kaygusuz, “Some fatty acids used for latent heat storage: thermal stability and corrosion of metals with respect to thermal cycling,” *Renew. Energy*, vol. 28, no. 6, pp. 939–948, May 2003.
- [131] “Heat Pipe Wick & These Heat Pipes Are Typically Used In Applications With Radial Heat Fluxes Up To 40 W/cm². Sc 1 St Columbia Staver.” [Online]. Available: <http://www.happyfamilyinstitute.com/aGVhdCBwaXBIIHdpY2s/>. [Accessed: 15-Jan-2019].
-

-
- [132] "Quick-Ohm Küpper & amp Co." [Online]. Available: <https://www.quick-cool-shop.de/en/>. [Accessed: 14-Jan-2019].
- [133] S. W. Chi, *Heat pipe theory and practice : a sourcebook*. Washington SE - xiv, 242 pages : illustrations ; 24 cm.: Hemisphere Pub. Corp., 1976.
- [134] "POWER SUPPLY 0...42V/0..20A/320W | Series PS 2000B100 up to 332 W | DC Laboratory Power Supplies | Programmable DC laboratory power supplies | Products | EA Elektro-Automatik." [Online]. Available: <https://elektroautomatik.com/shop/en/products/programmable-dc-laboratory-power-supplies/dc-laboratory-power-supplies/series-ps-2000b-br-100-up-to-332-w/727/power-supply-0...42v/0..20a/320w>. [Accessed: 20-Jan-2019].
- [135] M. A. Eltawil and Z. Zhao, "MPPT techniques for photovoltaic applications," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 25, pp. 793–813, Sep. 2013.
- [136] E. Duran, M. Piliouguine, M. Sidrach-De-Cardona, J. Galan, and J. M. Andujar, "Different methods to obtain the I-V curve of PV modules: A review," *Conf. Rec. IEEE Photovolt. Spec. Conf.*, 2008.
- [137] Y. T. Tan, D. S. Kirschen, and N. Jenkins, "A model of PV generation suitable for stability analysis," *IEEE Trans. Energy Convers.*, vol. 19, no. 4, pp. 748–755, 2004.
- [138] R. Chenni, M. Makhoulf, T. Kerbache, and A. Bouzid, "A detailed modeling method for photovoltaic cells," *Energy*, vol. 32, no. 9, pp. 1724–1730, Sep. 2007.
- [139] M. G. Villalva, J. R. Gazoli, and E. R. Filho, "Comprehensive approach to modeling and simulation of photovoltaic arrays," *IEEE Trans. Power Electron.*, vol. 24, no. 5, pp. 1198–1208, May 2009.
- [140] S. Chowdhury, G. A. Taylor, S. P. Chowdhury, A. K. Saha, and Y. H. Song, "Modelling, simulation and performance analysis of a PV array in an embedded environment," in *Proceedings of the Universities Power Engineering Conference*, 2007, pp. 781–785.
- [141] M. G. Villalva, J. R. Gazoli, and E. Ruppert Filho, "Modeling and circuit-based simulation of photovoltaic arrays," in *2009 Brazilian Power Electronics Conference, COBEP2009*, 2009, pp. 1244–1254.
- [142] J. P. Charles, M. Abdelkrim, Y. H. Muoy, and P. Mialhe, "A practical method of analysis of the current-voltage characteristics of solar cells," *Sol. Cells*, vol. 4, no. 2, pp. 169–178, Sep. 1981.
- [143] H. L. Tsai, "Complete PV model considering its thermal dynamics," *J.*

-
- Chinese Inst. Eng. Trans. Chinese Inst. Eng. A/Chung-kuo K. Ch'eng Hsuch K'an*, vol. 36, no. 8, pp. 1073–1082, Dec. 2013.
- [144] U. of B. C. Iqbal, Muhammad (Department of Mechanical Engineering, *An Introduction to Solar Radiation*. Elsevier, 1983.
- [145] “TYFOCOR® - TYFO | Kühlsolen, Wärme- und Kälteträgermedien.” [Online]. Available: <https://tyfo.de/en/produkt/tyfocor/>. [Accessed: 17-Jul-2019].
- [146] “EES: Engineering Equation Solver | F-Chart Software: Engineering Software.” [Online]. Available: <http://www.fchartsoftware.com/ees/>. [Accessed: 17-Jul-2019].
- [147] N. E. Chaudhari, N. Vijra, and T. P. Singh, “Computational fluid dynamics analysis of two-phase thermosyphon,” *Int. J. Eng. Technol.*, vol. 5, no. 5, pp. 3794–3800, 2013.
- [148] W. Chang, W.-L. Lian, and Y.-M. Xuan, “CFD modeling on fluid flow and heat transfer in a rotating heat pipe,” *K. Cheng Je Wu Li Hsueh Pao/Journal Eng. Thermophys.*, vol. 36, no. 7, pp. 1524–1527, 2015.
- [149] B. Abdullahi *et al.*, “Experimental and numerical investigation of thermosyphon heat pipe performance at various inclination angles,” *J. Adv. Res. Fluid Mech. Therm. Sci.*, vol. 44, no. 1, pp. 85–98, 2018.
- [150] Y. Çay, T. N. Mortaş, and F. Çalışkan, “CFD heat pipe simulation of mass transfer in NH₃-water nanofluid flow,” *Acta Phys. Pol. A*, vol. 134, no. 1, pp. 241–243, 2018.
- [151] A. A. Alammar, R. K. Al-Dadah, and S. M. Mahmoud, “Numerical investigation of effect of fill ratio and inclination angle on a thermosiphon heat pipe thermal performance,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 108, pp. 1055–1065, Sep. 2016.
- [152] B. Fadhl, L. C. Wrobel, and H. Jouhara, “Modelling of the thermal behaviour of heat pipes,” in *WIT Transactions on Engineering Sciences*, 2014, vol. 83, pp. 377–389.
- [153] B. Fadhl, L. C. Wrobel, and H. Jouhara, “CFD modelling of a two-phase closed thermosyphon charged with R134a and R404a,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 78, pp. 482–490, Mar. 2015.
- [154] S. Ghorai and K. D. P. Nigam, “CFD modeling of flow profiles and interfacial phenomena in two-phase flow in pipes,” *Chem. Eng. Process. Process Intensif.*, vol. 45, no. 1, pp. 55–65, Jan. 2006.
- [155] A. Alizadehdakhel, M. Rahimi, and A. A. Alsairafi, “CFD modeling of flow and heat transfer in a thermosyphon,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*,
-

vol. 37, no. 3, pp. 312–318, Mar. 2010.

- [156] B. Fadhl, L. C. Wrobel, and H. Jouhara, “Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 60, no. 1–2, pp. 122–131, Oct. 2013.
- [157] P. Hrabovský, Z. Kolková, M. Mokřý, and P. Nemeč, “Basic CFD model of heat pipe,” *MATEC Web Conf.*, vol. 168, p. 02014, 2018.
- [158] C. N. kumar, R. V. Krishna, A. M. huri, and K. V. ya, “CFD Analysis of a Heat Pipe with Different Lengths and Various Wick Structures,” *Int. J. Eng. Trends Technol.*, vol. 32, no. 1, pp. 11–15, 2016.
- [159] F. C. Romero, “Cálculo de la Temperatura de Operación de Células Solares en un Panel Fotovoltaico Plano,” 2002.
- [160] M. Usama Siddiqui, A. F. M. Arif, L. Kelley, and S. Dubowsky, “Three-dimensional thermal modeling of a photovoltaic module under varying conditions,” *Sol. Energy*, vol. 86, no. 9, pp. 2620–2631, Sep. 2012.
- [161] Z. H. Lu and Q. Yao, “Energy analysis of silicon solar cell modules based on an optical model for arbitrary layers,” *Sol. Energy*, vol. 81, no. 5, pp. 636–647, May 2007.
- [162] K. G. T. Hollands, T. E. Unny, G. D. Raithby, and L. Konicek, “Free Convective Heat Transfer Across Inclined Air Layers,” *J. Heat Transfer*, vol. 98, no. 2, p. 189, May 1976.