



Agenzia nazionale per le nuove tecnologie,  
l'energia e lo sviluppo economico sostenibile



Ministero della Transizione Ecologica



## Ricerca di Sistema elettrico

# Sviluppo di un apparato sperimentale e di un tool di calcolo per la simulazione sperimentale e numerica di un sistema integrato refrigeratore-PCM

Martina Caliano, Carmine Cancro, Gabriele Ciniglio, Luigi Mongibello

Report RdS/PTR2021/156

## SVILUPPO DI UN APPARATO SPERIMENTALE E DI UN TOOL DI CALCOLO PER LA SIMULAZIONE SPERIMENTALE E NUMERICA DI UN SISTEMA INTEGRATO REFRIGERATORE-PCM

Martina Caliano, Carmine Cancro, Gabriele Ciniglio, Luigi Mongibello (ENEA)

Con il contributo di: A. D'Angelo, C. Diletto, G. Fiorenza, D. Mele, G. Graditi, A. Ricca (ENEA); S. Di Fuzio (Tesiista UNINA)

Luglio 2021

### Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico (oggi Ministero della Transizione Ecologica) - ENEA  
Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - III annualità

Obiettivo: *N. 1 - Tecnologie*

Progetto: *1.5 - Tecnologie, tecniche e materiali per l'efficienza energetica ed il risparmio di energia negli usi finali elettrici degli edifici nuovi ed esistenti*

Work package: *4 - Reti energetiche integrate*

Linea di attività: *LA4.26 - Analisi numerica e sperimentale di soluzioni basate sull'integrazione di PCM all'interno di refrigeratori di tipo commerciale (2 di 3)*

Responsabile del Progetto: Giovanni Puglisi

Responsabile del Work package (LA4.16-LA4.33): Luigi Mongibello

## Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE E STRUTTURA DEL REPORT.....	5
2 APPARATO SPERIMENTALE .....	5
2.1 ANALISI TERMODINAMICA DEL SISTEMA CON PCM AL CONDENSATORE .....	6
2.2 ANALISI TERMODINAMICA DEL SISTEMA CON PCM ALL'EVAPORATORE .....	7
2.3 CARATTERISTICHE DEI COMPONENTI DELL'APPARATO SPERIMENTALE .....	9
2.3.1 <i>Condensatore con PCM integrato</i> .....	10
2.3.2 <i>Evaporatore con PCM integrato</i> .....	13
2.3.3 <i>Test rig</i> .....	15
3 SIMULAZIONE DEL CONDENSATORE CON PCM INTEGRATO .....	16
3.1 MODELLO 3D DEL CONDENSATORE CON PCM E SCHIUMA METALLICA .....	16
3.2 SIMULAZIONI PRELIMINARI .....	19
3.2.1 <i>Condizioni iniziali e al contorno</i> .....	20
3.2.2 <i>Trattamento numerico</i> .....	20
3.2.3 <i>Risultati</i> .....	21
4 SIMULAZIONE DELL'EVAPORATORE CON PCM INTEGRATO .....	25
4.1 SIMULAZIONI PRELIMINARI .....	25
4.1.1 <i>Condizioni iniziali e al contorno</i> .....	25
4.1.2 <i>Risultati della simulazione del caricamento di energia refrigerante</i> .....	26
4.1.3 <i>Risultati della simulazione dello scaricamento di energia refrigerante</i> .....	28
5 CONCLUSIONI .....	30
6 BIBLIOGRAFIA.....	30

## Sommario

Questo documento descrive le attività realizzate durante il secondo anno del Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 della Ricerca di Sistema Elettrico per quanto concerne l'analisi numerica e sperimentale di soluzioni innovative basate sull'utilizzo di materiale a cambiamento di fase (PCM – Phase Change Material) al fine di migliorare le performance di refrigeratori di tipo commerciale, sfruttando il calore latente relativo alla transizione liquido-solido e a quella inversa del PCM.

Sulla base delle scelte effettuate nel corso della prima annualità, in cui si è stabilito di sviluppare soluzioni innovative basate sull'integrazione di PCM in refrigeratori trasportabili di piccola taglia per il "personal cooling", nel corso della seconda annualità è stato dapprima sviluppato l'apparato sperimentale che sarà impiegato per la validazione sperimentale dei tool di calcolo e per testare sperimentalmente tipi differenti di evaporatori e condensatori di piccola taglia con PCM integrato. Successivamente, è stato sviluppato il tool di calcolo per la simulazione numerica di evaporatori e condensatori con PCM integrato, che sarà implementato nel corso della terza annualità per progettare una o più soluzioni per il personal cooling che possano essere percorribili dal punto di vista commerciale e vantaggiose dal punto di vista del risparmio energetico.

## 1 Introduzione e struttura del report

Nell'ambito delle attività di ricerca finalizzate alla identificazione di soluzioni innovative per l'accumulo di energia termica/energia refrigerante, basate sull'impiego di materiale a cambiamento di fase (PCM – Phase Change Material) ad alta densità di energia accumulabile, per migliorare l'efficienza e diminuire i consumi di sistemi per il condizionamento ambientale di tipo residenziale, in base a quanto emerso nello studio svolto nella prima annualità, alcune delle soluzioni più promettenti relative all'utilizzo di PCM sono quelle con PCM integrato nel condensatore o nell'evaporatore di sistemi di piccola taglia per il cosiddetto "personal cooling" [1] [2] [3] [4]. Tuttavia, l'esiguo numero di studi finora effettuato non permette di identificare in maniera univoca quale delle due opzioni tra l'utilizzo di PCM al condensatore piuttosto che all'evaporatore sia preferibile in funzione della specifica applicazione. Per tale motivo, nel corso della prima annualità si è stabilito di realizzare, nella seconda annualità, un apparato sperimentale ed un tool di calcolo che permettano di effettuare simulazioni sperimentali e numeriche sia di soluzioni con PCM al condensatore che con PCM all'evaporatore.

In questo report sono descritte le attività relative alla progettazione e alla realizzazione dell'apparato sperimentale che sarà impiegato per testare sperimentalmente un sistema di refrigerazione di piccola taglia per il personal cooling, e le attività relative alla modellazione e alla simulazione numerica di un condensatore e di un evaporatore di dimensioni ridotte, ognuno dei quali con all'interno un PCM per accumulare energia termica/energia refrigerante sotto forma di calore sensibile e latente, utilizzabili separatamente nel suddetto sistema. L'ordine dei capitoli e dei paragrafi che seguono rispecchia l'ordine temporale con cui sono state svolte le relative attività.

Il secondo capitolo riguarda la progettazione e la realizzazione dell'apparato per le prove sperimentali. Nella prima parte del capitolo sono descritti i cicli termodinamici inversi su cui si basa il sistema di refrigerazione progettato, che differiscono a seconda che si consideri il PCM integrato nel condensatore o nell'evaporatore, ovvero in funzione del PCM utilizzato e della sua temperatura di transizione liquido-solido. Successivamente vengono descritti i componenti principali che compongono l'apparato sperimentale sia nel caso in cui il PCM è al condensatore e l'evaporatore è di tipo convenzionale, che nel caso in cui il PCM è all'evaporatore e il condensatore è di tipo convenzionale.

Nel terzo e nel quarto capitolo sono descritti, rispettivamente, i modelli sviluppati per la simulazione numerica del condensatore e dell'evaporatore, e vengono presentati i risultati delle simulazioni effettuate nel corso della seconda annualità.

Infine, nel quinto capitolo sono presentate le conclusioni relative alle attività realizzate e ai risultati ottenuti nella seconda annualità.

## 2 Apparato sperimentale

In questo capitolo sono dettagliate le ipotesi alla base del funzionamento del ciclo termodinamico relativo al fluido refrigerante del circuito di refrigerazione dell'apparato sperimentale sia nel caso con PCM al condensatore che in quello con PCM all'evaporatore, e le soluzioni adottate per la realizzazione dei componenti con PCM integrato. Sia nel caso con PCM al condensatore che in quello con PCM all'evaporatore, la potenza refrigerante scambiata dall'evaporatore con l'ambiente esterno è fissata a 100 W, in accordo con la scelta di analizzare l'applicazione relativa a un sistema di piccola taglia per il personal cooling, ed il fluido refrigerante del ciclo inverso a compressione di vapore è l'R134a [1].

Un'altra ipotesi fondamentale, su cui si basa sia il dimensionamento del condensatore che dell'evaporatore, riguarda la temperatura dell'aria da trattare o raffrescare, ovvero la temperatura dell'aria nel locale interno dove opera il refrigeratore per il personal cooling. Con riferimento allo studio di Khalifa e Koz [1], in cui è analizzato l'utilizzo di sistemi di personal cooling in parallelo con sistemi di condizionamento dell'aria convenzionali di tipo centralizzato, il risparmio energetico derivante dall'impiego di sistemi di personal cooling è essenzialmente legato alla possibilità di impostare delle temperature di set-point per il sistema di condizionamento ambientale estivo centralizzato fino a due gradi più alte rispetto ai valori che

garantiscono il confort termico nel caso di assenza di personal cooling. Pertanto, la temperatura dell'aria dell'ambiente interno in cui opera il sistema di personal cooling analizzato nell'ambito del presente studio è supposta pari a 26°C.

La Figura 1 mostra una schematizzazione del circuito refrigerante dell'apparato sperimentale.

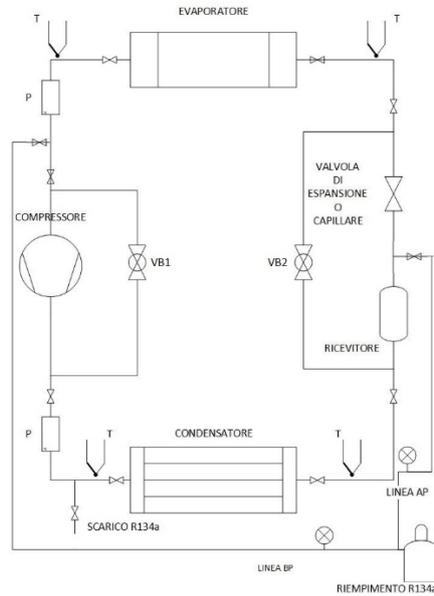


Figura 1. Schema del circuito refrigerante.

### 2.1 Analisi termodinamica del sistema con PCM al condensatore

La Figura 2 mostra il diagramma entropico con il ciclo termodinamico inverso del fluido refrigerante nel caso con PCM al condensatore. Oltre alle già menzionate assunzioni circa la potenza scambiata all'evaporatore e la temperatura dell'aria da raffreddare, si è fissata a 15°C sia la differenza di temperatura tra il fluido refrigerante e il PCM al condensatore, che la differenza di temperatura tra il fluido refrigerante e l'aria da refrigerare all'evaporatore. Si è deciso, infine, di utilizzare al condensatore un PCM commerciale con temperatura di transizione liquido-solido pari a 35°C.

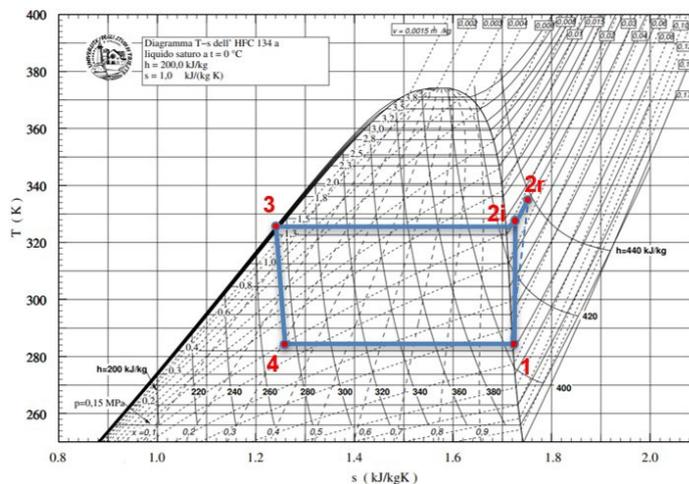


Figura 2. Ciclo termodinamico del fluido refrigerante nel caso con PCM al condensatore.

La Tabella 1 mostra i valori di temperatura, pressione, titolo, volume specifico, entalpia specifica, ed entropia specifica nei punti caratteristici del ciclo termodinamico, ottenuti in base alle assunzioni riportate precedentemente, e considerando per la fase di compressione un'efficienza del compressore pari a 0,75. Il COP è pari a 4,5, la portata massica del fluido refrigerante è  $7,41 \cdot 10^{-4}$  kg/s, e la potenza da dissipare al

condensatore è pari a 122 W. Nel presente caso, al fine di avere un sistema di refrigerazione trasportabile, e che può essere utilizzato negli ambienti interni degli edifici senza la necessità di avere un'unità esterna di condensazione, il calore da dissipare tramite il condensatore viene trasferito al PCM, che lo accumula in maniera isoterma, o quasi isoterma.

**Tabella 1. Punti caratteristici del ciclo termodinamico nel caso con PCM al condensatore.**

	T °C	P MPa	$v_s$ m <sup>3</sup> /kg	h kJ/kg	s kJ/kg/K	X
<b>1</b>	11	0,43	0,048	405	1,7216	1
<b>2i</b>	54,8	1,32	0,016	430	1,7216	
<b>2r</b>	61,8	1,32	0,017	438,3	1,75	
<b>3</b>	50	1,32	0,00091	270	1,205	0
<b>4</b>	11	0,43	0,0018	270	1,22	0,29

La Figura 3 mostra le caratteristiche principali del PCM commerciale individuato ed acquistato per le prove sperimentali. Volendo assegnare un'autonomia di cinque ore al sistema di personal cooling, si ha che l'energia totale da accumulare nel PCM è uguale a:

$$E_{storage} = P_C * 5 * 3600 = 2.196 \text{ kJ}, \quad (1)$$

dove  $P_C$  è la potenza da dissipare al condensatore. In tal caso, ipotizzando di poter sfruttare la piena potenzialità di accumulo termico del PCM, e di avere uno scambiatore di calore che permetta di trasferire 122 W tra fluido refrigerante e PCM, servirebbero 9,15 kg di PCM.

<b>The most important data:</b>		<b>Typical Values</b>	
<b>Melting area</b>		<b>34-36</b>	<b>[°C]</b>
		main peak: 35	
<b>Congealing area</b>		<b>36-34</b>	<b>[°C]</b>
		main peak: 35	
<b>Heat storage capacity ± 7,5%</b>		<b>240</b>	<b>[kJ/kg]*</b>
Combination of latent and sensible heat in a temperatur range of 27°C to 42°C.		<b>67</b>	<b>[Wh/kg]*</b>
<b>Specific heat capacity</b>		<b>2</b>	<b>[kJ/kg·K]</b>
<b>Density solid</b> at 25 °C		<b>0,88</b>	<b>[kg/l]</b>
<b>Density liquid</b> at 40 °C		<b>0,77</b>	<b>[kg/l]</b>
<b>Heat conductivity (both phases)</b>		<b>0,2</b>	<b>[W/(m·K)]</b>
<b>Volume expansion</b>		<b>12</b>	<b>[%]</b>
<b>Flash point</b>		<b>177</b>	<b>[°C]</b>
<b>Max. operation temperature</b>		<b>70</b>	<b>[°C]</b>

**Figura 3. Caratteristiche termo-fisiche del PCM integrato nel condensatore.**

## 2.2 Analisi termodinamica del sistema con PCM all'evaporatore

In Figura 4 è mostrato il diagramma entropico con il ciclo termodinamico inverso del fluido refrigerante nel caso con PCM all'evaporatore. Anche in questo caso si è fissato a 15°C il delta di temperatura per lo scambio termico sia al condensatore che all'evaporatore, mentre il PCM commerciale impiegato nell'evaporatore ha una temperatura di transizione liquido-solido pari a 15°C.

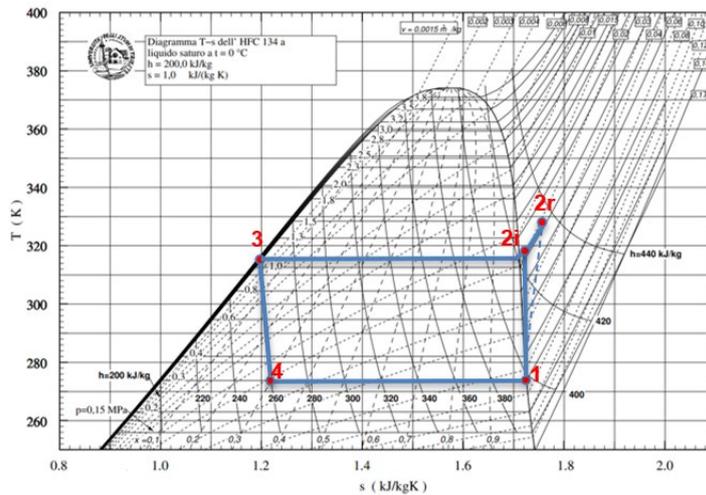


Figura 4. Ciclo termodinamico del fluido refrigerante nel caso con PCM all’evaporatore.

La Tabella 2 mostra i valori di temperatura, pressione, titolo, volume specifico, entalpia specifica, ed entropia specifica nei punti caratteristici del ciclo termodinamico, anche questi ottenuti in base a tutte le assunzioni riportate precedentemente, e considerando per la fase di compressione un’efficienza del compressore pari a 0,75. In questo caso il COP è pari a 3, e la portata massica del fluido refrigerante è pari a  $7,46 \cdot 10^{-4}$  kg/s. In questo caso, sempre nell’ottica di avere un sistema di refrigerazione trasportabile e che può essere utilizzato negli ambienti interni degli edifici, l’energia refrigerante prodotta dal sistema di refrigerazione viene accumulata nel PCM integrato nell’evaporatore, implementando il ciclo inverso in maniera differita rispetto all’utilizzo dell’energia refrigerante, e non in un ambiente interno ma in un luogo all’esterno come ad esempio un balcone, in modo da trasferire nell’ambiente esterno il calore scambiato al condensatore. Una volta caricato l’evaporatore di energia refrigerante, il sistema potrà essere trasportato in un ambiente interno e l’energia refrigerante potrà essere prelevata dall’evaporatore attivando un opportuno scambio termico tra il PCM dell’evaporatore e l’aria nell’ambiente interno.

Tabella 2. Punti caratteristici del ciclo termodinamico nel caso con PCM all’evaporatore.

	T °C	P MPa	$v_s$ m <sup>3</sup> /kg	h kJ/kg	s kJ/kg/K	X
<b>1</b>	0	0,3	0,07	394	1,725	1
<b>2i</b>	44	1,18	0,02	425	1,725	
<b>2r</b>	55	1,18	0,017	438,3	1,76	
<b>3</b>	40	1,18	0,00091	260	1,205	0
<b>4</b>	0	0,3	0,002	260	1,22	0,3

La Figura 5 mostra le caratteristiche principali del PCM commerciale individuato ed acquistato per le prove sperimentali. In questo caso, volendo assegnare un’autonomia di cinque ore al sistema di personal cooling, si ha che l’energia di refrigerazione totale da accumulare nel PCM dell’evaporatore è uguale a:

$$E_{storage} = P_E * 5 * 3600 = 1.800 \text{ kJ}, \tag{2}$$

dove  $P_E$  è la potenza da scambiare all’evaporatore. In questo caso, ipotizzando di poter sfruttare la piena potenzialità di accumulo termico del PCM, e di avere uno scambiatore di calore che permetta di trasferire la potenza  $P_E$  di 100 W tra fluido refrigerante e PCM, servirebbero circa 11,6 kg di PCM.



sensori di temperatura per monitorare la temperatura nei quattro rami principali del circuito, e due trasduttori di pressione, uno per misurare l'alta pressione e uno per la bassa.

### 2.3.1 Condensatore con PCM integrato

Il condensatore con PCM integrato, rappresentato in Figura 7, è composto da 3 moduli montati in serie, ognuno dei quali costituito da un cubo di lato pari a 24 cm coibentato esternamente e con all'interno una scatola, che conterrà il PCM, e una serpentina in tubo di rame all'interno della quale circola il fluido di refrigerazione che scambia calore con il materiale a cambiamento di fase. All'interno di ogni scatola, oltre al PCM e alla serpentina, sono presenti anche delle schiume metalliche di acciaio inox, distribuite in maniera uniforme in tutto il volume occupato dal PCM, il cui compito è quello di accelerare la trasmissione del calore per conduzione nel PCM durante la fase di solidificazione.

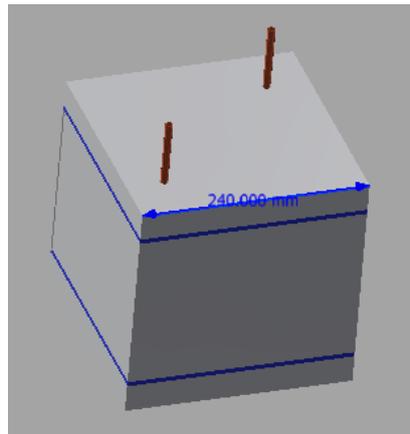


Figura 7. Vista del singolo modulo.

Per ognuno dei moduli, la scatola interna (Figura 8) è costituita da 5 piastre di materiale plastico trasparente (PMMA) con spessore 5 mm. Le piastre verticali hanno tutte altezza pari a 17 cm; due di esse avranno larghezza pari a 17 cm e due a 20 cm. La piastra di base è quadrata con lato 24 cm. Sulla superficie superiore della piastra di base sono incollate due piccole rastrelliere (componenti in giallo in Figura 8) che servono a centrare correttamente la serpentina all'interno della scatola. La quantità di PCM in ciascuna scatola è di 3,3 kg.

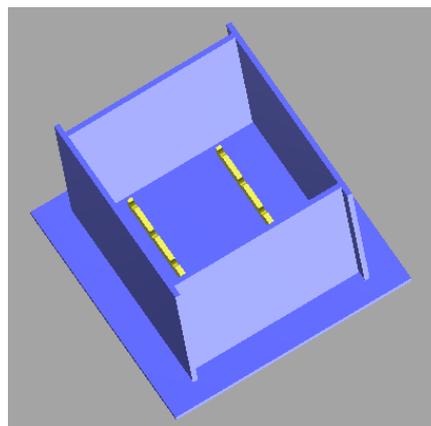
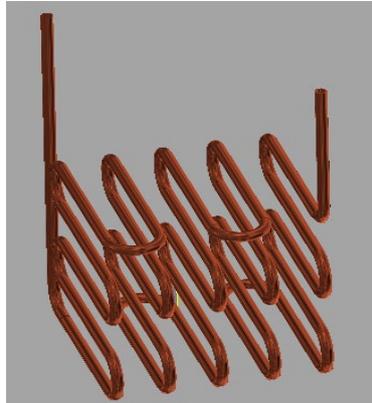


Figura 8. Vista della scatola.

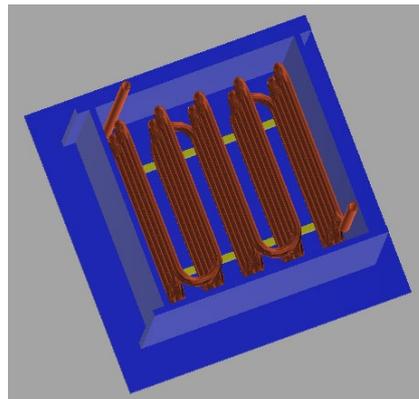
La serpentina (Figura 9) che va inserita all'interno di ogni singola scatola è realizzata in tubo di rame, con diametro esterno pari a 8 mm, diametro interno pari a 6 mm, e lunghezza totale pari a 4 m. Le dimensioni del serpentino sono state ricavate attraverso una stima del calore scambiato tra fluido frigorifero e PCM,

utilizzando la correlazione di Cavallini e Zecchin [5] per il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo tra il fluido frigorifero in condensazione e la parete interna del tubo di rame.



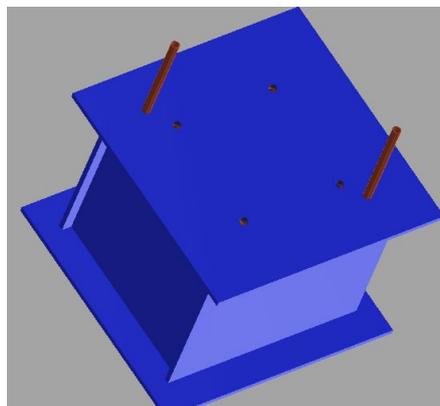
**Figura 9. Vista della serpentina di rame.**

La serpentina è adagiata all'interno della scatola di plastica utilizzando delle rastrelliere per posizionarla in modo corretto. Chiaramente, i tubi verticali di ingresso e uscita del fluido frigorifero hanno l'apertura verso l'alto (Figura 10).



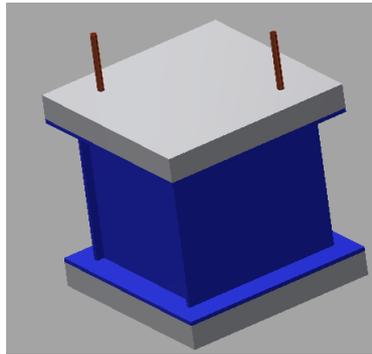
**Figura 10. Serpentina di rame montata all'interno della scatola.**

Una volta riempita la scatola con il PCM e le schiume metalliche, la scatola verrà chiusa con una piastra orizzontale semplicemente poggiata sul suo bordo superiore. Tale piastra, mostrata in Figura 11, è in PMMA trasparente di spessore pari a 8 mm, con 4 fori di diametro 9 mm per permettere il passaggio dei due tubi in rame, e 4 fori per permettere il fissaggio delle sonde verticali per la misura della temperatura.



**Figura 11. Scatola chiusa con la parete orizzontale poggiata sui bordi.**

Le pareti della scatola sono coibentate con pannelli rigidi di polistirene estruso ( $\lambda = 0,035 \text{ W/m/K}$ ) di spessore pari a 30 mm. Il pannello di isolante superiore è forato per permettere il passaggio dei tubi di rame e lavorato sulla superficie di accoppiamento con la piastra superiore in modo da consentire l'alloggiamento della parte superiore delle sonde per la misura della temperatura e la fuoriuscita dei cavetti tra l'isolante e la piastra in plastica (Figura 12). Il pannello di isolante sulla piastra di chiusura consiste in due pezzi che si incastrano per consentirne lo smontaggio durante la fase di solidificazione del PCM, che deve avvenire durante la notte all'ambiente esterno.



**Figura 12. Scatola chiusa con pannello isolante superiore e inferiore.**

Le pareti di coibentazione sulle facce verticali sono dello stesso tipo di materiale di quelle orizzontali, ma il sono di tipo rimovibile in modo tale da poter essere tolte durante la fase di solidificazione del PCM.

La Figura 13 e la Figura 14 mostrano rispettivamente una delle tre unità che costituiscono l'intero condensatore con PCM integrato e il serpentino in rame realizzati sulla base dei disegni 3D riportati precedentemente.



**Figura 13. Una unità del condensatore con PCM integrato.**

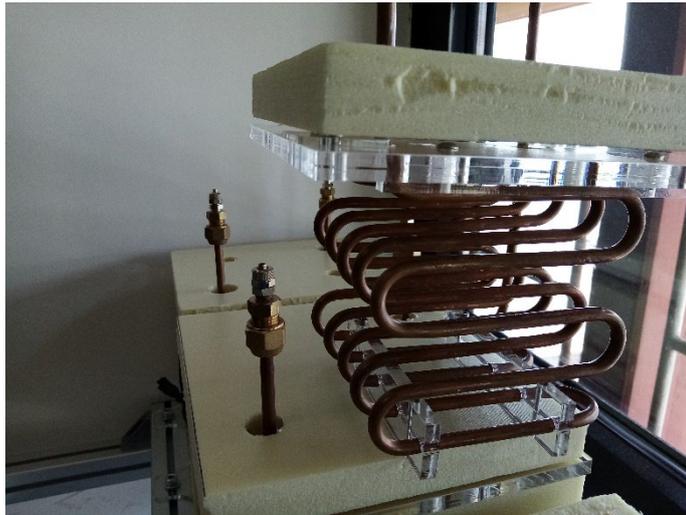


Figura 14. Serpentina in rame.

### 2.3.2 Evaporatore con PCM integrato

Come nel caso del condensatore, la particolarità fondamentale dell'evaporatore è che il fluido refrigerante deve scambiare energia termica con materiale a cambiamento di fase, utilizzando una serpentina immersa completamente all'interno del PCM. All'uopo, si pensò di realizzare un recipiente metallico contenente il materiale a cambiamento di fase e la serpentina immersa, denominando tutto l'insieme "modulo". Quest'ultimo, dimensionato in maniera simile rispetto a quanto fatto per il condensatore, contiene una quantità di PCM pari a 3,3 litri in fase liquida. Una volta caricato il PCM di energia refrigerante, l'energia refrigerante accumulata viene trasferita all'ambiente esterno attraverso le pareti del modulo, tramite un sistema di ventilazione forzata.

La Figura 15 e la Figura 16 mostrano rispettivamente una vista 3D e la vista posteriore dell'intero evaporatore, in cui sono presenti 5 moduli contenenti il PCM, tenuti insieme da un telaio realizzato con profilati di alluminio. Per la ventilazione forzata esterna, viene utilizzata una ventola trifase di diametro esterno da 250 mm gestita da un inverter per variare la velocità di rotazione. La ventola lavora aspirando l'aria dall'interno dell'evaporatore.

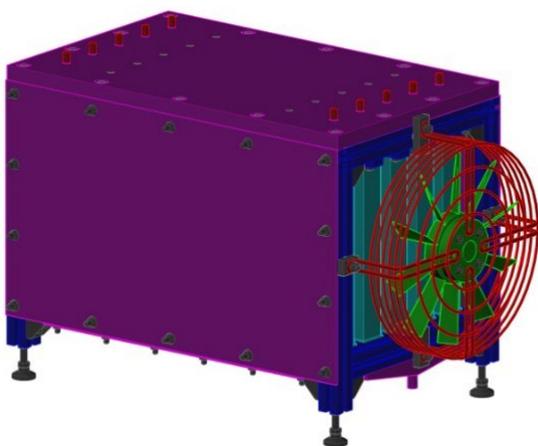


Figura 15. Vista 3D Evaporatore lato ventola.



Figura 16. Vista posteriore Evaporatore.

Nelle suddette figure, i pannelli di colore viola, ovvero le pareti laterali, quella superiore, e quella inferiore sono stati progettati per realizzare in modo opportuno la ventilazione forzata tra i moduli, e sono tutti in plastica ad eccezione del pannello inferiore, che è in metallo perché più facilmente sagomabile in modo da consentire la raccolta dell'acqua di condensa che si forma sulle superfici esterne dei moduli.

La Figura 17 mostra la batteria di 5 moduli dell'evaporatore.

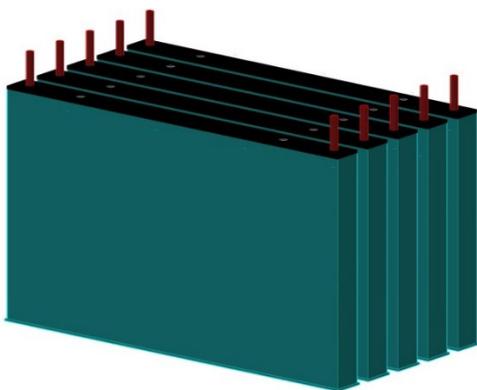


Figura 17. Batteria di moduli.

Ogni modulo è costituito da lamiera in acciaio di 2 mm di spessore. Di fatto si presenta come un parallelepipedo, costituito da una lamiera di 2 mm, avente dimensione interna utile in pianta 30x470 mm e alto 270 mm (escluso lo spessore delle pareti di 2 mm). Il modulo è chiuso da un coperchio superiore in plastica che presenta due fori di diametro 10 mm per consentire il passaggio delle serpentine da 8mm, e dell'aria di compensazione del volume di PCM quando cambia fase.

La serpentina in rame è distribuita all'interno del modulo in modo uniforme ed è tenuta sospesa all'interno del PCM attraverso delle piccole piastrine di plastica opportunamente sagomate per evitare che la serpentina sia in contatto con la superficie esterna del modulo, come è possibile notare in Figura 18 e in Figura 19. In quest'ultima, è possibile notare anche lo spazio tra il pelo libero di PCM e coperchio modulo.

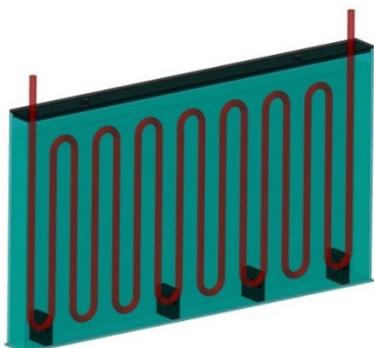


Figura 18. Vista 3D di un modulo con pareti trasparenti.



Figura 19. Vista 3D dell'interno del modulo con il PCM in trasparenza.

La figura 20 mostra l'evaporatore completo realizzato sulla base dei disegni 3D descritti in precedenza.

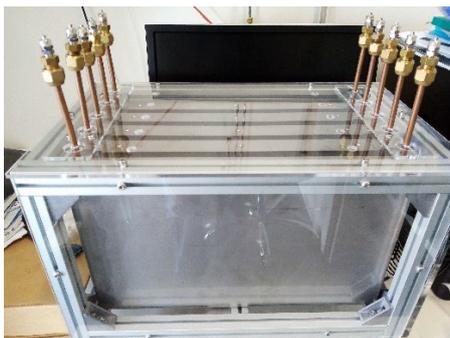
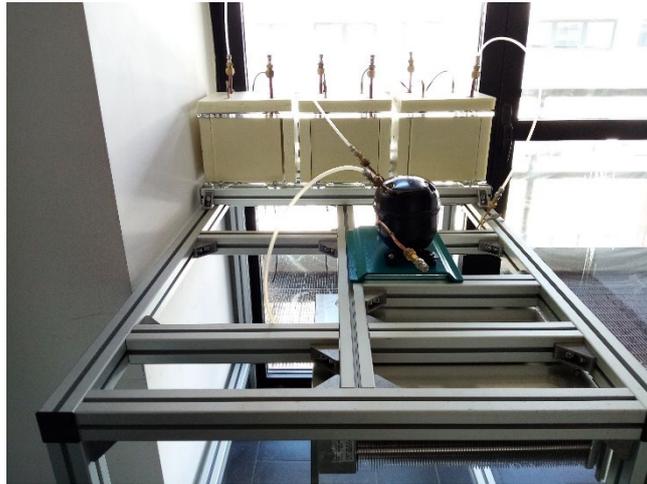


Figura 20. Evaporatore con PCM integrato.

### 2.3.3 Test rig

La Figura 21 mostra il banco prova, realizzato utilizzando profilati di alluminio, dove sono vengono effettuate le prove sperimentali. La configurazione mostrata nella suddetta figura è quella relativa al caso con condensatore con PCM integrato e moduli collegati in serie, questi ultimi mostrati più chiaramente in Figura 22 dove si possono notare anche le termoresistenze per le misure della temperatura, fissate tramite raccordi a compressione sui coperchi superiori in plexiglas di ciascun modulo. Oltre al condensatore, nel circuito sono presenti il compressore, visibile in Figura 21, un evaporatore di tipo convenzionale, visibile in Figura 23, e l'organo di laminazione rappresentato da un capillare, anch'esso visibile in Figura 23.

Le prove nel caso con l'evaporatore con PCM integrato sono realizzate utilizzando lo stesso banco di prova. In quel caso, il condensatore è di tipo convenzionale, e in particolare è quello mostrato in Figura 24.



**Figura 21. Banco per le prove sperimentali.**



**Figura 22. Moduli del condensatore con PCM integrato collegati in serie.**



**Figura 23. Evaporatore di tipo convenzionale e capillare per la laminazione.**

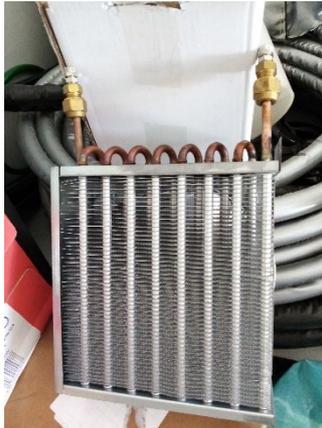


Figura 24. Condensatore di tipo convenzionale.

### 3 Simulazione del condensatore con PCM integrato

Nel corso della seconda parte della corrente annualità è stata effettuata la modellazione termofluidodinamica delle fasi di caricamento e scaricamento termico del condensatore con PCM integrato, descritto al paragrafo 2.3.1, contenente un PCM come mezzo di accumulo termico, e schiume metalliche di acciaio utilizzate per incrementare le performance di scambio termico del sistema. Tale attività, oltre ad essere parte integrante della presente linea di attività, si può inquadrare in un ambito più ampio, ovvero quello relativo all'intero work package WP4.1 del Progetto 1.5 del PTR19-21, in cui vengono anche studiate soluzioni innovative per far fronte agli svantaggi connessi all'utilizzo dei materiali a cambiamento di fase (PCM) come mezzi di accumulo del caldo e del freddo. Infatti, come ampiamente discusso nel report rilasciato nell'ambito della linea di attività WP4 LA 4.22, se da un lato, tali sistemi sono caratterizzati da densità di accumulo termico più elevate rispetto ai sistemi di accumulo a calore sensibile convenzionali, consentendo di assorbire e rilasciare energia termica a una temperatura quasi costante, dall'altro, in generale, sono fortemente penalizzati da bassi valori della conducibilità termica, che ne compromettono funzionalità e applicazioni. Come ampiamente discusso in letteratura, tra le diverse soluzioni volte ad aumentare la conducibilità termica dei PCM, una delle più promettenti riguarda l'utilizzo di schiume metalliche a celle aperte. Nonostante l'utilizzo di una schiuma metallica provochi una riduzione del volume occupato dal PCM, la sua integrazione può determinare un aumento significativo della conducibilità termica del PCM, consentendo uno scambio termico molto più efficace [6] [7].

In tale ambito, lo sviluppo di modelli finalizzati alla realizzazione di applicativi software per la simulazione numerica di tali soluzioni migliorative assume un'importanza cruciale nella progettazione di sistemi innovativi per l'accumulo di energia termica ad alta densità di energia accumulabile basati sull'impiego di PCM.

#### 3.1 Modello 3D del condensatore con PCM e schiuma metallica

Ai fini della modellazione, sono state formulate le seguenti ipotesi:

- (i) il PCM è omogeneo e isotropo;
- (ii) il cambiamento di fase del PCM durante la solidificazione / fusione avviene in un intervallo di temperatura;
- (iii) la temperatura iniziale del PCM è uniforme;
- (iv) la variazione di volume del PCM durante il cambio di fase è ignorata;
- (v) il PCM liquido è newtoniano e trattato con il modello a flusso laminare.

L'ipotesi al punto ii) è stata formulata, in quanto per molti PCM il passaggio di fase avviene in un intervallo di temperatura ( $\Delta T_M$ ) finito, al cui interno coesistono fase liquida e fase solida. Tale regione è comunemente definita *mushy zone*, e la frazione fusa  $\varphi$  quantifica la percentuale di materiale in fase liquida contenuta all'interno. La massima temperatura alla quale il materiale si trova completamente in fase solida è detta temperatura del solido ( $T_S$ ), mentre la più bassa temperatura alla quale il materiale si trova completamente in fase liquida è detta temperatura del liquido ( $T_L$ ). Queste sono state, quindi, valutate in funzione della temperatura di fusione del PCM, e del range di passaggio di fase dello stesso, rispettivamente secondo le seguenti espressioni:

$$\begin{aligned} T_S &= T_M - \Delta T_M \\ T_L &= T_M + \Delta T_M \end{aligned} \quad (3)$$

La frazione solida/liquida del materiale è stata, quindi, calcolata in funzione di  $T_S$  e  $T_L$ , o equivalentemente in funzione della temperatura di passaggio di fase,  $T_M$ , e  $\Delta T_M$ , nel seguente modo:

$$\varphi = \frac{T - T_S}{T_L - T_S} = \frac{T - T_M + \Delta T_M}{2\Delta T_M} = \begin{cases} 0 & \text{for } T < T_S \\ 0-1 & \text{for } T_S \leq T \leq T_L \\ 1 & \text{for } T > T_L \end{cases} \quad (4)$$

Nelle equazioni del modello, presentate di seguito,  $\varphi$  è stata smussata mediante una funzione *Heaviside* con le derivate seconde continue, al fine di tener conto analiticamente della dipendenza che sussiste all'interno della *mushy zone* tra la frazione fusa del materiale e la sua temperatura:

$$\varphi(T) = H(T - T_M) \quad (5)$$

Il sistema di equazioni da risolvere per la modellazione termofluidodinamica include le seguenti equazioni [8] [9]:

Equazione di conservazione dell'energia per il PCM

$$\varepsilon \rho_{PCM} c_{p,PCM} \left( \frac{\partial T_{PCM}}{\partial t} \right) + \rho_{PCM} c_{p,PCM} \bar{v} \cdot \nabla T_{PCM} = (k_{PCM,e} + k_{id}) \nabla \cdot (\nabla T_{PCM}) + h_v (T_{foam} - T_{PCM}) \quad (6)$$

Equazione di conservazione dell'energia per la schiuma metallica

$$(1 - \varepsilon) \rho_{foam} c_{p,foam} \left( \frac{\partial T_{foam}}{\partial t} \right) = k_{foam,e} \nabla \cdot (\nabla T_{foam}) - h_v (T_{foam} - T_{PCM}) \quad (7)$$

Equazione di conservazione della massa per il PCM

$$\nabla \cdot \bar{v} = 0 \quad (8)$$

Equazione del bilancio della quantità di moto per il PCM

$$\frac{\rho_{PCM}}{\varepsilon} \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon} \nabla \cdot (\bar{v} \cdot \bar{v}) \right) = -\nabla p + \frac{\mu'_{PCM}}{\varepsilon} \nabla \cdot (\nabla \bar{v}) - \frac{\mu'_{PCM}}{K} \bar{v} - \frac{\rho_{PCM} C_F}{\sqrt{K}} |\bar{v}| \bar{v} + \bar{F}_b \quad (9)$$

dove  $\rho_{PCM}$ ,  $c_{p,PCM}$ ,  $k_{PCM}$ ,  $\mu'_{PCM}$  sono, rispettivamente, la densità, il calore specifico, la conducibilità, e la viscosità dinamica effettiva del PCM;  $\varepsilon$ ,  $\rho_{foam}$ , e  $c_{p,foam}$  sono, rispettivamente, la porosità, la densità, e il calore specifico della schiuma metallica;  $T_{foam}$  e  $T_{PCM}$  sono, rispettivamente, la temperatura della schiuma e del PCM;  $p$  è la pressione;  $\vec{v}$  è il vettore velocità;  $K$  e  $C_F$  sono, rispettivamente, il coefficiente di permeabilità e il coefficiente di Forchheimer della schiuma;  $k_{PCM,e}$ ,  $k_{td}$ , e  $k_{foam,e}$  sono, rispettivamente, la conducibilità termica effettiva del PCM, la dispersione termica del PCM, e la conducibilità termica effettiva della schiuma, calcolate mediante le correlazioni riportate in Tabella 3;  $h_v$  è il coefficiente di scambio termico volumetrico, calcolato mediante l'equazione (10). Infine, gli ultimi termini a destra delle equazioni (6) e (7) modellano lo scambio termico all'interfaccia PCM-schiuma.

$$h_v = h_{v,S} + (h_{v,L} - h_{v,S}) * H(T - T_M) \quad (10)$$

In riferimento all'equazione (10),  $h_{v,S}$  e  $h_{v,L}$  sono, rispettivamente, il coefficiente di scambio termico tra la schiuma e il PCM solido e la schiuma e il PCM liquido, e sono state valutate in accordo al riferimento [9].

Il terzo e il quarto termine dell'equazione (9) rappresentano, rispettivamente, il termine di Darcy e di Forchheimer; infine,  $\overline{F_b}$ , calcolato mediante l'equazione (11), rappresenta l'approssimazione di Boussinesq, aggiunta all'equazione della quantità di moto per includere gli effetti di galleggiamento:

$$\overline{F_b} = \rho_{PCM} \overline{g} \beta (T - T_M) \quad (11)$$

in cui,  $\overline{g}$  e  $\beta$  sono, rispettivamente, l'accelerazione gravitazionale e la comprimibilità isobarica.

Le caratteristiche termofisiche del PCM commerciale utilizzato per il condensatore, ovvero il PCM RT35HC della ditta tedesca Rubitherm, sono quelle riportate in Figura 3.

Per quanto riguarda i parametri riportati in Tabella 3,  $k_{PCM,S}$  e  $k_{PCM,L}$  sono, rispettivamente, la conducibilità termica del PCM solido e del PCM liquido, e  $d_p$  è il diametro del poro della schiuma, che dipende dalla porosità e dalla densità del poro della schiuma, fissata uguale a 2,54 mm. La viscosità dinamica effettiva del PCM,  $\mu'_{PCM}$ , è stata calcolata mediante le equazioni (12) e (13), al fine di imporre uguale a zero la velocità all'interno della regione solida del PCM.

$$\mu'_{PCM} = \mu_{PCM,L} (1 + S(T)) \quad (12)$$

$$S(T) = A_{mush} \frac{(1 - \varphi(T))^2}{\varphi(T)^3 + \delta} \quad (13)$$

Nell'equazione (12),  $\mu_{PCM,L}$  è la viscosità dinamica del PCM liquido; nell'equazione (13),  $A_{mush}$  è un parametro arbitrario costante il cui ruolo è quello di influenzare la viscosità dinamica effettiva nel materiale all'interno della *mushy zone*, mentre  $\delta$  è una costante arbitraria, di solito pari a  $10^{-3}$ , utilizzata per evitare che il denominatore assuma valore nullo.

Tabella 3. Correlazioni utilizzate [8].

Parametri	Correlazioni
$k_{td}$	$k_{td} = \frac{C_{td}}{1-\varepsilon} \rho_{PCM} c_{p,PCM} d_f \sqrt{v^2}, C_{td} = 0.36$ $d_f = 1.17 \sqrt{\frac{1-\varepsilon}{3\pi}} d_p$
$k_{PCM,e}$ e $k_{foam,e}$	$k_{PCM,e} = \begin{cases} k_{PCM,e,S} & \text{regione solida} \\ \varphi(T)k_{PCM,e,L} + (1-\varphi(T))k_{PCM,e,S} & \text{mushy zone} \\ k_{PCM,e,L} & \text{regione liquida} \end{cases}$ $k_{PCM,e,S} = k_e \quad \text{if} \quad k_{foam,e} = 0 \quad \text{and} \quad k_{PCM} = k_{PCM,S}$ $k_{PCM,e,L} = k_{e,L} \quad \text{if} \quad k_{foam,e} = 0 \quad \text{and} \quad k_{PCM} = k_{PCM,L}$ $k_{foam,e} = k_e \quad \text{if} \quad k_{PCM,e} = 0$ $k_e = \frac{1}{\sqrt{2}(R_A + R_B + R_C + R_D)}$ $R_A = \frac{4\lambda}{(2e^2 + \pi\lambda(1-e))k_{foam} + (4 - 2e^2 - \pi\lambda(1-e))k_{PCM}}$ $R_B = \frac{(e-2\lambda)^2}{(e-2\lambda)e^2k_{foam} + (2e-4\lambda-(e-2\lambda)e^2)k_{PCM}}$ $R_C = \frac{(\sqrt{2}-2e)^2}{2\pi\lambda^2(1-2\sqrt{2}-2e-\pi\lambda^2(1-2\sqrt{2}e))k_{PCM}}$ $R_D = \frac{2e}{e^2k_{foam} + (4-e^2)k_{PCM}}$ $\lambda = \sqrt{\frac{\sqrt{2}(2-(5/8)e^3\sqrt{2}-2\varepsilon)}{\pi(3-4\sqrt{2}e-e)}}, e = 0.339$

### 3.2 Simulazioni preliminari

Al fine di effettuare un primo check sul modello, sia per la simulazione del caricamento termico (fusione) che dello scaricamento termico (solidificazione) del PCM integrato nel condensatore, sono state condotte delle simulazioni preliminari nelle quali sono state utilizzate condizioni iniziali e al contorno che fossero rappresentative delle condizioni sperimentali relative al primo dei tre moduli che compongono l'intero condensatore, considerando i moduli disposti in serie. Come descritto nel capitolo precedente, la fase di caricamento termico del PCM avviene quando il sistema per il personal cooling è attivo, per effetto della cessione di calore al PCM da parte del fluido refrigerante che attraversa la serpentina del condensatore,

mentre lo scaricamento avviene lasciando raffreddare naturalmente il condensatore con PCM integrato all'aria aperta quando il sistema di personal cooling non è attivo, ovvero quando il compressore è spento.

### 3.2.1 Condizioni iniziali e al contorno

Le condizioni iniziali e al contorno sono basate sia sulle ipotesi relative alla modalità operative di funzionamento del sistema di personal cooling, che sui parametri del ciclo termodinamico inverso che caratterizza il sistema di personal cooling nel caso di PCM integrato nel condensatore. All'istante iniziale si è assunto un campo di velocità del PCM nullo, e che la temperatura fosse costante sull'intero dominio computazionale. In dettaglio, la temperatura all'istante  $t = 0$  è stata fissata a 27°C per la fase di caricamento e a 50°C per quella di scaricamento. A  $t > 0$ , le condizioni al contorno, sono state fissate tenendo in considerazione i successivi test sperimentali, sia per il caricamento che per lo scaricamento. Nel dettaglio, dato che il caricamento del PCM avviene per effetto del passaggio di fluido caldo all'interno della serpentina, per questa fase è stato considerato che le superfici esterne del sistema fossero adiabatiche, mentre per le superfici della serpentina è stata imposta la seguente condizione al contorno:

$$q_1 = h_1 (T - T_{int}) \quad (14)$$

in cui,  $q_1$  è il flusso termico relativo alla superficie esterna della serpentina;  $h_1$  è la conduttanza convettiva della superficie esterna della serpentina, fissata pari a 221 W/m<sup>2</sup>/K [5], e  $T_{int}$  è la temperatura del fluido all'interno della serpentina, considerata pari a 50°C.

Come già detto, lo scaricamento avviene lasciando raffreddare naturalmente il sistema lasciandolo all'aria aperta. Pertanto, per questa fase, a  $t > 0$ , è stato considerato che la superficie inferiore del sistema e tutte le superfici della serpentina fossero adiabatiche; mentre per le superfici laterali, e superiore del sistema sono state imposte due condizioni di scambio termico per convezione naturale, rispettivamente, su parete verticale, e su parete orizzontale, ipotizzando che la temperatura dell'aria esterna fosse pari a 22°C.

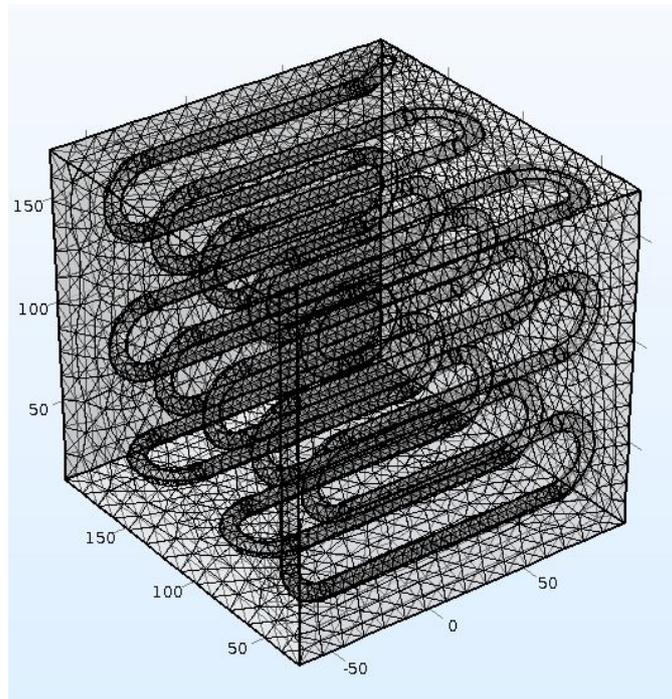
Per quanto riguarda il campo di velocità, per entrambe le fasi è stata imposta una condizione di non scorrimento su tutte le superfici.

### 3.2.2 Trattamento numerico

Al fine di risolvere le equazioni del modello e procedere con le simulazioni numeriche, è stato utilizzato il software COMSOL Multiphysics. Per gestire la non linearità del sistema di equazioni, è stato utilizzato un approccio segregato, e per il time stepping la *backward differentiation formula*, fissando un time step iniziale pari a 10<sup>-4</sup> s e un time step massimo variabile. La scelta di utilizzare un time step massimo non fissato deriva dalla necessità di ottenere una massimizzazione automatica del time step, effettuata dal solver stesso, al fine di ridurre il più possibile i tempi computazionali necessari alla risoluzione del problema.

Le *mesh* utilizzate sull'intero dominio computazionale, sia per il caricamento che per lo scaricamento, sono state del tipo *physics-controlled mesh*, e per entrambe le fasi è stata dimostrata l'indipendenza dei risultati dal numero di elementi della *mesh*. La Figura 25 mostra il dominio computazionale 3D.

Il tempo di simulazione è stato fissato a 5 ore in fase di caricamento, e 48 ore in fase di scaricamento. Le simulazioni sono state effettuate con una workstation Dell Precision T7610, equipaggiata con due processori Intel Xeon E5-2687 w2 e una memoria RAM di 64 GB e 1866 MHz.



**Figura 25. Sistema simulato con *mesh* in evidenza.**

### 3.2.3 Risultati

I risultati discussi in questa sezione sono stati ottenuti, sia per il caricamento che per lo scaricamento, settando i parametri  $T_M$ ,  $A_{mush}$  e  $\Delta T_M$ , rispettivamente, a  $35^\circ\text{C}$ ,  $10^3$  e  $1^\circ\text{C}$ . La scelta dei valori di  $T_M$  e  $\Delta T_M$  deriva dai dati riportati nella scheda tecnica del PCM; mentre  $A_{mush}$  è stato fissato arbitrariamente, in base alle esperienze pregresse del gruppo di ricerca su questo tipo di simulazioni numeriche. Tale parametro sarà poi tarato in fase di validazione del modello: poiché  $A_{mush}$  agisce sulla viscosità effettiva del PCM nella *mushy zone*, maggiore è  $A_{mush}$ , maggiore è la viscosità effettiva del PCM valutata con le equazioni (10-11), e minore è lo scambio termico convettivo nella *mushy zone*, comportando un rallentamento delle fasi di caricamento e scaricamento del materiale [10].

La Figura 26 e la Figura 27 mostrano rispettivamente la variazione della temperatura media e la variazione della frazione liquida/solida media per la fase di caricamento, nel punto di coordinate 0, 120, 120. Analogamente, la Figura 28 e la Figura 29 mostrano rispettivamente la variazione della temperatura media, e la variazione della frazione liquida/solida media per la fase di scaricamento, nello stesso punto. La Figura 30 e la Figura 31 mostrano, invece, gli *slice* di temperatura e di frazione liquida/solida, e le isolinee di vorticità nella regione occupata dal PCM in tre diversi istanti temporali, rispettivamente, del caricamento e dello scaricamento.

Dalle figure suddette, è evidente che il caricamento del materiale avvenga molto più velocemente dello scaricamento. Ciò è una conseguenza dei maggiori moti convettivi che si instaurano durante il caricamento. Inoltre, in fase di scaricamento, come è possibile osservare dagli *slice* di frazione liquida/solida di Figura 31, lo strato solido di PCM che inizia a formarsi sulle superfici esterne per effetto del raffreddamento del sistema agisce ostacolando lo scambio termico con il materiale posto più internamente, determinando quindi un rallentamento del processo [10]. Dalle isolinee di vorticità di Figura 30 si nota chiaramente come negli istanti iniziali (dopo circa 200s) del caricamento, il PCM posizionato intorno al serpentino inizi a fondere, e come man mano la fusione interessi tutto il PCM. Analogamente, dalla Figura 31, si nota come l'inizio dello scaricamento sia caratterizzato da una maggiore vorticità, essendo il PCM allo stato liquido, e che questa diminuisca man mano che il PCM solidifica.

Infine, la Figura 32, e la Figura 33 riportano, rispettivamente, l'energia accumulata e rilasciata dal PCM, durante il caricamento e lo scaricamento. Nel dettaglio, in fase di caricamento, il sistema accumula circa -948 kJ, con un contributo latente di circa -786 kJ e un contributo sensibile di circa -161 kJ. Analogamente, in fase di scaricamento, il sistema accumula circa 840 kJ, con un contributo latente di circa 644 kJ e un contributo sensibile di circa 196 kJ.

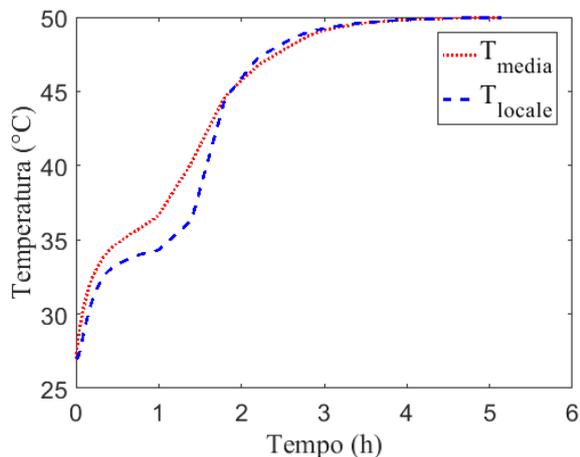


Figura 26. Variazione della temperatura per la fase di caricamento.

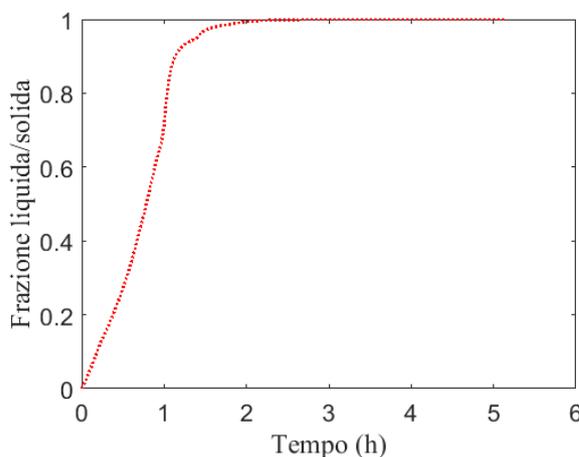


Figura 27. Variazione della frazione liquida/solida media in fase di caricamento.

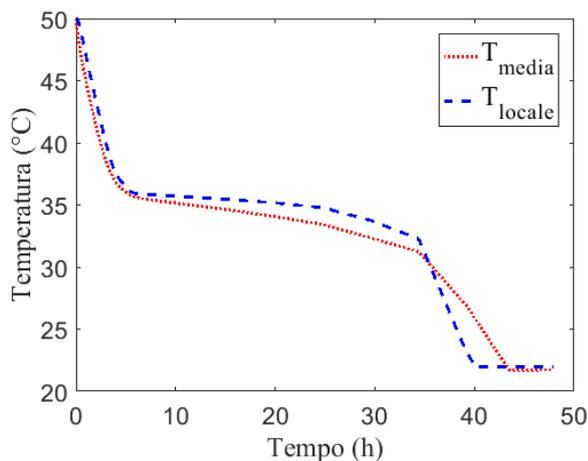


Figura 28. Variazione della temperatura per la fase di scaricamento.

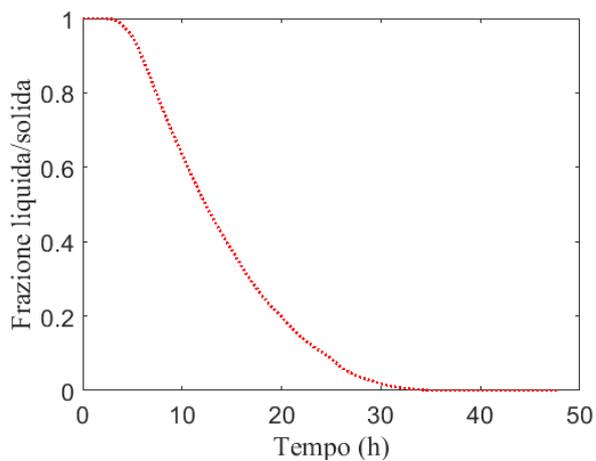


Figura 29. Variazione della frazione liquida/solida media in fase di scaricamento.

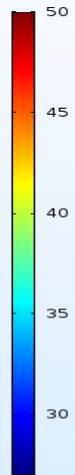
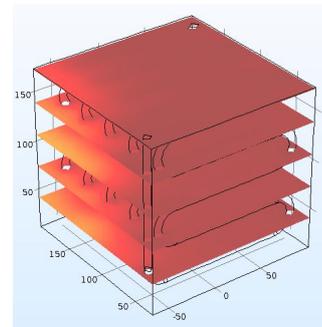
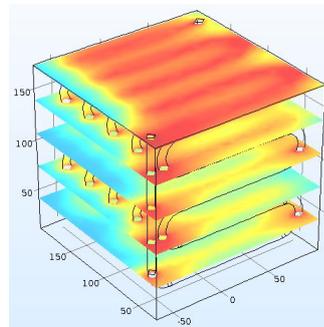
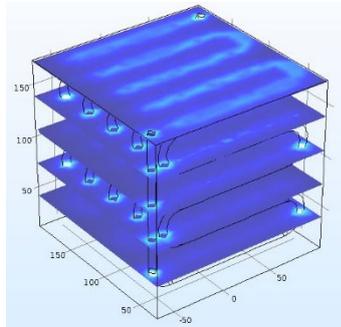
**Caricamento**

t= circa 0h (200s)

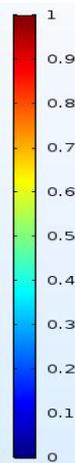
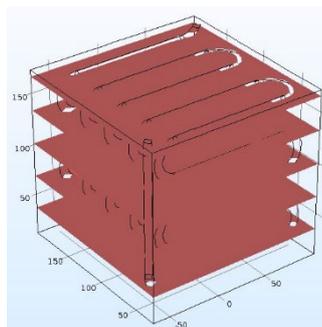
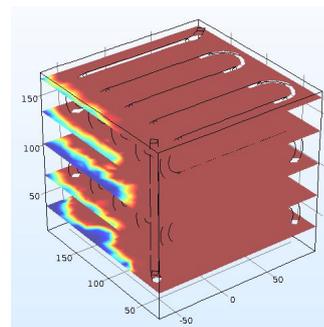
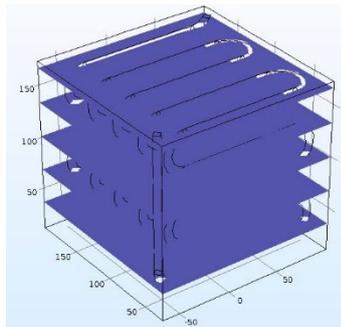
t=1.5h

t=3h

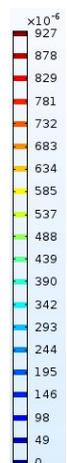
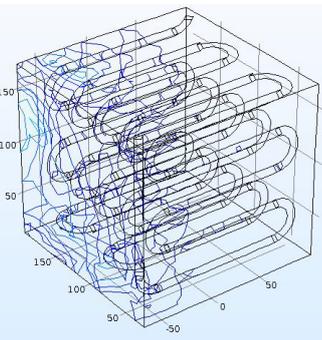
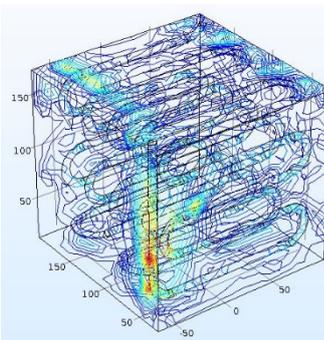
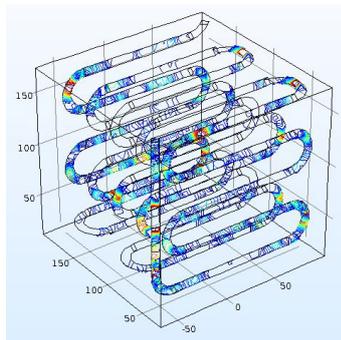
Temperatura (°C)



Frazione liquida/solida



Isolinee di vorticità ( $s^{-1}$ )



**Figura 30. Mappe calorimetriche della temperatura e della frazione solida/liquida in tre differenti istanti del caricamento.**

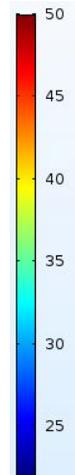
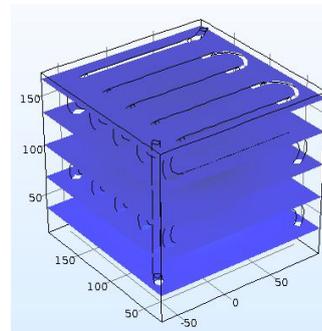
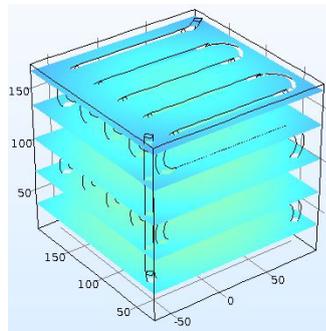
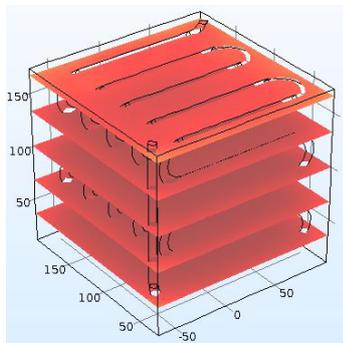
**Scaricamento**

t= circa 0h (500s)

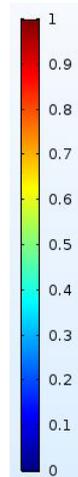
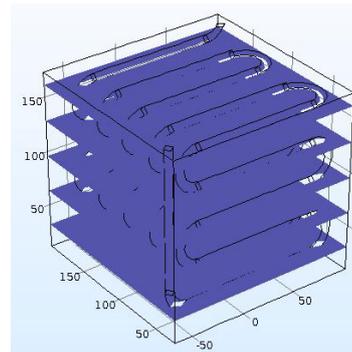
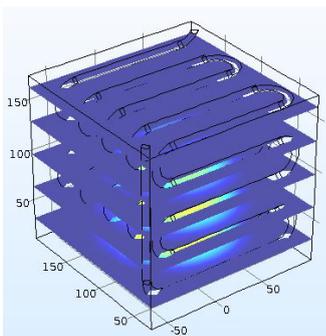
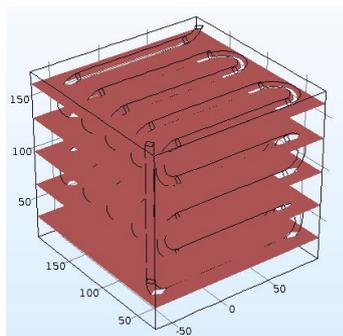
t=24h

t=48h

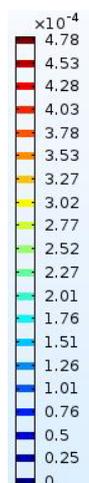
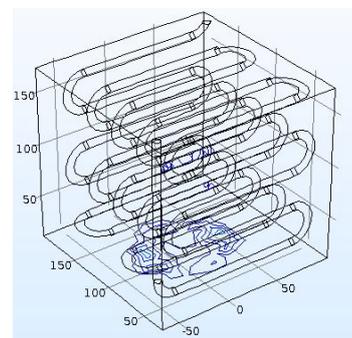
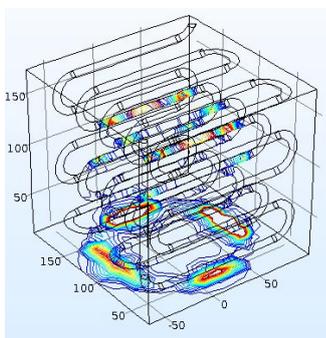
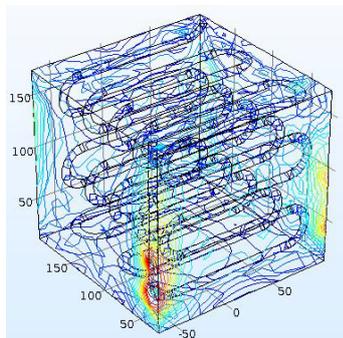
Temperatura (°C)



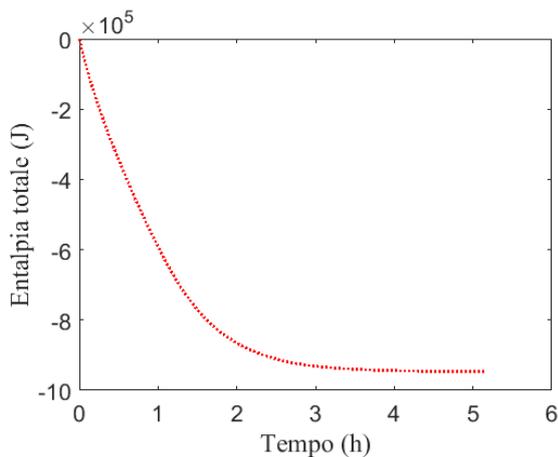
Frazione liquida/solida



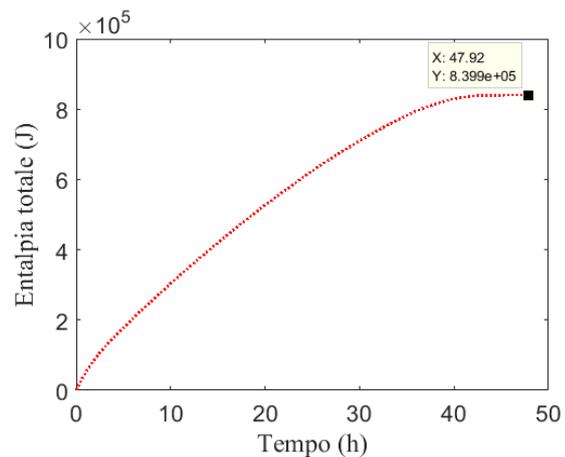
Isolinee di vorticità (s<sup>-1</sup>)



**Figura 31. Mappe calorimetriche della temperatura e della frazione solida/liquida in tre differenti istanti dello scaricamento.**



**Figura 32. Energia accumulata in caricamento (per convenzione negativa).**



**Figura 33. Energia rilasciata in scaricamento.**

## 4 Simulazione dell'evaporatore con PCM integrato

L'ultima parte delle attività svolte in questa annualità ha riguardato la modellazione termofluidodinamica e la simulazione numerica dell'evaporatore con PCM integrato, considerando la geometria, i materiali e i parametri termodinamici descritti nei capitoli precedenti. Il modello utilizzato per la simulazione numerica della termofluidodinamica associata alle fasi di caricamento e scaricamento di energia refrigerante del PCM nell'evaporatore è lo stesso rispetto a quello sviluppato per il condensatore. Invece, per quanto riguarda lo scambio termico convettivo con il fluido refrigerante, a differenza rispetto alla simulazione del condensatore dove è stata utilizzata una correlazione per fluidi in condensazione, per l'evaporatore è stato anche implementato un modello di miscela per la simulazione numerica 3D del campo di velocità, del campo di temperatura, e di quello relativo alla fase del fluido refrigerante che circola nel serpentino.

Nel seguito sono riportati alcuni dei risultati preliminari ottenuti prima della validazione sperimentale dei modelli.

### 4.1 Simulazioni preliminari

Anche in questo caso, le simulazioni sono state realizzate utilizzando il software COMSOL Multiphysics, ed impostando condizioni operative verosimili rispetto a quelle ipotizzate per il funzionamento del sistema reale. Nel seguito sono riportate le condizioni iniziali e al contorno implementate, e i risultati ottenuti per uno dei moduli dell'evaporatore, ipotizzando una configurazione in parallelo dei moduli, mentre non si riportano i dettagli relativi alle metodologie per la risoluzione numerica del sistema di equazioni del bilancio, poiché l'approccio utilizzato è del tutto simile a quello usato per la simulazione del condensatore con PCM integrato.

#### 4.1.1 Condizioni iniziali e al contorno

Come già preannunciato, le condizioni iniziali e al contorno sono state assegnate in base alle modalità operative di funzionamento previste per il sistema di personal cooling, e in base al ciclo termodinamico inverso che caratterizza il sistema di personal cooling nel caso di PCM integrato nell'evaporatore. Le caratteristiche termofisiche del PCM utilizzato per l'evaporatore sono quelle riportate in Figura 5, ovvero quelle del PCM commerciale RT 15 della ditta tedesca Rubitherm.

Per quanto riguarda la fase di caricamento di energia refrigerante, all'istante iniziale per il PCM si è assunto un campo di velocità nullo e una temperatura costante e pari a quella ambiente sull'intero dominio computazionale, mentre per il fluido refrigerante R134a all'istante iniziale si è assunto un campo di velocità nullo, temperatura pari a zero, e una frazione di volume della fase gassosa pari a 0,974, che, con riferimento al ciclo termodinamico del fluido refrigerante nell'evaporatore, corrisponde al valore in ingresso all'evaporatore. Per  $t > 0$ , la portata di fluido refrigerante all'ingresso della serpentina è fissata pari a un terzo di quella nominale, la temperatura pari a 0°C e la frazione di volume della fase gassosa pari a 0,974, mentre sulla superficie esterna del modulo la condizione al contorno prescrive uno scambio termico con l'ambiente esterno per convezione naturale.

Per lo scaricamento di energia refrigerante, la condizione iniziale corrisponde alla condizione finale della fase di caricamento, mentre per  $t > 0$  la portata di fluido refrigerante all'ingresso della serpentina è fissata pari a zero, mentre sulla superficie esterna del modulo la condizione al contorno prescrive uno scambio termico con l'ambiente esterno per convezione forzata, effetto della ventilazione imposta dal ventilatore controllato tramite inverter.

#### 4.1.2 Risultati della simulazione del caricamento di energia refrigerante

La Figura 34 e la Figura 35 mostrano rispettivamente il campo di temperatura e la frazione liquida del PCM in una delle sezioni verticali di mezzeria del modulo dopo un'ora, la Figura 36 e la Figura 37 mostrano rispettivamente il campo di temperatura e la frazione liquida del PCM nella stessa sezione dopo due ore, mentre la Figura 38 mostra la frazione di volume della fase gassosa del fluido refrigerante dopo un'ora. Per le suddette figure, la sezione di ingresso del fluido refrigerante è quella in alto a destra, e di conseguenza quella di uscita in alto a sinistra. La Figura 39 mostra la potenza scambiata tra il PCM e il fluido termovettore nelle prime due ore di caricamento. Si può notare che in quell'arco temporale il valore medio della potenza scambiata è in linea con il valore previsto per il singolo modulo in base ai calcoli termodinamici realizzati durante la fase di design dell'evaporatore, ovvero 33 W. Infine, la Figura 40 mostra l'andamento temporale della media nell'intero volume della frazione liquida media del PCM.

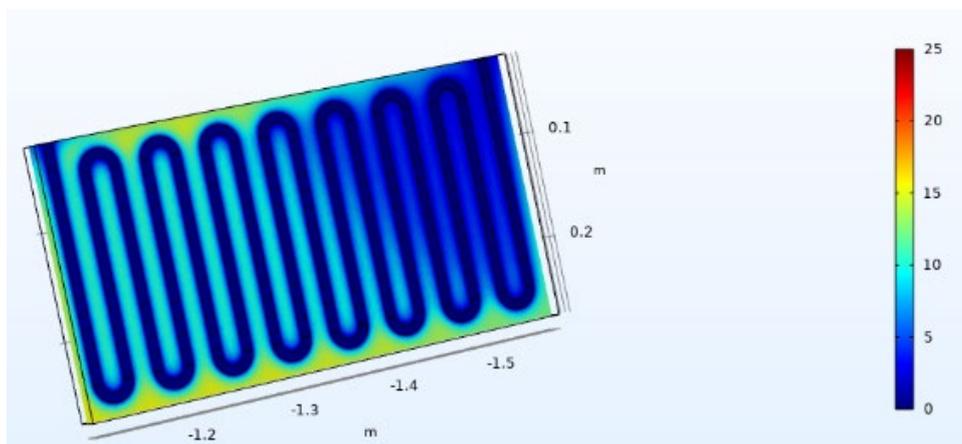


Figura 34. Campo di temperatura dopo 3600 s.

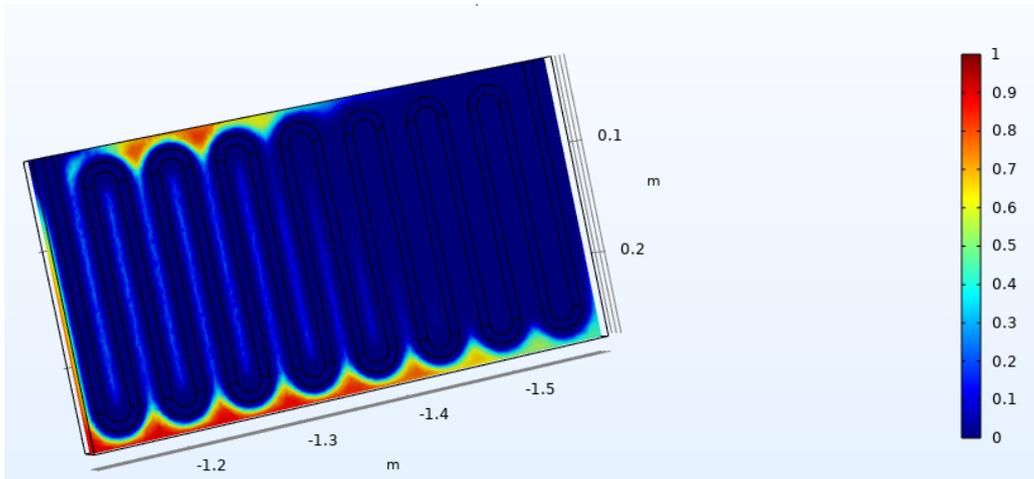


Figura 35. Frazione liquida dopo 3600 s.

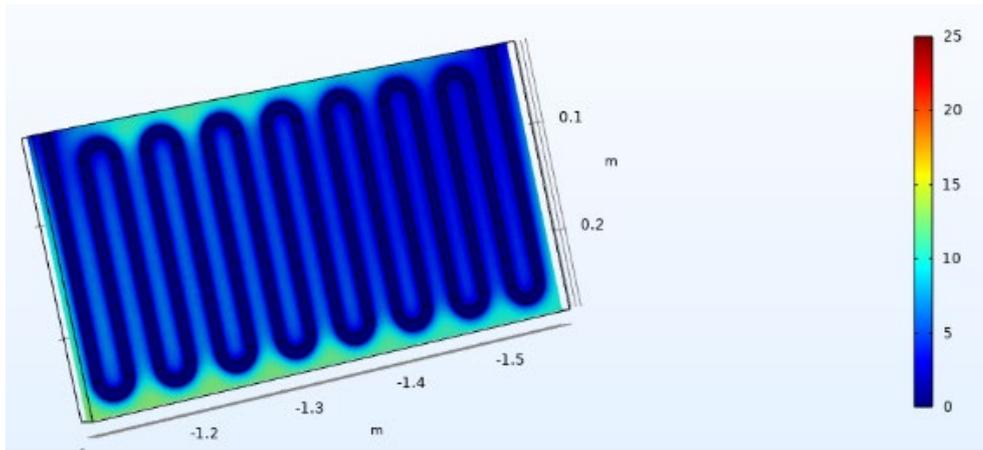


Figura 36. Campo di temperatura dopo 7200 s.

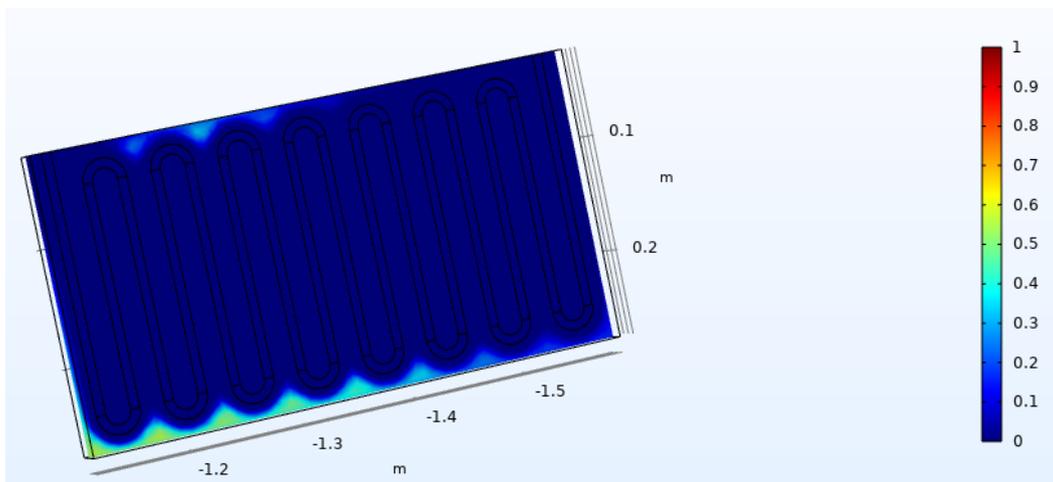


Figura 37. Frazione liquida dopo 7200 s.

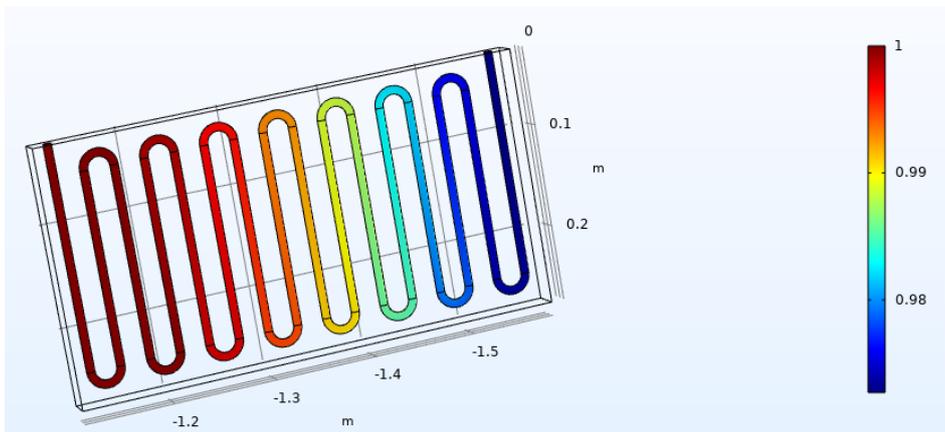


Figura 38. Frazione di volume della fase gassosa del fluido refrigerante dopo 3600 s.

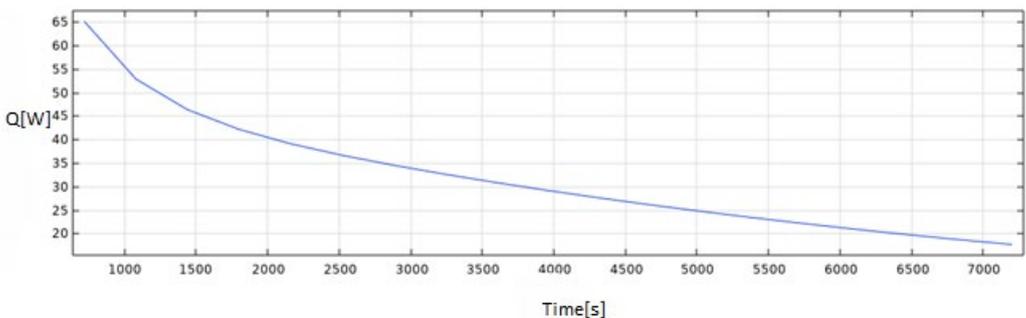


Figura 39. Potenza scambiata tra il PCM e il fluido R134a.

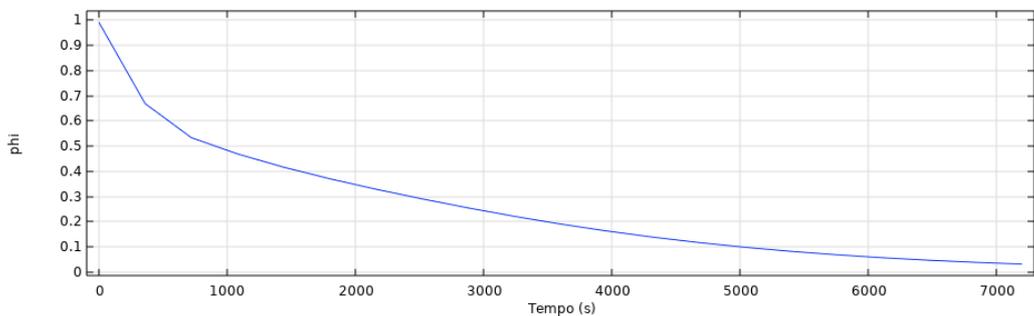


Figura 40. Valore medio della frazione liquida del PCM nell'intero volume.

#### 4.1.3 Risultati della simulazione dello scaricamento di energia refrigerante

Per quanto riguarda lo scaricamento dell'energia refrigerante accumulata nel PCM, che corrisponde alla fase in cui viene raffreddata (condizionata) l'aria esterna, sono stati simulati differenti valori della velocità dell'aria che lambisce la superficie esterna dei moduli, ottenuti, fissata la distanza tra i moduli, attraverso una variazione della portata. Tale variazione della portata nei test sperimentali sarà realizzata utilizzando l'inverter collegato al ventilatore trifase. La Figura 41, la Figura 42, e la Figura 43 mostrano rispettivamente la temperatura sulla superficie esterna del modulo dopo due ore di scaricamento nei casi con velocità dell'aria esterna pari a 1, 3, e 5 m/s. Come è possibile evincere dalla Figura 44, in cui è mostrato l'andamento temporale della potenza scambiata tra il PCM l'aria esterna alle differenti velocità dell'aria simulate, l'unico caso in cui la potenza scambiata è in linea con i valori previsti è quello in cui la velocità dell'aria è pari a 5 m/s. In questo caso, la temperatura dell'aria raffreddata all'uscita dell'evaporatore varia tra 21 e 22°C, come mostrato in Figura 45.

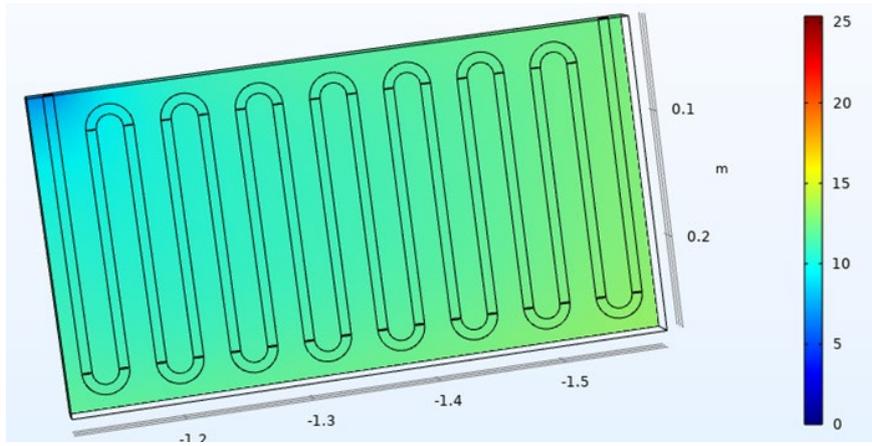


Figura 41. Temperatura sulla superficie esterna del modulo con  $V = 1$  m/s dopo 7200 s.

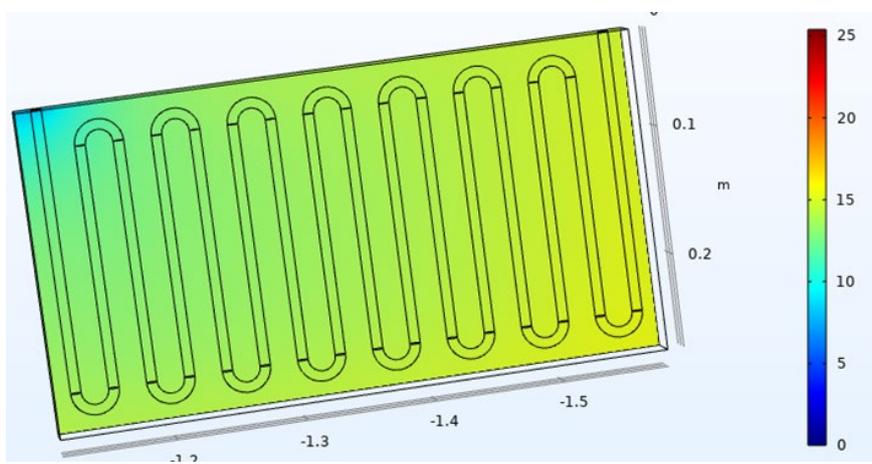


Figura 42. Temperatura sulla superficie esterna del modulo con  $V = 3$  m/s dopo 7200 s.

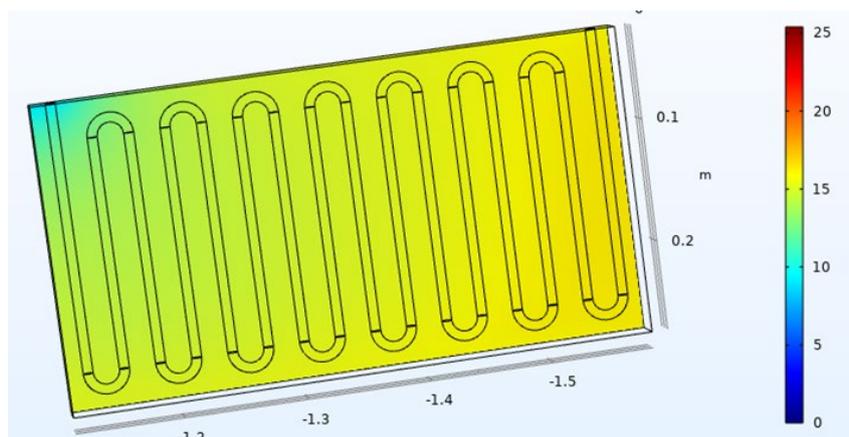


Figura 43. Temperatura sulla superficie esterna del modulo con  $V = 5$  m/s dopo 7200 s.

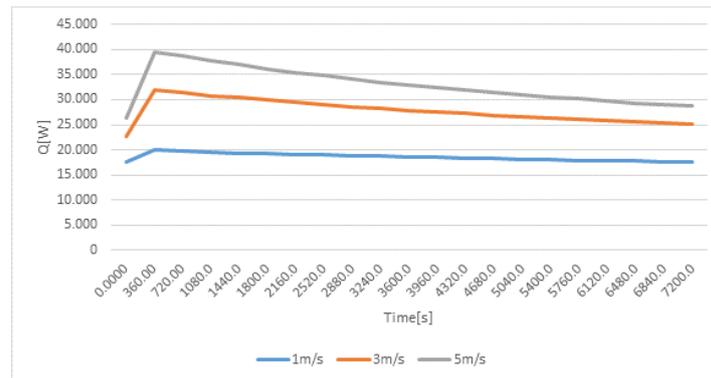


Figura 44. Potenza scambiata tra il PCM aria esterna a differenti velocità dell'aria.

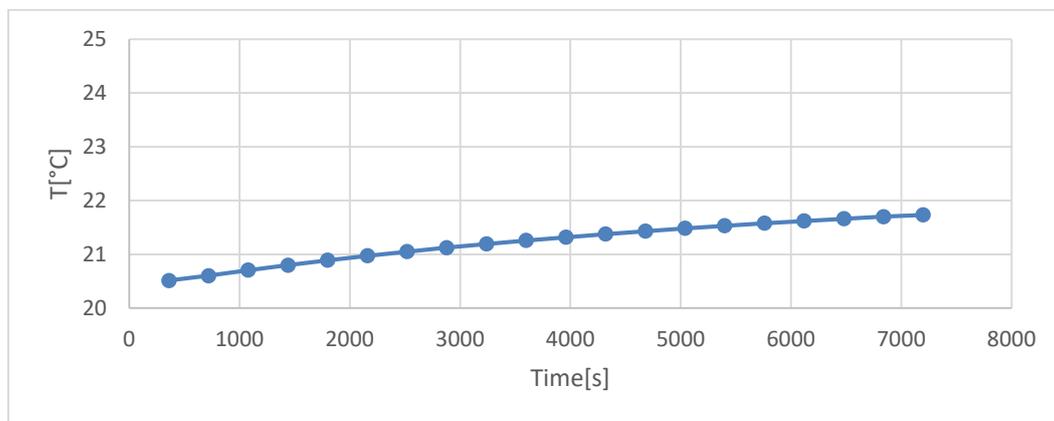


Figura 45. Temperatura dell'aria all'uscita dell'evaporatore con velocità dell'aria pari a 5 m/s.

## 5 Conclusioni

In questo documento sono descritte le attività relative alla modellazione fisica finalizzata alla simulazione numerica e all'analisi sperimentale di un sistema di refrigerazione di piccola taglia per il personal cooling con PCM integrato, considerando sia il caso con il PCM integrato nel condensatore, sia quello in cui è integrato nell'evaporatore. I tool di simulazione sviluppati nel corso della presente annualità permetteranno di analizzare e ottimizzare le caratteristiche del suddetto sistema di personal cooling nel corso della terza annualità, mentre l'apparato sperimentale sarà impiegato per testare e validare sperimentalmente i risultati delle simulazioni numeriche.

## 6 Bibliografia

- [1] H. E. Khalifa, M. Koz, "Phase change material freezing in an energy storage module for a micro environmental control system", *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 10 (2018), 061008-1.
- [2] R. Dhumane, Y. Qiao, J. Ling, J. Muehlbauer, V. Aute, Y. Hwang, R. Radermacher, "Improving system performance of a personal conditioning system integrated with thermal energy storage", *Applied Thermal Engineering*, 147 (2019), pp. 40-51.
- [3] R. Dhumane, J. Ling, V. Aute, R. Radermacher, "Portable personal conditioning systems: transient modeling and system analysis", *Applied Energy*, 208 (2017), pp. 390-401.

- [4] Y. Qiao, Y. Du, J. Muehlbauer, Y. Hwang, R. Radermacher, "Experimental study of enhanced PCM exchangers applied in a thermal energy storage system for personal cooling", *International journal of Refrigeration*, 102 (2019), pp. 22-34.
- [5] A. Cavallini, R. Zecchin, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, *Proc. Fifth Int. Heat Transfer Conf.*, vol. 3, Tyoko, Japan, 1974, pp. 309–313.
- [6] X.X. Han, Y. Tian, C.Y. Zhao. An effectiveness study of enhanced heat transfer in phase change materials (PCMs). *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60 (2013), pp. 459-68.
- [7] C.Y. Zhao, W. Lu, Y. Tian. Heat transfer enhancement for thermal energy storage using metal foams embedded within phase change materials (PCMs). *Solar Energy*, 84 (2010), pp. 1402-12.
- [8] W.Q. Li, Z.G. Qu, Y.L. He, W.Q. Tao. Experimental and numerical studies on melting phase change heat transfer in open-cell metallic foams filled with paraffin. *Applied Thermal Engineering*, 37 (2012), pp. 1-9.
- [9] P. Di Giorgio, M. Iasiello, A. Viglione, M. Mamei, S. Filippeschi, P. Di Marco, A. Andreozzi, N. Bianco. Numerical analysis of a paraffin/Metal foam composite for thermal storage. *Journal of Physics*, 2017. Conference Series 796 012032.
- [10] M. Caliano, N. Bianco, G. Graditi, L. Mongibello. Analysis of a phase change material-based unit and of an aluminum foam/phase change material composite-based unit for cold thermal energy storage by numerical simulation. *Applied Energy*, 256 (2019), 113921.