



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



MINISTERO DELLA TRANSIZIONE ECOLOGICA



Ricerca di Sistema elettrico

Modellazione e Simulazione CFD di sistemi di accumulo e scambio termico con materiali a cambiamento di fase (PCM) nell'ambito dell'accumulo del freddo: "Shell and Tube" e PCM micro-incapsulati

A. Andreozzi, F. Ascione, N. Bianco, A. Fragnito, M. Iasiello

Report RdS/PTR2020/148

MODELLAZIONE E SIMULAZIONE CFD DI SISTEMI DI ACCUMULO E SCAMBIO TERMICO CON MATERIALI A CAMBIAMENTO DI FASE (PCM) NELL'AMBITO DELL'ACCUMULO DEL FREDDO: "SHELL AND TUBE" E PCM MICRO-INCAPSULATI

A. Andreozzi, F. Ascione, N. Bianco, A. Fragnito, M. Iasiello (Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università degli Studi di Napoli Federico II)

Aprile 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 - II 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: *LA4.28 - Sviluppo di modelli 3D non stazionari per la simulazione numerica di sistemi di accumulo del freddo basati su PCM e acqua e PCM*

Responsabile del Progetto: Giovanni Puglisi, ENEA

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

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione: *"Sviluppo di modelli per la simulazione numerica in regime non stazionario e l'ottimizzazione di due serbatoi di accumulo del freddo innovativi che utilizzano materiale a cambiamento di fase (PCM - phase change material) come materiale di accumulo"*

Responsabile scientifico ENEA: Ing. Luigi Mongibello

Responsabile scientifico Dipartimento di Ingegneria Industriale - Università di Napoli Federico II: Prof. Nicola Bianco

Indice

SOMMARIO.....	4
1 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE.....	5
2 ATTIVITÀ SVOLTE NELLA FASE I.....	7
2.1 MODELLAZIONE DEL SISTEMA DI ACCUMULO “SHELL & TUBE” AD ACQUA E PCM SFUSO.....	7
2.1.1 <i>Modello conduttivo</i>	8
2.1.2 <i>Modello conduttivo-convettivo</i>	8
2.2 MODELLAZIONE DEL MODULO CILINDRICO CONTENENTE PCM MICRO-INCAPSULATO.....	10
2.2.1 <i>Modello conduttivo-convettivo</i>	12
3 ATTIVITÀ SVOLTE NELLA FASE II.....	15
3.1 APPLICATIVO ACCUMULO DEL FREDDO “SHELL & TUBE”.....	15
3.1.1 <i>Presentazione dati sperimentali</i>	17
3.1.2 <i>Descrizione modelli COMSOL</i>	23
3.1.2.1 <i>Modello 2D singolo tubo</i>	25
3.1.2.2 <i>Modello 3D</i>	26
3.2 APPLICATIVO MODULO CILINDRICO PCM MICRO-INCAPSULATO.....	29
3.2.1 <i>Presentazione dati sperimentali</i>	29
3.2.2 <i>Descrizione modello COMSOL</i>	31
3.2.3 <i>Indipendenza dalla griglia</i>	33
4 ATTIVITÀ SVOLTE NELLA FASE III.....	35
4.1 VALIDAZIONE DEI MODELLI.....	35
4.1.1 <i>Serbatoio “Shell & Tube” acqua e PCM sfuso</i>	35
4.1.2 <i>Modulo cilindrico PCM micro-incapsulato</i>	46
5 CONCLUSIONI.....	51
6 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	52
7 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	52
CURRICULA DEL GRUPPO DI LAVORO.....	54

Sommario

Nel presente rapporto tecnico sono descritte le attività di ricerca svolte durante il secondo anno dell'Accordo di Programma 2019-2021 sulla Ricerca di Sistema Elettrico nell'ambito dell'Accordo di Collaborazione: *“Sviluppo di modelli per la simulazione numerica in regime non stazionario e l'ottimizzazione di due serbatoi di accumulo del freddo innovativi che utilizzano materiale a cambiamento di fase (PCM - phase change material) come materiale di accumulo”* stipulato tra ENEA e il Dipartimento di Ingegneria Industriale (DII) dell'Università degli Studi di Napoli Federico II. Lo sviluppo dei modelli finalizzati alla simulazione termo-fluidodinamica si pone nell'ambito dell'utilizzo dei materiali a cambiamento di fase (PCM) nei sistemi di accumulo del freddo innovativi per applicazioni residenziali. Nel dettaglio, le attività svolte hanno riguardato lo sviluppo delle linee di attività LA1 e LA3 del suddetto accordo di collaborazione che hanno previsto, rispettivamente, lo studio dei modelli di simulazione 3D non stazionari di un sistema di accumulo del freddo caratterizzato da PCM sfuso come materiale di accumulo, e lo studio dei modelli per la simulazione in regime dinamico di sistemi di accumulo del freddo caratterizzati da serbatoi ad acqua e PCM micro-incapsulato come materiali di accumulo. L'obiettivo della prima subtask è di definire e sviluppare il modello non stazionario per poter condurre la simulazione termo-fluidodinamica del sistema di accumulo realizzato sperimentalmente dal laboratorio LPSAT del CR Portici. Allo stesso modo la seconda attività ha consentito la definizione del modello da impiegare per condurre la simulazione termo-fluidodinamica del sistema di accumulo del freddo caratterizzato da un serbatoio ad acqua al cui interno sono presenti moduli cilindrici con PCM micro-incapsulato, a valle della validazione sui dati sperimentali forniti dal laboratorio LPSAT del CR di Portici. In entrambi i casi, lo sviluppo del modello termo-fluidodinamico è propedeutico alle attività del III anno, le quali prevederanno un'ottimizzazione dei parametri di impianto, al fine di individuare numericamente la configurazione dello stesso in grado di massimizzare le performance di accumulo termico dei sistemi considerati. In quest'ottica le attività svolte hanno richiesto lo studio e lo sviluppo di due modelli matematici, ciascuno finalizzato alla simulazione del sistema di accumulo considerato. In particolare, nel primo caso, data la complessità del modello e la struttura cilindrica del sistema di accumulo è stato realizzato un codice COMSOL per la simulazione di una porzione rappresentante 1/12 dello scambiatore “Shell & Tube”, analizzandone il campo di temperatura relativo al PCM contenuto nel mantello. Nel secondo caso è stato simulato il comportamento di una miscela caratterizzata da PCM micro-incapsulato (MEPCM) e acqua all'interno di un modulo cilindrico posizionato in una camera climatica. Anche in tal caso l'analisi ha riguardato il campo di temperatura all'interno della miscela MEPCM-acqua.

La validazione dei modelli realizzati è stata effettuata in relazione ai profili di temperatura ricavati sperimentalmente. Per il sistema di accumulo “Shell & Tube” è stato inoltre effettuato un confronto tra le evidenze sperimentali sulla fase del PCM durante il transitorio termico e la frazione solida/liquida in fase di caricamento e scaricamento.

1 Descrizione delle attività svolte

In questa sezione sono descritte nel dettaglio le attività riguardanti la seconda annualità dell'Accordo di Programma 2019-2021 sulla Ricerca di Sistema Elettrico. Il lavoro svolto nel periodo considerato è stato suddiviso in tre macro fasi, finalizzate allo sviluppo dei modelli matematici, all'individuazione ed implementazione dei due modelli per la simulazione dei sistemi di accumulo del freddo con PCM macro-incapsulato e micro-incapsulato, e alla relativa validazione sperimentale. In particolare:

- I. Nel primo periodo le attività svolte hanno riguardato lo sviluppo del modello del serbatoio di accumulo "Shell & Tube" in cui interagiscono acqua e PCM sfuso, e del modello per la simulazione della miscela acqua e PCM micro-incapsulato (MEPCM) all'interno di un recipiente metallico cilindrico. Nel primo caso il modello è stato realizzato in linea con le analisi condotte nella precedente annualità, nell'ambito dell'Accordo di Collaborazione tra ENEA e DII, relativo ai modelli e ai metodi utilizzati per la simulazione dei sistemi di accumulo a calore latente e del relativo passaggio di fase. Tale fase è stata propedeutica allo studio dei modelli di simulazione in regime dinamico di sistemi di accumulo del freddo con serbatoio utilizzando PCM sfuso. Per comprendere a pieno i fenomeni che caratterizzano il sistema in esame sono stati messi a punto due tipologie di modelli: (i) puramente conduttivo e (ii) con conduzione e convezione. Inoltre, la complessità del sistema di accumulo acqua-PCM ha richiesto lo sviluppo di simulazioni numeriche non stazionarie del campo di temperatura e della frazione solida/liquida del PCM mediante lo sviluppo di modelli sia bidimensionali (2D), che tridimensionali (3D). Nel secondo caso è stata effettuata una ricerca bibliografica al fine di caratterizzare il comportamento del PCM nella configurazione micro-incapsulata. Data la simmetria assiale della geometria in esame per tali simulazioni è stato analizzato il caso bidimensionale (2D). Le attività della fase I sono quindi articolate come di seguito:
 - a) sviluppo del modello non stazionario volto alla simulazione termo-fluidodinamica dello scambio termico del sistema di accumulo del freddo costituito da un serbatoio "Shell & Tube" contenente un materiale a cambiamento di fase (Linea LA1);
 - b) sviluppo di un modello non stazionario atto a simulare lo scambio termico di un modulo cilindrico contenente materiale a cambiamento di fase micro-incapsulato (Linea LA3).
- II. Le attività del secondo periodo hanno riguardato la realizzazione mediante codice COMSOL Multiphysics® dei due modelli descritti ed analizzati nella fase precedente. I modelli in questione sono stati definiti in relazione alle indicazioni fornite da ENEA *i.e.*, le geometrie dei sistemi analizzati, le condizioni al contorno e le condizioni iniziali del sistema di equazioni. Inoltre sono state ricercate le correlazioni empiriche più idonee al fine di ottenere la migliore sovrapposizione possibile tra i risultati numerici e quelli sperimentali. Le attività della fase II sono quindi articolate come di seguito:
 - a) realizzazione del codice COMSOL relativo al sistema di accumulo del freddo "Shell & Tube" con acqua e PCM sfuso;
 - c) realizzazione del codice COMSOL relativo al modulo cilindrico contenente materiale a cambiamento di fase micro-incapsulato;
 - b) analisi dei risultati.

- III. L'attività relativa all'ultima fase ha riguardato il confronto dei dati numerici ottenuti mediante le simulazioni termo-fluidodinamiche delle fasi precedenti con i risultati sperimentali elaborati da ENEA, con l'obiettivo di effettuare la validazione dei modelli sviluppati.

2 Attività svolte nella fase I

In questa sezione, organizzata in più paragrafi, si descrive il lavoro svolto nella fase I. Nel paragrafo 2.1 si analizza la modellazione del sistema di accumulo con serbatoio “Shell & Tube” tubo e mantello, mentre il paragrafo 2.2 riporta la modellazione del modulo cilindrico con PCM micro-incapsulato. Nel dettaglio, ciascun paragrafo è suddiviso in due sotto paragrafi, nei quali si riportano rispettivamente i modelli puramente conduttivi e i modelli con conduzione e convezione.

2.1 Modellazione del sistema di accumulo “Shell & Tube” ad acqua e PCM fuso

I materiali a cambiamento di fase, comunemente noti nella loro accezione inglese *Phase Change Materials* (PCM), sono materiali in grado di accumulare calore latente e, considerate le elevate capacità di accumulo fornite sotto piccole variazioni di temperatura, trovano larga applicazione come agenti stabilizzanti e di controllo della temperatura in svariate applicazioni. Nel caso in esame il PCM fuso è utilizzato come fluido secondario all’interno di uno scambiatore di calore “Shell & Tube” che funge da sistema di accumulo del freddo. Nel dettaglio, tale serbatoio è accoppiato ad un chiller e dunque riceve acqua refrigerata in ingresso – quando non viene inviata all’utenza – ed il PCM al suo interno subisce un processo di solidificazione. Al variare delle condizioni in ingresso del fluido termovettore il PCM cambia fase rilasciando o accumulando energia termica. Il materiale a cambiamento di fase selezionato per le prove sperimentali è di tipo bio-organico, il *PureTemp15*. Le proprietà termofisiche, da scheda del produttore, sono riportate in tabella 1.

Tabella 1. Proprietà termofisiche del PCM.

Proprietà	Valori
Calore latente di fusione [L_f (kJ kg ⁻¹)]	182
Conducibilità termica (W m ⁻¹ K ⁻¹)	
Solido [k_s]	0.25
Liquido [k_l]	0,15
Densità (kg/m ³)	
Solido [ρ_s]	950
Liquido [ρ_l]	860
Calore specifico (J kg ⁻¹ K ⁻¹)	
Solido [$c_{p,s}$]	2250
Liquido [$c_{p,l}$]	2560
Viscosità dinamica [μ (Pa s)]	0,004
Coefficiente di espansione termica [β (K ⁻¹)]	$9 \cdot 10^{-4}$
Temperatura di fusione/solidificazione [T_M (°C)]	15
Range transizione di fase [ΔT_M (°C)]	1

La temperatura di fusione è fornita da catalogo, e pari a 15 °C. Il materiale scelto, dunque, si adatta perfettamente alle condizioni operative dettate dalle temperature in ingresso del fluido termovettore. Il range di temperatura relativo al passaggio di fase del PCM è valutato a partire dalle analisi DSC, i cui risultati sono riportati in figura 1. In particolare, dal grafico risultante dall’analisi DSC è possibile identificare un intervallo di circa 2 °C, il che implica che il cambiamento di fase avviene tra 13 e 15 °C.

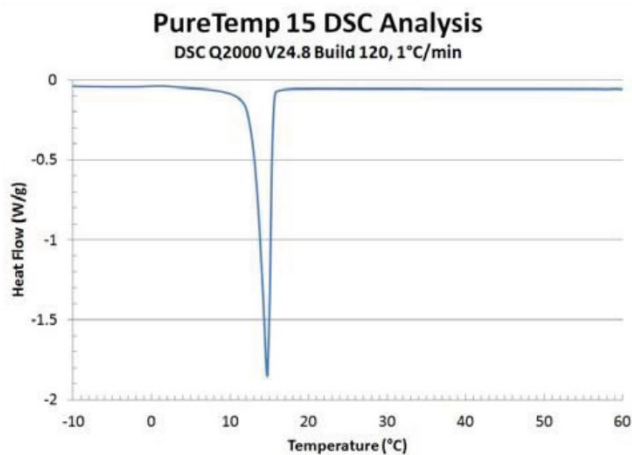


Figura 1. Analisi DSC per il materiale PureTemp15

2.1.1 Modello conduttivo

La valutazione dei campi di temperatura e dell’energia termica accumulata dal sistema in esame richiede la determinazione e la soluzione dell’equazione di conservazione dell’energia per il materiale a cambiamento di fase. In generale, la presenza contemporanea di una fase solida e una liquida, evidenzia uno scambio termico combinato tra conduzione (fase solida) e convezione naturale (fase liquida). In dettaglio, in corrispondenza della parte liquida, per effetto dei gradienti di temperatura cui è soggetto il materiale, possono instaurarsi dei fenomeni di galleggiamento che risultano in moti convettivi. La presenza di tali fenomeni risulta particolarmente rilevante durante la fusione del PCM, a causa dell’incremento progressivo della parte liquida. Nella valutazione del modello puramente conduttivo, dunque, si considerano trascurabili tali fenomeni. Premesso ciò, è possibile formulare le seguenti ipotesi:

- (i) materiale di accumulo isotropo;
- (ii) moti convettivi interni al PCM trascurabili;
- (iii) passaggio di fase all’interno di un range di temperatura fissato.

La modellazione del PCM è stata, quindi, effettuata considerando la seguente equazione della conduzione (1), valida sia per la fase solida che per quella liquida.

$$(\rho c_p)_{PCM} \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (k_{PCM} \nabla T) \tag{1}$$

dove, $(\rho c_p)_{PCM}$ è il prodotto tra la densità e il calore specifico a pressione costante del materiale, k_{PCM} la conducibilità termica del materiale di accumulo, t il tempo, T la temperatura.

2.1.2 Modello conduttivo-convettivo

Diversamente a quanto fatto nel modello puramente conduttivo, nel modello convettivo non è possibile trascurare i moti che si instaurano internamente al materiale per effetto del passaggio di fase. In questo caso, infatti, le ipotesi formulate sono state le seguenti:

- (i) materiale di accumulo isotropo;
- (ii) flusso laminare e validità dell’ipotesi di Boussinesq;

(iii) passaggio di fase all'interno di un range di temperatura fissato.

La modellazione, quindi, è stata svolta mediante l'utilizzo del metodo entalpia-porosità [1], tramite l'accoppiamento delle equazioni di conservazione della massa (2), dell'equazione di conservazione della quantità di moto (3), e dell'energia (4).

$$\nabla \cdot \bar{v} = 0 \quad (2)$$

$$\rho_{PCM} \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{v} \nabla \cdot \bar{v} \right) = -\nabla p + \mu_{PCM} \nabla^2 \bar{v} + \bar{F}_g + \bar{F}_v \quad (3)$$

$$(\rho c_p)_{PCM} \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \bar{v} \cdot \nabla T \right) = \nabla \cdot (k_{PCM} \nabla T) + S_h \quad (4)$$

in cui $(\rho c_p)_{PCM}$ è il prodotto tra la densità e il calore specifico a pressione costante del materiale, (k_{PCM}) la conducibilità termica del materiale di accumulo, t il tempo, T la temperatura, p la pressione e μ_{PCM} la viscosità dinamica.

Come anticipato in precedenza, a causa delle caratteristiche geometriche del sistema in esame, è necessario tener conto dei fenomeni di convezione naturale all'interno del PCM. Per far sì che tali effetti di galleggiamento siano inclusi, pur riducendo la complessità di risoluzione delle equazioni di Navier–Stokes, per la valutazione della forza di volume nell'equazione di conservazione della quantità di moto (4) è stata effettuata l'ipotesi di Boussinesq. In tal senso è stato aggiunto il termine di Boussinesq (\bar{F}_g), valutato secondo l'equazione (5).

$$\bar{F}_g = \rho_{PCM} \bar{g} \beta (T - T_{ref}) \varphi(T) \quad (5)$$

in cui, \bar{g} è l'accelerazione gravitazionale, β la comprimibilità isobarica, T_{ref} la temperatura di riferimento, fissata uguale alla temperatura di fusione del PCM T_M , e φ la frazione solida/liquida del materiale, che verrà introdotta di seguito. Per molti PCM, infatti, il passaggio di fase avviene in un intervallo di temperatura ΔT_M finito, al cui interno coesistono fase liquida e fase solida. Tale regione in cui coesistono entrambe le fasi, comunemente definita mushy zone, è descritta da un parametro, la frazione solida/liquida φ , che ne quantifica la percentuale di materiale in fase liquida contenuta al suo interno. La massima temperatura, alla quale il materiale si trova completamente in fase solida, è detta temperatura del solido T_S ; la più bassa temperatura alla quale il materiale si trova completamente in fase liquida, è detta temperatura del liquido T_L . Tali temperature 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:

$$\begin{aligned} T_S &= T_M - \Delta T_M \\ T_L &= T_M + \Delta T_M \end{aligned} \quad (6)$$

La frazione solida/liquida del materiale è stata, quindi, calcolata in funzione di T_S e T_L , o equivalentemente in funzione di T_M e ΔT_M , nel seguente modo:

$$\varphi = \frac{T - T_S}{T_L - T_S} = \frac{T - T_M + \Delta T_M}{2\Delta T_M} = \begin{cases} 0 & \text{per } T < T_S \\ 0-1 & \text{per } T_S \leq T \leq T_L \\ 1 & \text{per } T > T_L \end{cases} \quad (7)$$

Si è qui ipotizzato che tale intervallo di temperatura è simmetrico rispetto alla temperatura di fusione T_M . Per risolvere il problema con il presente approccio a griglia fissa, è necessario garantire che quando il PCM è in fase solida, i. e. $T_S = T_M - \Delta T_M$, la soluzione dell'equazione della quantità di moto implichi una velocità nulla nella regione interessata. Pertanto si introduce un parametro S , derivato dall'equazione di Carman-Kozeny ed ipotizzando che la regione bifasica si comporti come un mezzo poroso costituito da una fase solida ed una liquida, dato da:

$$S = C \frac{(1 - \varphi_F)^2}{\varphi_F^3 + \delta} \quad (8)$$

dove δ è una costante molto piccola, di solito uguale a 10^{-3} , e C è una costante che definisce la transizione di velocità nella *mushy zone*. È stato dimostrato che tale costante può essere ipotizzata inclusa nell'intervallo tra 10^3 e 10^7 . All'aumentare di C , la viscosità dinamica del solido aumenta e tanto più rapidamente quanto maggiore è il valore di C .

Riassumendo, l'effetto di S è il seguente: in fase liquida tale parametro è pari a zero e non ha influenza; negli elementi che stanno cambiando fase, il valore di S prevarrà sulle componenti transitorie, convettive e diffusive delle equazioni della quantità di moto; in fase solida il valore di S sarà di svariati ordini di grandezza superiore ai restanti termini, forzando a zero la velocità. Da un punto di vista numerico la realizzazione di questa condizione è garantita dal termine (\overline{F}_v), definito come segue:

$$\overline{F}_v = S \overline{v} \quad (9)$$

Inoltre, nell'utilizzo di un approccio a griglia fissa per l'analisi dei fenomeni di solidificazione e fusione – per superare la difficoltà legate alla valutazione del trasferimento di massa e di calore in prossimità del cambio di fase – l'approccio di base consiste nel definire un appropriato termine di generazione. Dunque, nell'approccio entalpia-porosità, l'evoluzione del calore latente (L_f) è considerata nella definizione del termine di generazione (S_h) nell'equazione dell'energia:

$$S_h = \rho_{PCM} \frac{\partial L_f}{\partial t} \quad (10)$$

2.2 Modellazione del modulo cilindrico contenente PCM micro-incapsulato

I materiali a cambiamento di fase sono generalmente classificabili in due tipologie principali: (i) il più comunemente usato, ovvero PCM macro-incapsulato, e (ii) il PCM micro-incapsulato, il cui acronimo inglese è MEPCM. L'incapsulamento può rappresentare un vantaggio a seconda dell'applicazione. Il suo utilizzo è particolarmente favorevole quando si desidera confinare la fase liquida del PCM stesso, oppure quando si vuole evitare che il materiale entri in contatto con l'esterno, rischiando di alterarne la composizione. Le microcapsule contengono una massa significativamente più piccola di PCM rispetto al PCM macro-

incapsulato, facendo sì che il micro-incapsulamento porti ad un miglioramento dello scambio termico a causa dell'aumento del rapporto tra la superficie di scambio e il volume delle capsule. Inoltre si assiste ad un aumento della stabilità ciclica, in quanto la separazione delle fasi è limitata ad ordini di grandezza microscopici.

La miscela di acqua e PCM micro-incapsulato analizzata è la *MikroCapsPCM15-slurry*, classificata come una dispersione acquosa di paraffina micro-incapsulata, la cui membrana è costituita da resina melamminica, mentre all'interno della capsula da materiale organico come la paraffina. La dimensione caratteristica delle particelle varia nel range 1-10 μm . La tabella 2 mostra le proprietà della miscela acqua-MEPCM utilizzata. Tali proprietà termofisiche sono riferite sia alla miscela che alle microcapsule di PCM e non tengono cioè conto del passaggio di fase. Le proprietà termofisiche effettive del materiale sono state, quindi, calcolate a partire dai valori mostrati in tabella, secondo quanto riportato nel paragrafo successivo.

Tabella 2. Proprietà termofisiche MikroCapsPCM15-slurry

Proprietà	Valori
Temperatura di fusione/solidificazione [T_M (°C)]	10-16
Percentuale in massa di PCM nelle capsule	75-80
Percentuale in massa di MEPCM nella miscela	35-38
Dimensione media delle capsule [d_p (m)]	$1 \cdot 10^{-6}$ - $10 \cdot 10^{-6}$
Calore latente di fusione [L_f (kJ kg ⁻¹)]	
Miscela	40-52
Microcapsule	115-125
Densità (kg/m ³)	
Paraffina	900-970
Capsula	1570
Viscosità dinamica [μ_L (Pa s)]	0.01-0.5
Coefficiente di espansione termica [β (K ⁻¹)]	$7.78 \cdot 10^{-4}$

La definizione delle proprietà della miscela è possibile solo avendo precedentemente introdotto le proprietà del PCM micro-incapsulato, valutate a partire dalla definizione della frazione in volume occupata dal PCM nelle capsule (χ), come segue:

$$\chi = \frac{d_{core}^3}{d_p^3} \quad (11)$$

$$\Phi = \frac{\chi \rho_{core}}{\chi \rho_{core} + (1 - \chi) \rho_{caps}} \quad (12)$$

dove (d_{core}) è il diametro interno delle capsule, (d_p) è il diametro delle particelle, (ρ_{core}) la densità della paraffina interna alle capsule e (ρ_{caps}) la densità della capsula. Tenendo presente i dati forniti in tabella 2, la percentuale in massa di PCM nelle capsule (Φ) varia tra 75-80%. Partendo da questo range, dall'equazione 12 è possibile ricavare la χ , e dunque risalire al rapporto tra i diametri interno ed esterno delle capsule. In particolare è stato valutato un valore di $d_{core} / d_p = 95\%$, dove $d_p = 10 \mu\text{m}$. Nel dettaglio, la densità del PCM all'interno delle capsule tiene conto delle variazioni di volume – funzione della temperatura – e può essere scritta come media pesata delle densità allo stato liquido (ρ_L) e solido (ρ_S):

$$\rho_{core} = \xi \rho_L + (1 - \xi) \rho_S \quad (13)$$

avendo definito la frazione di PCM liquido nelle capsule (ξ) come segue:

$$\xi = \begin{cases} 0 & \text{per } T < T_S \\ \frac{\int_{T_S}^T c_{p,core} dT}{\int_{T_S}^{T_L} c_{p,core} dT} & \text{per } T_S \leq T \leq T_L \\ 1 & \text{per } T > T_L \end{cases} \quad (14)$$

Dunque, la variazione – liquido-solido e viceversa – all’interno della capsula dovuta al passaggio di fase è tenuta in considerazione nel modello numerico valutando la densità in funzione della temperatura. Avendo definito la densità della paraffina e della capsula, è possibile ricavare la densità della particella come nell’equazione (15). Infine, la conducibilità delle particelle k_p è definita nell’equazione (16) in funzione della conducibilità della paraffina k_{core} , della conducibilità della capsula k_{caps} e dei diametri precedentemente introdotti.

$$\rho_p = \chi \rho_{core} + (1 - \chi) \rho_{caps} \quad (15)$$

$$k_p = \frac{1}{d_p} \left(\frac{1}{k_{core} d_{core}} + \frac{d_p - d_{core}}{k_{caps} d_{core} d_p} \right)^{-1} \quad (16)$$

2.2.1 Modello conduttivo-convettivo

Il micro-incapsulamento consiste nell’incorporare il PCM all’interno di capsule, tipicamente sferiche, di solito composte da materiali metallici o polimerici. Lo studio del transitorio è realizzato mediante un modello 2D. Trattandosi di una dispersione acquosa di PCM micro-incapsulato, l’analisi effettuata si basa sulle seguenti ipotesi [2]:

- (i) Si assume che il flusso della miscela acqua-MEPCM sia laminare;
- (ii) Nella definizione della forza di volume si tiene conto della variazione della densità con la temperatura invece dell’utilizzo dell’ipotesi di Boussinesq;
- (iii) Si suppone che la distribuzione delle particelle all’interno della miscela sia uniforme ed omogenea;
- (iv) La micro-convezione causata dall’interazione particelle-particelle, particelle-fluido e particelle-parete è raggruppata ed il suo effetto è tenuto in conto tramite una conducibilità termica equivalente;
- (v) Le proprietà della miscela acqua-MEPCM sono funzione della concentrazione dell’MEPCM e della temperatura;
- (vi) Viene considerato un modello di flusso monofase *i.e.*, numero di Stokes, $St < 1$. In ogni punto, si presume che le particelle di MEPCM e il liquido di trasporto (acqua) abbiano stessa temperatura e velocità dunque in equilibrio termico e dinamico.
- (vii) La curva del calore specifico effettivo della miscela è ricavata a partire dalle informazioni ottenute dalla *differential scanning calorimetry* (DSC) del MikroCaps PCM15-slurry.

Il modello numerico si basa su un set di equazioni di trasporto, dove l'equazione di conservazione dell'energia e della quantità di moto sono risolte sia per l'MEPCM che per l'acqua mediante l'introduzione di proprietà equivalenti della miscela:

$$\nabla \cdot \bar{v} = 0 \quad (17)$$

$$\rho_{eff} \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{v} \nabla \cdot \bar{v} \right) = -\nabla P + \mu_{eff} \nabla^2 \bar{v} + \rho_{eff} \bar{g} \quad (18)$$

$$(\rho c_p)_{eff} \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \bar{v} \cdot \nabla T \right) = k_{eff} \nabla^2 T \quad (19)$$

Concordemente alle ipotesi appena elencate è possibile definire le seguenti proprietà della miscela MEPCM-acqua. La densità equivalente della miscela (ρ_{eff}) è definita come:

$$\rho_{eff} = \zeta \rho_p + (1 - \zeta) \rho_w \quad (20)$$

In cui ζ è la frazione in volume di MEPCM, ρ_p è la densità delle particelle di MEPCM e ρ_w è la densità dell'acqua. La viscosità dinamica equivalente μ_{eff} è valutata in funzione della viscosità dell'acqua μ_w tramite la correlazione di Vand [4]:

$$\mu_{eff} = \mu_w (1 - \zeta - 1.16 \zeta^2)^{-2.5} \quad (21)$$

Il calore specifico equivalente c_{eff} è valutato come media pesata dei calori specifici delle particelle di MEPCM $c_{p,p}$ e acqua c_w sulla percentuale in massa dell'MEPCM nella miscela ϕ , come riportato nell'equazione seguente:

$$c_{eff} = \phi c_{p,p} + (1 - \phi) c_w \quad (22)$$

Al fine di valutare la conducibilità termica della sospensione è necessario applicare la correlazione di Maxwell, per la quale:

$$k_b = k_w \frac{2 + \frac{k_p}{k_w} + 2\zeta \left(\frac{k_p}{k_w} - 1 \right)}{2 + \frac{k_p}{k_w} - \zeta \left(\frac{k_p}{k_w} - 1 \right)} \quad (23)$$

avendo definito la conducibilità delle particelle di MEPCM k_p e la conducibilità dell'acqua k_w . Il fenomeno in esame è caratterizzato da una miscela di particelle solide sospese nel liquido che genera una micro-miscelazione identificata da una velocità di taglio. La micro-miscelazione (micro-convezione) è il risultato delle interazioni particella-particella, particella-liquido, particella-parete. Queste interazioni incrementano l'effettiva conducibilità termica della miscela in movimento. Dunque, la conducibilità termica equivalente della miscela può essere valutata a partire dai risultati sperimentali e teorici di Charunyakorn et al. [5], i quali propongono la correlazione (24) abbinata ai vincoli indicati (25):

$$\frac{k_{eff}}{k_b} = f = 1 + B \zeta P e_p^m \quad (24)$$

$$\begin{aligned}
 B = 3 \quad m = 1.5 \quad 0.67 < Pe_p \\
 B = 1.8 \quad m = 0.18 \quad 0.67 < Pe_p < 250 \\
 B = 3 \quad m = \frac{1}{11} \quad Pe_p > 250
 \end{aligned}
 \tag{25}$$

avendo definito una regione a basso numero di Peclet tale per cui $Pe_p < 0.67$ e una regione ad alto numero di Peclet, con $Pe_p > 250$. In particolare, per lo studio in esame si definisce il numero di Peclet come di seguito:

$$Pe_p = \frac{\bar{e} d_p^2}{\alpha_w}
 \tag{26}$$

Tale parametro è funzione della velocità di taglio \bar{e} , valutata secondo l'equazione (27), della dimensione caratteristica delle particelle solide di MEPCM, (d_p) e della diffusività termica dell'acqua, (α_w).

$$\bar{e} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial r}
 \tag{27}$$

Infine, per la definizione della densità, calore specifico, conducibilità termica e viscosità dinamica dell'acqua sono state utilizzate le seguenti relazioni:

$$\rho_w = -0.00263T^2 + 1.24115T + 861.6624
 \tag{28}$$

$$c_{p,w} = -8.732e^{-5}T^3 + 0.097T^2 - 34.713T + 8255.769
 \tag{29}$$

$$k_w = -9.45518e^{-6}T^2 + 0.00729T - 0.72459
 \tag{30}$$

$$\mu_w = -4.6454e^{-7}T^3 + 1.36045e^{-4}T^2 - 0.02122T^1 + 1.3799
 \tag{31}$$

3 Attività svolte nella fase II

Le attività del secondo periodo hanno riguardato la realizzazione in ambiente COMSOL Multiphysics di due applicativi, riguardanti: (i) l'accumulo del freddo con acqua e PCM sfuso e (ii) modulo cilindrico PCM micro-incapsulato. Tali applicativi sono stati realizzati mediante l'implementazione dei modelli di simulazione sviluppati nel corso della Fase I delle attività, quindi, ciascun applicativo è stato particolarizzato per il caso di modello puramente conduttivo e per il caso di modello con conduzione e convezione. I dati di input necessari all'implementazione dei due casi sono stati, in parte, forniti da ENEA in base alle prove sperimentali svolte, mentre gli altri fattori di input sono stati definiti in seguito ad opportune analisi di letteratura e di sensitività mirate all'individuazione dei valori più idonei alla descrizione dei fenomeni in gioco, e quindi alla sovrapposizione dei risultati numerici con quelli sperimentali.

Per quanto riguarda il serbatoio di accumulo del freddo, sono stati messi a punto vari modelli prima di analizzare il caso tridimensionale. Tale scelta è stata presa con l'obiettivo di aumentare gradualmente la complessità dei modelli, giungendo alla modellazione del caso 3D con l'esperienza e le informazioni ricavate dai modelli semplificati. Tale approccio quindi ha favorito l'analisi, portando ad una migliore aderenza con il comportamento del sistema di accumulo reale.

3.1 Applicativo accumulo del freddo "Shell & Tube"

Di seguito è descritto il sistema di accumulo del freddo oggetto di studio, costituito da un serbatoio "Shell & Tube" disposto verticalmente, i cui fluidi di lavoro sono l'acqua (interno tubo) e il materiale a cambiamento di fase (esterno tubo). Il serbatoio è costituito dai seguenti componenti principali, come illustrato in figura 2.a. Il fluido termovettore proveniente dal chiller – acqua con una pressione di 1.5 bar – viene introdotta all'interno del sistema di accumulo mediante un tubo da 3/4", filettato esternamente e saldato tangenzialmente al mantello. Così facendo il fluido giunge nel plenum inferiore, realizzato in acciaio AISI 316. Una volta riempito il volume utile reso disponibile dal plenum il fluido risale il fascio tubiero, figura 2.b, realizzato mediante 66 tubi da 3/8" schedula 40s, di acciaio austenitico AISI 316, le cui proprietà sono elencate in tabella 3, distribuiti secondo una maglia triangolare. Infine si riversa nel plenum superiore, anch'esso realizzato in acciaio AISI 316, dotato di un tubo da 3/4", filettato esternamente, saldato tangenzialmente al mantello del plenum per l'uscita del fluido termovettore, e da una valvola di sfiato 1/2" in testa al plenum stesso; A completare il sistema di accumulo la presenza di un mantello in plexiglass trasparente, con diametro interno 500 mm e spessore 5 mm, la cui funzione principale è il contenimento del PCM sfuso. L'altezza del mantello è pari a 1,350 m.

Tabella 3. Proprietà termiche dell'acciaio AISI 316

Proprietà	Valori
Conducibilità termica ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)	17
Calore specifico ($kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	0,502
Densità ($kg\ m^{-3}$)	7500

È utile osservare ai fini della modellazione numerica che la superficie superiore del mantello così progettato non va in battuta sul plenum superiore, generando un'apertura (superficie cilindrica laterale) verso l'ambiente esterno tra il bordo superiore del mantello e il bordo inferiore del plenum superiore. Dunque la configurazione del sistema di accumulo è tale da garantire una pressione ambiente sul pelo libero del PCM sfuso. L'altezza del pelo libero del PCM in fase liquida è 1,3 m metri dalla base - indicata come quota 0.

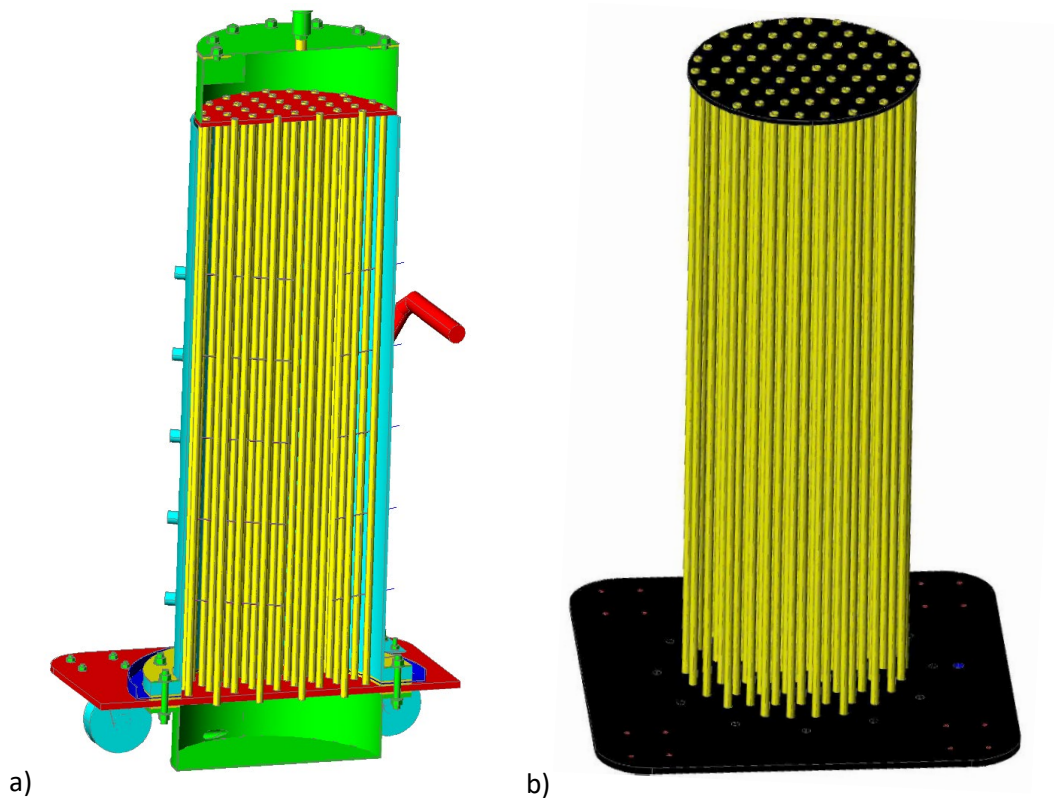


Figura 2. Layout piastre fascio tubiero: a) sezione sistema di accumulo b) fascio tubiero (fonte: ENEA).

Al fine di valutare i profili di temperatura all'interno del PCM sfuso, sul mantello sono calettate 25 termocoppie di tipo T classe 1 (incertezza strumentale $\pm 0,5$ °C, secondo IEC 584) mediante raccordi a compressione, ognuna delle quali con la giunzione calda posizionata in ben preciso punto all'interno del materiale di accumulo. Le termocoppie sono disposte su 5 piani a quote differenti, con il primo a partire dal basso a 0,195 m dalla base del mantello, ed i restanti distanziati con un passo di 0,195 m. In figura 3.a è possibile notare i piani individuati dai fori – applicati al mantello – attraverso i quali sono posizionate le termocoppie.

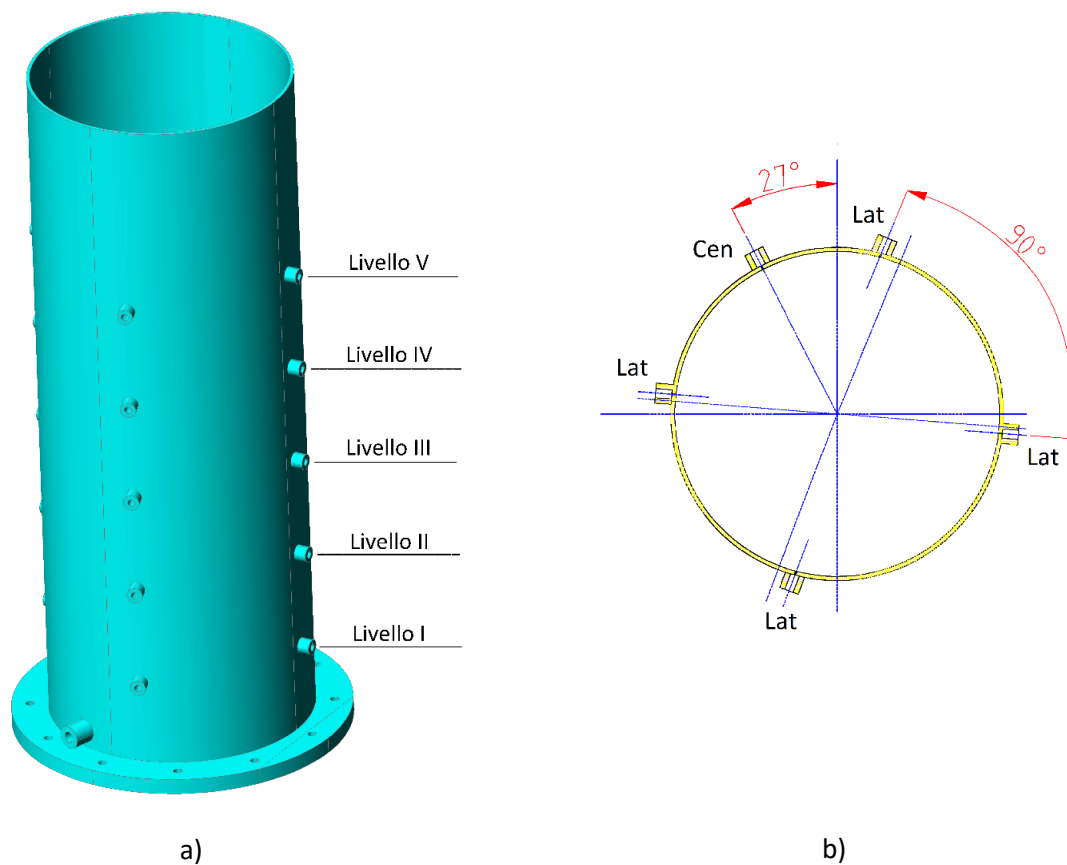


Figura 3. Posizione termocoppie: a) vista in sezione b) definizione livelli sul mantello (fonte: ENEA).

Nel dettaglio, le termocoppie centrali (Cen), che misurano la temperatura sull'asse del serbatoio sono disposte su ciascun piano di misura, mentre le termocoppie laterali (Lat), che misurano le temperature ai semi-raggi, distanziate consecutivamente di 90° con ordine antiorario, sono collocate sui piani a quote 0,195 m, 0,585 m e 0,975 m, come da figura 3.b. Dunque, per il primo, il centrale, e l'ultimo livello di misura le termocoppie presenti sono 5, per i restanti 2 livelli sono presenti unicamente le termocoppie centrali. Dall'analisi di suddetta figura è possibile notare che, ad eccezione del foro riferito alla termocoppia centrale, i restanti non hanno l'asse in direzione radiale. Infine, il mantello è anche dotato di una valvola su tubo dritto da 1/2" per il caricamento/scaricamento del materiale di accumulo in fase liquida, posizionata nella parte bassa del mantello, visibile in figura 3.a.

3.1.1 Presentazione dati sperimentali

Come già accennato nei paragrafi precedenti, le prove sperimentali sono state svolte da ENEA, e nel dettaglio dal laboratorio di accumulo termico del Dipartimento Tecnologie Energetiche e Fonti Rinnovabili - Laboratorio Smart Grid e Reti Energetiche (TERIN-STSN-SGRE), del centro ricerche ENEA di Portici. Tale attività sperimentale, ha permesso la definizione dei fattori di input necessari all'implementazione degli applicativi relativi ai due sistemi di accumulo del freddo analizzati, e ha fornito i profili di temperatura necessari alla validazione dei modelli sviluppati. I dati sperimentali forniti da ENEA, rapportati ad un arco temporale di 24 ore e considerati come input al problema di modellazione, sono classificabili come di seguito:

- I. Temperatura in ingresso e uscita fluido termovettore (acqua)
- II. Portata massica acqua in ingresso al plenum inferiore
- III. Temperatura ambiente
- IV. Temperature termocoppie laterali e centrali

Come anticipato in precedenza il fluido termovettore del sistema di accumulo proviene da un chiller che lo raffredda opportunamente, definendo una temperatura in ingresso nel sistema variabile nel tempo, con andamento riportato in figura 4. A valle dello scambio termico con il materiale a cambiamento di fase, l'acqua lascerà il sistema di accumulo con un profilo di temperatura rappresentato in figura 4. Dall'analisi della figura si nota come la temperatura in uscita dell'acqua impieghi due ore per raggiunga una condizione di stazionarietà (11,5° C), dopodiché a partire dall'ottava ora i due profili tendono ad avvicinarsi. Ragionando a portata massica costante, una riduzione della differenza di temperatura può essere giustificata da una minore potenza termica scambiata con il PCM.

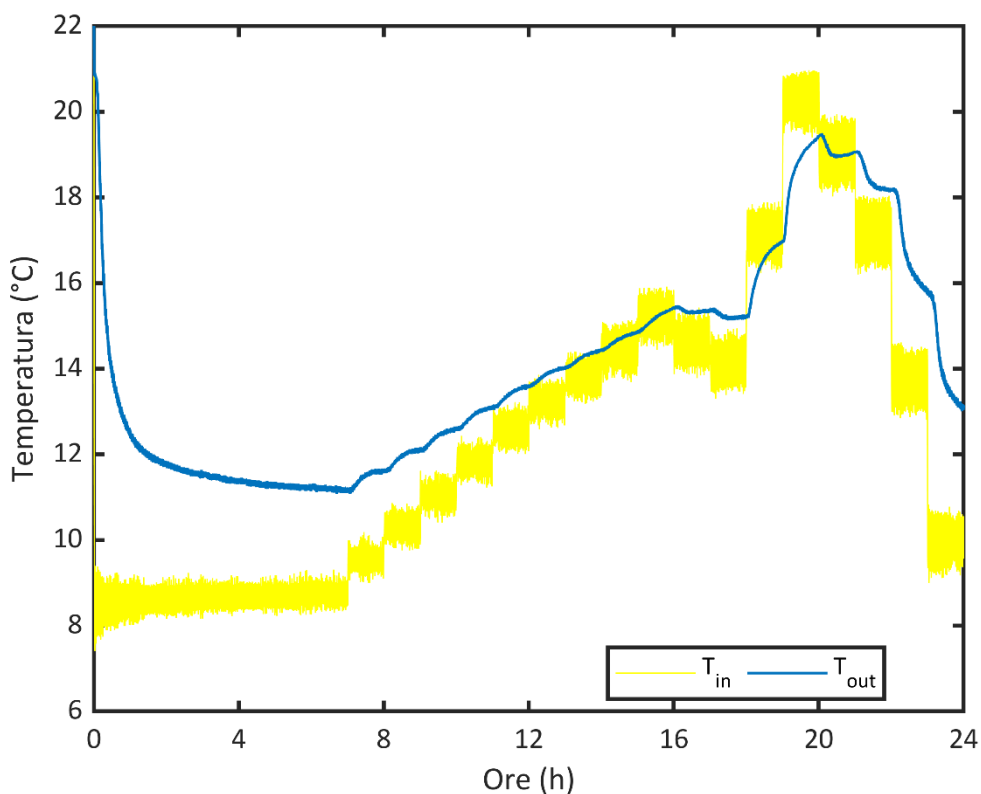


Figura 4. Profili di temperatura fluido termovettore in ingresso e uscita

Si precisa che, facendo riferimento alla temperatura dell'acqua in ingresso, per ciascun tratto si considera il valor medio delle misurazioni ottenute sperimentalmente, come riportato in tabella 4. Si precisa che lo scostamento tra i valori medi è ritenuto accettabile in quanto esso non supera mai (ad eccezione di due intervalli) il range legato all'incertezza dello strumento di misura.

Tabella 4. Valori medi della temperatura dell'acqua in ingresso riferiti agli intervalli orari

Intervallo (h)	0-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15
Temperatura (° C)	8,68	9,54	10,30	11,04	11,83	12,57	13,22	13,82	14,43
Scostamento (° C)	±0,29	±0,25	±0,27	±0,28	±0,28	±0,30	±0,30	±0,32	±0,37
Intervallo (h)	15-16	16-17	17-18	18-19	19-20	20-21	21-22	22-23	23-24
Temperatura (° C)	15,19	14,59	14,10	17,07	20,19	18,98	17,12	13,71	9,96
Scostamento (° C)	±0,39	±0,41	±0,39	±0,45	±0,45	±0,55	±0,54	±0,49	±0,45

Sempre in riferimento all'acqua, la portata massica totale in ingresso al sistema di accumulo – pressoché costante, 0,075 kg/s – è riportata in figura 5. Inoltre tale figura mostra il valore della velocità dell'acqua riferita ad un singolo tubo appartenente al fascio tubiero, valutata a partire dalle caratteristiche geometriche elencate in precedenza e dalla portata massica totale. La figura 6 mostra il profilo di temperatura dell'ambiente in cui è stata effettuata la prova sperimentale.

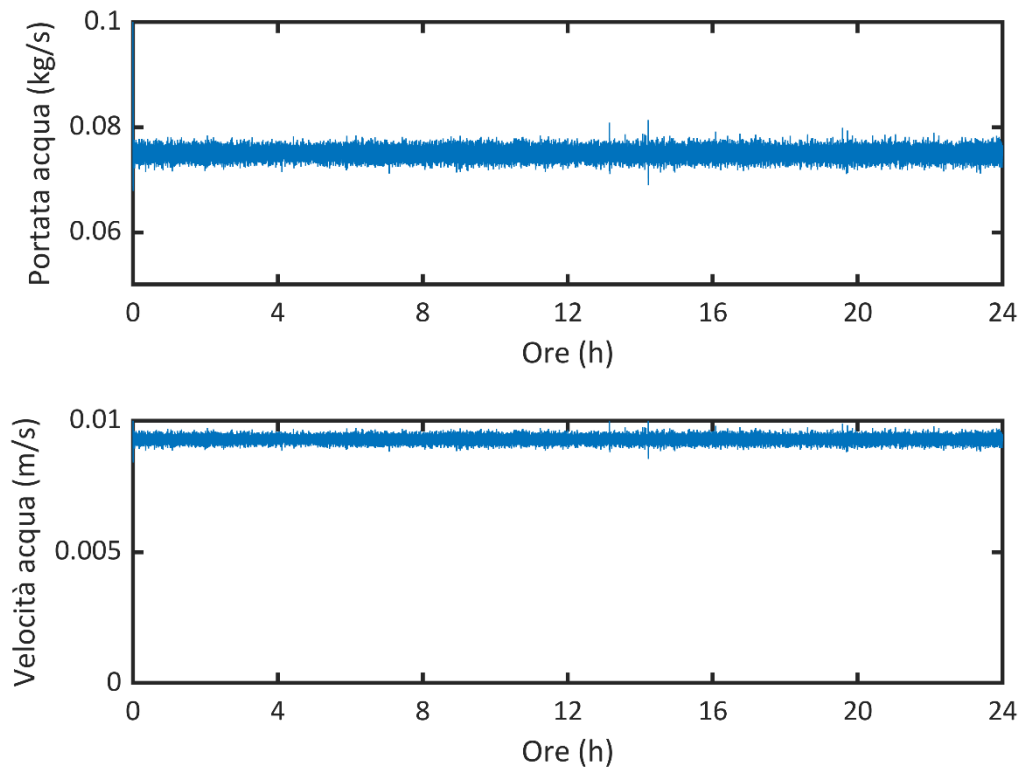


Figura 5. In alto: portata massica fluido termovettore in ingresso la sistema; in basso: velocità fluido termovettore riferita al singolo tubo

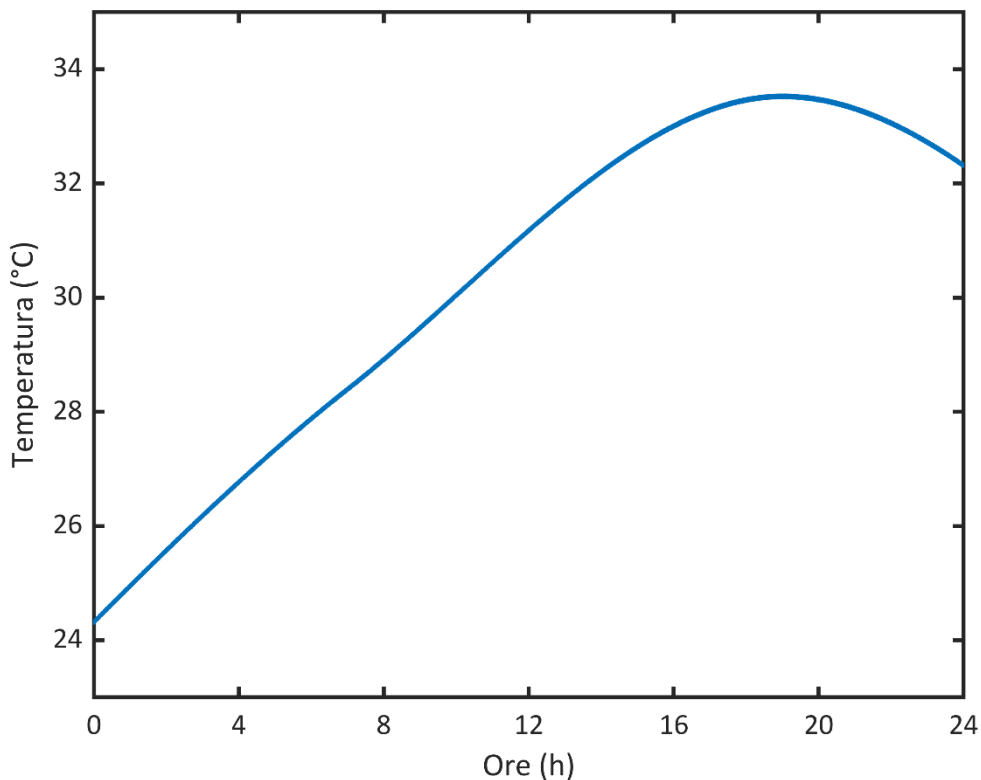


Figura 6. Profilo della temperatura ambiente

I profili di temperatura del PCM nell’arco temporale di un giorno sono riportati nelle figure 7-10. A partire dalle considerazioni effettuate nel paragrafo precedente in merito alle quote delle termocoppie, di seguito si differenziano i dati relativi al posizionamento delle stesse, considerando: (i) cifre convenzionali per l’enumerazione delle colonne *i.e.*, congiungenti verticali delle posizioni delle termocoppie laterali; (ii) cifre romane per l’enumerazione dei piani di misura sui quali sono disposte le termocoppie. Dunque, in figura 7 sono rappresentati i profili di temperatura delle 4 termocoppie poste al primo livello, in figura 8 del terzo livello, in figura 9 dell’ultimo livello e infine in figura 10 i profili di temperatura registrati dalle termocoppie centrali su ciascun livello. Inoltre, per ciascun plot riferito alle termocoppie laterali, è stato diagrammato il valor medio del profilo di temperatura Lat_m . Da tali figure si evince come la condizione iniziale di temperatura del PCM non sia uniforme lungo l’altezza del serbatoio di accumulo. In particolare si nota una stratificazione del materiale a cambiamento di fase, con una distribuzione delle temperature in un range 17,55 - 21,76 °C. Inoltre, dall’analisi delle figure 7,8 e 9 si nota come, al variare della colonna sulla quale è disposta la termocoppia laterale, la temperatura cambi sensibilmente. Questa evidenza motiva la necessità di individuare un profilo dei valor medi, così da agevolare il confronto con i dati numerici. Un’ulteriore osservazione riguarda la differente distribuzione dei profili tra le termocoppie centrali e le laterali. Nel dettaglio, nel primo caso lo scostamento tra i profili di temperatura è più limitato, il che può essere giustificato considerando la lieve influenza delle condizioni al contorno relative all’ambiente circostante. Al contrario, i punti relativi alle termocoppie laterali – risentendo maggiormente della variabilità della temperatura esterna ed in particolar modo per l’ultimo livello – raggiungono temperature massime maggiori. L’unica eccezione riguarda il profilo di temperatura relativo alla termocoppia centrale posta al primo livello. Tale termocoppia rileva una temperatura sensibilmente inferiore rispetto alle superiori e mostra in fase di scaricamento un ritardo che fa intuire un’inerzia maggiore del materiale al passaggio di fase.

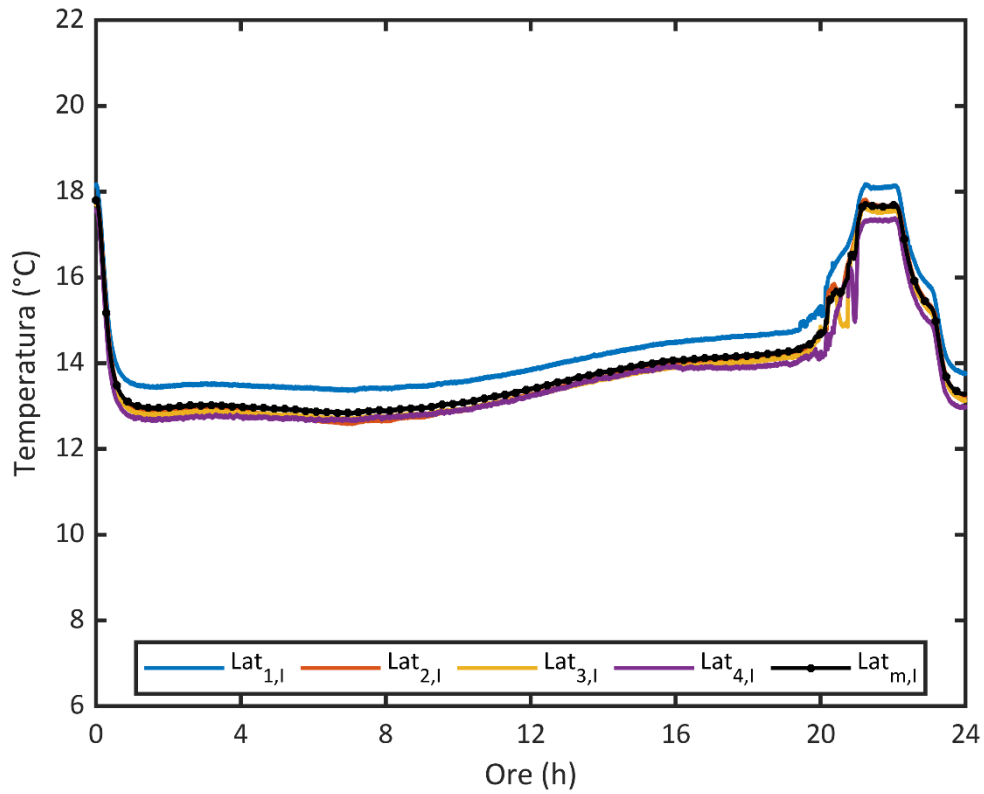


Figura 7. Profili di temperatura termocoppie laterali primo livello

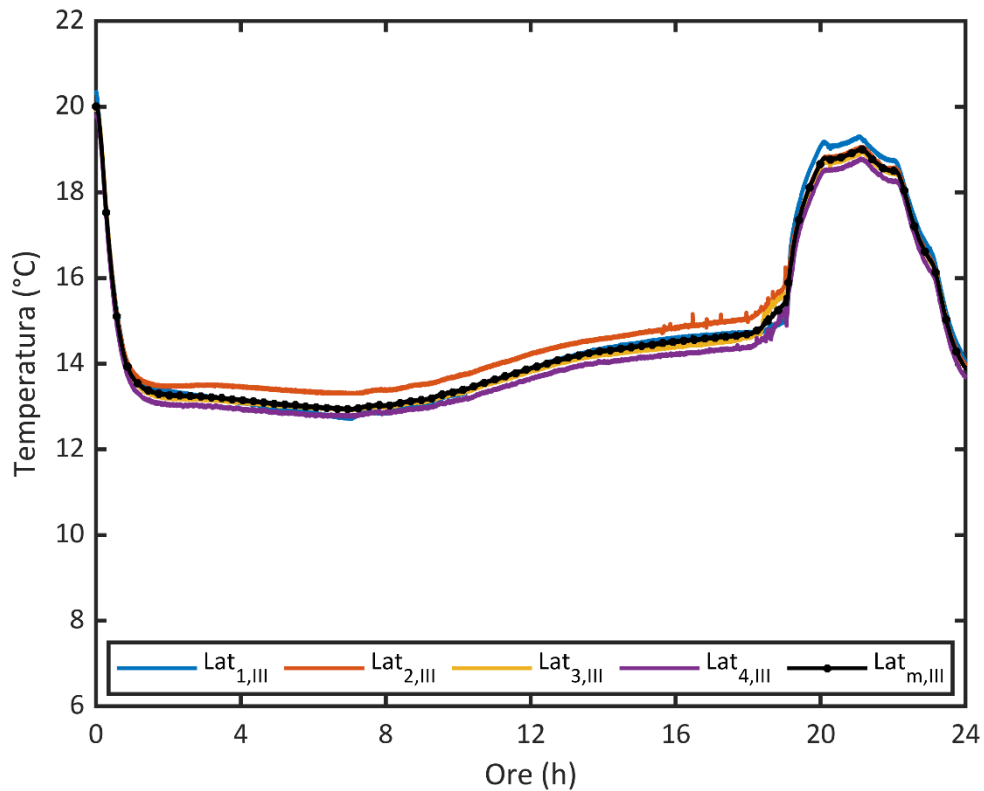


Figura 8. Profili di temperatura termocoppie laterali terzo livello

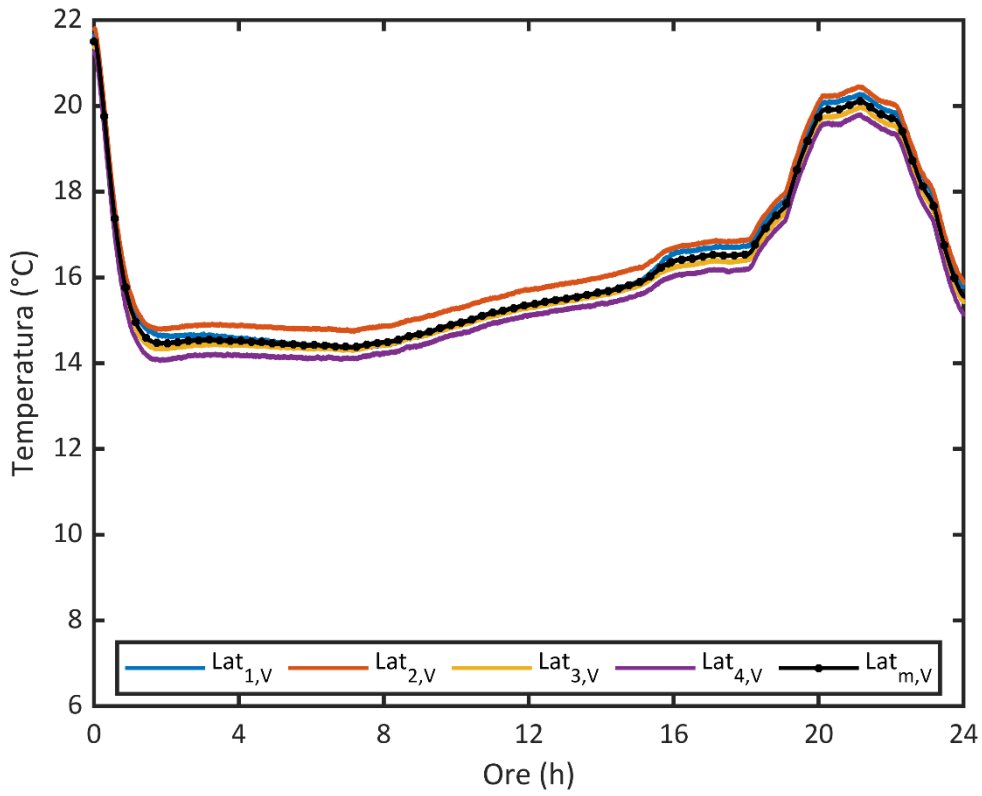


Figura 9. Profili di temperatura termocoppie laterali ultimo livello

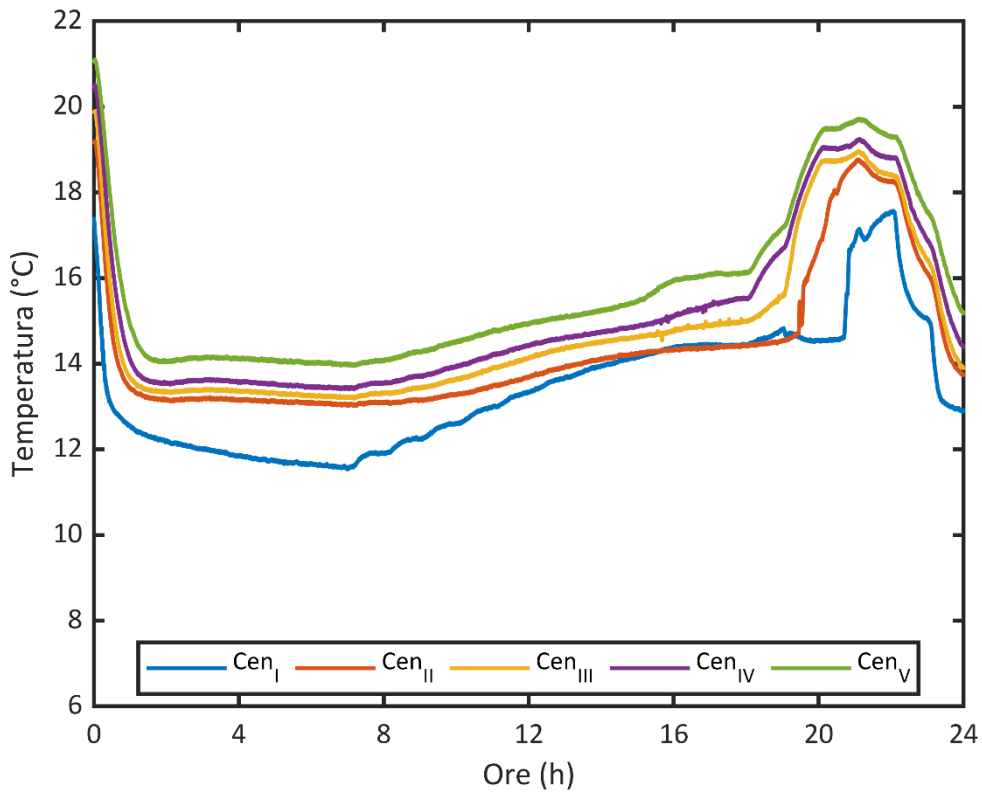


Figura 10. Profili di temperatura termocoppie centrali

3.1.2 Descrizione modelli COMSOL

La definizione del modello numerico prevede l'individuazione di opportune condizioni al contorno, attraverso le quali si determina il comportamento dei diversi materiali sulle frontiere che definiscono i domini della geometria. Inoltre, vista la natura transitoria del problema in esame, è necessario imporre le condizioni iniziali del problema, sia in termini di temperatura che di velocità. La valutazione di queste condizioni, però, molto spesso richiede la formulazione di ipotesi che comportano una notevole semplificazione dello studio, pur rispettando la fisica del problema. Infatti, nelle analisi dei fenomeni fisici tramite metodi numerici agli elementi finiti è importante studiare l'accuratezza dei risultati ottenuti trovando un opportuno compromesso con i costi computazionali che il modello richiede.

Nei capitoli precedenti sono stati presentati le equazioni matematiche per descrivere il comportamento del PCM. L'implementazione del modello richiede però la valutazione dei fenomeni di scambio termico che riguardano gli ulteriori componenti del sistema di accumulo in esame: l'acqua e l'acciaio. Dunque, per i domini costituiti dall'acciaio, è necessaria l'ulteriore aggiunta dell'equazione della conduzione riferita al problema termico conduttivo descritta di seguito:

$$k_{AISI316} \nabla^2 T = \rho_{AISI316} c_{pAISI316} \frac{dT}{dt} \quad (32)$$

dove, $k_{AISI316}$ è la conducibilità termica del materiale di accumulo, $\rho_{AISI316}$ la densità e $c_{pAISI316}$ il calore specifico a pressione costante del materiale, t il tempo, T la temperatura.

Il problema fluidodinamico relativo al fluido termovettore costituisce motivo di approfondimento in quanto la risoluzione del regime di moto e del problema termico che lo caratterizza comporta, a seconda del metodo utilizzato, un differente tempo di calcolo della simulazione numerica. Nel dettaglio, è possibile evitare la simulazione del moto del fluido all'interno del fascio tubiero, supponendo la presenza di un flusso termico convettivo definito dal prodotto tra il coefficiente di scambio termico convettivo lato acqua (equazione 33) per la differenza di temperatura tra la parete e il fluido stesso (si veda figura 2).

$$h_{int} = \begin{cases} 3.66 \frac{k_w}{D} & \text{per } Re_D \leq 2500 \\ 0.027 \frac{k_w}{D} Re_D^{4/5} Pr^n \left(\frac{\mu_w}{\mu_s} \right)^{0.14} & \text{per } Re_D > 2500 \end{cases} \quad (33)$$

Come riportato nell'equazione 33, il coefficiente di scambio termico (h_{int}) è funzione del numero di Reynolds (Re), a sua volta funzione della geometria dei condotti, delle proprietà del fluido e della velocità. Nel caso in esame, data la velocità del fluido costante (si veda figura 5) e il diametro delle tubazioni fissato, tale parametro potrà variare solo in funzione della temperatura del fluido, dalla quale dipendono la viscosità e la densità. Tali proprietà risultano tali da far sì che il numero di Reynolds resti sempre al di sotto di 2500. L'ipotesi appena introdotta è stata opportunamente validata, simulando il caso di singolo tubo con pura conduzione con e senza modellare il fluido termovettore. I risultati sono riportati in figura 11, la cui analisi fornisce una chiara evidenza della validità del metodo proposto. I due profili rappresentati, riferiti alla quota relativa alla termocoppia inferiore sono pressoché coincidenti, ed esibiscono un errore relativo massimo dello 0.07 %.

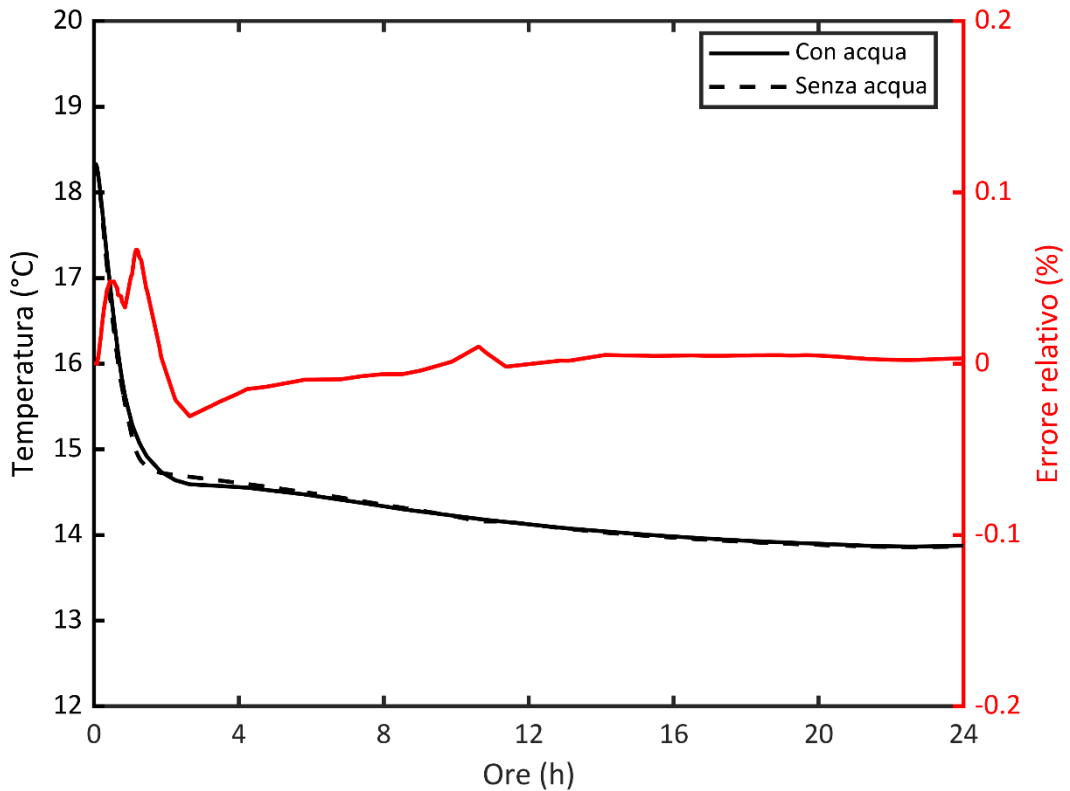


Figura 11. Confronto tra i profili di temperatura ottenuti con e senza la simulazione dell'acqua per il modello 2D del singolo tubo.

Tale confronto porta ad un'osservazione non trascurabile in termini di scambio termico, soprattutto nell'ottica delle successive simulazioni. In particolare, una differenza pressoché nulla può essere interpretata come un'evidenza della prevalenza delle dinamiche interne al PCM rispetto allo scambio termico con il fluido termovettore. Nel modello 3D analizzato si trascura la presenza del mantello in plexiglass. Valutando infatti la resistenza conduttiva del materiale (R_k) dall'equazione (34), considerando una conducibilità termica di ($k_{iso} = 0,19$ W/mK) essa risulta pari a 0,0083 K/W. Tale valore si discosta di un ordine di grandezza rispetto al valore della resistenza convettiva esterna di primo tentativo (0,080 K/W), ricavata ipotizzando un coefficiente di scambio termico convettivo pari a 7.69 W/m²K secondo le disposizioni UNI EN ISO 6946.

$$R_k = \frac{\ln(r_{est} / r_{int})}{2\pi k_{iso} H} \quad (34)$$

Il problema relativo allo scambio termico tra il PCM e l'ambiente esterno è risolto ipotizzando uno scambio termico convettivo, regolato da fenomeni di convezione naturale esterna al sistema di accumulo. Nel dettaglio, applicando le correlazioni riferite alle pareti verticali, è possibile valutare il coefficiente di scambio termico convettivo esterno (h_{est}) come segue:

$$h_{est} = \begin{cases} \frac{k}{H} \left(0.68 + \frac{0.67 Ra_H^{1/4}}{\left(1 + \left(\frac{0.492k}{\mu c_p} \right)^{9/16} \right)^{4/9}} \right) & \text{se } Ra_H \leq 10^9 \\ \frac{k}{H} \left(0.825 + \frac{0.387 Ra_H^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0.492k}{\mu c_p} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right) & \text{se } Ra_H > 10^9 \end{cases} \quad (35)$$

Come riportato nell'equazione 35, il coefficiente di scambio termico (h_{est}) è funzione del numero di Rayleigh (Ra), a sua volta funzione dell'altezza del sistema di accumulo (H). Le simulazioni sono state effettuate con una workstation equipaggiata con un processore Intel® Core™ i7-8700K da 3.70 GHz e una memoria RAM di 32 GB e 2133 MHz.

3.1.2.1 Modello 2D singolo tubo

Il primo approccio alla modellazione del sistema è stato effettuato simulando il più semplice componente dello scambiatore in esame, il singolo tubo. Naturalmente tale approccio è fortemente semplificativo in quanto non si tiene in conto dell'andamento variabile della temperatura esterna. Ciononostante i risultati di questo modello forniscono informazioni ed indicazioni importanti per lo sviluppo dei modelli successivi, via via più complessi. In figura 12 sono riportate le rappresentazioni del dominio di calcolo analizzato. Dall'analisi della stessa è possibile individuare i due domini: (i) interno, riferito all'acciaio; (ii) esterno, riferito al PCM.

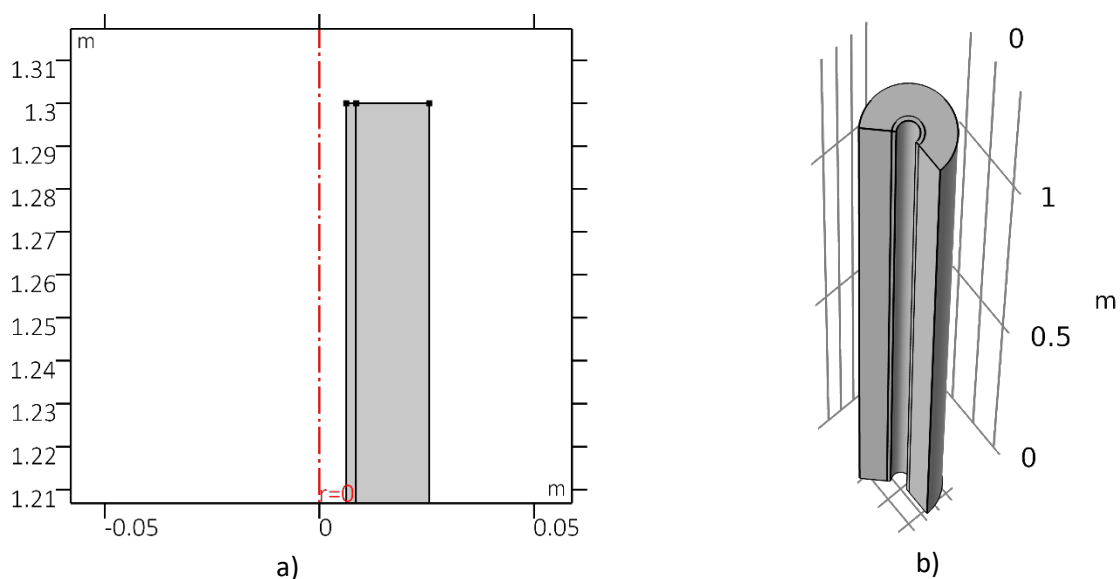


Figura 12. Configurazione geometrica: a) porzione del modello 2D analizzato; b) rappresentazione 3D

La struttura del modello e l'analisi dei dati sperimentali prevede l'introduzione di opportune condizioni iniziali e condizioni al contorno. Nel dettaglio, come osservato dai dati sperimentali (figure 7-10) la temperatura iniziale non è costante, bensì varia lungo l'altezza del sistema di accumulo. Da qui la necessità di impostare all'istante di tempo $t = 0$ s un campo di temperatura variabile linearmente lungo z , come riportato nell'equazione (36). Pertanto, le condizioni iniziali sono state settate come segue:

$$(t = 0): \begin{cases} T_{iniz}(r, z) = 4z + T_0 & \text{per } 0 \leq r \leq r_{\max}, 0 < H < H_{\max} \\ \bar{v}(r, z) = 1e^{-6} & \text{per } 0 \leq r \leq r_{\max}, 0 < H < H_{\max} \end{cases} \quad (36)$$

dove T_0 è pari alla temperatura all'istante iniziale alla quota $H = 0$, misurata in fase sperimentale, pari a 17,5 °C. Le condizioni al contorno per il problema termico sono le seguenti:

$$(t > 0): \begin{cases} q_{INT} = h_{int} (T_{int}(t) - T(r, z)) \\ q_{SUP} = 0 & \text{per } 0 \leq r \leq r_{\max}, H = H_{\max} \\ q_{INF} = 0 & \text{per } 0 \leq r \leq r_{\max}, H = 0 \\ q_{LAT} = 0 & \text{per } r = r_{\max}, 0 < H < H_{\max} \end{cases} \quad (37)$$

Per modellare lo scambio termico tra il fluido termovettore e il PCM, richiamando le correlazioni introdotte nelle equazioni (33), nel modello è considerato un flusso convettivo imposto, per il quale è necessario considerare il diametro interno dei condotti, ($d_{int} = 0,0125 m$), e la velocità dell'acqua, ($\bar{v}_w = 0,0093 m/s$), nota dalla portata. Inoltre, è necessario fornire il profilo di temperatura variabile nel tempo del fluido termovettore, implementato secondo i dati sperimentali forniti in figura 4. Con riferimento alla figura 12, il flusso termico (q_{INT}) riferito al fluido termovettore è dunque applicato all'interfaccia acqua-acciaio. Per la frontiera superiore ed inferiore è imposta una condizione di adiabaticità, mentre la frontiera laterale destra del PCM è soggetta ad una condizione di adiabaticità, avendo supposto una condizione di simmetria geometrica e di materiale.

Le condizioni al contorno per il problema fluidodinamico relativo al PCM, nel caso conduttivo-convettivo, sono invece caratterizzate da:

- (i) condizione di pressione relativa costante e nulla ($p_0 = 0$), applicata al punto di coordinate (r_{\max}, H_{\max}) ;
- (ii) assenza di scorrimento (*no-slip condition*: $\bar{v} = 0$) in corrispondenza delle superfici di contatto tra il PCM e i condotti e sulla frontiera inferiore;
- (iii) assenza di gradienti di velocità e sforzi di taglio (*slip condition*: $\bar{v} \cdot \bar{n} = 0$) per la superficie laterale e superiore.

3.1.2.2 Modello 3D

Il modello di cui si discute nel seguente paragrafo riprende la formulazione effettuata nel caso precedente – riapplicandola al caso tridimensionale – che da un punto di vista geometrico aderisce maggiormente al sistema reale. Nel dettaglio, in virtù della disposizione dei tubi a maglia triangolare, è possibile analizzare solamente una porzione del dominio complessivo, figura 13.a. L'analisi dinamica del serbatoio si baserà dunque su 1/12 del reale serbatoio di accumulo, favorendo così un risparmio computazionale. La

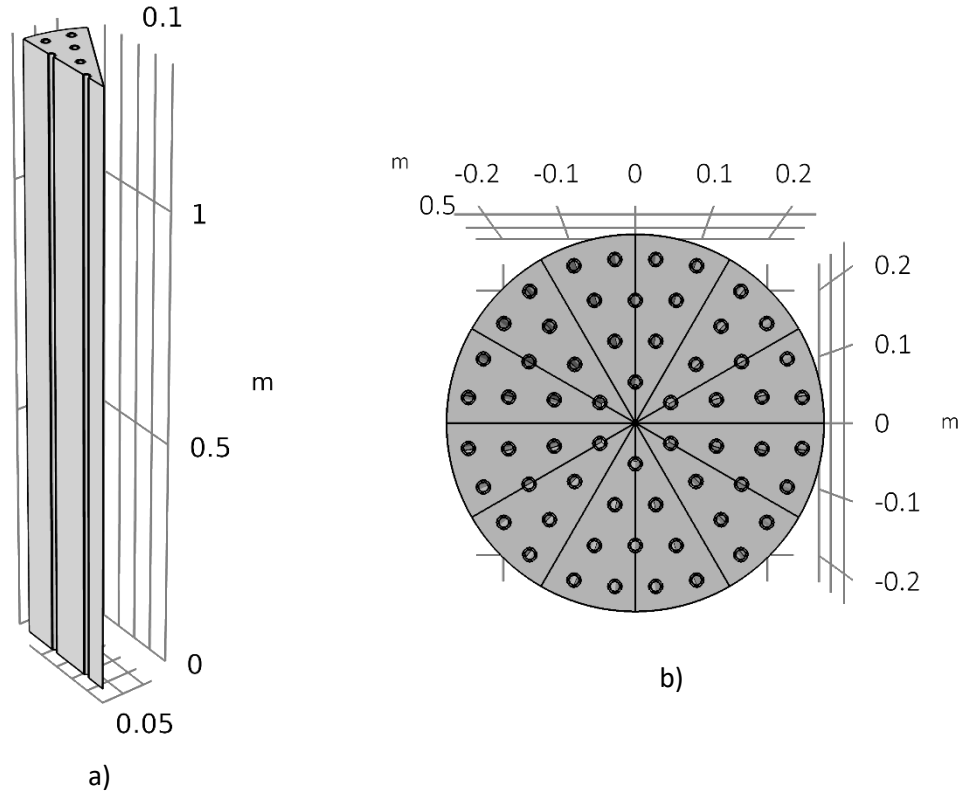


Figura 13. Configurazione geometrica modello sistema di accumulo: a) dominio analizzato; b) composizione dei domini.

Le condizioni iniziali, sia sulla temperatura che sulla velocità, sono analoghe a quelle imposte per il modello 2D precedente e sono state settate come segue:

$$(t = 0): \begin{cases} T_{iniz}(r, z) = 4z + T_0 & \text{per } 0 \leq r \leq r_{\max}, 0 < H < H_{\max}, 0 < \vartheta < \vartheta_{\max} \\ \bar{v}(r, z) = 1e^{-6} & \text{per } 0 \leq r \leq r_{\max}, 0 < H < H_{\max}, 0 < \vartheta < \vartheta_{\max} \end{cases} \quad (38)$$

Le condizioni al contorno per il problema termico sono state settate come riportato nelle equazioni (24):

$$(t > 0): \begin{cases} q_{INT} = h_{int}(T_{int}(t) - T(r, \vartheta, z)) \\ q_{SUP} = 0 & \text{per } 0 \leq r \leq r_{\max}, H = H_{\max}, 0 \leq \vartheta \leq \vartheta_{\max} \\ q_{INF} = 0 & \text{per } 0 \leq r \leq r_{\max}, H = 0, 0 \leq \vartheta \leq \vartheta_{\max} \\ q_{LAT,1} = h_c(T(t, \vartheta, z) - T_{amb}(\vartheta)) & \text{per } r = r_{\max}, 0 \leq H \leq H_{\max}, 0 \leq \vartheta \leq \vartheta_{\max} \\ q_{LAT,2} = 0 & \text{per } 0 \leq r \leq r_{\max}, H = H_{\max}, \vartheta = 0, \vartheta = \vartheta_{\max} \end{cases} \quad (39)$$

Dunque, è stato possibile valutare il flusso convettivo dalla prima equazione del set (39), applicato ai domini evidenziati in figura 14.a. La seconda e la terza equazione del set (39) sono applicate alla superficie inferiore (contatto PCM piastra inferiore) e alla superficie superiore (pelo libero PCM liquido), figura 14.b. Nel primo caso tale ipotesi rappresenta una semplificazione che permette al modello di ridurre drasticamente i tempi di calcolo. Nel secondo caso, tale ipotesi permette con buona approssimazione di non modellare lo strato

$q_{LAT,1}$), è applicato alla superficie laterale in figura 14.c, mentre l'ultima equazione del set (39) impone la condizione di simmetria termica equivalente alla condizione di adiabaticità, figura 14.d.

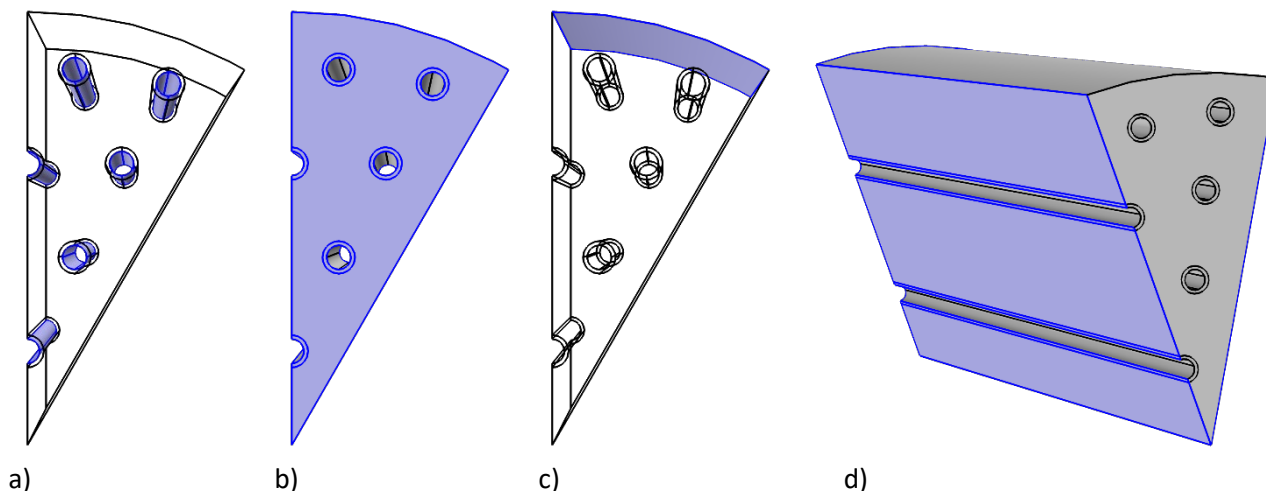


Figura 14. Domini selezionati per le condizioni al contorno per il problema termico per: a) q_{INT} ; b) q_{SUP} q_{INF} ; c) $q_{LAT,1}$; d) $q_{LAT,2}$.

Similmente al caso 2D, le condizioni al contorno per il problema fluidodinamico relativo al PCM, nel caso conduttivo-convettivo, sono invece caratterizzate da:

- (iv) condizione di pressione relativa costante e nulla ($p_0 = 0$), come in figura 15.a;
- (v) assenza di scorrimento (*no-slip condition*: $\bar{v} = 0$) sull'interfaccia PCM-mantello del serbatoio, sull'interfaccia tra PCM e base inferiore del serbatoio ed in corrispondenza delle superfici di contatto tra il PCM e i condotti, figura 15.b;
- (vi) assenza di gradienti di velocità e sforzi di taglio (*slip condition*: $\bar{v} \cdot \bar{n} = 0$) per le superfici laterali e superiori evidenziate in figura 15.c.

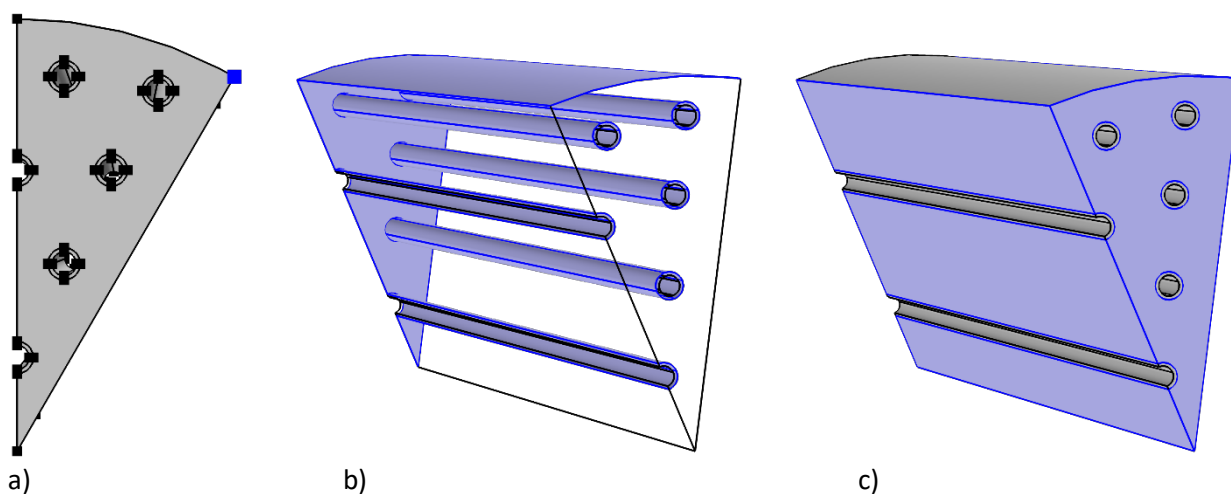


Figura 15. Domini selezionati per le condizioni al contorno per il problema fluidodinamico: a) pressione relativa nulla; b) no-slip condition; c) slip condition.

3.2 Applicativo modulo cilindrico PCM micro-incapsulato

Come accennato in precedenza le prove sperimentali sono state svolte da ENEA, e nel dettaglio dal laboratorio di accumulo termico LPSAT del Centro Ricerche ENEA Portici. Il modulo cilindrico, di capacità 3 litri, posto all'interno della camera climatica presenta un'altezza di 25 cm ed un diametro di 13,8 cm. La quantità di MEPCM posta all'interno del modulo è pari a 2,4 kg. A partire da questa indicazione, e tenendo conto della densità fornita da catalogo, è possibile valutare l'altezza raggiunta dalla miscela in esame, pari a 16,5 cm. Ciò si traduce nella formazione di uno spazio vuoto all'interno del contenitore, corrispondente ad un'altezza di 8,5 cm. In testa al modulo cilindrico sono poste 5 termocoppie, di cui una sull'asse e 4 laterali in corrispondenza della metà del raggio, a formare una croce. Le termocoppie così disposte distano 9 cm dal fondo del contenitore. Le caratteristiche appena elencate sono rappresentate in figura 16.

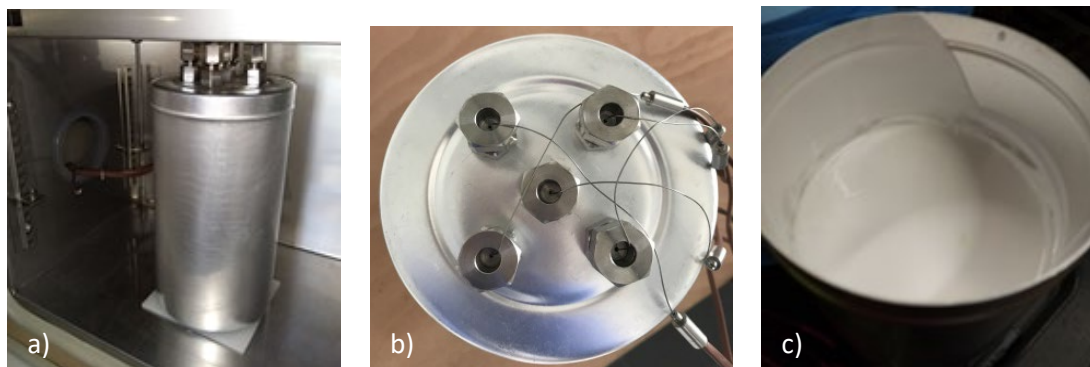


Figura 16. a) modulo cilindrico all'interno della camera climatica; b) disposizione termocoppie; c) dispersione acqua-MEPCM.

3.2.1 Presentazione dati sperimentali

I dati sperimentali sono forniti in termini di profili di temperatura rilevati dalle termocoppie e all'interno della camera climatica per un arco temporale pari a 96 ore. Nel dettaglio, il profilo di temperatura riprodotto dalla camera climatica all'interno della quale è stato posto il modulo cilindrico, rilevabile in figura 17, è caratterizzato dalle seguenti fasi:

- I. rampa di un'ora dalla temperatura iniziale fino a 7°C;
- II. 72 ore a 7°C;
- III. rampa di un'ora fino a 23°C;
- IV. 22 ore a 23°C

Viene inoltre fornito da rilievi sperimentali il coefficiente di scambio termico convettivo, pari a 30,2 W/m²K in fase di caricamento, e 29,1 W/m²K in scaricamento. I profili di temperatura descritti dalle termocoppie (una centrale e quattro laterali) sono riportati in figura 18. Inoltre, per fini pratici è stato valutato il profilo corrispondente ai valori medi delle temperature rilevate dalle termocoppie laterali. Dall'analisi della figura 18 si nota una notevole sovrapposizione dei profili, sinonimo di un comportamento pressoché uniforme del materiale. Nella risoluzione della conduzione riferita ai transistori termici caratterizzati da una condizione al contorno di scambio termico convettivo è utile introdurre un parametro adimensionale noto come numero di Biot (Bi), che nel caso di cilindro pieno è definito come segue:

$$Bi = \frac{hr}{2k} \tag{40}$$

dove, h è il coefficiente di scambio termico convettivo, r il raggio del cilindro e k la conducibilità del materiale. Dunque, il numero di Biot fornisce un’indicazione del campo di temperatura all’interno del materiale in relazione alla differenza di temperatura tra il fluido esterno ed il materiale. Una sua interpretazione fisica può essere definita come il rapporto tra la resistenza interna (conduttiva) e quella esterna (convettiva). In particolare, se $Bi \ll 1$, la resistenza conduttiva del materiale è molto minore della resistenza convettiva riferita allo strato limite del fluido che lo lambisce. Solo in queste circostanze si può ritenere che non siano presenti gradienti di temperatura nel materiale. Pertanto, tanto minore è tale parametro, tanto più il campo di temperatura sarà uniforme. Per il caso in esame – considerando un medio h tra quelli forniti e la conducibilità pari a quella del modello equivalente – si stima un valor medio del numero di Biot pari a 1,7. Pertanto, concordemente a quanto appena affermato, il modello analizzato assume un comportamento prossimo ad un caso zero dimensionale.

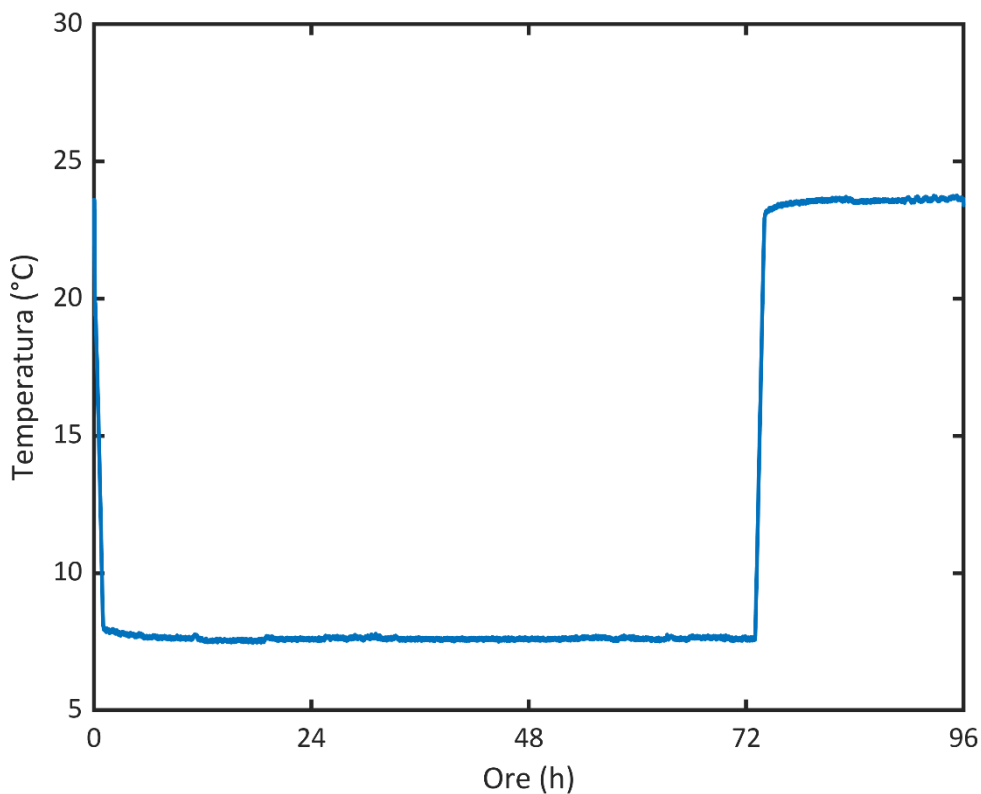


Figura 17. Profilo temperatura camera climatica

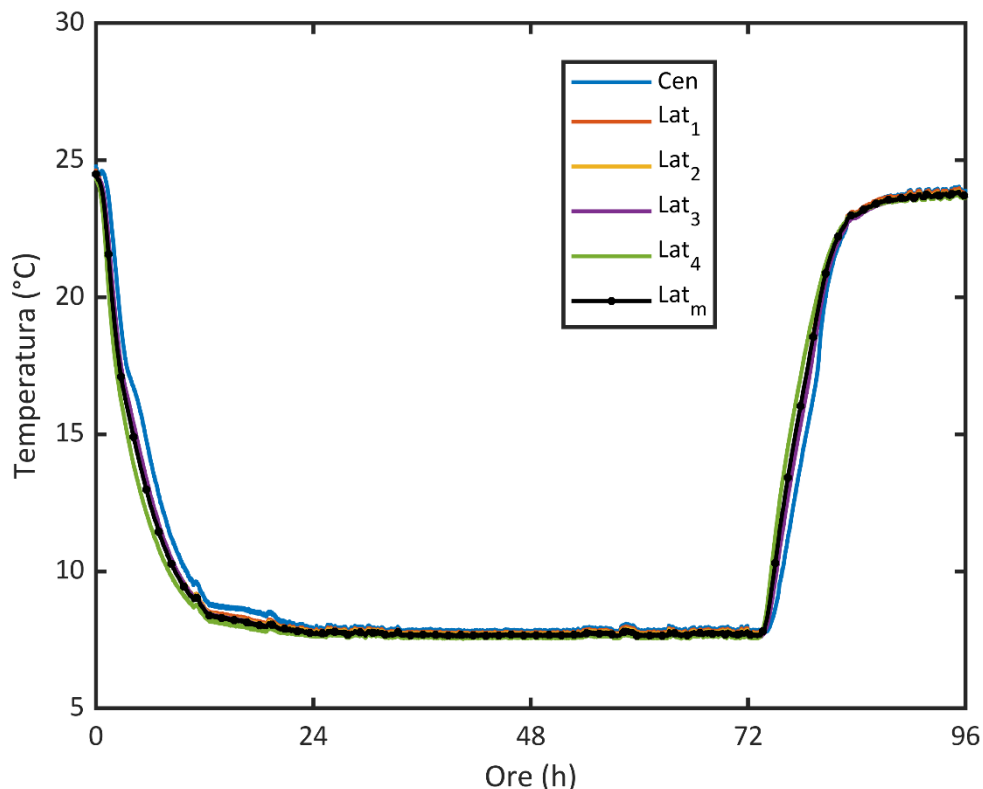


Figura 18. Profili di temperatura termocoppie centrali e laterali

3.2.2 Descrizione modello COMSOL

In questo paragrafo verrà descritto il modello elaborato mediante il software COMSOL Multiphysics®. Le equazioni su cui si basa il modello presentato nel paragrafo 2.2, relativo alle attività svolte della Fase I, sono state risolte mediante il metodo agli elementi finiti di Galerkin. Per la risoluzione del transitorio non lineare (si veda la formulazione del problema effettuata nel paragrafo 2.2) è stato utilizzato il solutore PARDISO, il quale opera un metodo diretto. Come accennato in precedenza, tenendo conto della geometria del sistema in esame, il modello realizzato è bidimensionale assialsimmetrico. Per settare i parametri temporali è stata utilizzata la BDF (*Backward Differentiation Formula*), sia per la fase di caricamento che di scaricamento. In tal modo è stato fissato un time step iniziale pari a 10^{-4} s, e impostato un time step massimo variabile, in modo da 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. Così facendo si ha un time step dinamico, valutato dal solutore ad ogni iterazione in funzione del valore dell'errore all'iterazione precedente. Il tempo di simulazione è stato fissato in base ai dati sperimentali forniti da ENEA a 5760 minuti. Anche in tal caso, le simulazioni sono state effettuate con una workstation equipaggiata con un processore Intel® Core™ i7.8700K da 3.70 GHz e una memoria RAM di 32 GB e 2133 MHz. Come visualizzabile dalla figura 19, sono stati considerati 2 domini. Concordemente a quanto affermato nei paragrafi precedenti la miscela acqua-MEPCM occupa solo parte del volume del modulo cilindrico.

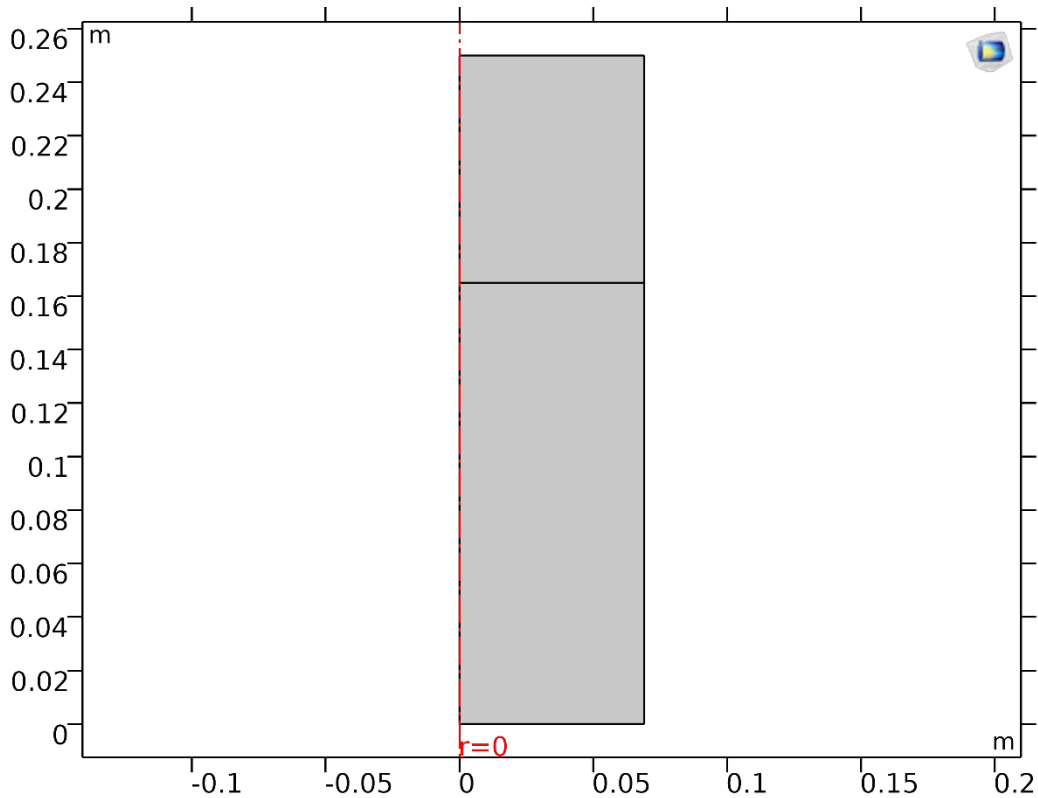


Figura 19. Modello 2D assialsimmetrico del modulo cilindrico

Per la restante parte (dominio superiore) è presente aria. La temperatura all'istante iniziale è stata considerata variabile linearmente lungo il raggio, come descritto nell'equazione (41). Inoltre è presente una condizione iniziale di fluido fermo in tutto il dominio computazionale. Pertanto, le condizioni iniziali sono state settate come segue:

$$(t = 0): \begin{cases} T_{iniz} = -10r + T_0 \\ \bar{v} = 0 \end{cases} \quad (41)$$

dove la temperatura all'istante iniziale T_0 , valutata sulla base dei dati in fase sperimentale, è pari a 24,8°C. Le condizioni al contorno per il problema termico sono state settate come riportato nelle equazioni (42):

$$(t > 0): \begin{cases} q_{LAT} = h_c (T - T_{amb}) \quad \text{per } r = r_{max}, 0 \leq H \leq H_{max} \\ q_{SUP} = h_c (T - T_{amb}) \quad \text{per } 0 \leq r \leq r_{max}, H = H_{max} \\ q_{INF} = 0 \quad \text{per } 0 \leq r \leq r_{max}, H = 0 \end{cases} \quad (42)$$

Le condizioni al contorno per il problema fluidodinamico sono invece riportate nelle equazioni (43):

$$(t > 0): \begin{cases} \bar{v} = 0 \quad \text{per } 0 \leq r \leq r_{max}, H = H_{max} \\ \bar{v} = 0 \quad \text{per } r = r_{max}, 0 \leq H \leq H_{max} \\ \bar{v} = 0 \quad \text{per } 0 \leq r \leq r_{max}, H = 0 \end{cases} \quad (43)$$

3.2.3 Indipendenza dalla griglia

La definizione di un buon modello non può prescindere dalla valutazione della corretta discretizzazione dei domini di calcolo. Nel dettaglio, l'applicazione del metodo ai volumi finiti si basa infatti sulla creazione di una griglia di calcolo (mesh) composta da primitive (elementi finiti) di forma codificata *e.g.*, triangoli e quadrilateri per domini 2D, tali che su ciascun elemento la soluzione del problema sia espressa dalla combinazione lineare di funzioni dette funzioni di base o funzioni di forma (shape functions). In linea teorica, l'incremento del numero di gradi di libertà del sistema porta ad un aumento dell'accuratezza dei risultati. Così facendo, però, si incorre in una crescita indesiderata dell'onere computazionale. L'analisi della convergenza della griglia permette di risolvere il trade-off tra accuratezza e tempi di calcolo, caratterizzando il problema fisico come "indipendente dalla griglia".

Per il modello in esame sono state analizzate le *physics-controlled mesh* fornite da COMSOL Multiphysics®. Nel dettaglio, i 4 livelli di mesh analizzati sono di tipo *coarse*, *normal*, *fine* and *finer*, corrispondenti, per il particolare sistema in esame, rispettivamente, ad un numero di elementi pari a 1942, 3164, 6104 e 31264. Fissando l'istante temporale al minuto 150 – valutando le temperature corrispondenti alla termocoppia laterale per ciascun livello di mesh considerato – si ricavano gli andamenti riportati in figura 20. Si evince, dunque, come un'adeguata accuratezza dei valori di temperatura sia garantita da 6104 elementi *i.e.*, corrispondenti al livello di mesh *fine*, di cui si riporta la struttura in figura 21. La griglia selezionata rappresenta un accettabile trade-off tra la riduzione dello scostamento delle le temperature e l'eccessiva discretizzazione del dominio di calcolo.

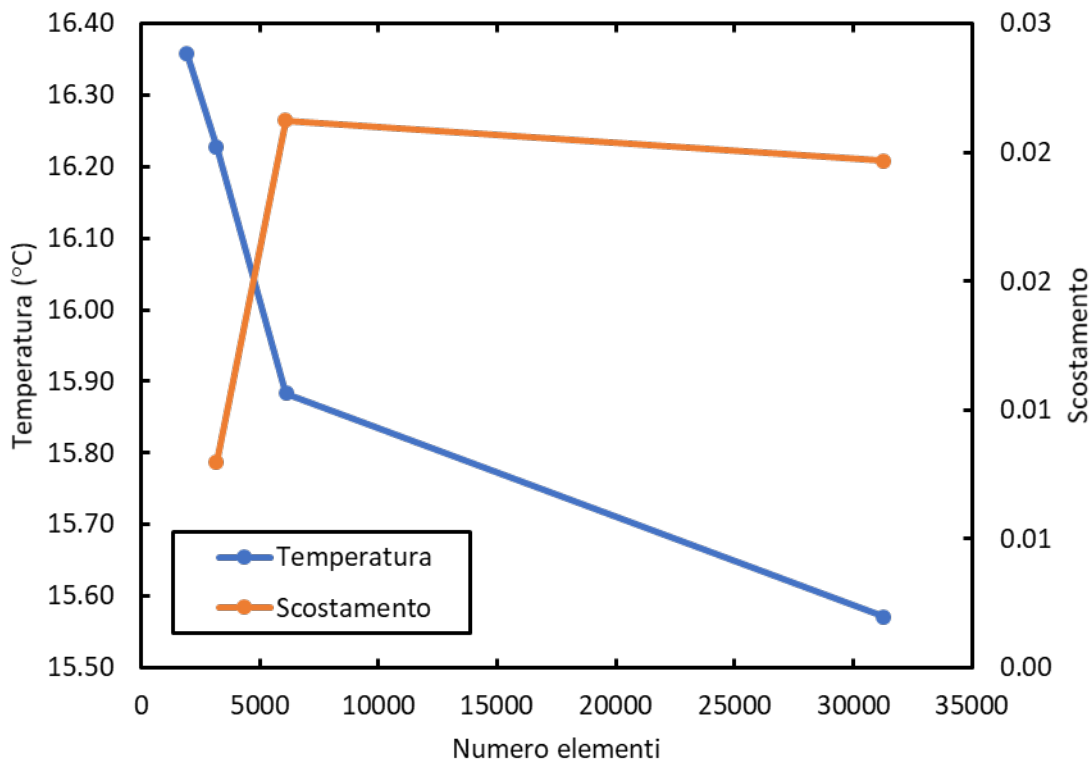


Figura 20. Andamento della temperatura (t=150min) e scostamento al variare degli elementi della griglia.

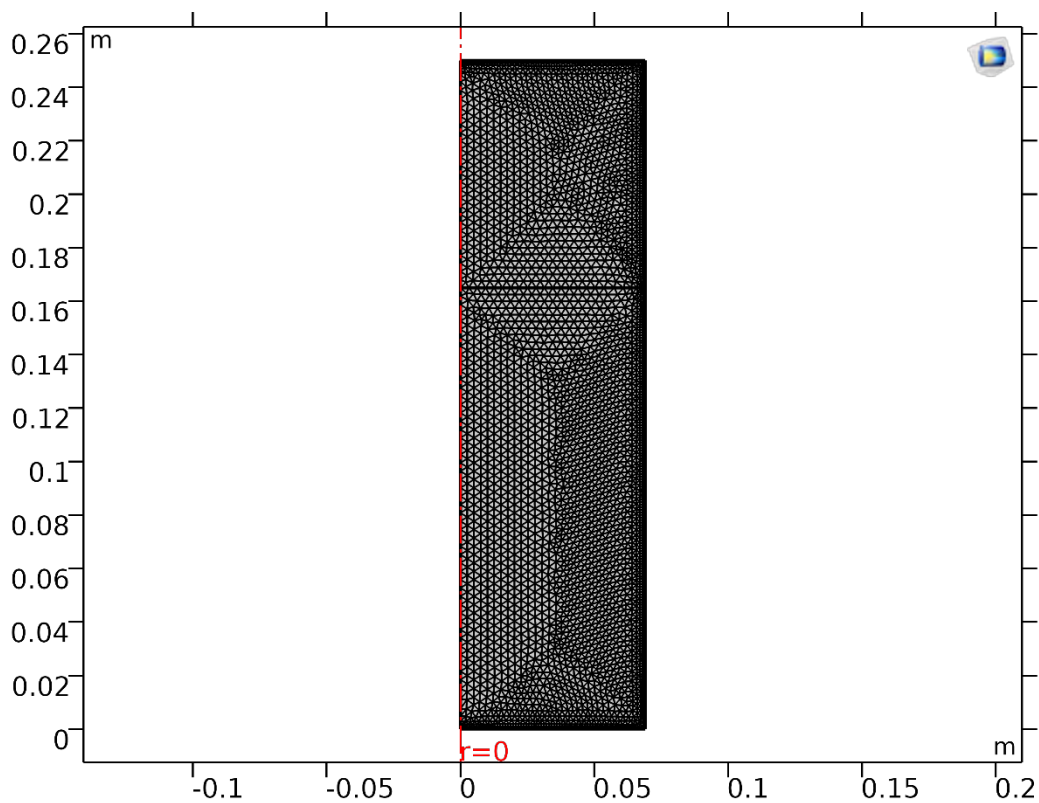


Figura 21. Livello di mesh *fine* applicato al modello 2D assialsimmetrico del modulo cilindrico

4 Attività svolte nella fase III

In questa sezione si affronta la validazione dei modelli elaborati nelle fasi precedenti rispetto ai dati sperimentali forniti da ENEA. Per il modello relativo al serbatoio “Shell & Tube” con acqua e PCM fuso il confronto è effettuato, sulla base delle evidenze ottenute nel caso 2D, sia con il modello tridimensionale puramente conduttivo che con il conduttivo-convettivo, con particolare attenzione all’ultimo, in quanto esso aderisce maggiormente al reale comportamento del sistema in esame. Tale fase evidenzierà dunque lo scostamento tra la simulazione numerica e i dati sperimentali del serbatoio di accumulo, mostrando un buon matching. Inoltre è riportato un breve confronto tra le evidenze sperimentali relative al processo di solidificazione del PCM e le informazioni sulla frazione solida/liquida ottenute dal modello numerico. Nel caso del modulo cilindrico con la miscela di acqua e PCM micro-incapsulato, il modello introdotto nei capitoli precedenti è confrontato con le evidenze sperimentali, fornendo anche in questo caso un’ottima adesione. Inoltre anche in tal caso viene brevemente discussa la dinamica della miscela all’interno del modulo in esame.

4.1 Validazione dei modelli

Nei paragrafi che seguono sono riportate le validazioni dei modelli sviluppati, suddivise nei sotto paragrafi 4.1.1 e 4.1.2, rispettivamente per il caso di unità di accumulo composta dal serbatoio tubo e mantello con PCM fuso, e per il caso studio del modulo cilindrico contenente PCM micro-incapsulato.

4.1.1 Serbatoio “Shell & Tube” acqua e PCM fuso

Di seguito viene proposto il confronto tra i risultati sperimentali e i risultati numerici ottenuti nel caso di sistema di accumulo “Shell & Tube”, per i vari modelli sviluppati.

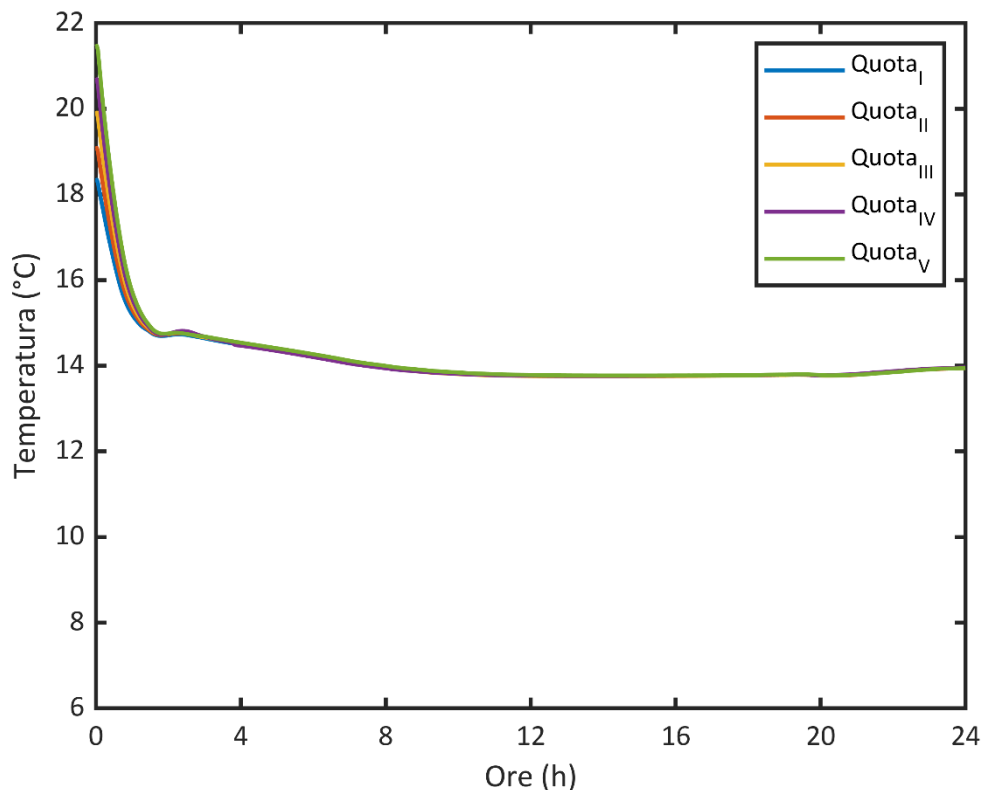


Figura 22. Modello 2D conduttivo: profili di temperatura alle diverse quote

Come accennato nei capitoli precedenti, il modello 2D presenta delle forti approssimazioni, per cui i risultati che pervengono da questo modello hanno prevalentemente contribuito a comprendere quale sia l'effettivo intervallo di temperatura (ΔT_M), al cui interno coesistono fase liquida e fase solida. Come si può notare dalla figura 22, non potendo tener conto della condizione al contorno relativa allo scambio termico con l'ambiente, il profilo di temperatura resta stabile non appena finita la fase di caricamento e per tutta la fase di scaricamento. Questo primo risultato mostra come la prima fase sia governata prevalentemente dalla conduzione, mentre per la seconda subentrano meccanismi convettivi che rendono il modello conduttivo insufficiente per l'analisi numerica. Dunque, si analizza il caso conduttivo-convettivo, riportato in figura 23:

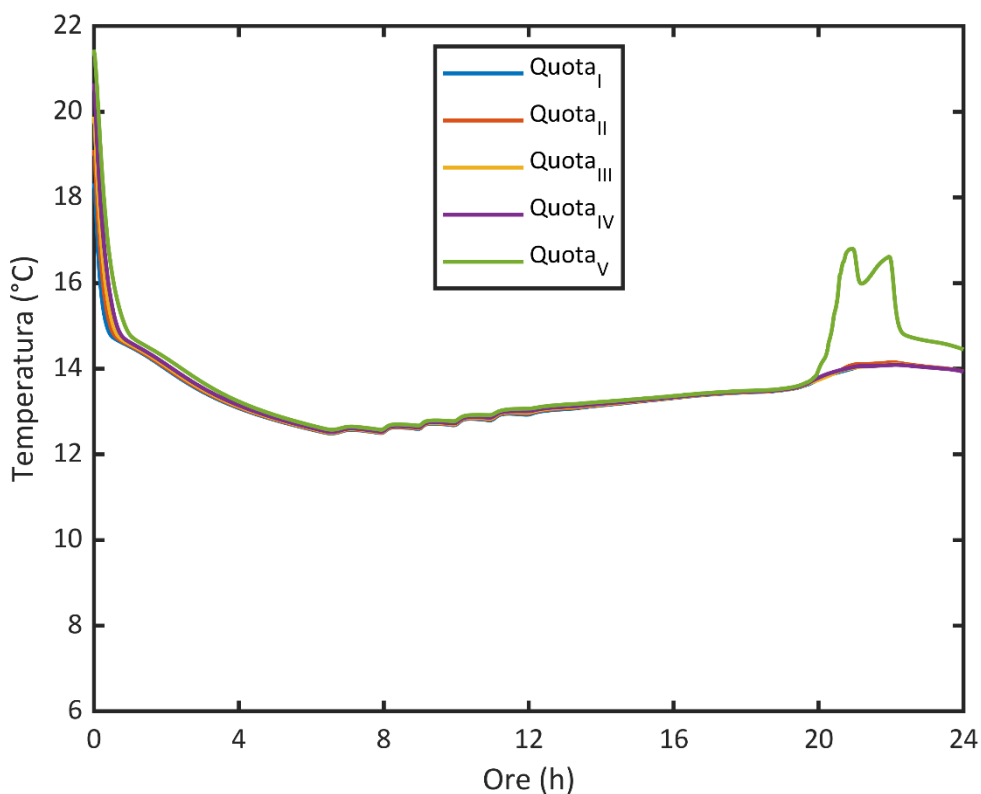


Figura 23. Modello 2D conduttivo-convettivo: profili di temperatura alle diverse quote

Dall'analisi di tale figura si comprende come l'aggiunta delle equazioni del modello convettivo possano fornire maggiori informazioni sulla reale dinamica del funzionamento del PCM. In particolare, con riferimento alla quota relativa all'ultimo livello, si nota come il PCM risenta maggiormente dell'interazione con il fluido termovettore. Nonostante ciò, per le quote inferiori tale modello risulta ancora insufficiente. Per tale ragione – come riportato nei capitoli precedenti – è stato implementato un modello tridimensionale riferito sia al caso conduttivo che al caso conduttivo-convettivo. Nel dettaglio, le figure 24-27 mostrano i profili di temperatura riferiti alle termocoppie laterali e centrali per il caso puramente conduttivo, mentre le figure 28-31 illustrano il caso conduttivo-convettivo. Dall'analisi delle prime quattro – concordemente a quanto rilevato per il caso 2D – si evince come il modello 3D puramente conduttivo si adatti solo parzialmente ai risultati sperimentali. Tale modello, infatti, sottostima lo scambio termico riferito al PCM in quanto non tiene conto della convezione naturale. Dunque, i profili di temperatura nella fase di caricamento decrescono più lentamente del caso sperimentale. Inoltre, l'assenza della convezione naturale fa sì che si trascuri il fenomeno di miscelazione all'interno del PCM, il che porta ad un profilo di temperatura radiale. Pertanto, nelle prime

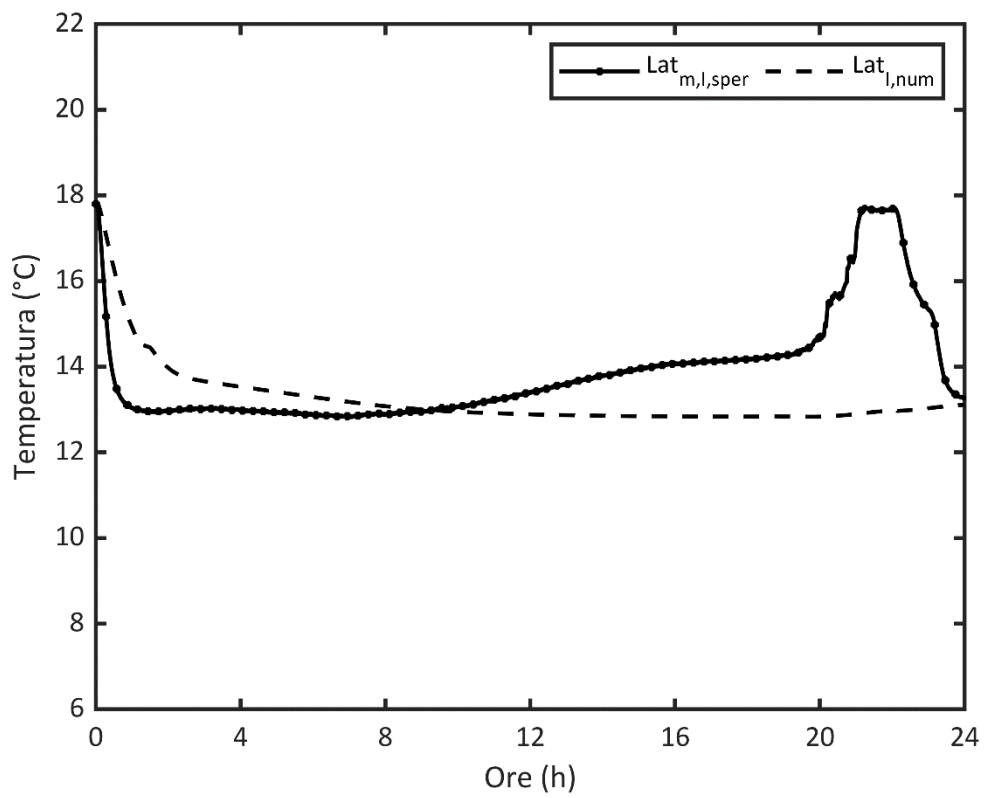


Figura 24. Modello conduttivo 3D, termocoppia laterale primo livello. Confronto tra dati sperimentali e numerici

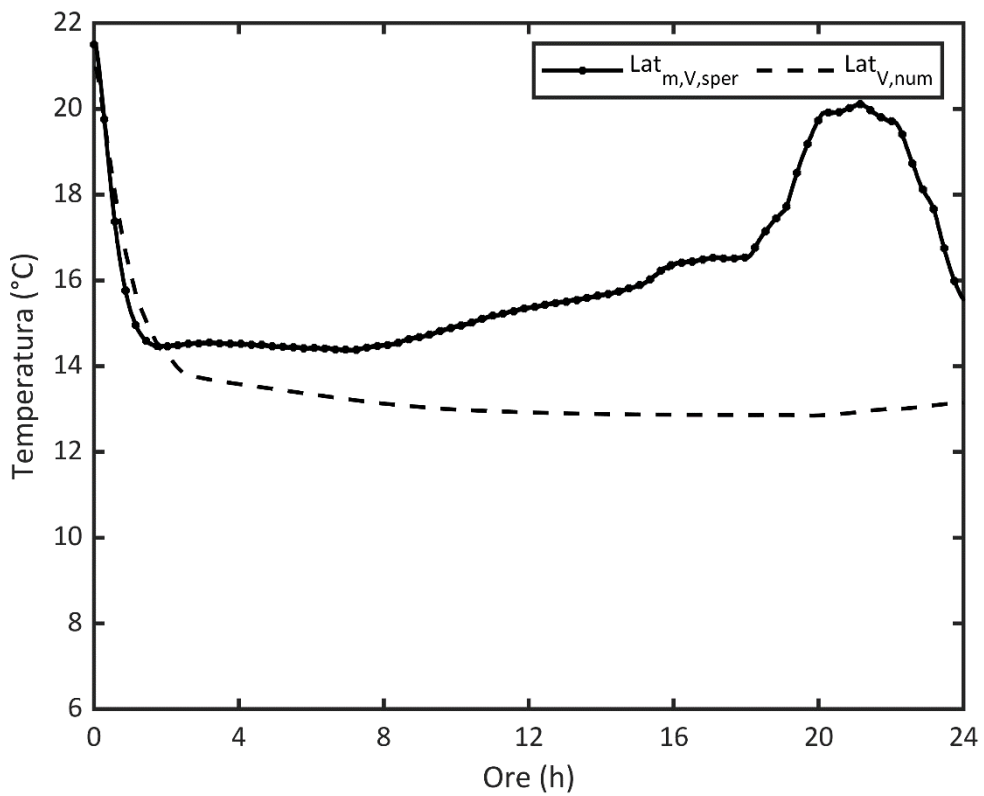
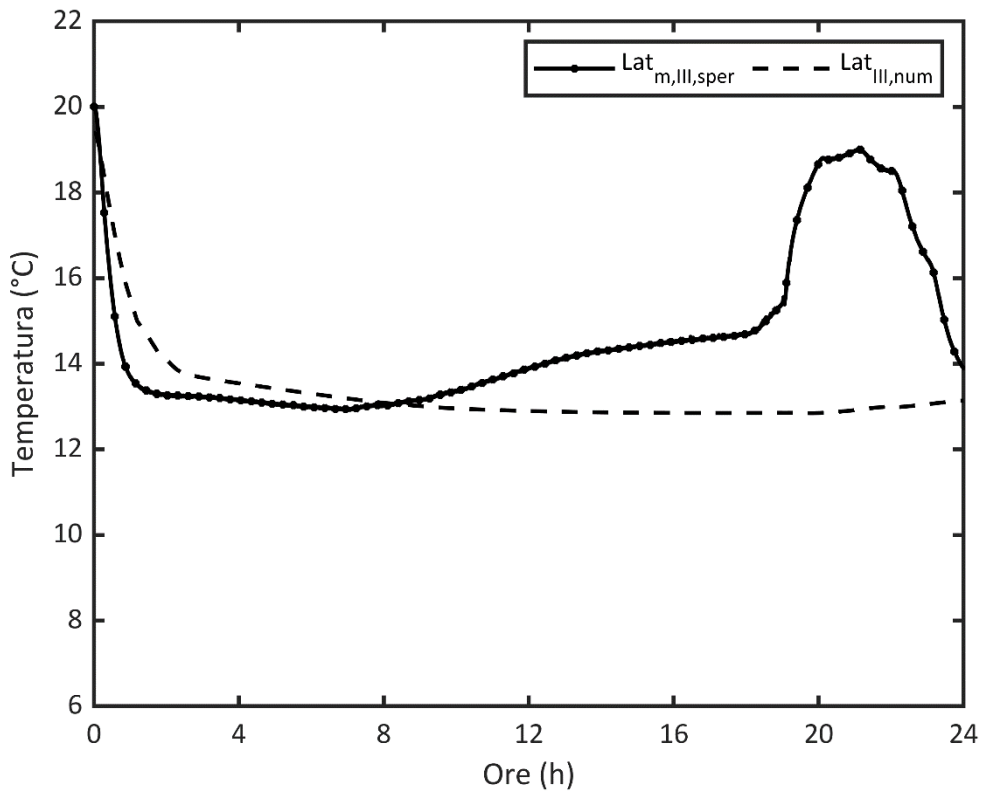


Figura 26. Modello conduttivo 3D, termocoppia laterale ultimo livello. Confronto tra dati sperimentali e numerici

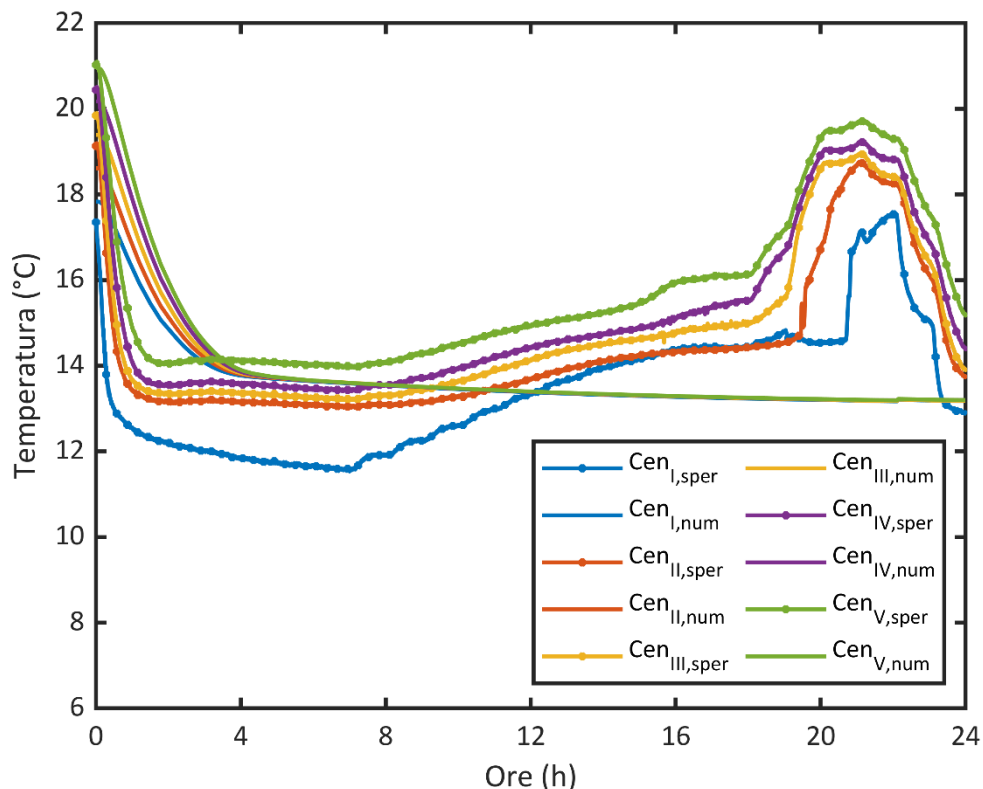


Figura 27. Modello conduttivo 3D, termocoppie centrali (ogni livello). Confronto tra dati sperimentali e numerici

Al contrario, nel caso conduttivo-convettivo, dal confronto tra l'andamento numerico e quello sperimentale delle temperature rilevate dalla termocoppia laterale posta al primo livello ($H=0,195$ m), ne scaturisce un errore relativo relativamente contenuto. I due profili si discostano sensibilmente nella fase di scaricamento, sintomo che per la quota inferiore il modello non si adatta completamente alla variazione della temperatura imposta dal fluido termovettore e dalla temperatura esterna variabile. Questo fenomeno può trovare spiegazione nel range di transizione considerato. La temperatura del PCM, infatti, resta pressoché costante, evidenziando che il materiale continua ad effettuare il caricamento (accumulo latente). Nonostante ciò, in corrispondenza dell'ora 20 si nota una brusca variazione della temperatura. Una possibile spiegazione può risiedere nella variazione della fase del PCM in corrispondenza della termocoppia. L'analisi della figura 29 porta a considerazioni simili a quelle fatte in precedenza. Nonostante ciò si nota un lieve miglioramento nella corrispondenza tra i due profili, ad eccezione della fase finale dello scaricamento, in cui il modello sovrastima la temperatura massima raggiunta dal PCM. Infine, il confronto tra l'andamento numerico e quello sperimentale della termocoppia laterale superiore – come mostrato in figura 30 – mostra un discreto livello di corrispondenza per tutto l'arco temporale analizzato. Esaminando i risultati relativi alle termocoppie centrali si nota come l'aderenza ai profili sperimentali – ad eccezione di quello relativo alla quota inferiore – sia mediamente in linea con quanto visto per le termocoppie laterali. In particolare, in tal caso si può notare come nella fase iniziale tutti i profili tendano ad avvicinarsi, definendo un range di variazione della fase più limitato di quello osservato sperimentalmente.

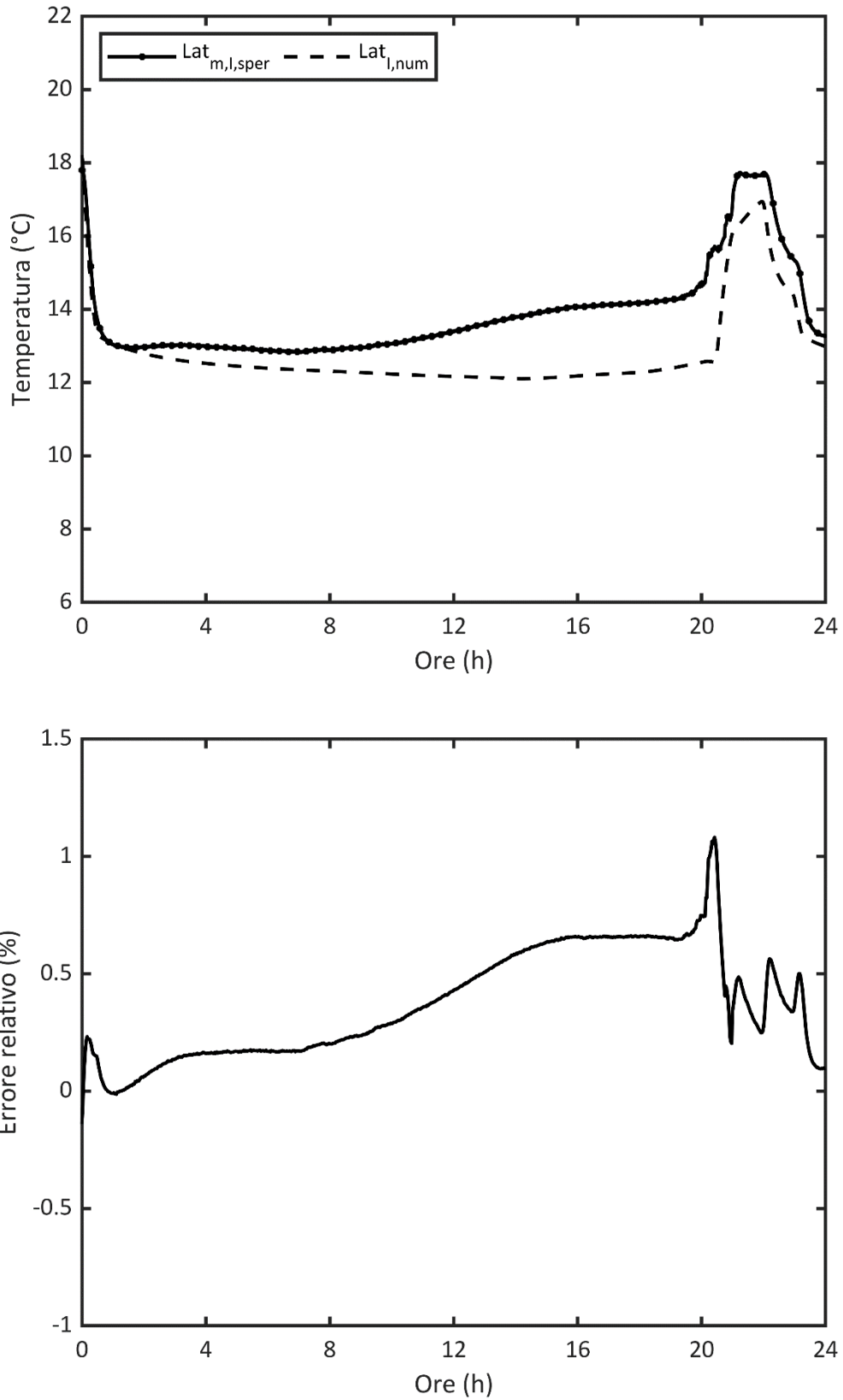


Figura 28. Modello conduttivo-convettivo, termocoppia laterale primo livello. In alto: confronto tra i dati sperimentali e i dati numerici; in basso: errore relativo percentuale

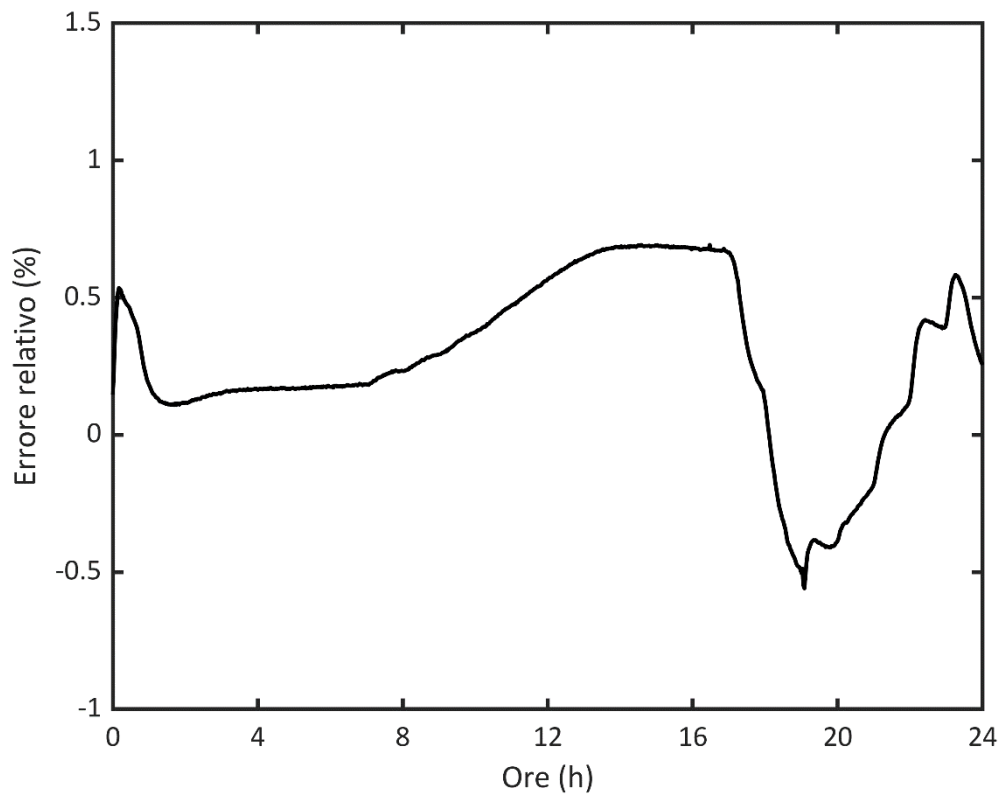
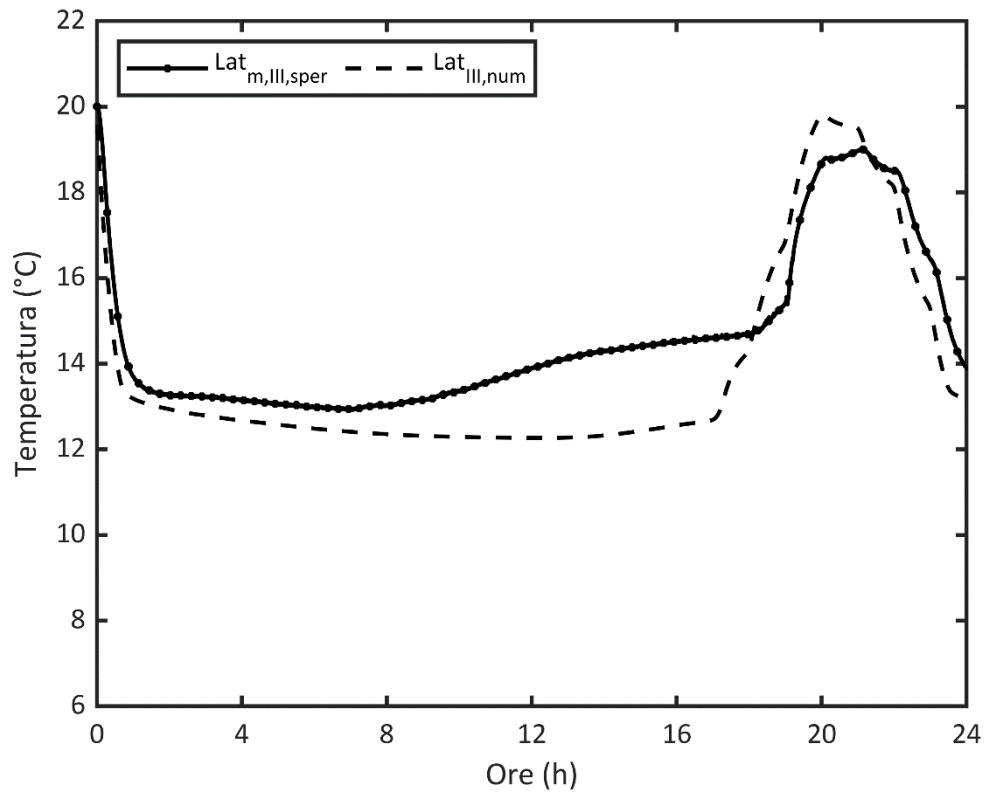


Figura 29. Modello conduttivo-convettivo, termocoppia laterale terzo livello. In alto: confronto tra i dati sperimentali e i dati numerici; in basso: errore relativo percentuale

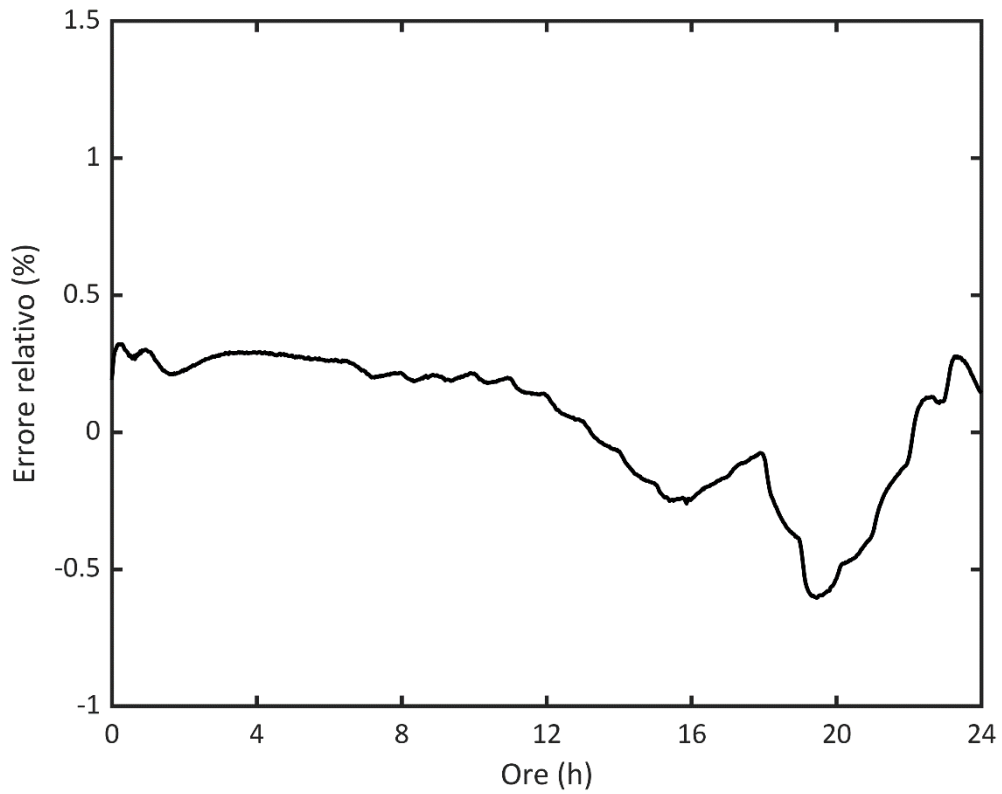
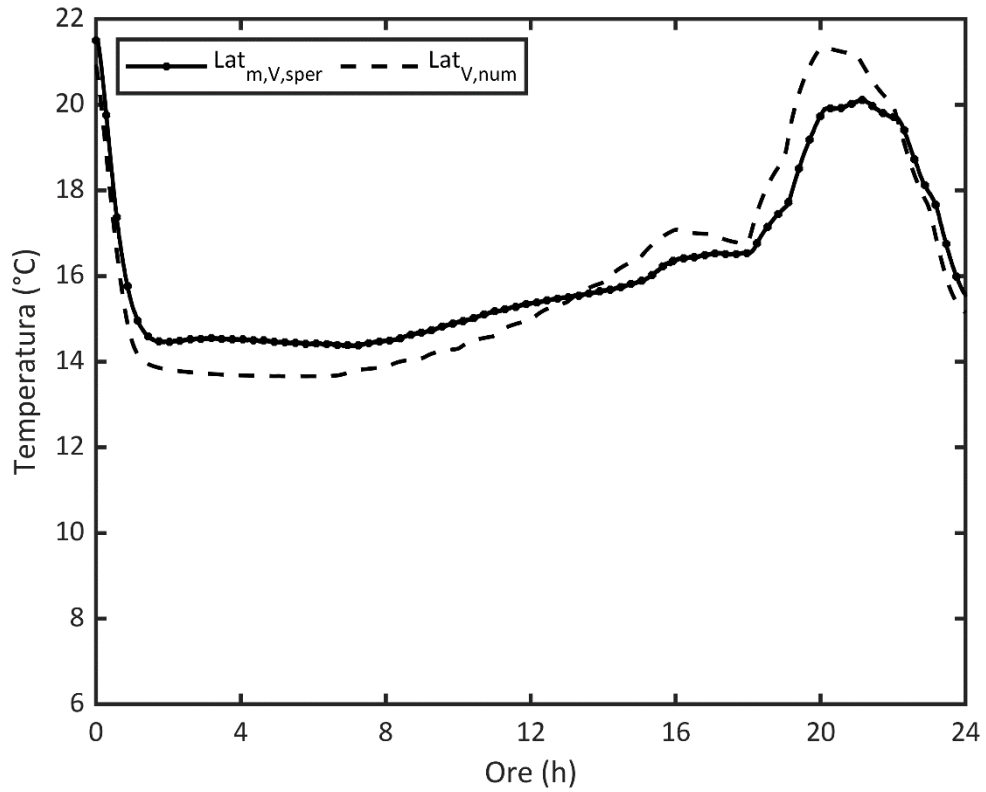


Figura 30. Modello conduttivo-convettivo, termocoppia laterale quinto livello. In alto: confronto tra i dati sperimentali e i dati numerici; in basso: errore relativo percentuale

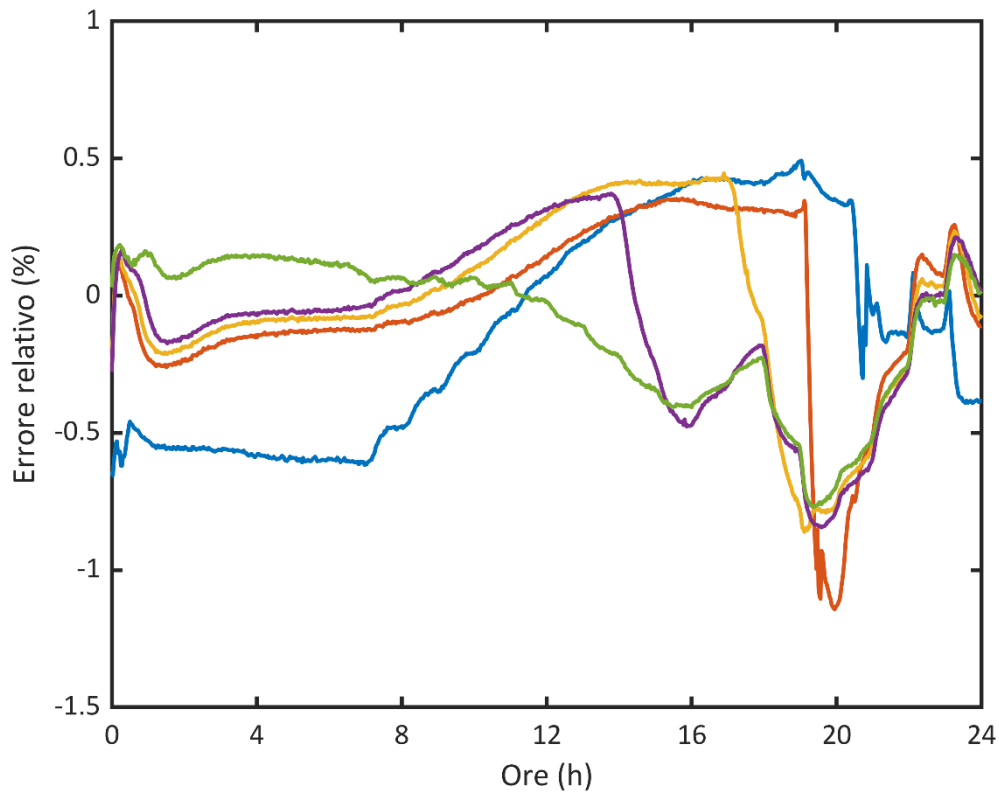
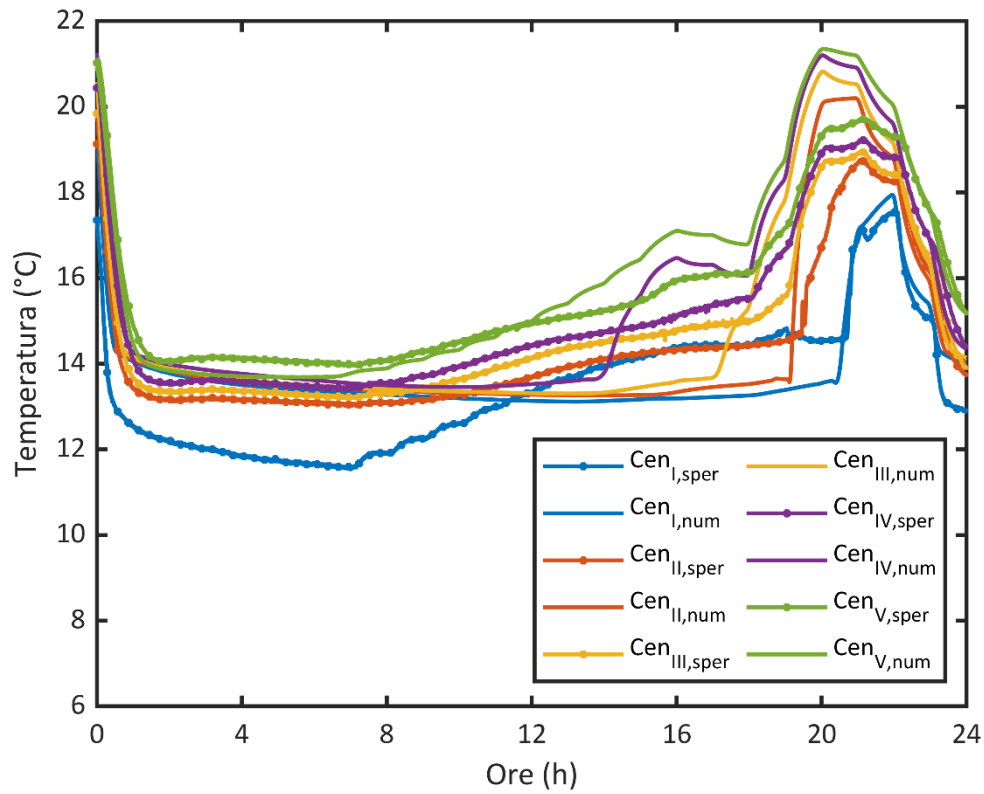


Figura 31. Modello conduttivo-convettivo, termocoppie centrali (ogni livello). In alto: confronto tra i dati sperimentali e i dati numerici; in basso: errore relativo percentuale

La figura 32 mostra al variare delle ore il comportamento dinamico del PCM. Dall'analisi di tale figura si può notare che in fase solida esso appaia sotto forma di cera, mentre a temperature superiori a quella di transizione risulti un liquido trasparente. Nel dettaglio, dopo 5 ore, ricordando il profilo della temperatura in ingresso dell'acqua, il PCM che lambisce i tubi ha effettuato il passaggio di fase, solidificando in prossimità degli stessi, figura 32.a. Si può iniziare ad osservare un fenomeno di stratificazione, notando una riduzione al variare dell'altezza del quantitativo di PCM che in fase solida lambisce i tubi. Ciò può essere spiegato partendo da due considerazioni. Il fluido termovettore – entrando nel serbatoio di accumulo dal plenum inferiore – scambia potenza termica preliminarmente con il PCM alla base del sistema di accumulo. Dunque il PCM a quote maggiori avrà a disposizione acqua a temperatura maggiore, facendo sì che i profili di temperatura siano sempre più vicini e di conseguenza riducendo lo scambio termico. Inoltre, considerando le dimensioni fisiche del sistema di accumulo è possibile tenere in considerazione fenomeni di stratificazione dovuti alle differenze di densità del materiale a cambiamento di fase lungo l'altezza del componente. Dopo 11 ore il PCM ha ultimato la fase di caricamento e come osservabile dalla figura 32.b, il quantitativo di PCM in fase solida è aumentato. La fase di graduale scaricamento porta dopo 11 ore alla liquefazione del PCM, figura 32.c, in particolare a partire dalla sezione superiore del sistema di accumulo. Infine, dopo 23 ore si assiste alla conclusione della fase di scaricamento, con la completa liquefazione del PCM, figura 32.d.

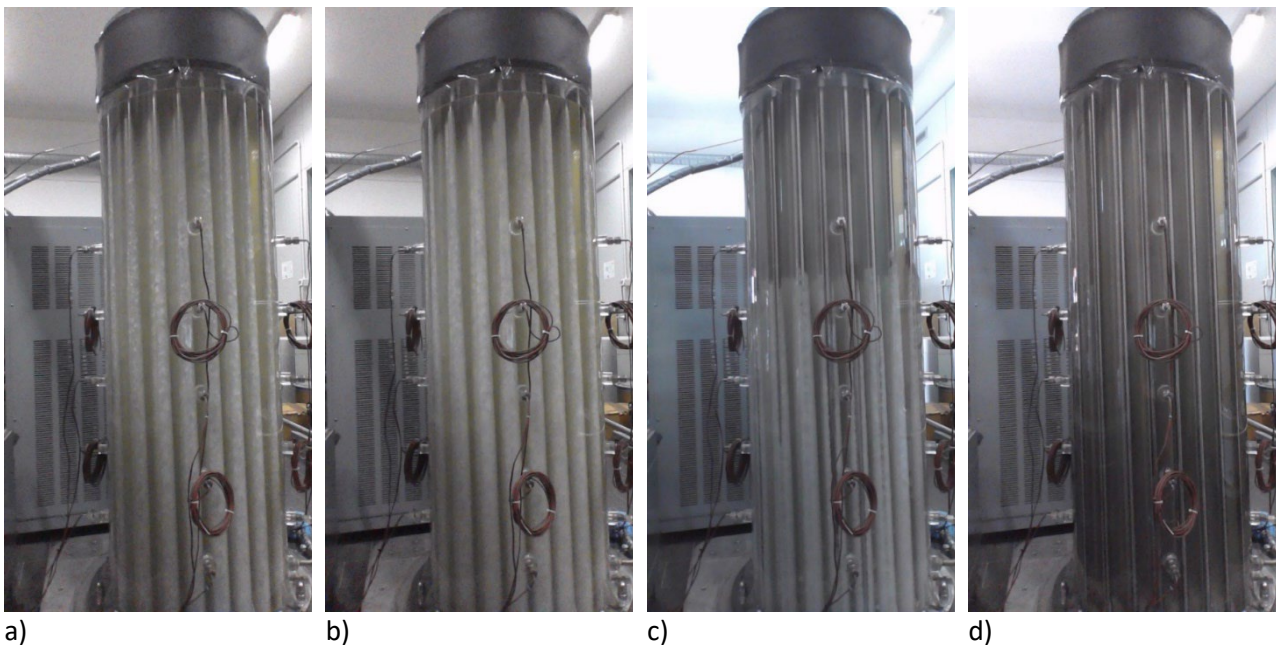


Figura 32. Visualizzazione della fase del PCM durante il transitorio: (a) ora 5; (b) ora 11; (c) ora 17; (d) ora 23.

Le fasi caratteristiche del comportamento del materiale appena descritte sono confrontabili con l'andamento della frazione solida/liquida (φ) valutata numericamente. Dunque, coerentemente agli istanti temporali illustrati, in figura 33 sono riportati gli andamenti di φ per le quote relative alle termocoppie inferiori ($H = 0,195$ m), centrali ($H = 0,585$ m) e superiori ($H = 0,975$ m). Dall'analisi delle figure è possibile notare l'adesione al comportamento reale del PCM.

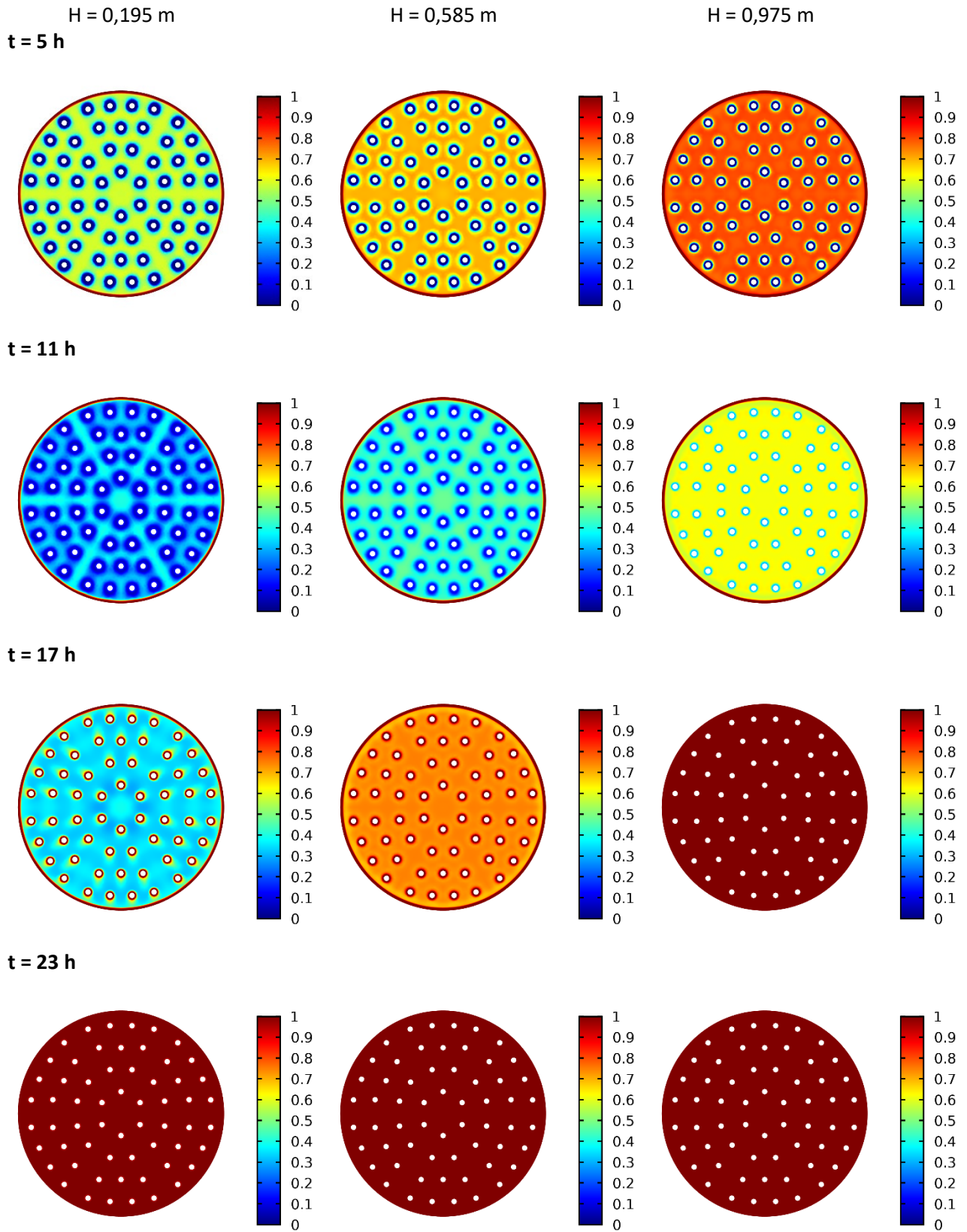


Figura 33. Frazione solida/liquida del PCM al variare delle ore per $H=0.195\text{m}$, $H=0.585\text{ m}$ ed $H=0.975\text{ m}$

4.1.2 Modulo cilindrico PCM micro-incapsulato

Di seguito sono riportati i risultati del confronto tra i dati numerici ottenuti mediante il modello precedentemente descritto e quelli sperimentali – forniti da ENEA. Nel dettaglio, nelle figure 34-35 sono illustrati gli andamenti riferiti alla termocoppia centrale, mentre le figure 36-37 illustrano il confronto ed i relativi errori percentuali, dei profili di temperatura numerico e sperimentale per la termocoppia laterale. Tali figure, in generale, mostrano tutte un’ottima sovrapposizione tra i risultati sperimentali e i risultati ottenuti dalle simulazioni numeriche, e dalla loro analisi si evince, inoltre, che la massima deviazione tra le curve è ottenuta in corrispondenza delle fasi di caricamento e scaricamento del materiale. Nonostante ciò si nota come tale scostamento sia sempre al di sotto dello 0,6 %. Nel dettaglio, è possibile osservare la corrispondenza tra l’inizio della transizione di fase (temperatura prossima ai 17 °C) sia per i dati sperimentali che numerici.

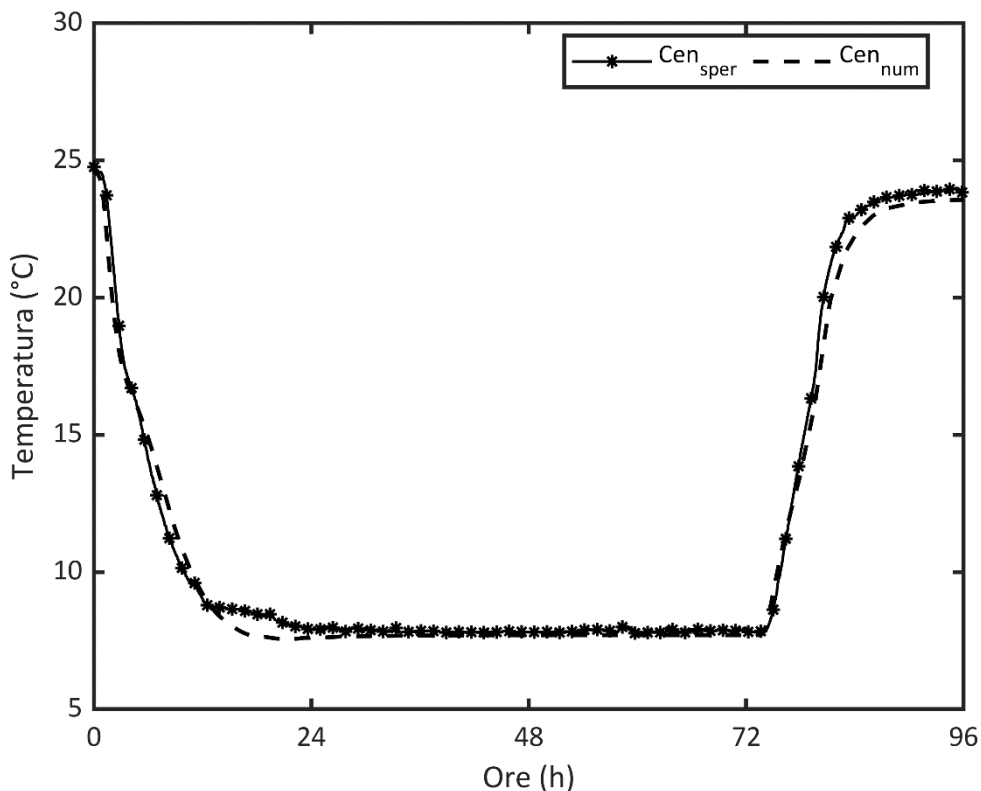


Figura 34. Termocoppia centrale. Confronto tra i dati sperimentali e i dati numerici.

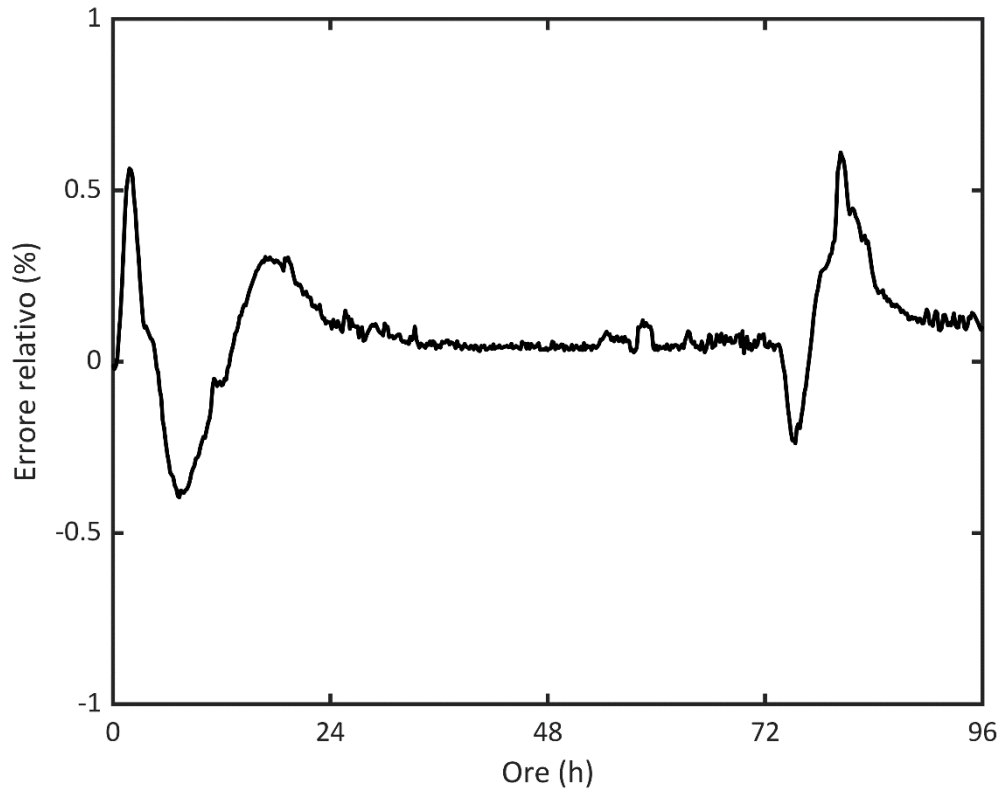


Figura 35. Termocoppia centrale. Errore relativo percentuale

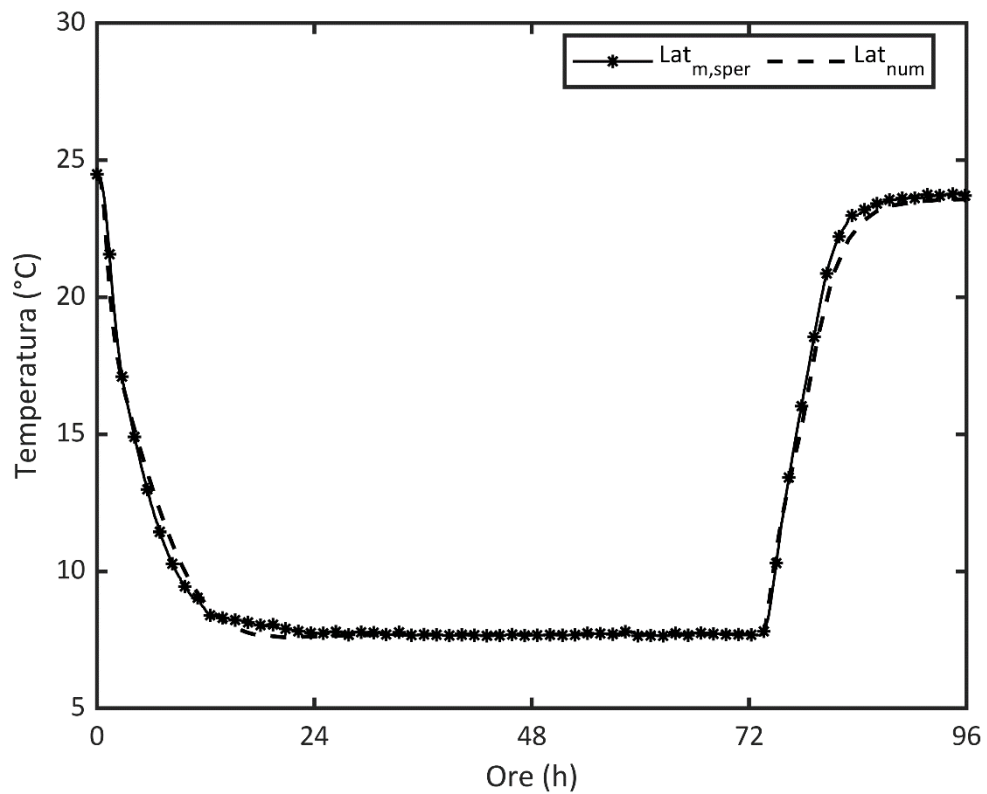


Figura 36. Termocoppia laterale. Confronto tra i dati sperimentali e i dati numerici.

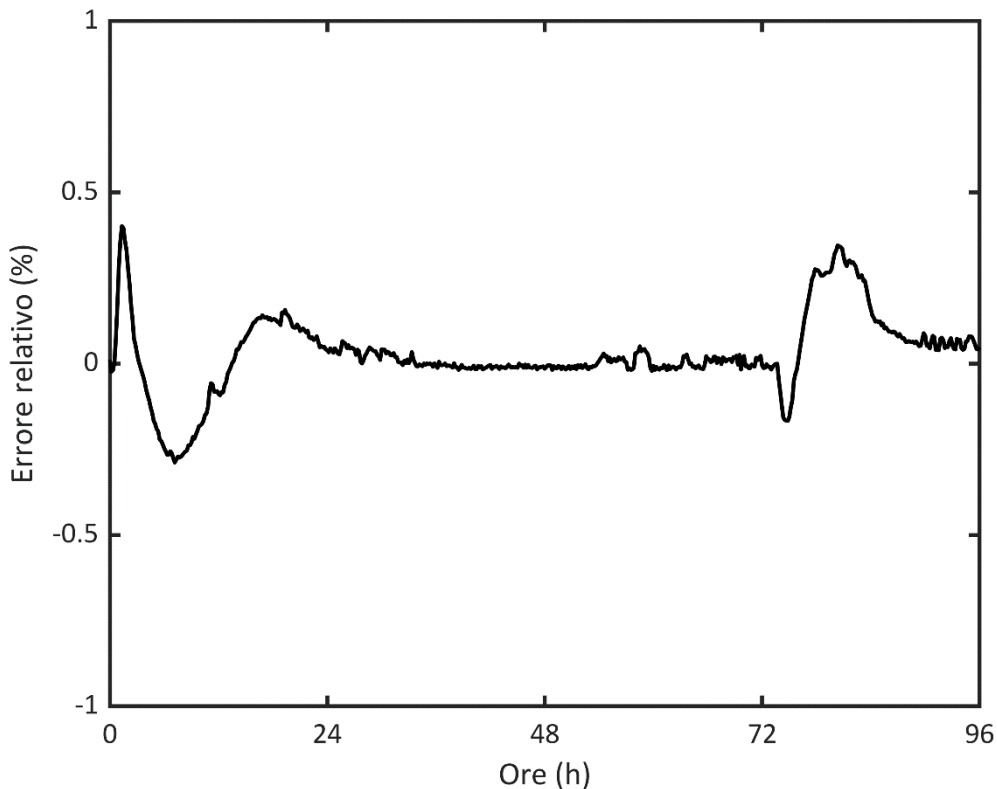


Figura 37. Termocoppia laterale. Errore relativo percentuale.

Le figure 38-41 mostrano le sezioni longitudinali e radiali del modulo cilindrico con riferimento alla frazione solida/liquida della miscela acqua-MEPCM, rappresentativi degli istanti temporali che precedono e succedono le fasi di caricamento e di scaricamento. Nel dettaglio, con riferimento alla fase di caricamento, all'istante $t = 2\text{ h}$ il materiale in partenza liquido risente della condizione al contorno che raffredda il cilindro, portando all'innesco della fase di solidificazione per le porzioni di materiale più esterno. Dopo 7 ore, gran parte del materiale interno alle capsule ha solidificato.

$t = 2\text{ h}$

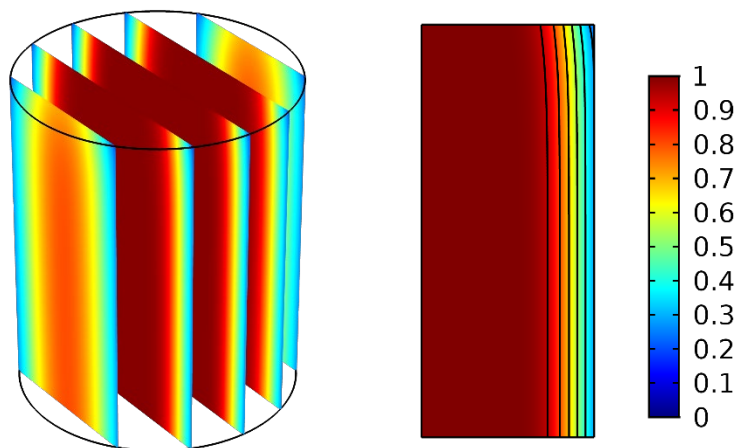


Figura 38. Frazione solida/liquida: slice modulo cilindrico e sezione radiale, istante $t=2\text{h}$.

t = 7 h

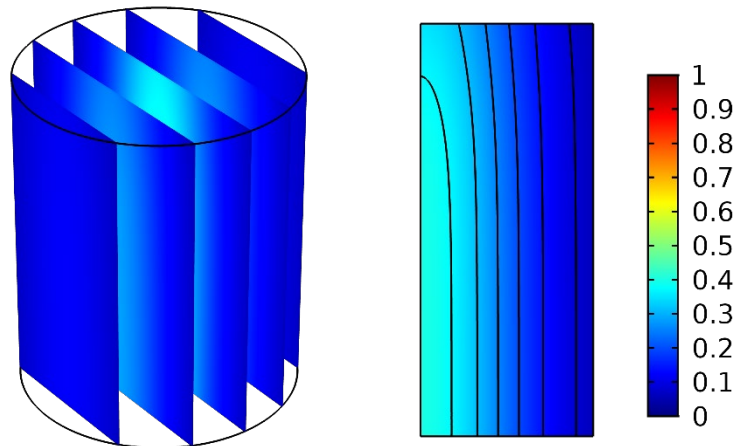


Figura 39. Frazione solida/liquida: slice modulo cilindrico e sezione radiale, istante $t=7$ h.

t = 77 h 30 min

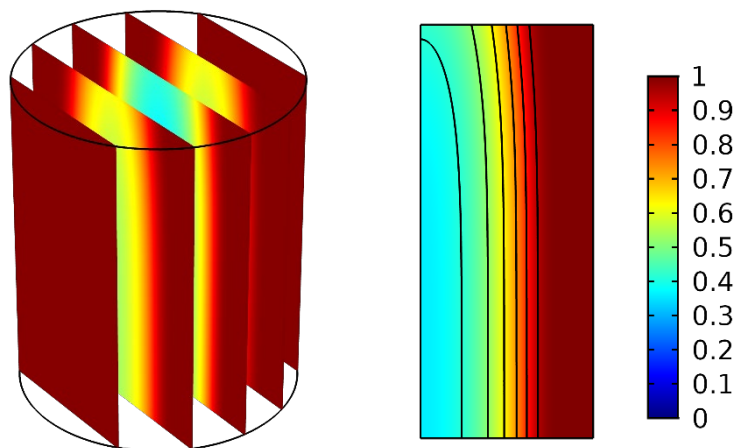


Figura 40. Frazione solida/liquida: slice modulo cilindrico e sezione radiale, istante $t=77,5$ h.

t = 80 h

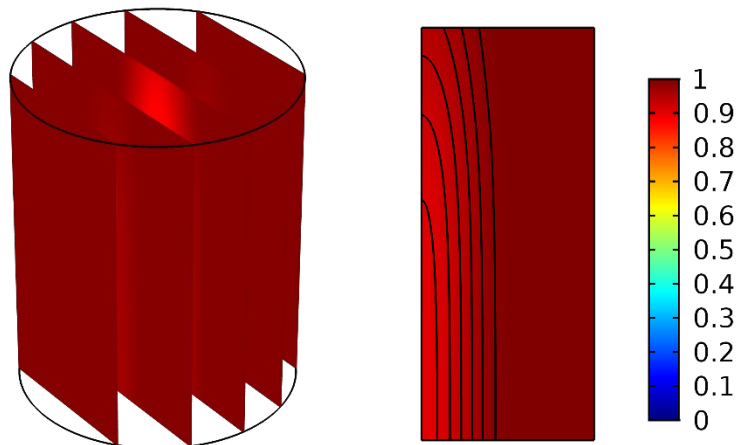


Figura 41. Frazione solida/liquida: slice modulo cilindrico e sezione radiale, istante $t=80$ h.

Si può notare una tendenza alla stratificazione della dispersione nella parte centrale del modulo. Nonostante ciò, nel complesso la miscela esibisce un comportamento tendente al caso monodimensionale. Considerazioni analoghe possono essere fatte per quanto concerne la fase di scaricamento.

5 Conclusioni

Nel presente documento sono descritte le attività di ricerca svolte dal Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Napoli Federico II nel periodo luglio 2020 – aprile 2021 relativamente all'Accordo di Programma 2019-2021 sulla Ricerca di Sistema Elettrico nell'ambito dell'Accordo di Collaborazione: *“Sviluppo di modelli per la simulazione numerica in regime non stazionario e l'ottimizzazione di due serbatoi di accumulo del freddo innovativi che utilizzano materiale a cambiamento di fase (PCM - phase change material) come materiale di accumulo”* stipulato tra ENEA e il Dipartimento di Ingegneria Industriale (DII) dell'Università degli Studi di Napoli Federico II. Tali attività hanno riguardato le due linee di attività LA1 e LA3, per le quali è prevista, rispettivamente, la realizzazione di modelli termo-fluidodinamici atti sia all'analisi del comportamento dinamico di un sistema di accumulo del freddo costituito da uno scambiatore di calore “Shell & Tube”, sia allo studio del comportamento di una miscela di acqua e PCM micro incapsulato (MEPCM) all'interno di un modulo cilindrico. Lo scopo di tali analisi è stato quello di identificare il miglior modello in grado di replicare il campo di temperatura all'interno dei sistemi analizzati.

Il lavoro è stato articolato in tre macro fasi, finalizzate allo studio e alla formulazione dei modelli matematici; alla realizzazione e all'analisi dei modelli computazionali realizzati mediante COMSOL Multiphysics®; alla validazione sperimentale mediante confronto tra tutti i casi analizzati.

Le attività della prima fase, riportate nel capitolo 2, hanno riguardato la formulazione dei modelli puramente conduttivi e conduttivo-convettivi per il sistema di accumulo “Shell & Tube”, sulla base delle caratteristiche geometriche e termo-fisiche del prototipo di serbatoio di accumulo del freddo per uso residenziale realizzato da ENEA (Linea LA1) e lo studio del modello termo-fluidodinamico per la simulazione della miscela acqua-PCM micro incapsulato (Linea LA3).

Le attività della seconda fase, riportate nel capitolo 3, hanno, invece, riguardato l'implementazione nel software di simulazione COMSOL Multiphysics® dei modelli precedentemente definiti. È stato valutato, per ciascun caso studio, il set di condizioni al contorno e iniziali in funzione delle prove sperimentali svolte da ENEA, che sono state presentate nel capitolo stesso. Per il sistema di accumulo “Shell & Tube” sono state analizzate quattro diverse configurazioni del sistema, in termini di dimensioni e complessità del modello. Per il sistema costituito dal modulo cilindrico, invece, in virtù della geometria, è stato analizzato il modello bidimensionale (2D), dell'andamento della frazione fusa di PCM e dell'energia accumulata/rilasciata dai moduli di PCM, al fine di individuare, tra quelle analizzate, la configurazione in grado di massimizzare le performance energetiche del sistema.

L'ultima fase, descritta nel capitolo 4, riporta l'analisi e il confronto dei risultati ottenuti nei diversi casi numerici. Tale attività è stata effettuata in termini di confronto tra i vari casi dell'andamento della temperatura del PCM sfuso (primo caso), e della miscela acqua-MEPCM. Tali fasi di validazione dei modelli hanno mostrando un'ottima sovrapposizione tra i dati numerici e quelli sperimentali.

Alla luce delle attività condotte, tra gli sviluppi per le successive con riferimento al modulo cilindrico contenente acqua e MEPCM (Linea LA3), si prevede la simulazione numerica di un sistema di accumulo del freddo innovativo basato sull'impiego, come materiali di accumulo, di acqua fredda e della miscela acqua-MEPCM all'interno di contenitori cilindrici di alluminio.

6 Riferimenti bibliografici

- [1] Brent, A. D., Vaughan R. Voller, and K. T. J. Reid. "Enthalpy-porosity technique for modeling convection-diffusion phase change: application to the melting of a pure metal.", Numerical Heat Transfer, Part A Applications 13.3 (1988), 297-318.
- [2] Sabbah, R., Seyed-Yagoobi, J., & Al-Hallaj, S. "Natural convection with micro-encapsulated phase change material", Journal of heat transfer, 134 (2012).
- [3] Vand, V. "Theory of viscosity of concentrated suspensions." Nature, 155.3934 (1945), 364-365.
- [4] Charunyakorn, Pongtorn, S. Sengupta, and S. K. Roy. "Forced convection heat transfer in microencapsulated phase change material slurries: flow in circular ducts." International journal of heat and mass transfer, 34.3 (1991), 819-833.

7 Abbreviazioni ed acronimi

C	costante utilizzata nell'equazione (8)
C_{en}	riferito alla termocoppia centrale
c_p	calore specifico a pressione costante (kJ/kg/K)
d	diametro (m)
e	velocità di taglio
g	accelerazione di gravità (m/s^2)
h	conduttanza convettiva ($W/m^2/K$)
k	conducibilità termica ($W/m/K$)
H	altezza del modulo di accumulo (m)
Lat	riferito alla termocoppia laterale
L_f	calore latente di fusione/solidificazione (kJ/kg)
p	pressione (Pa)
Pe	numero di Peclet
q	flusso termico (W/m^2)
r	raggio (m)
R	resistenza termica (K/W)
Re	numero di Reynolds
T	temperatura ($^{\circ}C$)
t	tempo (s)
v	Velocità (m/s)

Simboli greci

β	coefficiente di espansione termica (K^{-1})
δ	costante utilizzata nell'equazione (8)
Δ	intervallo
ξ	frazione di PCM liquido nelle capsule
μ	viscosità dinamica (Pa s)
ρ	densità (kg/m^3)
φ	frazione liquida/solida
Φ	percentuale in massa di PCM nelle capsule
χ	frazione in volume occupata dal PCM nelle capsule

Simboli

∇	operatore differenziale
----------	-------------------------

Pedici

<i>amb</i>	ambiente
<i>AISI 316</i>	acciaio austenitico
<i>b</i>	riferito alla conducibilità nell'equazione (23)
<i>B</i>	Costante utilizzata nell'equazione (25)
<i>c</i>	caricamento
<i>caps</i>	riferito al mantello delle microcapsule
<i>cond</i>	conduzione (riferito all'utilizzo del modello puramente conduttivo)
<i>conv</i>	convezione (riferito all'utilizzo del modello conduttivo - convettivo)
<i>core</i>	Riferito alla paraffina interna alle microcapsule
<i>eff</i>	riferito alle proprietà equivalenti della miscela
<i>in</i>	ingresso
<i>iniz</i>	iniziale
<i>INT</i>	superficie interna
<i>L</i>	liquido
<i>Lat</i>	Termocoppia laterale
<i>LAT</i>	superficie laterale
<i>M</i>	fusione
<i>max</i>	massimo
<i>num</i>	numerico
<i>out</i>	uscita
<i>P</i>	riferito alle microcapsule
<i>PCM</i>	riferito al PCM
<i>ref</i>	valore di riferimento
<i>S</i>	solido
<i>sper</i>	sperimentale
<i>SUP</i>	superiore
<i>w</i>	acqua

Abbreviazioni

BDF	Backward Differentiation Formula
PCM	Phase Change Material – Materiale a Cambiamento di Fase
MEPCM	Micro Encapsulated Phase Change Material – PCM micro incapsulato

Curricula del gruppo di lavoro

RESPONSABILE SCIENTIFICO

Nicola Bianco è Professore Ordinario di Fisica Tecnica Industriale (SSD ING-IND/10) presso l'Università degli Studi di Napoli Federico II, presso la quale si è laureato in Ingegneria Meccanica, con lode. Precedentemente, presso il medesimo Ateneo ha conseguito il Dottorato di Ricerca in Ingegneria dei sistemi termo-meccanici ed ha svolto servizio come Ricercatore universitario a tempo indeterminato e come Professore Associato. È direttore del Dipartimento di Ingegneria Industriale presso l'Università degli Studi di Napoli Federico II. È stato Responsabile Scientifico o componente del gruppo di lavoro nell'ambito di convenzioni di Ricerca Scientifica con l'ENEA, il Ministero dell'Istruzione, dell'Università e della Ricerca, la Regione Campania, il Ministero della Giustizia.

Relativamente alle tematiche di ricerca, negli anni scorsi ed attualmente è coinvolto in studi di Trasmissione del Calore (convezione naturale e mista in canali e cavità, conduzione termica in solidi con variabile generazione interna), Energia Solare (progettazione termo-energetica di sistemi solari), Termo-fisica dell'involucro edilizio (sistemi solari passivi e soluzioni di architettura bioclimatica). Svolge la funzione di revisore per riviste internazionali e conferenze internazionali. È autore di oltre 130 pubblicazioni, pubblicate presso sedi editoriali internazionali e nazionali.

GRUPPO DI LAVORO

Fabrizio Ascione è Professore Associato di Fisica Tecnica Ambientale (SSD ING-IND/11), presso l'Università degli Studi di Napoli Federico II, presso la quale è stato precedentemente ricercatore. Nel dicembre 2009, ha conseguito il titolo di Dottore di Ricerca in Ingegneria dei Sistemi Meccanici. Nel 2008 - 2009, F. Ascione ha svolto un periodo di ricerca presso l'Università di Karlsruhe, oggi KIT (Germania), Istituto Fbta. Da marzo 2010 a giugno 2012, è stato Assegnista di Ricerca presso l'Università del Sannio. Nella primavera / estate 2014 è stato "Visiting Researcher" presso il BBSR, Istituto Federale Tedesco per la Ricerca sull'Edilizia, gli Affari Urbani e lo Sviluppo del Territorio, con cui oggi ha accordo internazionale che coordina insieme al prof. Nicola Bianco. F. Ascione è o è stato titolare degli insegnamenti di Fisica Tecnica Ambientale, Impianti Tecnologici, Energetica del Sistema edificio-impianti, Tecnica del Controllo Ambientale, Impianti di Condizionamento ed Edilizia Bioclimatica. Nel 2020, ha conseguito l'Abilitazione Scientifica Nazionale (ASN) a Professore Ordinario. La ricerca di F. Ascione è condotta attraverso approccio analitico, numerico e sperimentale, nei campi scientifici inerenti all'efficienza energetica degli edifici, gli impianti termotecnici e le fonti rinnovabili. Ascione è autore o coautore di oltre 120 lavori scientifici, pubblicati presso sedi editoriali nazionali e internazionali, revisore e componente del comitato editoriale di prestigiose riviste scientifiche internazionali.

Assunta Andreozzi è Professore Ordinario di Fisica Tecnica Ambientale (SSD ING-IND/11) presso l'Università degli Studi di Napoli Federico II da gennaio 2021. Nel 1998 si è laureata in Ingegneria Aerospaziale con voto 110/110 e lode presso la Seconda Università degli Studi di Napoli, dove ha conseguito nel 2001 il titolo di Dottore di Ricerca in "Scienze e Tecnologie Aerospaziali" ed è stata assegnista di ricerca dal 2001 al 2002. Nell'ottobre 2002 è risultata vincitrice della procedura di valutazione ad un posto di ricercatore universitario, settore scientifico-disciplinare ING-IND/10 – Fisica Tecnica Industriale, presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università degli Studi di Napoli Federico II e dal 01/11/2002 al 20/12/2011 ha prestato servizio come ricercatore universitario presso la suddetta facoltà. È stata Professore Associato di Fisica Tecnica Ambientale presso la stessa Università dal 20/12/2011 al 15/01/2021.

Svolge attività di ricerca in Trasmissione del calore nell'analisi della convezione naturale e mista in canali e cavità, nella sicurezza anticendio e nel Bio Heat Transfer, nella trasmissione del calore in mezzi porosi e nell'indagine delle emissioni evaporative di autoveicoli. È coautore di 200 lavori scientifici la maggior parte dei quali pubblicati su riviste internazionali o su atti di congressi internazionali. È stata ed è inserita in progetti di ricerca nazionali finanziati dal Ministero dell'Università e convenzioni di ricerca con enti pubblici e privati. È revisore di articoli scientifiche per numerose riviste internazionali indicizzate.

È stata Responsabile Scientifico o componente del gruppo di lavoro nell'ambito di convenzioni di Ricerca Scientifica con l'ENEA, il Ministero dell'Istruzione, dell'Università e della Ricerca, la Regione Campania, il Ministero della Giustizia.

Andrea Fragnito è Dottorando in Ingegneria Industriale presso l'Università degli Studi di Napoli Federico II, presso la quale si è laureato con lode in Ingegneria Meccanica per l'Energia e l'Ambiente nel 2020. Le attuali tematiche di ricerca riguardano lo studio della trasmissione del calore e l'ottimizzazione di sistemi energetici mediante analisi numeriche o sperimentali.

Marcello Iasiello è Ricercatore a Tempo Determinato di Fisica Tecnica Industriale (SSD ING-IND/10) da dicembre 2017 presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Napoli Federico II. Presso tale ateneo ha conseguito la Laurea in Ingegneria Meccanica per l'Energia e l'Ambiente con voto 110/110 e lode nel 2012 ed il Dottorato di Ricerca in Ingegneria dei Sistemi Meccanici nel 2016. E' stato visiting researcher presso la Universitat Politècnica de València da ottobre 2019 a novembre 2019, ed è stato visiting scholar rispettivamente presso la University of California, Riverside (USA) da marzo 2014 a settembre 2014 e presso la University of Connecticut (USA) da maggio 2012 ad agosto 2012.

La sua attività di ricerca riguarda lo studio della trasmissione del calore con tecniche analitiche, numeriche o sperimentali in materiali porosi innovativi, applicazioni biomedicali e sistemi di accumulo termico in materiali a cambiamento di fase. E' coautore di circa 60 lavori scientifici presentati a convegni internazionali, pubblicati su riviste scientifiche internazionali o in libri di testo.