



Ricerca di Sistema elettrico

Ottimizzazione mediante analisi CFD di sistemi di accumulo 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

OTTIMIZZAZIONE MEDIANTE ANALISI CFD DI SISTEMI DI ACCUMULO 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 (Università degli Studi di Napoli "Federico II")

Dicembre 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico (oggi Ministero della Transizione Ecologica) - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - III annualità

Obiettivo: *N. 1 - Tecnologie*

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

Work package: *4 - Reti energetiche integrate*

Linea di attività: *LA4.29 - Ottimizzazione delle performance dei sistemi di accumulo del freddo basati su PCM e acqua e PCM, realizzati presso il lab. LPSAT del CR ENEA Portici*

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 INTRODUZIONE.....	5
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE: <i>SUBTASK A.1</i>	7
2.1 APPARATO SPERIMENTALE.....	7
2.2 MODELLO NUMERICO.....	8
2.2.1 <i>Definizione del modello 2D</i>	10
2.2.2 <i>Risoluzione numerica e validazione della griglia</i>	13
2.2.3 <i>Risultati sperimentali</i>	14
2.2.4 <i>Calibrazione e validazione del modello numerico</i>	15
2.3 ANALISI PARAMETRICA.....	20
2.4 RISULTATI.....	23
2.4.1 <i>Influenza della tipologia di tubo</i>	23
2.4.2 <i>Influenza del numero di tubi</i>	24
2.4.3 <i>Influenza dell'altezza del PCM</i>	24
2.4.4 <i>Influenza della portata massica</i>	26
2.4.5 <i>Influenza della temperatura dell'acqua in ingresso</i>	27
2.5 OTTIMIZZAZIONE DEL SISTEMA E VALIDAZIONE SPERIMENTALE.....	28
2.6 VALUTAZIONE SUPERFICIE MINIMA DI SCAMBIO TERMICO.....	32
3 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE: <i>SUBTASK A.2</i>	34
3.1 APPARATO SPERIMENTALE.....	34
3.2 MODELLO NUMERICO.....	35
3.2.1 <i>Definizione casi studio</i>	35
3.3 RISULTATI.....	37
3.3.1 <i>Temperatura moduli MEPCM</i>	38
3.3.2 <i>Energia accumulata/rilasciata moduli MEPCM</i>	40
4 CONCLUSIONI.....	44
5 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	45
6 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	45
CURRICULA DEL GRUPPO DI LAVORO.....	47

Sommario

Nel presente rapporto tecnico sono descritte le attività di ricerca svolte durante il terzo 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. In dettaglio, le attività svolte sono afferenti a due subtask, *i.e.*, *“Subtask a.1 - Incremento delle performance di scambio termico di un sistema di accumulo del freddo costituito da un serbatoio di PCM”* e *“Subtask a.2 - Incremento delle performance di scambio termico di un sistema di accumulo del freddo ad acqua e PCM”*. In entrambi i casi la principale finalità è stata l'ottimizzazione di suddetti sistemi di accumulo termico – sulla base dei modelli termo-fluidodinamici sviluppati nell'annualità precedente – prevedendo, rispettivamente, l'ottimizzazione del modello equivalente 2D non stazionario di un sistema di accumulo del freddo caratterizzato da PCM sfuso come materiale di accumulo, e l'ottimizzazione di un modello non stazionario per la simulazione numerica di un sistema di accumulo del freddo innovativo basato sull'impiego, come materiali di accumulo, di acqua fredda e un PCM micro-incapsulato (MEPCM) all'interno di contenitori cilindrici di alluminio. L'obiettivo del primo subtask è dunque l'identificazione della configurazione ottimale *i.e.*, che massimizza le performance del sistema di accumulo in relazione all'utenza simulata sperimentalmente dal laboratorio LPSAT del CR Portici, tramite l'implementazione di un algoritmo di ottimizzazione definito in ambiente MATLAB®. Similmente, la seconda attività ha riguardato la realizzazione di un'analisi parametrica finalizzata alla valutazione delle performance energetiche del sistema di accumulo del freddo oggetto di studio, al variare del numero di contenitori di MEPCM. Lo scopo di tale analisi è stato quello di identificare la migliore configurazione, in termini di dimensione e numero di contenitori di PCM, da utilizzare al fine di massimizzare le performance di scambio termico del sistema considerato, a servizio dell'utenza selezionata per lo specifico caso studio individuato.

Nel primo caso, l'integrazione del codice MATLAB® – attraverso il quale è stato implementato l'algoritmo di ottimizzazione, *i.e.*, algoritmo genetico – nelle simulazioni del modello termo-fluidodinamico in COMSOL Multiphysics® è avvenuta mediante l'interfaccia *LiveLink™* per MATLAB®. Nel secondo caso, l'identificazione della configurazione ottimale ha richiesto l'aggiornamento dell'applicativo sviluppato nelle precedenti annualità, *i.e.*, attività di ricerca del periodo ottobre – dicembre 2018 relativamente all'estensione del terzo anno dell'Accordo di Programma 2015-2017 sulla Ricerca di Sistema Elettrico stipulato tra ENEA e il Dipartimento di Ingegneria Industriale (DII) dell'Università degli Studi di Napoli Federico II, in modo da poter considerare le diverse combinazioni dei moduli cilindrici posti all'interno del sistema di accumulo oggetto di studio.

In entrambi i casi, gli applicativi sono stati implementati sulla base delle caratteristiche geometriche e termo-fisiche dei prototipi di serbatoi di accumulo del freddo per uso residenziale realizzati da ENEA. I risultati derivanti dai processi di ottimizzazione sono stati infine validati sperimentalmente.

1 Introduzione

In questa sezione sono descritte nel dettaglio le attività riguardanti la terza annualità dell'Accordo di Programma 2019-2021 sulla Ricerca di Sistema Elettrico. Il lavoro svolto è di seguito suddiviso in relazione ai differenti subtask, *i.e.*, *Subtask a.1* e *Subtask a.2*.

Subtask a.1: le attività svolte hanno riguardato l'ottimizzazione dei parametri di impianto e dei parametri geometrici del serbatoio di accumulo "Shell & Tube" con acqua e PCM fuso, al fine di individuare numericamente la configurazione dello stesso in grado di massimizzare le performance di accumulo termico del sistema considerato. Partendo, quindi, dal modello sviluppato nel corso della seconda annualità, ed apportando opportune modifiche, *i.e.*, passaggio da modello 3D a 2D, mediante un processo di ottimizzazione, tale attività ha permesso di definire i valori ottimali dei parametri d'impianto, poi utilizzati nel corso delle prove sperimentali. Dunque, nell'ottica di ottimizzare il sistema di accumulo termico mediante algoritmo genetico, sono stati seguiti i seguenti step:

- I. Validazione del modello numerico 2D. Sulla base del modello numerico tridimensionale precedentemente validato nell'ambito dell'Accordo di Collaborazione tra ENEA e DII, è stato sviluppato un modello bidimensionale – riferito al singolo tubo del fascio tubiero circondato da uno spessore equivalente di PCM – e successivamente validato con riferimento ai dati sperimentali relativi allo scambiatore.
- II. Analisi parametrica. Tale fase è propedeutica alla successiva ottimizzazione del sistema, in quanto mira alla valutazione dell'influenza dei parametri – sia d'impianto che geometrici – sulle performance del sistema di accumulo, *e.g.*, energia accumulata/rilasciata dal PCM e frazione liquido/solida del PCM durante il transitorio termico.
- III. Ottimizzazione dei parametri d'impianto per la massimizzazione delle performance termiche del sistema di accumulo. In relazione all'utenza e al profilo di carico cui è soggetto il sistema di accumulo, la massimizzazione delle performance termiche è stata tradotta nella necessità di ridurre il tempo di risposta del materiale a cambiamento di fase alla sollecitazione termica, *i.e.*, minimizzazione del tempo di carica e scarica del sistema. Attraverso questa fase è stato possibile definire la temperatura e la portata massica ottimale del fluido termovettore in ingresso al sistema di accumulo.
- IV. Validazione sperimentale del modello 2D del sistema di accumulo con i parametri d'impianto ottimali. Questo step ha riguardato il confronto dei dati numerici ottenuti mediante le simulazioni termo-fluidodinamiche – nella configurazione d'impianto che massimizza le performance termiche del sistema – con i dati sperimentali elaborati da ENEA.
- V. Valutazione della superficie minima per l'applicazione in esame. La fase di ottimizzazione ha mostrato che solo parte del PCM è soggetto ad un processo di carica/scarica completo, il che è fondamentale per le prestazioni del sistema. Dunque, la quantità di PCM inizialmente stimata per il sistema di accumulo è più che sufficiente o, equivalentemente, la superficie di scambio termico è sovradimensionata rispetto al PCM e all'applicazione. La fase finale, quindi, consiste nel trovare l'area di scambio termico minima che consenta di sfruttare pienamente il potenziale della quantità PCM ottimizzato del PCM, facendo variare il diametro del mantello e il tipo di tubo.

Subtask a.2: le attività svolte hanno riguardato l'implementazione del modello di PCM micro-incapsulato – sviluppato nell'annualità precedente – all'interno del sistema di accumulo termico ad acqua e MEPCM. IN dettaglio, l'obiettivo è stato l'incremento delle performance di scambio termico di un sistema di accumulo

del freddo ad acqua e MEPCM. A tal proposito, le attività svolte sono state articolate in 3 fasi, relative agli step di seguito elencati:

- I. Aggiornamento codice numerico. La prima attività ha previsto l'aggiornamento del modello termo-fluidodinamico relativo al sistema di accumulo del freddo composto da un serbatoio ad acqua e PCM micro-incapsulato all'interno di contenitori cilindrici di alluminio. Tale modello – precedentemente sviluppato nel corso della III annualità PAR 2017 sulla base delle caratteristiche geometriche e termofisiche del prototipo di serbatoio di accumulo del freddo per uso residenziale realizzato da ENEA – è stato dunque opportunamente modificato per tener conto del differente materiale di accumulo e geometrie dei moduli considerati. In questa fase sono state analizzate diverse configurazioni del sistema, in termini di dimensioni e numero dei contenitori contenenti il MEPCM. A tale scopo, definito il caso base in funzione delle prove sperimentali svolte da ENEA, sono stati selezionati altri due tipi di contenitori contenenti MEPCM, e per ciascuno di essi è stata calcolata la quantità di PCM ivi contenuta;
- II. Analisi parametrica al variare della dimensione, del numero dei moduli (mantenendo costante il contenuto totale di MEPCM), e della temperatura in ingresso del fluido termovettore. La seconda attività ha previsto l'analisi e il confronto dei risultati ottenuti nei diversi casi numerici al fine di individuare la configurazione in grado di massimizzare le performance energetiche del sistema. Tale attività è stata effettuata in termini di confronto tra i vari casi dell'andamento della temperatura dell'acqua nel serbatoio, della temperatura del MEPCM all'interno dei contenitori e dell'energia accumulata/rilasciata dai moduli di MEPCM.

2 Descrizione delle attività svolte: *subtask a.1*

Come anticipato in precedenza, le attività svolte in merito al “*Subtask a.1*” hanno riguardato l’ottimizzazione dei parametri di impianto e dei parametri geometrici del serbatoio di accumulo “Shell & Tube” con acqua e PCM sfuso, al fine di individuare numericamente la configurazione dello stesso in grado di massimizzare le performance di accumulo termico del sistema. Partendo, quindi, dal modello sviluppato nel corso della seconda annualità (linea LA1, luglio ’20 – aprile ’21), ed apportando opportune modifiche, *i.e.*, passaggio da modello 3D a 2D, è stato messo a punto un iter per l’ottimizzazione del sistema in esame, permettendo di definire i valori ottimali dei parametri d’impianto, poi utilizzati nel corso delle prove sperimentali. Infine, una volta definite le performance del sistema nelle condizioni ottimali, è stato effettuato un ulteriore step volto alla definizione della superficie di scambio termico minima, variando il diametro del mantello e la tipologia di tubi.

2.1 Apparato sperimentale

Nel presente paragrafo viene preliminarmente descritta l’architettura del sistema utilizzato per la produzione di acqua refrigerata, ed in seguito illustrata la configurazione geometrica del modello utilizzato per la simulazione numerica dello scambiatore di calore verticale a fascio tubiero (STHE), l’apparato sperimentale ed i risultati derivanti dalla campagna sperimentale. La Figura 1 mostra lo schema dell’impianto frigorifero utilizzato per l’analisi sperimentale, che consiste in un chiller ad acqua, uno scambiatore di calore (utenza) che simula il carico termico frigorifero di un’utenza mono-familiare, una pompa dell’acqua ed un serbatoio per l’accumulo dell’energia termica. Nel dettaglio, l’utenza simulata è definita da un carico relativo ad una superficie calpestabile di 150 m² e situata nella zona climatica italiana E [1].

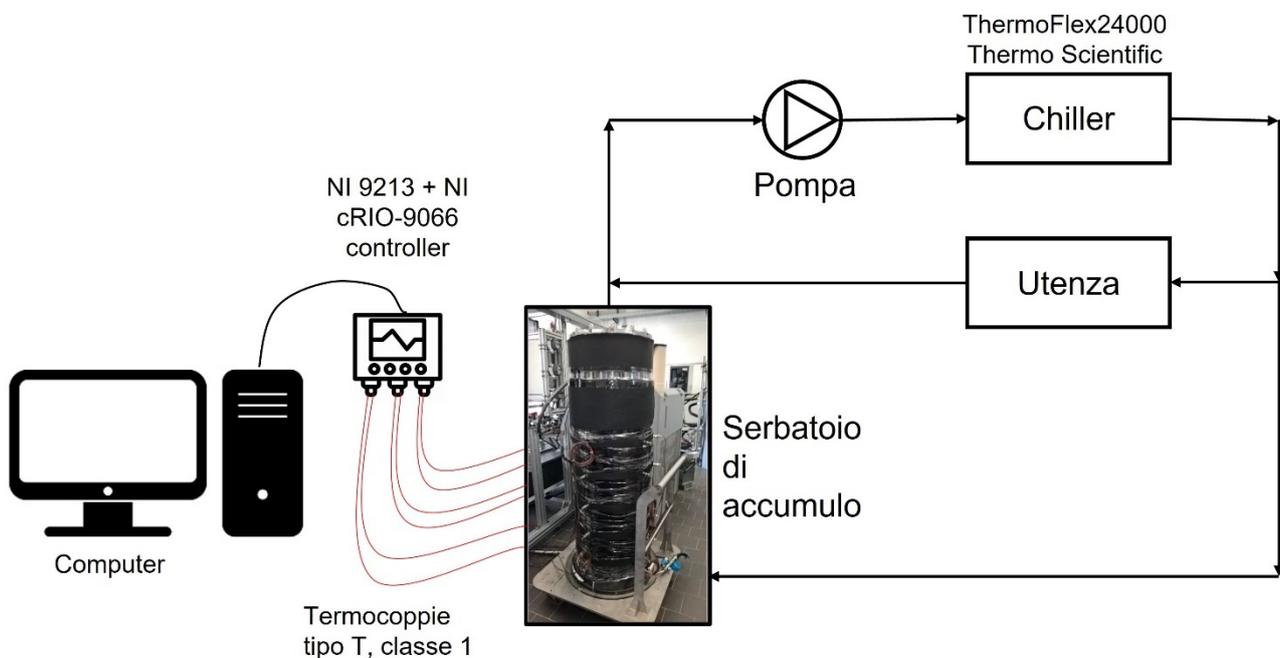


Figura 1. Schema d’impianto

Il fabbisogno termico annuo ed i profili di carico giornalieri elettrici e termici per il condizionamento ambientale estivo sono stati valutati sulla base dei risultati del report tecnico “Analisi sperimentale di sistemi di accumulo del freddo innovativi per applicazioni residenziali” ottenuti dal gruppo di lavoro del laboratorio DTE-FSN-FOSG di ENEA nel corso della terza annualità del progetto RdS PAR 2015-2017. Tali carichi sono necessari a stabilire le condizioni al contorno del problema introdotto nelle sezioni successive. Il sistema di accumulo può essere alimentato sia utilizzando l'intera portata d'acqua che alimenta l'utenza, sia tramite una frazione di essa. In entrambi i casi, il serbatoio viene caricato quando la temperatura in uscita all'utenza è inferiore alla temperatura di solidificazione del PCM –periodi non di picco– e scaricato nei periodi di picco, quando la temperatura in uscita dall'utenza è superiore alla temperatura di fusione del PCM. Nel presente lavoro, i risultati utilizzati per la validazione sperimentale del modello numerico sono relativi al caso in cui il serbatoio sia alimentato con la stessa portata massica afferente all'utenza. Come ampiamente discusso nel report dell'annualità precedente (nel quale sono riportati in maniera dettagliata tutti i dati relativi all'apparato sperimentale), le misure di temperatura sul PCM all'interno dello scambiatore sono realizzate tramite termocoppie di tipo T, classe 1 – con una precisione di $\pm 0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ – e sono registrate tramite un modulo di acquisizione National Instruments NI 9213, utilizzando il controller NI cRIO 9066. Le misure di portata vengono effettuate mediante flussimetri magnetici “Comac Flow 38 mass flow meter”, con una precisione del 2% sul valore registrato ed una minima di $0,18\text{ m}^3/\text{h}$.

2.2 Modello numerico

Questa sezione illustra la procedura utilizzata per la modellazione numerica del sistema di accumulo basato sull'impiego di PCM sfuso. La geometria, le equazioni che governano la termo-fluidodinamica del problema, le condizioni al contorno, il metodo di risoluzione e la procedura per la calibrazione del modello sono presentate in diverse sottosezioni. Lo scambiatore di calore a fascio tubiero, ed il dominio relativo al modello 2D equivalente, sono presentati in Figura 2.

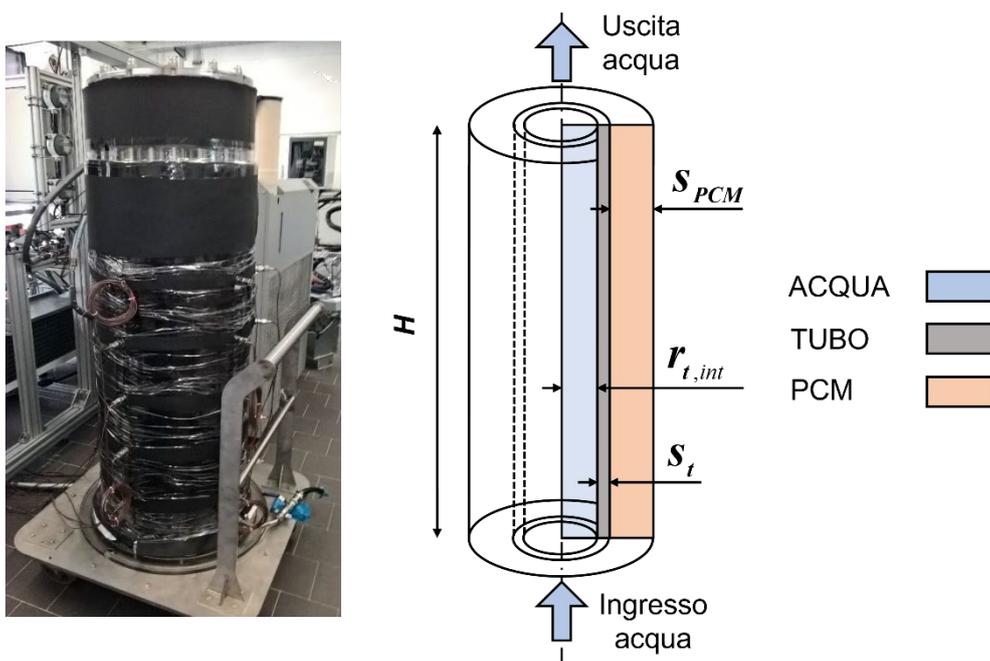


Figura 2. Schema del modello 2D equivalente

Il mantello del sistema di accumulo è ricoperto da uno strato di materiale termoisolante, *i.e.*, 2,5 cm di elastomero con una conducibilità termica di 0,04 W/(mK). Il passaggio dal modello reale a quello 2D è dunque supportato dalla presenza dello strato di isolante esterno, in quanto, grazie all'elastomero il PCM risente debolmente delle condizioni esterne, le quali non possono essere considerate nel modello numerico bidimensionale. Le caratteristiche principali del sistema in esame sono elencate nella Tabella 1, dove $T_{IN}(t)$ e $T_{PCM}(z)$ sono, rispettivamente, i profili di temperatura dell'acqua in ingresso al serbatoio e della temperatura del PCM all'istante iniziale, definiti successivamente. Il fascio tubiero è costituito da tubi in acciaio inox austenitico (AISI 316), appartenenti alla "Schedule 40 S".

Tabella 1. Parametri sistema di accumulo

Parametri	Valore
Lunghezza tubi (mm)	1350
Numero di tubi	66
Diametro interno (mm)	17,1
Diametro esterno (mm)	2.31
Portata massica (kg s ⁻¹)	0,075
Temperatura in ingresso (°C)	$T_{IN}(t)$
Temperatura iniziale PCM (°C)	$T_{PCM}(z)$

La geometria 2D considerata si basa su un volume di controllo cilindrico definito attorno ad un unico tubo del fascio tubiero. Le proprietà termofisiche del PCM, dell'acciaio inossidabile e dell'acqua sono presentate nella Tabella 2. Il PCM considerato è un materiale biologico, *i.e.*, *PureTemp 15*. Questo materiale a cambiamento di fase è stato scelto principalmente per il suo punto di fusione, particolarmente adatto per l'applicazione in esame, *i.e.*, 15 °C. Il fluido termovettore (HTF) – acqua fredda fornita a 1,5 bar dal chiller – entra nel sistema di accumulo termico dal plenum inferiore e dopo aver ridotto/incrementato la sua temperatura, torna ad essere raffreddata dal chiller.

Tabella 2. Proprietà termofisiche

Proprietà	Valori
PCM	
T_M (°C)	15
L_f (kJ kg ⁻¹)	182
k_s (W m ⁻¹ K ⁻¹)	0,25
k_l (W m ⁻¹ K ⁻¹)	0,15
ρ_s (kg m ⁻³)	950
ρ_l (kg m ⁻³)	860
C_{p_s} (J kg ⁻¹ K ⁻¹)	2250
C_{p_l} (J kg ⁻¹ K ⁻¹)	2560
μ (Pa s)	4×10^{-3}
β (K ⁻¹)	3×10^{-4}
Acciaio (AISI 316)	
k_{AISI} (W m ⁻¹ K ⁻¹)	17
ρ_{AISI} (kg m ⁻³)	7500
$C_{p_{AISI}}$ (J kg ⁻¹ K ⁻¹)	0,502
Acqua	
k_w (W m ⁻¹ K ⁻¹)	$-9,45e^{-6} T^2 + 7,3e^{-3} T - 0,725$
ρ_w (kg m ⁻³)	$-2,6e^{-3} T^2 + 1,241 T + 861,66$
C_{p_w} (J kg ⁻¹ K ⁻¹)	$-8,73e^{-4} T^3 + 0,097 T^2 - 34,71 T + 8,26e^3$

2.2.1 Definizione del modello 2D

La definizione del modello per la simulazione del PCM richiede la formulazione di alcune ipotesi preliminari, tramite le quali è possibile tener conto dei moti che si instaurano internamente al materiale per effetto del passaggio di fase. Tali ipotesi sono di seguito riportate:

- (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 [2], tramite l'accoppiamento delle equazioni di conservazione della massa (1), dell'equazione di conservazione della quantità di moto (2), e dell'energia (3).

$$\nabla \cdot \bar{\mathbf{v}} = 0 \quad (1)$$

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

$$(\rho c_p)_{PCM} \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \bar{\mathbf{v}} \cdot \nabla T \right) = \nabla \cdot (k_{PCM} \nabla T) + S_h \quad (3)$$

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 (2) è stata effettuata l'ipotesi di Boussinesq. In tal senso è stato aggiunto il termine di Boussinesq ($\bar{\mathbf{F}}_g$), valutato secondo l'equazione (4).

$$\bar{\mathbf{F}}_g = \rho_{PCM} \bar{\mathbf{g}} \beta (T - T_{ref}) \varphi(T) \quad (4)$$

in cui, $\bar{\mathbf{g}}$ 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:

$$\begin{aligned} T_S &= T_M - \Delta T_M \\ T_L &= T_M + \Delta T_M \end{aligned} \quad (5)$$

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:

$$\varphi = \frac{T - T_S}{T_L - T_S} = \frac{T - T_M + \Delta T_M}{2\Delta T_M} = \begin{cases} 0 & \text{per } T < T_S \\ 0-1 & \text{per } T_S \leq T \leq T_L \\ 1 & \text{per } T > T_L \end{cases} \quad (6)$$

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:

$$S = C \frac{(1 - \varphi_F)^2}{\varphi_F^3 + \delta} \quad (7)$$

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 A 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 (\bar{F}_v), definito come segue:

$$\bar{F}_v = S \bar{v} \quad (8)$$

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:

$$S_h = \rho_{PCM} \frac{\partial L_f}{\partial t} \quad (9)$$

Le condizioni al contorno per il problema termo-fluidodinamico sono riportate nella Tabella 3. Come detto, in virtù della simmetria assiale, è stato considerata solo metà del dominio 2D. Per il problema termico relativo

all’acqua, è stata fissata la temperatura in ingresso $T_{w,in}$ dipendente dal tempo (il cui andamento è riportato nel report dell’annualità precedente), mentre sull’asse z è stata applicata una condizione di adiabaticità. Per quanto riguarda la regione di PCM – per semplicità – sono state considerate adiabatiche le superfici orizzontali e la superficie verticale destra. In particolare, lo scambio termico attraverso la superficie superiore è stato trascurato in quanto il volume d’aria racchiuso tra la superficie libera del PCM, il gap laterale del mantello e la piastra superiore del fascio tubiero agisce come uno strato di isolamento termico. A sua volta, la superficie relativa al plenum inferiore è considerata adiabatica in virtù della lunghezza limitata di quest’ultima rispetto a quella verticale. Poiché la temperatura del PCM all’istante iniziale non è uniforme lungo l’altezza del serbatoio, come dimostrato dai risultati forniti dalle prove sperimentali, è stata definita una condizione iniziale del campo di temperatura nel PCM lungo la verticale attraverso un fitting dei dati sperimentali, *i.e.*, un polinomio di terzo grado, con un coefficiente di determinazione (R^2) pari a 0,99. Le condizioni al contorno per la risoluzione dell’equazione della quantità di moto sono coerenti con la formulazione del problema: condizioni di fluido fermo sulle superfici in cui il PCM lambisce l’acciaio inossidabile, mentre sono state applicate delle condizioni di *slip* sulle superfici superiore e laterale.

Tabella 3. Condizioni al contorno per il problema termo-fluidodinamico

Tempo	Intervallo spaziale	Equazione della quantità di moto	Equazione dell’energia
$t = 0$	$0 \leq r \leq r_{max}$ $0 \leq z \leq z_{max}$	$\mathbf{u}(r, z) = 0$	$T_{PCM}(r, z) = c_1 z^3 + c_2 z^2 + c_3 z + c_4$ $c_1 = -2.8; c_2 = 0; c_3 = 8.6; c_4 = 15;$
	$0 \leq r \leq r_{max}$ $z = 0$	$\mathbf{u}(r, z) = 0$	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$
	$0 \leq r \leq r_{max}$ $z = z_{max}$	$\mathbf{u}(r, z) \cdot \mathbf{n} = 0$	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$
$t > 0$	$r = 0$ $0 \leq z \leq z_{max}$	$\mathbf{u}(r, z) = 0$	$\frac{\partial T}{\partial r} = 0$
	$r = r_{max}$ $0 \leq z \leq z_{max}$	$\mathbf{u}(r, z) \cdot \mathbf{n} = 0$	$\frac{\partial T}{\partial r} = 0$
	$0 \leq r \leq r_p$ $z = 0$	$\mathbf{u}(r, z) = u_{w,in} \mathbf{n}$	$T(r, z) = T_{w,in}(t)$
	$r = r_{max}$ $z = z_{max}$	$p = p_0$	

2.2.2 Risoluzione numerica e validazione della griglia

Le equazioni che controllano il problema termo-fluidodinamico, con le annesse condizioni al contorno, sono implementate e risolte numericamente tramite il software COMSOL Multiphysics®. In dettaglio, il sistema di equazioni è integrato nel tempo secondo uno schema del primo ordine. La risoluzione delle non-linearità del modello è stata ottenuta per mezzo del solver PARDISO, che opera un metodo diretto. La BDF (Backward Differentiation Formula) è stata adottata per la discretizzazione temporale, sia per la fase di carica che per quella di scarica. In particolare, è stato impostato un passo temporale iniziale di simulazione pari a 10^{-4} s, mentre il passo temporale massimo è lasciato libero di variare. In questo modo, il software stesso definisce automaticamente il time step, il che porta ad una riduzione dell'onere computazionale richiesto per la risoluzione del problema.

Per l'analisi parametrica il tempo di simulazione è fissato sulla base dei dati sperimentali forniti da ENEA a 24 ore, mentre per la procedura di ottimizzazione il tempo di esecuzione totale è di 72 ore. In tal modo, infatti, vengono raggiunte le condizioni periodiche di carica/scarica del PCM, ovvero solo dopo la fine del secondo giorno. Tutti i casi esaminati sono stati analizzati tramite una workstation dotata di processore Intel® Core™ i7.10700KF 3.80 GHz e 64 GB e 2133 MHz di RAM. Prima di eseguire la procedura di validazione ed ottimizzazione, è stato effettuato un test di indipendenza della griglia, al fine di verificarne la consistenza e con l'obiettivo di individuare un compromesso tra l'accuratezza del modello stesso e i tempi di calcolo. Pertanto, sono stati analizzati tre livelli di mesh per il suddetto test. In tutti i casi esaminati la mesh è costituita da elementi tetraedrici, con un inaffittimento della stessa nello strato limite, come illustrato in Figura 3.

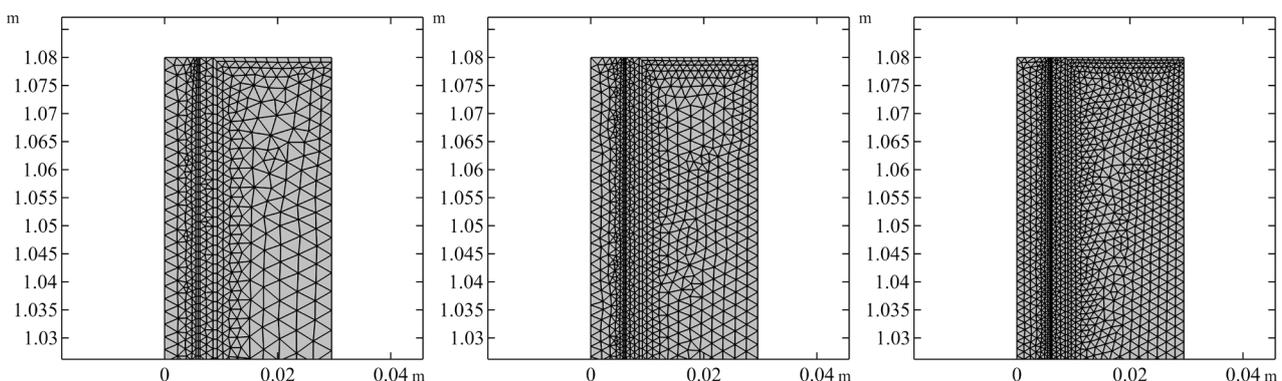


Figura 3. Mesh analizzate per il test dell'indipendenza dalla griglia

In dettaglio, sono stati analizzate configurazioni della griglia con circa 19200, 31000 e 48600 elementi ed una qualità minima degli elementi di 0,3885, 0,4259 e 0,436, rispettivamente per 3 livelli della mesh, *i.e.*, rada, normale e fitta. I risultati del test di indipendenza della griglia sono riassunti nella Tabella 4, attraverso un confronto sul valore di temperatura per $z = 0,195$ m, $r = 0,017$ m, per il caso con $T_M = 13$ °C e $\Delta T_M = 2,5$ °C, all'istante $t = 8$ h.

Tabella 4. Test di indipendenza della griglia.

Tipologia mesh	Numero di elementi	$T_{LT,i,num}$ (° C)	$T_{LT,m,i,exp}$ (° C)	Errore $_{exp-num}$ (° C)	Tempo di calcolo (min)
Rada	19210	11,88		0,06	32
Normale	31084	11,91	11,94	0,03	45
Fitta	48624	11,92		0,02	63

2.2.3 Risultati sperimentali

I profili di temperatura del PCM nell’arco temporale di 24 ore sono riportati nelle Figure 4-6. A partire dalle considerazioni effettuate nel paragrafo precedente in merito alle quote delle termocoppie, di seguito sono stati differenziati 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 4 sono rappresentati i profili di temperatura delle 4 termocoppie poste al primo livello, in Figura 5 del terzo livello, ed infine in Figura 6 dell’ultimo livello.

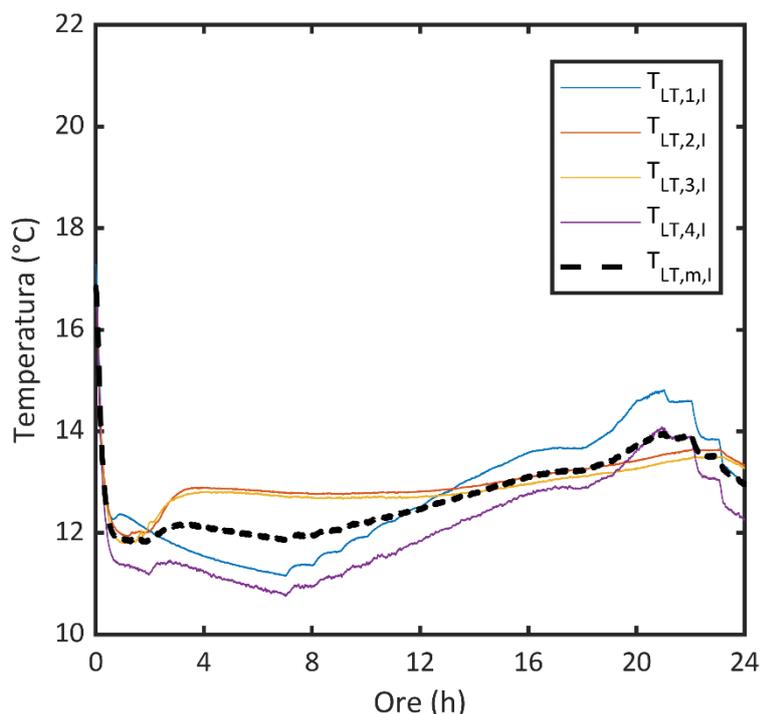


Figura 4. Evoluzione temporale della temperatura del PCM per H = 0.195 m

Inoltre, per ciascun plot riferito alle termocoppie laterali, è stato diagrammato il valor medio del profilo di temperatura $T_{LT,m}$. 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 16,81 - 21,08 °C. Inoltre, dall’analisi delle Figure 4, 5 e 6, 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. La variazione tra i valori registrati – che raggiunge 2,5 °C all’istante $t = 7$ h in corrispondenza del primo livello – può essere giustificata considerando sia l’influenza del plenum inferiore sugli strati di PCM più bassi, sia la distribuzione non uniforme dell’acqua nel fascio tubiero, ed infine l’incertezza di misura legata allo strumento di misura. Qualsiasi sia il livello analizzato, entro le prime ore della fase di carica, *i.e.*, 4 h, il PCM è soggetto al fenomeno del sotto raffreddamento. Dopodiché esso subisce un lieve incremento della temperatura e, solo per altezze relative all’ultimo livello, si può osservare una chiara evidenza del passaggio di fase (scioglimento del PCM) relativo alla fase di scarica.

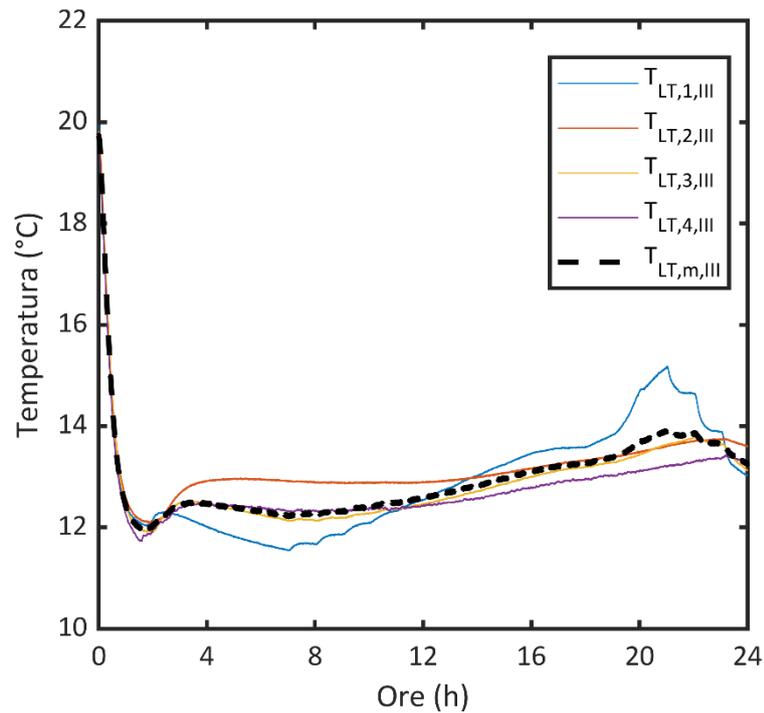


Figura 5. Evoluzione temporale della temperatura del PCM per $H = 0.585$ m

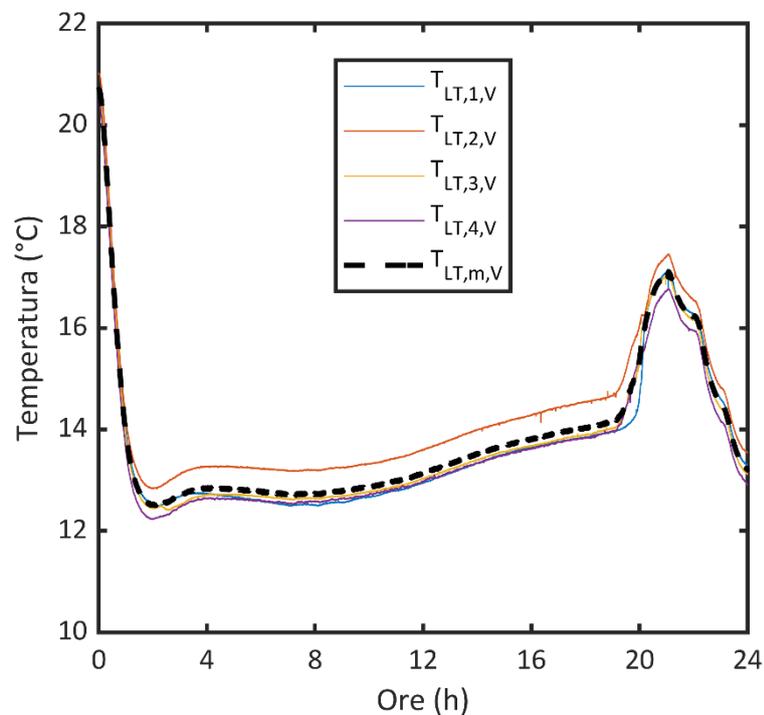


Figura 6. Evoluzione temporale della temperatura del PCM per $H = 0.975$ m

2.2.4 Calibrazione e validazione del modello numerico

È stato ampiamente dimostrato che le principali caratteristiche del PCM, *e.g.*, punto di fusione (T_M), intervallo entro cui avviene il passaggio di fase (ΔT_M), dipendono dalla fase, caricamento o scaricamento, a cui si fa

riferimento [3]. Dunque, la calibrazione dei parametri che definiscono il comportamento del materiale rappresenta uno step essenziale alla successiva analisi parametrica e all'ottimizzazione del sistema di accumulo. Al fine di analizzare ed ottimizzare il sistema è stato necessario definire un unico processo, che includesse sia la carica che la scarica del PCM. Pertanto, è stato necessario definire un singolo valore di T_M e ΔT_M . Di conseguenza, calibrando questi valori in funzione di entrambe le fasi, si avrà un trade-off tra l'accuratezza del modello in una fase rispetto all'altra. Per selezionare la soluzione che soddisfacesse questo compromesso nell'ottica di un'unica simulazione, è stata effettuata un'analisi di sensibilità, di seguito proposta. In genere questo step è realizzato effettuando un confronto tra le temperature ottenute sperimentalmente e i dati numerici. Nonostante ciò, in questo studio si è fatto riferimento ad un modello 2D relativo al singolo tubo del fascio tubiero, in luogo dell'intera geometria. Tale modello 2D è definito tenendo conto di uno spessore equivalente di PCM attorno al tubo, il che indica che non è sempre possibile associare il valore di temperatura misurato dalla termocoppia con quello definito dal modello numerico. In altre parole, non è possibile individuare in maniera arbitraria un punto sul raggio dello spessore equivalente di PCM tale che la temperatura relativa ad esso sia la stessa valutata sperimentalmente. Dunque, la calibrazione di parametri T_M e ΔT_M è stata effettuata sulla base dell'energia accumulata dal sistema di accumulo, garantendo così una maggiore accuratezza. In dettaglio, l'energia accumulata può essere valutata effettuando un bilancio di energia sul fluido termovettore o alternativamente sul PCM (Equazione 10).

$$E_{acc} = \int_{T_S}^{T_M} m C_p dT + m \varphi_m \Delta h_m + \int_{T_M}^{T_L} m C_p dT \quad (10)$$

Dove φ_m è la frazione solido/liquida del PCM. Fino a quando φ_m non diventa unitario, *i.e.*, PCM completamente in fase liquida, l'ultimo termine è pari a zero, in virtù dell'ipotesi di passaggio di fase isoterma, e continua ad esserlo fino a quando tutta la fase solida non sarà disciolta.

Tramite il bilancio sul fluido termovettore, è stato assunto che la portata massica ed il calore specifico dello stesso siano costanti e pari a 0,075 kg/s e 4,86 kJ/(kg K), rispettivamente. La fase di calibrazione ha dunque avuto come obiettivo la definizione dei valori ottimali della temperatura di fusione e del range di temperatura per cui avviene il cambiamento di fase. I range analizzati per il primo parametro sono stati 12,5, 13 and 13,5 °C, mentre per il secondo 1, 1.5, 2, 2.5 °C. Pertanto, i confronti tra l'energia accumulata derivante dall'analisi sperimentale e i vari casi numerici sono riportati nelle Figure 7-9.

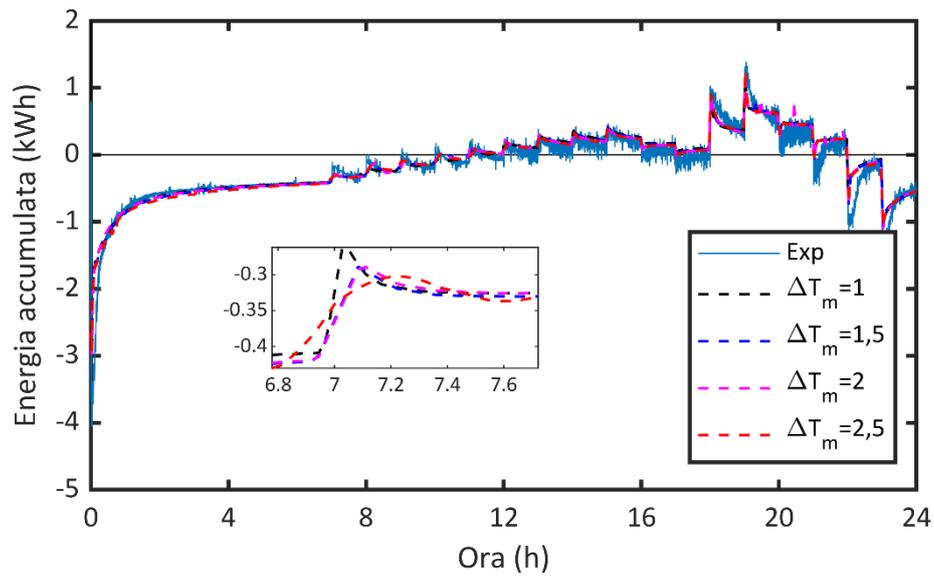


Figura 7. Energia accumulata dal PCM per differenti intervalli di fusione, per $T_M = 12.5\text{ }^\circ\text{C}$

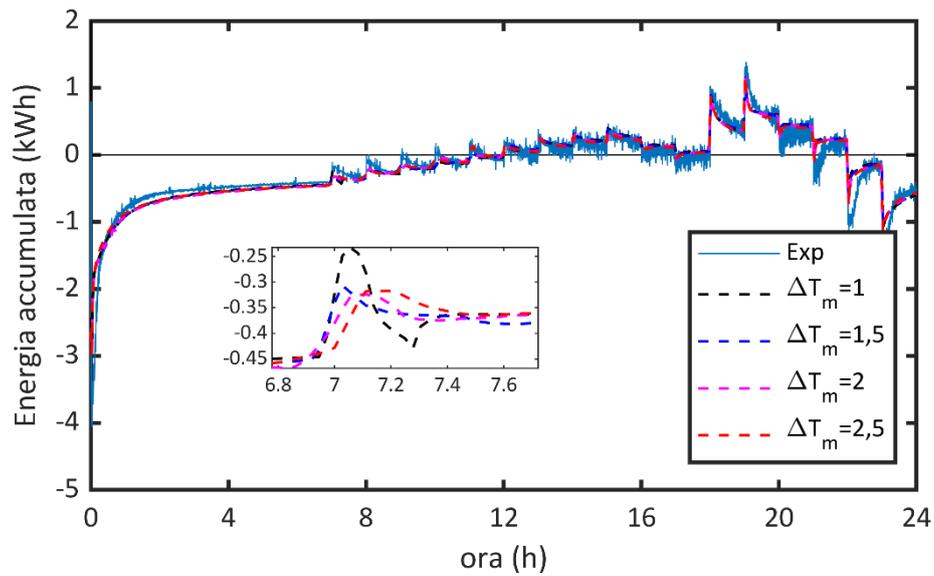


Figura 8. Energia accumulata dal PCM per differenti intervalli di fusione, per $T_M = 13\text{ }^\circ\text{C}$

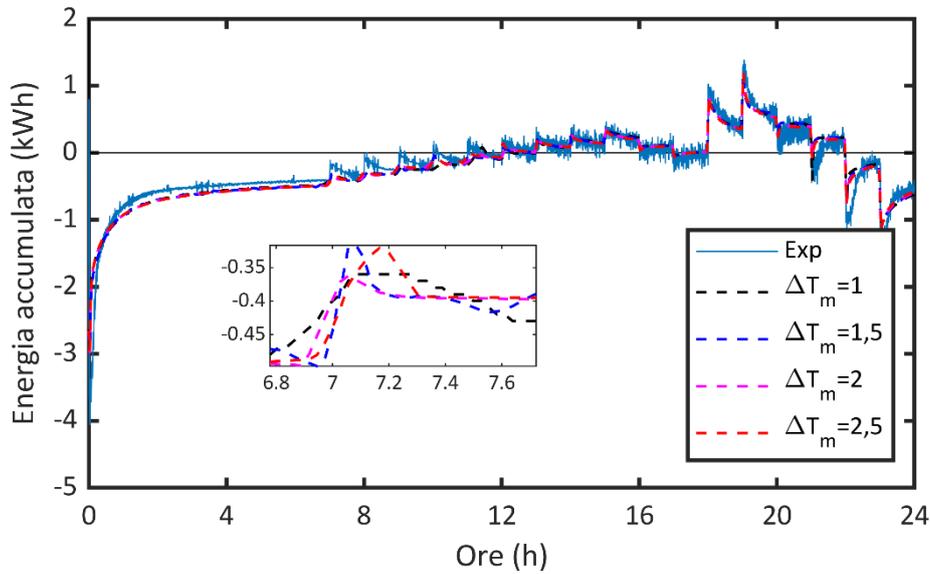


Figura 9. Energia accumulata dal PCM per differenti intervalli di fusione, per $T_M = 13.5 \text{ }^\circ\text{C}$

In generale, poiché la temperatura dell'acqua in ingresso al serbatoio è circa pari a $8 \text{ }^\circ\text{C}$, il PCM presenta una capacità di accumulo molto elevata nelle prime due ore, in quanto la differenza di temperatura tra il PCM e il fluido termovettore è notevole. La fase di carica si protrae fino alla dodicesima ora, dopo la quale l'acqua inizia a cedere calore al PCM, definendo l'inizio della fase di scarica. Tale fase continua – eccetto per l'intervallo $16 < t < 18 \text{ h}$ – fino alla ventiduesima ora. A tal punto, il PCM torna a caricarsi dando vita ad un nuovo ciclo di carica e scarica. Osservando le Figure 7-9, si può affermare che il modello è debolmente influenzato dalla variazione dell'intervallo di fusione del PCM (ΔT_M), come confermato dalle prime ore della fase di carica, *i.e.*, $0 < t < 7 \text{ h}$, avendo fissato la temperatura di fusione (T_M). Le differenze diventano più evidenti per $t > 7 \text{ h}$, a causa del differente comportamento del PCM alle variazioni di temperatura imposte dell'acqua, come evidenziato nello zoom in ciascuna figura. Al contrario, la variazione della temperatura di fusione ha un effetto più marcato sull'accuratezza del modello, la cui influenza diventa più o meno rilevante a seconda dell'intervallo di tempo a cui si fa riferimento. Ne segue che, per definire correttamente quali siano i valori più appropriati di tali parametri, due indici statistici vengono presi in considerazione, *i.e.*, valore medio assoluto (MAE) e scarto quadratico medio (RMSE), riferiti ai trend descritti in Figura 7-9. In dettaglio, tali indici sono valutati come riportato nelle Equazioni (11)-(12):

$$MAE = \frac{1}{N_{data}} \sum_{n=1}^{N_{data}} \phi_{cal,n} - \phi_{exp,n} \quad (11)$$

$$RMSE = \frac{1}{N_{data}} \sqrt{\sum_{n=1}^{N_{data}} (\phi_{cal,n} - \phi_{exp,n})^2} \quad (12)$$

Come possibile notare da un'analisi delle figure soprariportate, ci si aspetta che l'affidabilità del modello aumenti con la diminuzione/incremento di T_M a seconda che si tratti della fase di carica/scarica. A tal proposito, in Tabella 4 sono riportati i valori degli indici sopracitati. Il MAE decresce con l'aumento del valore di ΔT_M ad eccezione del caso in cui la temperatura di fusione è pari a $12,5 \text{ }^\circ\text{C}$, per la quale in corrispondenza del $\Delta T_M = 2 \text{ }^\circ\text{C}$ si rileva il valor minimo del MAE. Inoltre, il MAE diminuisce con T_M . Al contrario, per quanto

concerne il l'RMSE, si riscontrano valori inferiori all'aumentare della temperatura di fusione del PCM. Come affermato in precedenza, per valori maggiori di T_M il modello nella fase di scarica ha un migliore accordo con l'evoluzione sperimentale dell'energia accumulata. Pertanto, osservando i valori dell'RMSE si deduce che la fase di scarica risulta avere un'influenza maggiore rispetto a quella di carica.

Tabella 4. Indici statistici

T_M (°C)	ΔT_M (°C)	MAE (kWh)	RMSE (kWh)
12,5	1	0,0959	0,1761
	1,5	0,0953	0,1686
	2	0,0913	0,1660
	2,5	0,0943	0,1636
13	1	0,1008	0,1671
	1,5	0,0998	0,1646
	2	0,0979	0,1616
	2,5	0,0914	0,1579
13,5	1	0,1096	0,1682
	1,5	0,1074	0,1617
	2	0,1052	0,1615
	2,5	0,1016	0,1580

A support dell'analisi appena effettuata, di seguito vengono riportati gli andamenti della temperatura e della frazione solido/liquida del modello 2D analizzato al fine di definire quale dei casi analizzati si avvicini maggiormente all'evoluzione dinamica del PCM, con riferimento all'istante temporale $t = 21$ h. Come si può notare dalla Figura 10, all'istante $t = 21$ h, il PCM differisce sensibilmente a seconda della temperatura di fusione considerata. Per T_M pari a 12,5 °C, in corrispondenza di $H = 0,975$ m, il PCM fonde completamente. Il fronte di scioglimento, che evolve gradualmente verso il basso, ha infatti superato la quota che definisce il quinto livello, per cui per tale quota il PCM è completamente in fase liquida.

Frazione solido/liquida, ϕ ($t = 21$ h)

Temperatura, T ($t = 21$ h)

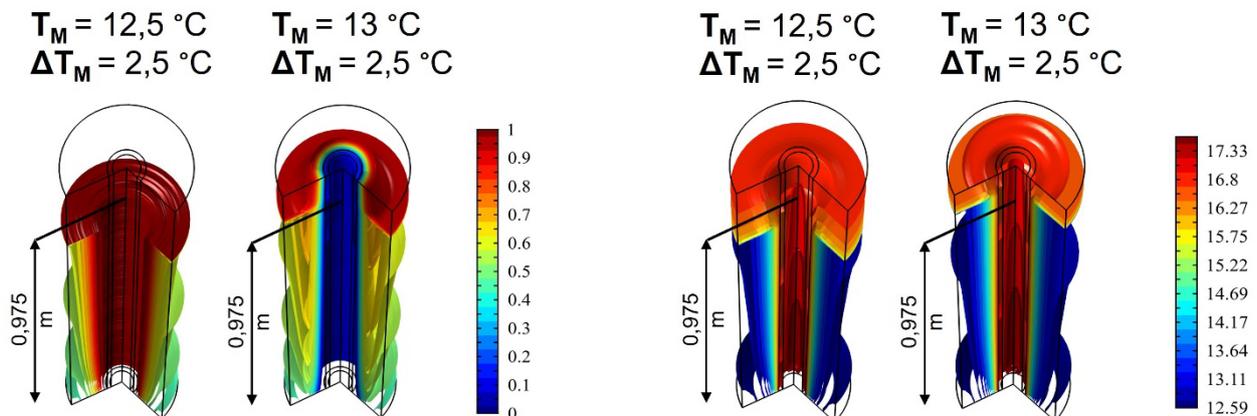


Figura 10. Iso-temperatura e iso-frazione solido/liquida per $H=0,195$ m, $H=0,585$ m, $H=0,975$ m e $t = 21$ h, per: $T_M = 12,5$ °C e $\Delta T_M = 2,5$ °C; $T_M = 13$ °C e $\Delta T_M = 2,5$ °C

Allo stesso modo, per T_M pari a $12,5\text{ }^\circ\text{C}$, il campo di temperatura al di sopra del fronte che definisce il passaggio di fase è quasi uniforme, ad eccezione delle zone in prossimità della parete del tubo. Inoltre, per $H = 0,975\text{ m}$, il valore medio della temperatura nel PCM è pari a $16,78\text{ }^\circ\text{C}$, il che conferma quanto analizzato sperimentalmente all'istante $t = 21\text{ h}$ in Figura 6. Al contrario, per T_M pari a $13\text{ }^\circ\text{C}$, il PCM non ha ancora cambiato fase in quanto il fronte che ne determina lo scioglimento è chiaramente al di sopra della quota analizzata (Figura 10.b). Ne consegue che il valor medio della temperatura nel PCM per $H = 0,975$ è pari a circa $13,57\text{ }^\circ\text{C}$, notevolmente inferiore a quello che ci si aspetta dai rilievi sperimentali. Alla luce di quanto visto tramite l'analisi degli indici statistici ed in virtù delle considerazioni appena effettuate si può concludere che i valori più appropriati per la temperatura di fusione e per l'intervallo del passaggio di fase sono $T_M = 12,5\text{ }^\circ\text{C}$ e $\Delta T_M = 2,5\text{ }^\circ\text{C}$.

2.3 Analisi parametrica

Lo scopo dell'analisi parametrica e della successiva ottimizzazione del sistema è di indagare l'influenza di ciascun parametro sul comportamento del modello e quindi identificare la configurazione che aumenta le prestazioni di accumulo dello stesso. La Figura 11 mostra il diagramma di flusso che racchiude gli step fondamentali di questo lavoro, partendo dalla validazione del modello, e procedendo attraverso l'analisi parametrica con successiva ottimizzazione. In dettaglio, questo grafico illustra due alternative per effettuare l'analisi parametrica, che differiscono a seconda che si fissino le dimensioni del mantello dello scambiatore di calore o il volume del PCM. Nel primo caso, lo scopo è capire quanto sia vicina la configurazione attuale a quella che ottimizza le prestazioni del sistema id accumulo, fissando il volume massimo messo a disposizione dal mantello.

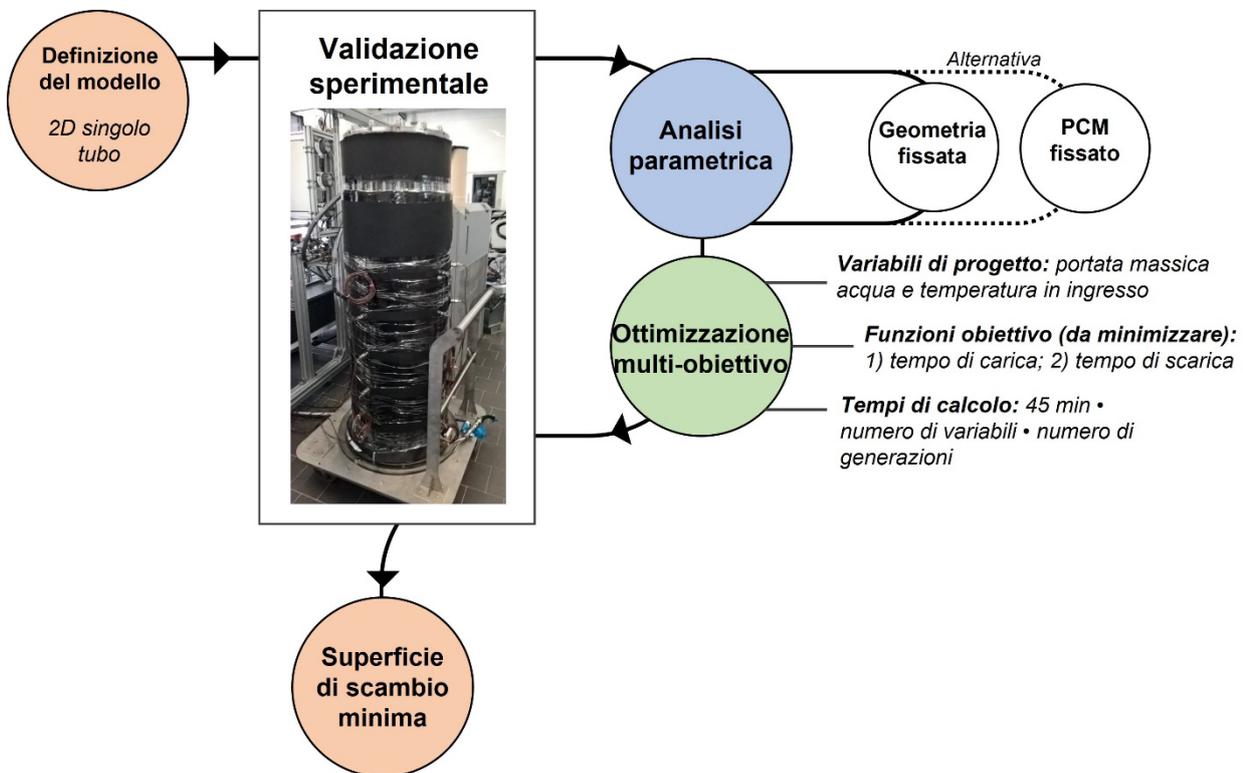


Figura 11. Flowchart della procedura di ottimizzazione

D'altra parte – fissando la quantità totale di PCM – la geometria del sistema di accumulo è libera di variare, avendo definito un certo rapporto tubi/diametro (H/d). Come evidenziato in Figura 11, in questo studio è stato analizzato il primo caso. Questa fase è propedeutica alla successiva fase di ottimizzazione. In questo lavoro è stato utilizzato l'algoritmo genetico (GA) con l'obiettivo di eseguire un'ottimizzazione multi-obiettivo per massimizzare le prestazioni del sistema di accumulo. Per raggiungere tale scopo, sono state selezionate come funzioni obiettivo (OF) i tempi di carica e scarica del PCM, rispettivamente, entrambi da minimizzare. In questo modo, i processi di solidificazione e fusione del PCM – riferiti alle condizioni di periodicità – sono stati ottimizzati in base al profilo di temperatura del fluido termovettore, ovvero massimizzando la velocità con cui il PCM accumula energia durante la fase di carica e la rilascia nella fase di scarica. Le stesse funzioni obiettivo sono già state usate per l'ottimizzazione multi-obiettivo di un dissipatore di calore cilindrico tramite l'utilizzo di materiali a cambiamento di fase [4].

Per eseguire l'algoritmo genetico, sono state utilizzate le funzioni pre-programmate disponibili in ambiente MATLAB® e abbinate a COMSOL Multiphysics® tramite lo strumento COMSOL® LiveLink™ per la valutazione delle stesse. Le funzioni interne di MATLAB® sono migliorate per salvare i risultati di tutte le generazioni GA, mentre le funzioni di crossover e mutazione sono state personalizzate. I parametri GA sono impostati secondo studi precedenti:

- Il numero di individui per ogni generazione è impostato pari a 4 volte il numero delle variabili di progetto;
- La frazione di crossover è impostata pari a 0,6;
- La probabilità di mutazione degli individui è fissata a 0,1;
- La massima tolleranza è fissata come valore di default di MATLAB, i.e., 10^{-6} ;
- Il numero massimo di generazioni è fissato a 50.

L'esecuzione dell'algoritmo genetico ha consentito notevoli risparmi in termini di tempi di calcolo rispetto all'utilizzo di una ricerca esaustiva, che in questo caso non sarebbe stata fattibile poiché ogni simulazione in ambiente COMSOL® ha richiesto un tempo di circa 44 minuti, utilizzando una workstation con processore Intel® Core™ i7- da 3,80 GHz 8-core 10700KF con 64 GB di RAM.

La Tabella 5 mostra le proprietà termofisiche del sistema di accumulo utilizzate per l'analisi parametrica. L'intervallo di ciascun parametro è determinato dopo aver eseguito un'esaustiva revisione della letteratura e diverse simulazioni preliminari [5]. Per quanto riguarda i parametri geometrici, si considerano solo le tipologie di tubo disponibili in commercio. L'intervallo per il numero di tubi è stato scelto come compromesso tra il relativo volume e il volume reso disponibile dal mantello. L'altezza del tubo è vista come la quota massima per la quale il PCM circonda il tubo stesso. Infine, ciascuno dei parametri relativi al chiller è stato variato sulla base dei prerequisiti del sistema, e.g., carico dell'utenza, portata massima delle tubazioni, taglia del chiller. A questo proposito, la portata massica è lasciata libera di variare da 0,065 a 0,1 kg/s, mentre la temperatura dell'acqua in ingresso può essere ridotta di circa 2 °C, spostando verso il basso l'intero profilo della temperatura di ingresso. In dettaglio, in base al principio di funzionamento del chiller, con un carico frigorifero dell'utenza fissato, una riduzione della temperatura dell'acqua fornita dal chiller viene percepita dal sistema di accumulo termico come una riduzione globale del profilo di temperatura. Pertanto, è stato variato questo parametro a partire dal valore attuale, riducendolo al fine di studiarne l'influenza sul sistema di accumulo. I range di variazione dei parametri selezionati sono riassunti in Tabella 5.

Tabella 5. Range di variazione per l'analisi parametrica

Parametri	Unità	Valore iniziale	Intervallo di variazione	Passo
Tipologia di tubo	-	3/8 sch40s	1/4 sch40s, 1/4 sch30, 3/8 sch80s, 1/2 sch80s	-
Numero di tubi	-	66	from 62 to 86	4
Altezza tubo	m	1,08	from 0,88 to 1,18	0,05
Portata massica acqua	kg s ⁻¹	0,075	from 0,05 to 0,1	0,0025
Temperatura in ingresso	°C	$T_{w,in}(t)$	from $(T_{w,in}(t) - 2)$ to $(T_{w,in}(t) - 0,5)$	0,25

L'analisi parametrica si basa sulle seguenti ipotesi preliminari: si assume che il diametro del mantello in plexiglass resti invariato, per cui una variazione della tipologia di tubo implica una variazione del volume del PCM attorno ai tubi e quindi un diverso spessore equivalente del PCM. In altre parole – fissando l'altezza massima della colonna PCM (H) – un aumento del diametro o del numero dei tubi porta ad una riduzione dello spessore equivalente al PCM, come mostrato in Figura 12.

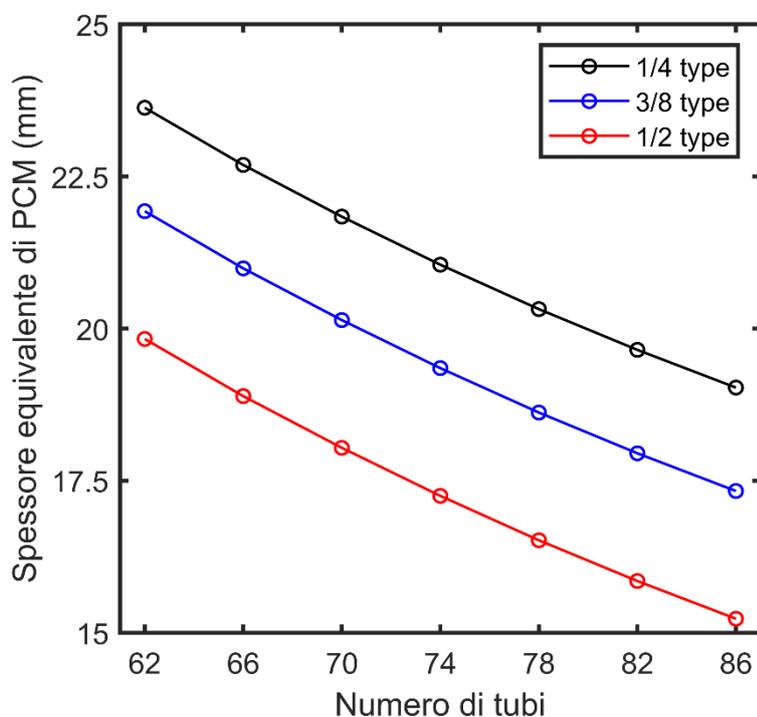


Figura 12. Spessore equivalente di PCM

Inoltre, da un punto di vista fluidodinamico, un'ulteriore limitazione è definita dalla variazione del regime di flusso dell'acqua al variare dei parametri selezionati. Per applicare l'ipotesi del flusso laminare nell'analisi parametrica il numero di Reynolds (Re) deve essere inferiore alla soglia limite per il passaggio al regime turbolento, cioè 2300, negli intervalli considerati. Fissato il numero minimo di tubi, il diametro interno minimo (1/4 sch40s), la portata massica massima dell'HTF (0,1 kg/s) e valutando le proprietà dell'acqua alla temperatura di 20 °C, il numero di Reynolds è circa pari a 224.31. Dunque, l'ipotesi di regime laminare è sempre valida per le analisi effettuate in seguito.

Come affermato in precedenza, una ricerca esaustiva sulle variabili di progetto, ovvero la temperatura di ingresso del fluido termovettore e la portata massica, tenendo presenti gli intervalli di variazione elencati in Tabella 5, richiederebbe 21x9x44=8316 minuti di simulazione, il che significa circa 6 giorni. Aumentando il numero delle variabili di progetto questo valore aumenterebbe drasticamente. Inoltre, la procedura di

ottimizzazione è stata eseguita con riferimento a condizioni di periodicità, che vengono raggiunte solo dopo la fine del secondo giorno di simulazione. Pertanto, il tempo di esecuzione è tre volte quello di un solo giorno, ovvero 135 minuti, che moltiplicato per le combinazioni delle variabili di progettazione ammonta a più di 17 giorni. Pertanto, l'obiettivo dell'impiego dell'algoritmo genetico risiede in un sostanziale risparmio computazionale, come dimostrato di seguito.

2.4 Risultati

Questa sezione illustra i risultati di ciascuna fase, illustrata nel diagramma di flusso, eseguita in questo studio. In primo luogo, sono state valutate le prestazioni termiche del modello 2D equivalente del serbatoio di accumulo in termini di energia accumulata e frazione solido/liquida, rispetto ai cinque parametri elencati in Tabella 5. Sono dunque presentati i risultati della variazione di ciascuno di questi parametri, uno alla volta, mantenendo gli altri parametri fissati sul valore iniziale. I risultati della fase di ottimizzazione sono di seguito illustrati e validati sperimentalmente. Infine, è stata determinata e analizzata la configurazione con la minima area di scambio termico.

2.4.1 Influenza della tipologia di tubo

Vengono di seguito illustrati gli effetti della variazione della tipologia di tubo sull'energia immagazzinata e sulla frazione solido/liquida del PCM, avendo fissato la geometria del mantello. In dettaglio, considerare diversi tipi di tubo implica una modifica simultanea del diametro interno e dello spessore del tubo. Come mostrato in Figura 13, fissando il diametro del mantello, al variare della tipologia dei tubi aumenta l'energia accumulata dal PCM, con una differenza complessiva tra la quantità immagazzinata e quella ceduta alla fine del primo giorno pari a circa 0,08 kWh.

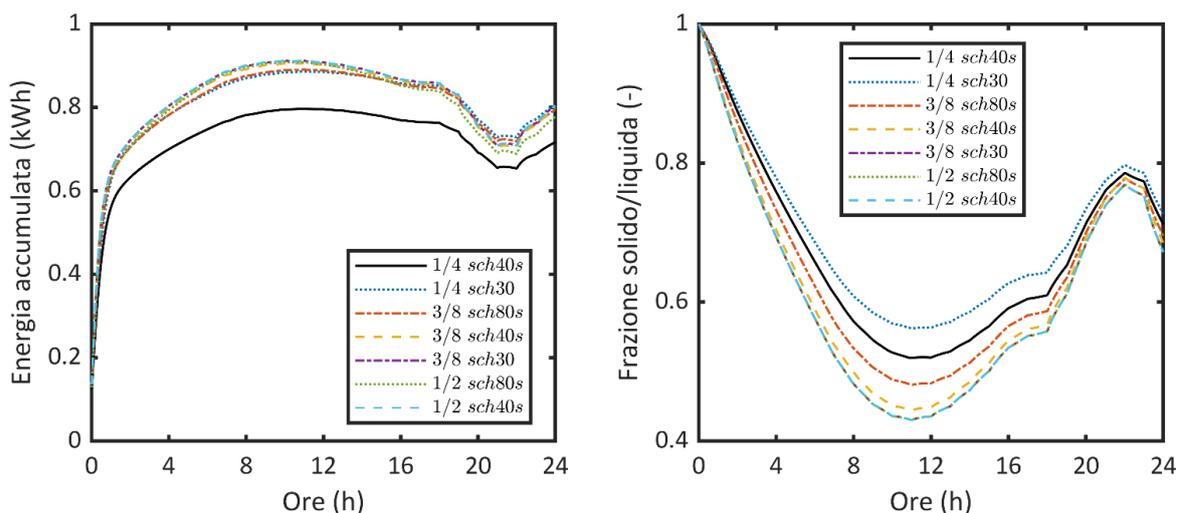


Figura 13. Effetto della variazione della tipologia di tubo sull'energia accumulata e sulla frazione solido/liquida

Inoltre, al variare della tipologia dei tubi, varia anche lo spessore equivalente del PCM in modo che la somma del diametro esterno del tubo e dello spessore del PCM circostante rimanga invariata. L'aumento dello spessore del tubo – a parità di diametro esterno – porta ad una riduzione del diametro interno. Sotto il vincolo della stessa portata massica di acqua, ciò implica una velocità maggiore della stessa, che influisce sul

meccanismo di scambio termico. Come dimostrano gli andamenti dell'energia accumulata, per la tipologia da 1/2 schedule 40s – avente un diametro esterno maggiore – nonostante la riduzione della quantità totale di PCM, l'energia immagazzinata aumenta leggermente. Ciò può essere spiegato con l'aumento dell'area di scambio termico. In generale, poiché la variazione del tipo di tubo corrisponde ad una variazione del diametro del tubo, gli stessi risultati possono essere derivati esaminando il cosiddetto rapporto tra diametro del mantello e del diametro del tubo (R). La quantità di PCM diminuisce con questo rapporto e quindi l'energia immagazzinata si riduce. Tuttavia, questo porta a una diminuzione del tempo di fusione e del tempo di solidificazione.

2.4.2 Influenza del numero di tubi

L'incremento del numero di tubi – fermo restando tutti gli altri parametri – porta ad un lieve incremento della capacità di accumulo del sistema. Nonostante ciò, si può notare come questo vantaggio sia relativo solo all'intervallo $2\text{ h} < t < 18\text{ h}$. In generale non si assiste ad un'incidenza notevole in quanto, pur incrementando il numero di tubi, mantenendo costante la dimensione del mantello si riduce il quantitativo di PCM attorno al singolo tubo. Inoltre, a parità di portata complessiva, la portata che attraversa il singolo tubo si riduce proporzionalmente, causando una diminuzione della potenza termica trasferita.

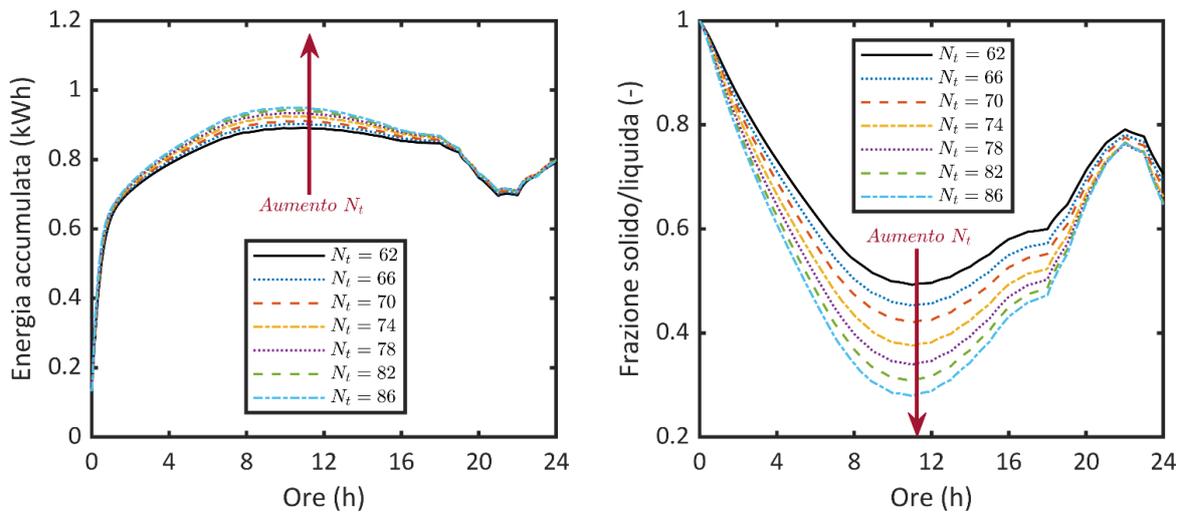


Figura 14. Effetto della variazione del numero di tubi sull'energia accumulata e sulla frazione solido/liquida

Se si analizza invece cosa accade alla frazione solido-liquida media, essa è fortemente influenzata dal numero di tubi. Nella configurazione iniziale per $t = 11\text{ h}$, $\phi = 0.45$, mentre con $N_t = 86$ si arriva ad un valore di ϕ pari a 0.28. Inoltre, dall'analisi di Figura 14, si nota come la riduzione di ϕ sia proporzionale all'incremento di N_t . Dunque, complessivamente il quantitativo di PCM soggetto alla fusione aumenta. Nonostante ciò, tale incremento non porta ad un miglioramento sensibile delle performance di accumulo del sistema.

2.4.3 Influenza dell'altezza del PCM

Variare l'altezza della colonna di PCM attorno al tubo porta ad un incremento delle performance di accumulo del sistema, in quanto corrisponde ad incrementare la quantità di PCM presente all'interno del sistema di accumulo. In dettaglio, per $t = 11\text{ h}$, passando da un valore di $H = 1,08\text{ m}$ – configurazione attuale – ad $H =$

1,23 m si passa da un valore di $E_{acc} = -0,9$ kWh ad $E_{acc} = -1,02$ kWh, causando quindi un incremento in termini percentuali del 13.3 %. Al contrario una riduzione dell'altezza porta ad una riduzione delle performance di accumulo del 18.8 %, *i.e.*, $E_{acc} = -0.73$ kWh per $H=0.88$ m. In questo caso la φ è lievemente influenzata dalla variazione di H . In particolare, ridurre H favorisce una riduzione di φ , pur sempre minima, *i.e.*, $\varphi = 0.43$ per $H = 0.88$ m, $\varphi = 0.47$ per $H = 1.23$ m.

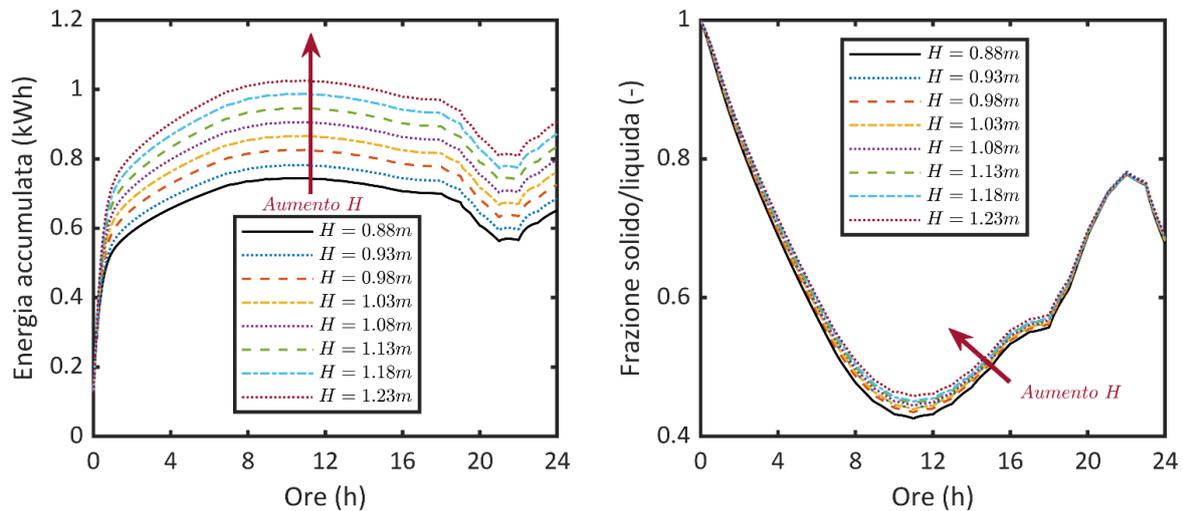


Figura 15. Effetto della variazione dell'altezza della colonna di PCM sull'energia accumulata e sulla frazione solido/liquida

Inoltre, incrementare la colonna di PCM attorno ai tubi fa sì che globalmente ci sia più materiale di accumulo e di conseguenza maggiore possibilità di accumulare energia. Nonostante ciò, l'aumento dell'altezza corrisponde ad una variazione solo lungo l'asse del tubo. Dunque, la velocità di propagazione del fronte di transizione di fase è lievemente influenzata dal cambiamento dell'altezza. L'unico aspetto che influenza il valor medio della frazione solido/liquida è la temperatura dell'acqua. In dettaglio, analizzando la temperatura media del fluido termovettore all'uscita del tubo (Figura 16), il minimo valore raggiunto – per $t = 7$ h – per $H = 0,88$ m ed $H = 1,23$ m è pari a $9,3$ °C e $9,9$ °C rispettivamente. Al contrario, nella fase di scarica una maggiore altezza del tubo, *e.g.*, $H = 1,23$ m, porta ad una temperatura in uscita inferiore, pari a $17,1$ °C, contro i $17,8$ °C che si hanno per $H = 0,88$ m. Dunque, il PCM che si trova ad una quota superiore interagisce con un fluido termovettore che in fase di carica è a temperatura superiore, mentre in fase di scarica ad una temperatura inferiore. Di conseguenza, il quantitativo di PCM che determina la differenza in altezza, *i.e.*, 35 cm, viene raffreddato/riscaldato di meno in fase di carica/scarica. Siccome globalmente gli intervalli temporali rispetto ai quali il PCM è a temperatura superiore dell'acqua sono maggiori di quelli in cui è il PCM a ricevere calore dall'acqua, allora globalmente l'effetto della variazione di H si traduce in un lieve incremento della frazione solido/liquida.

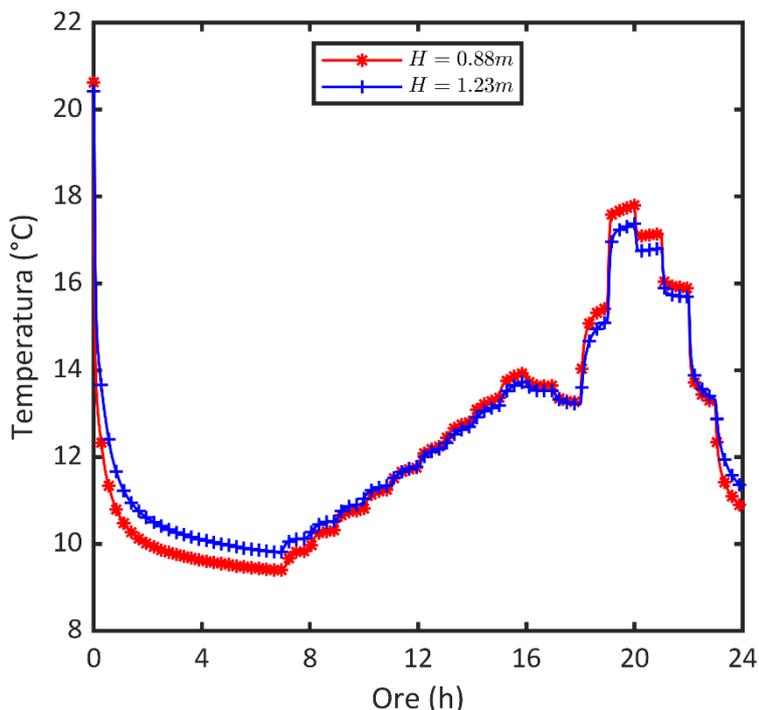


Figura 16. Temperatura in uscita dell'acqua per differenti altezze della colonna di PCM: H = 0.88 m, H = 1.23 m

2.4.4 Influenza della portata massica

Di seguito si riportano gli effetti dovuti alla variazione della portata massica del fluido termovettore sulle performance di accumulo del PCM. Per il caso in esame, la portata massica ha un effetto trascurabile sulla capacità di accumulo del sistema, come illustrato in Figura 17. In generale, la portata massica del fluido termovettore è direttamente correlata alla velocità e dunque al regime di moto del flusso, influenzando in maniera significativa la velocità con cui viene trasferito il calore.

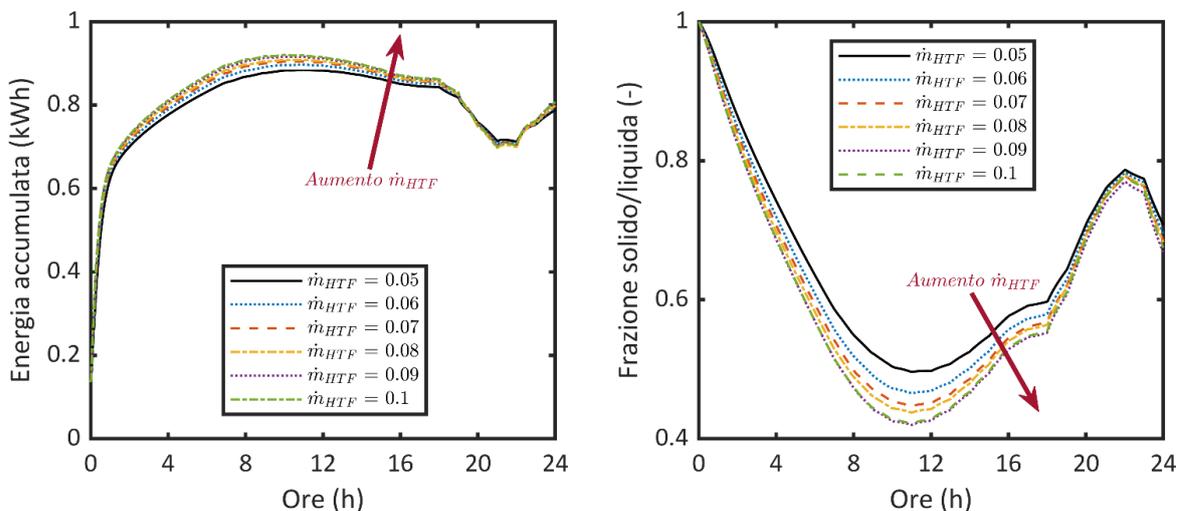


Figura 17. Effetto della variazione della portata massica di acqua sull'energia accumulata e sulla frazione solido/liquida

Essa, infatti, influenza il valore del coefficiente di scambio termico convettivo con il quale l'acqua cede calore al PCM (attraverso il tuo). Pertanto, è essenziale studiare l'effetto che la portata massica ha sulle variabili maggiormente influenti per l'accumulo di energia. Gli effetti della velocità di ingresso del fluido termovettore sul comportamento dinamico del PCM possono essere osservati dal grafico del valore medio della frazione solido/liquida: un incremento dei coefficienti di scambio termico con l'aumento della velocità di ingresso dell'acqua provoca la diminuzione della frazione solido/liquida, il che si traduce in un incremento della velocità di solidificazione del PCM. In generale, l'aumento della portata massica, ovvero della velocità di ingresso dell'HTF, migliora la velocità di trasferimento del calore. Tuttavia, la differenza tra la temperatura di ingresso e quella di uscita dell'HTF si riduce, come illustrato in Figura 18.

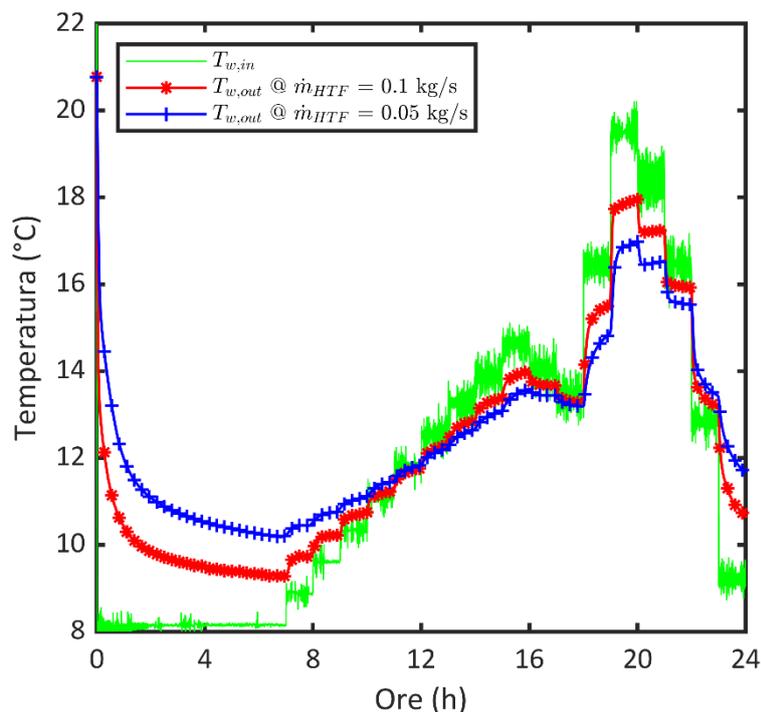


Figura 18. Temperatura in uscita dell'acqua per differenti portate massica dell'acqua

2.4.5 Influenza della temperatura dell'acqua in ingresso

In generale, la differenza tra la temperatura del PCM e la temperatura di ingresso del fluido termovettore è la forza spingente che veicola lo scambio termico tra i due fluidi. Pertanto, la temperatura di ingresso dell'acqua può avere un effetto significativo sulla velocità dello scambio termico. In particolare, all'aumentare della differenza di temperatura, si incrementa lo scambio termico, e di conseguenza il tempo totale di affinché il PCM solidifichi/fonda si riduce, come si osserva dalla Figura 19. Inoltre, è necessario considerare l'effetto sull'energia accumulata/ceduta. In particolare, osservando l'andamento dell'energia accumulata nel tempo, è possibile notare l'effetto contrastante che si verifica in virtù del profilo di temperatura dell'acqua stessa. Infatti, una riduzione della temperatura dell'acqua comporta un maggiore accumulo nella fase di carica, ma al contempo, una maggiore difficoltà per il PCM a restituire al fluido termovettore la quantità di energia precedentemente immagazzinata. Il PCM, infatti, non riuscendo a fondere a causa della bassa temperatura dell'acqua, non effettua un'appropriata fase di scarica. In generale, osservando l'andamento della frazione solido/liquida del materiale, si può notare come l'influenza della T_{in} sia più marcata, definendo

una riduzione media della φ di 0,4. Di conseguenza, per quanto detto, nell'ottica dell'ottimizzazione del sistema, la temperatura di ingresso dell'acqua è stata considerata come variabile di design.

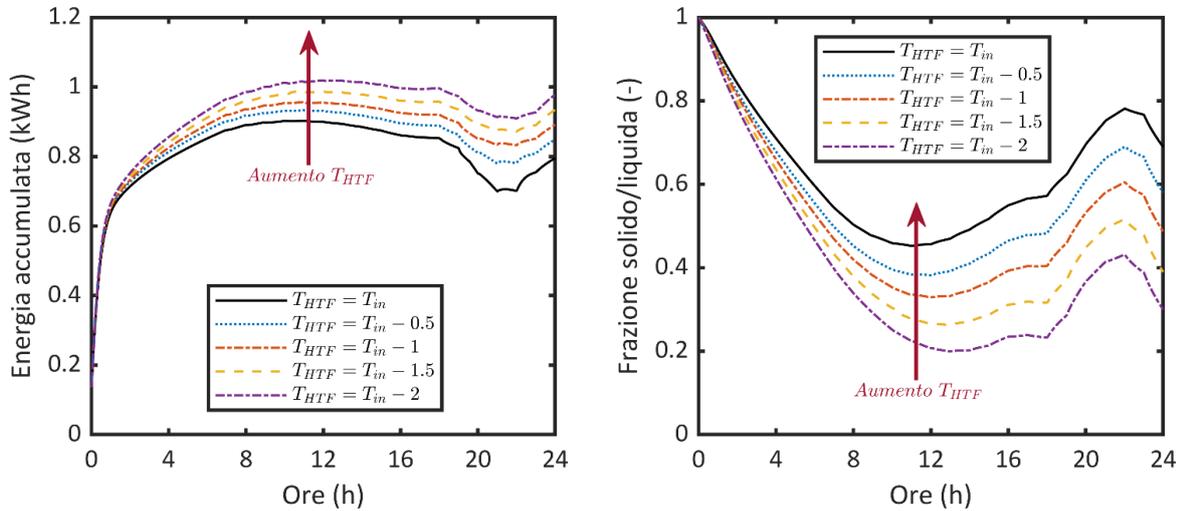


Figura 19. Effetto della variazione della temperatura dell'acqua in ingresso sull'energia accumulata e sulla frazione solido/liquida

2.5 Ottimizzazione del sistema e validazione sperimentale

La Figura 20 mostra il fronte di Pareto risultante dalla procedura di ottimizzazione, considerando come funzioni obiettivo il tempo di scarica (da minimizzare) e il tempo di carica (da minimizzare), entrambi valutati rispetto alla condizione di periodicità, *i.e.*, terzo giorno

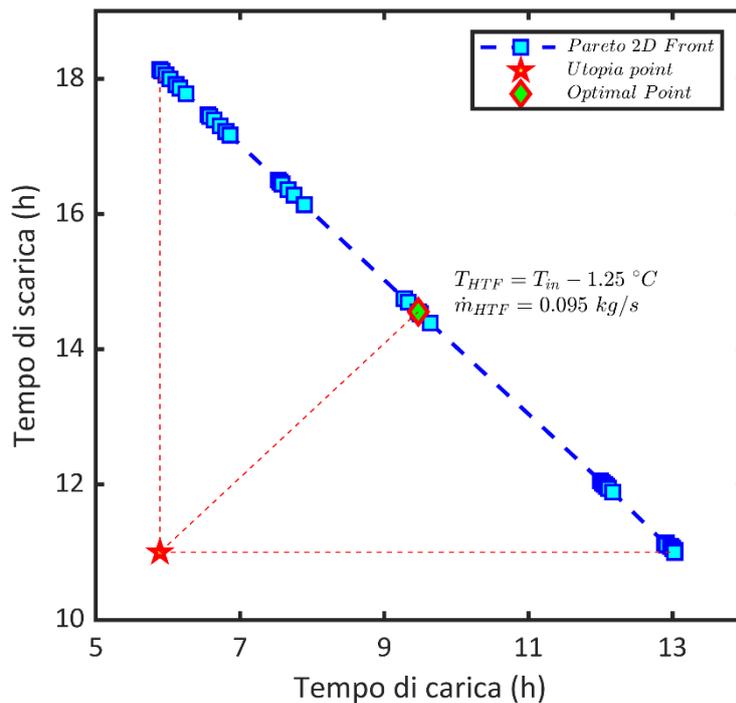


Figura 20. Soluzioni ottimali derivanti dall'algorithmo genetico

Il punto ottimale – selezionato grazie al criterio di utopia – è stato valutato come trade-off tra le due funzioni obiettivo. La scelta delle suddette funzioni obiettivo è stata dettata dalla necessità di considerare – al tempo stesso – il beneficio della riduzione della temperatura di ingresso (T_{in}) sul tempo di carica, e lo svantaggio sul tempo di scarica. Infatti, l'abbassamento del profilo di temperatura in ingresso provoca una riduzione sia della temperatura minima che di quella massima dell'acqua, che facilita il processo di carica a scapito di quello di scarica. Con riferimento al fronte di Pareto, è stato considerato come valore iniziale l'avvio effettivo del processo di carica, piuttosto che l'inizio della giornata. In questo modo una volta raggiunta la periodicità, la somma degli intervalli di tempo, cioè carica e scarica, è sempre pari a 24 h.

Con riferimento alle condizioni periodiche, la Figura 21 mostra i risultati della procedura di ottimizzazione applicata all'energia immagazzinata/rilasciata dal sistema di accumulo. In dettaglio, dall'analisi di Figura 21, si rileva che il valore massimo dell'energia accumulata dalla configurazione iniziale ($E_{in,max}$) è – in valore assoluto – pari a 0,98 kWh, mentre quello ottimale ($E_{opt,max}$), è 1,37 kWh, con una differenza di 0,39 kWh. Pertanto, la configurazione con le variabili di progetto ottimali raggiunge un aumento percentuale dell'energia fredda immagazzinata di circa il 40%. Allo stesso tempo, con riferimento al processo di scarica, il valore minimo raggiunto dall'energia immagazzinata dalla configurazione iniziale ($E_{in,min}$) è – in valore assoluto – pari a 0,79 kWh, mentre quello ottimale ($E_{opt,min}$), è 0,87 kWh, con una differenza di 0,08 kWh. In questo frangente, l'ottimizzazione non garantisce risultati altrettanto rilevanti, a causa del compromesso tra i processi di carica e scarica. Globalmente, per la configurazione iniziale la differenza dai valori minimo e massimo è di 0,19 kWh, mentre per la configurazione ottimale è di 0,5 kWh.

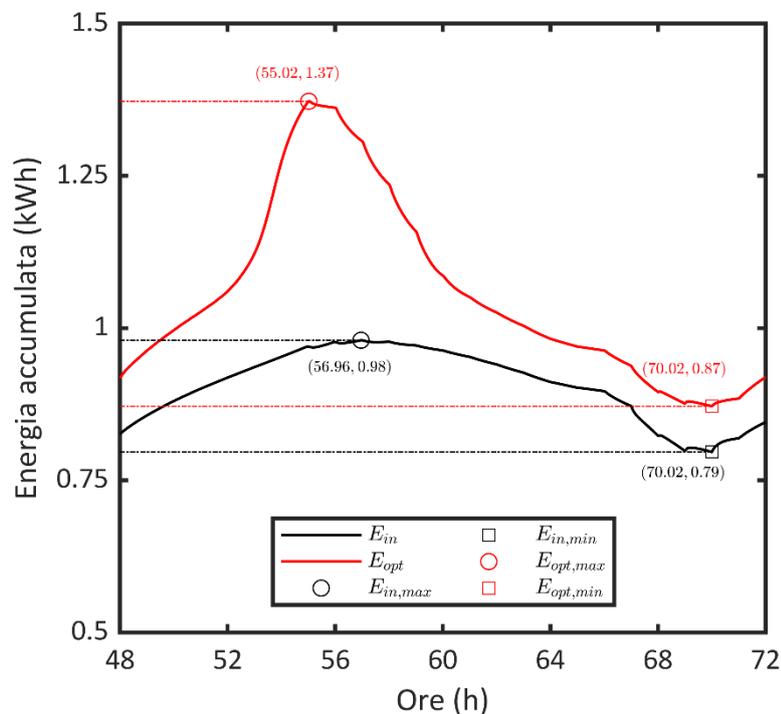


Figura 21. Confronto energia accumulata prima e dopo l'ottimizzazione

Per completezza viene di seguito riportato l'andamento della frazione di solido/liquida del PCM con riferimento alle variabili ottimizzate (si veda Figura 22). In particolare, sono stati evidenziati gli istanti di tempo utili a comprendere il comportamento del PCM, *i.e.*, inizio carica, inizio terzo giorno, fine carica, fine scarica. In dettaglio, il PCM impiega 9,4 ore per caricarsi completamente e 14,6 ore per raggiungere il punto

di scarica finale. Il risultato principale deriva dalla differenza tra il valore minimo e massimo della frazione solido/liquida valutata in riferimento al terzo giorno di simulazione, circa uguale a 0,4. Ciò significa che la quantità di PCM che subisce un ciclo completo di carica e scarica è il 40% di quella iniziale. Di conseguenza, il passo successivo consiste nel trovare la configurazione che porti ad un utilizzo completo di questo 40% di PCM.

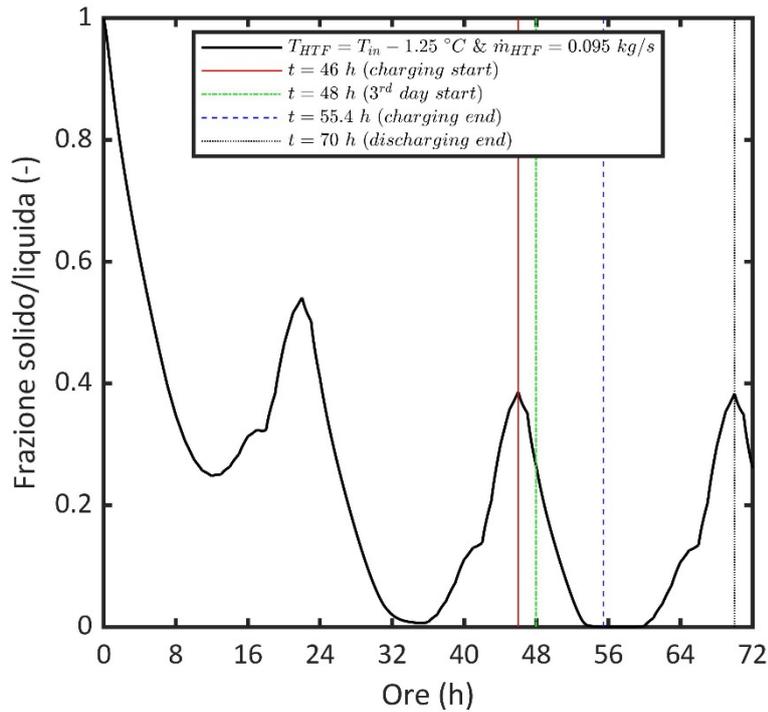


Figura 22. Andamento della frazione solido/liquida per la configurazione ottimizzata

Prima della valutazione della superficie minima per il sistema di accumulo termico considerato, è stata validata sperimentalmente la procedura di ottimizzazione effettuata per la minimizzazione dei tempi di carica/scarica del PCM. In dettaglio, la Figura 23 mostra l'andamento della temperatura relativa alle termocoppie laterali del livello intermedio, ovvero $H = 0,585$ m, confrontato con gli analoghi dati numerici. Inoltre, questa figura fornisce una rappresentazione grafica della distribuzione della frazione solido/liquida del PCM calcolata ogni otto ore. A tal proposito si sottolinea che, avendo applicato un fattore di scala, essi non rappresentano la proporzione effettiva tra altezza e diametro del tubo, pur garantendo una corretta indicazione dell'effettiva evoluzione del PCM nel tempo. Osservando l'andamento della temperatura, possiamo notare come l'accordo tra l'andamento numerico e quello sperimentale aumenti dal primo all'ultimo giorno. Ciò deriva dall'influenza delle condizioni ambiente, che nel tempo diventano meno rilevanti. In genere il modello numerico tende a sottostimare la temperatura, soprattutto al termine della fase di carica. Inoltre, come ulteriore differenza, l'andamento numerico del PCM mostra un leggero sfasamento temporale rispetto a quello sperimentale. La bontà del modello è dimostrata dai bassi valori di MAE ed RMSE, rispettivamente pari a $0,53$ °C e $0,70$ °C. Come accennato in precedenza, per comprendere l'evoluzione del PCM durante la simulazione, la Figura 23 mostra i grafici della frazione solido/liquida per diversi istanti di tempo. In tutti gli istanti considerati, la distorsione del fronte di fusione causata dalla convezione naturale rende il campo non ortogonale al flusso termico del fluido termovettore. La quantità di PCM che subisce il

processo di solidificazione al termine della fase di carica varia ampiamente. Secondo l'evoluzione della frazione fusa di Fig. 22, a $t = 8$ h la frazione fusa è vicina a 0,25, mentre a $t = 56$ h è pari a 0.

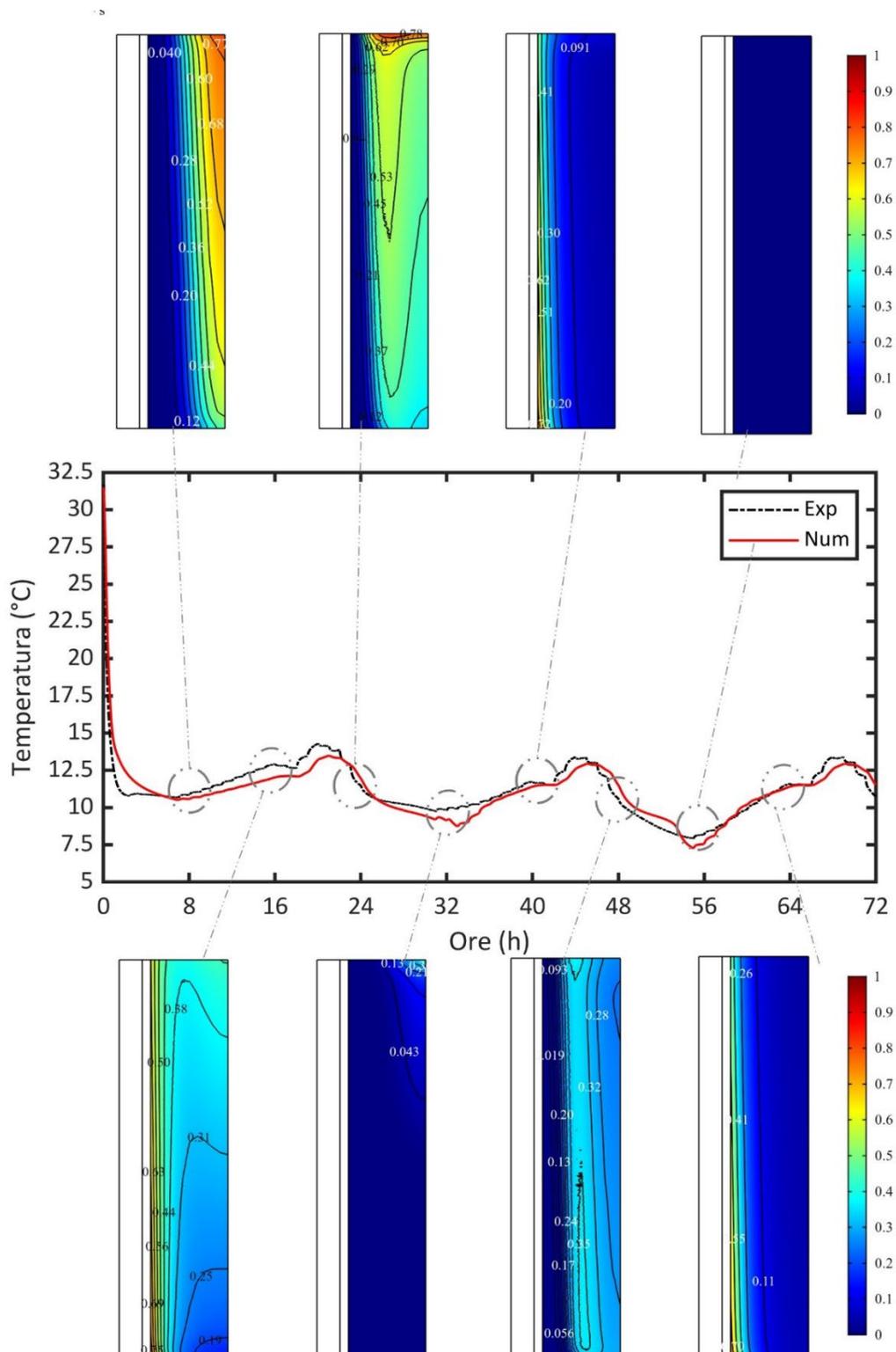


Figura 23. Validazione della procedura di ottimizzazione: andamento della temperatura per $H = 0.585$ m e grafici della frazione solido/liquida ogni 8 h

2.6 Valutazione superficie minima di scambio termico

Nelle precedenti sezioni è stato evidenziato come solo il 40% del PCM sperimenti un processo di carica/scarica completo, il che è fondamentale per le prestazioni del sistema di accumulo. Dunque, la quantità di PCM inizialmente stimata per il sistema di accumulo risulta più che sufficiente o, equivalentemente, la superficie di scambio termico è sovradimensionata rispetto al PCM e all'applicazione. Pertanto, il passaggio finale consiste nel trovare l'area di scambio termico minima che consenta di sfruttare pienamente il potenziale della quantità ottimizzata di PCM, ovvero il 40% di quella iniziale, consentendo di variare il diametro del mantello e la tipologia di tubo. Impostando tutti i parametri ed aumentando/riducendo il diametro del mantello si ottiene una riduzione/aumento dell'altezza della colonna PCM attorno ai tubi. All'aumentare del diametro del mantello – se il rapporto tra la distanza dei tubi e il diametro del mantello (L/D) è fissato – ciò porta ad un aumento dello spessore equivalente del PCM attorno ai tubi e ciò influisce negativamente sul tempo di carica (aumenta) e scarica (diminuisce). Al contrario, se il diametro diminuisce, la superficie di scambio termico aumenta a causa di una maggiore altezza di PCM, ed al contempo si definisce uno spessore equivalente di PCM inferiore in quanto si presume che (L/D) sia fissato. Ne deriva un chiaro compromesso tra la superficie di scambio termico (da minimizzare) e la quantità di PCM che si scioglie/solidifica (da massimizzare). Gli effetti della dimensione del diametro del mantello sono riassunti in Figura 24.

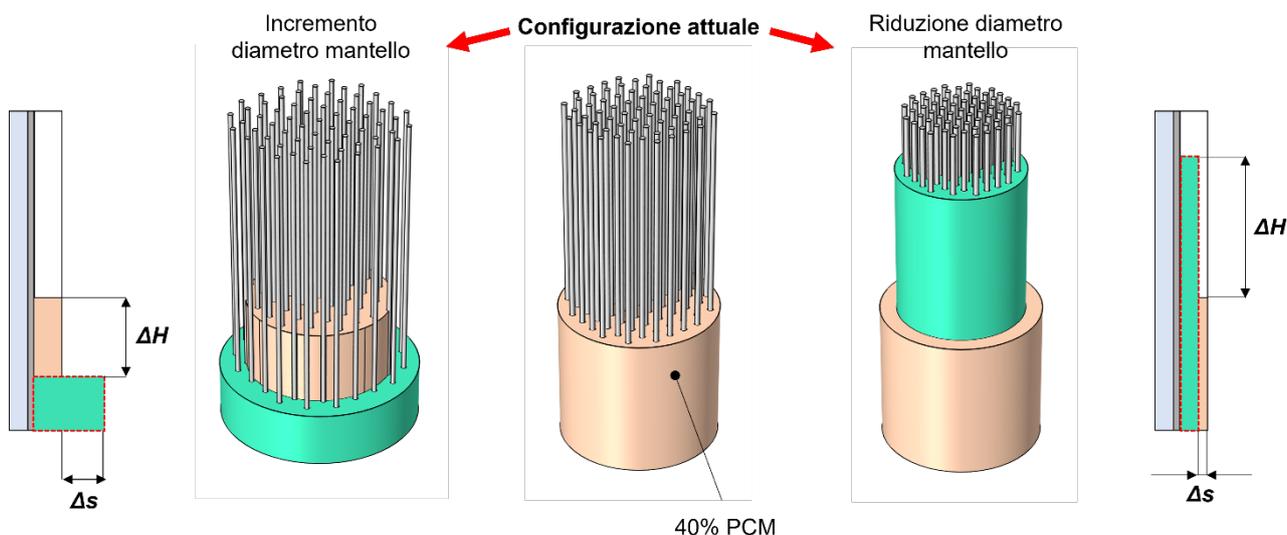


Figura 24. Effetto della variazione del diametro del mantello sull'altezza di PCM e sullo spessore equivalente

La valutazione della superficie minima di scambio termico, inoltre, è strettamente legata a fattori di tipo economico relativi al sistema di accumulo. Una riduzione dell'altezza del PCM porta alla necessità di tubi più corti e quindi a costi inferiori.

Infine, sulla base delle indicazioni geometriche evidenziate nei paragrafi precedenti, è stato valutato che il valore minimo del diametro del mantello debba rispettare il vincolo dato dalla somma del volume dei tubi e quello del PCM, inferiore al volume del mantello. In questo modo, l'intervallo risultante va da 0,3 a 0,6 metri, dove il valore più alto è definito arbitrariamente. Le ulteriori variabili di progetto per la fase di ottimizzazione sono il diametro e lo spessore del tubo. A seguito della disponibilità commerciale, sono state individuate sette tipologie di tubo, come già accennato in Tabella 5. Le funzioni obiettivo selezionate in questo quadro sono l'area minima di scambio termico (da minimizzare) e la differenza tra il valore della frazione

solido/liquida maggiore e quello minore del terzo giorno (da massimizzare). Per completezza specifichiamo che al posto della differenza di frazione solido/liquida – per migliorare le prestazioni del sistema – possono essere utilizzate altre funzioni obiettivo, *e.g.*, velocità di avanzamento del fronte di fusione, valore medio giornaliero della frazione solido/liquida. La Figura 25 mostra il fronte di Pareto che rappresenta il compromesso tra l'area di scambio termico e la differenza tra le frazioni solido/liquide.

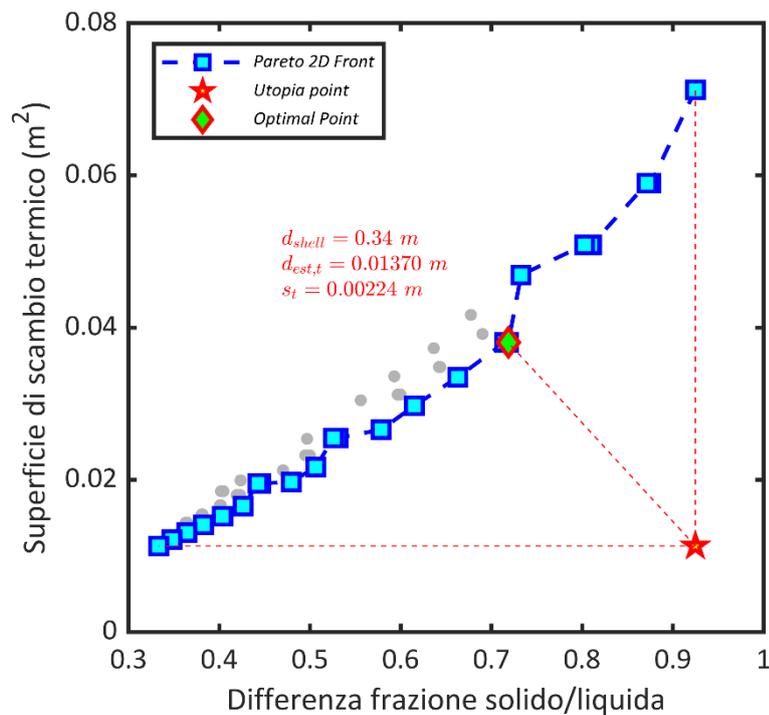


Figura 25. Fronte di Pareto derivante dall'ottimizzazione del sistema

Tra le soluzioni non dominate rilevate dal fronte si evidenzia quello ottimale selezionato dal criterio di utopia, per il quale sono indicati i valori delle variabili di progetto. In accordo con le premesse fatte, la procedura di ottimizzazione ha confermato che le aree di scambio termico inferiori, previste per diametri del mantello più elevati, comportano un minore utilizzo del potenziale del PCM. Viceversa – per sfruttare il 90% della capacità del PCM – è necessaria una riduzione del diametro del mantello.

3 Descrizione delle attività svolte: *subtask a.2*

Come affermato in precedenza, le attività svolte hanno riguardato l'implementazione del modello di PCM micro-incapsulato – sviluppato nell'annualità precedente – all'interno del sistema di accumulo termico ad acqua e MEPCM. In dettaglio, l'obiettivo perseguito è stato l'incremento delle performance di scambio termico di un sistema di accumulo del freddo ad acqua e MEPCM. A tal proposito, le attività svolte sono state articolate in tre fasi, di cui la prima ha riguardato l'aggiornamento del modello termo-fluidodinamico relativo al sistema di accumulo del freddo composto da un serbatoio ad acqua e PCM micro-incapsulato all'interno di contenitori cilindrici di alluminio (precedentemente sviluppato nel corso della III annualità PAR 2017 sulla base delle caratteristiche geometriche e termo-fisiche del prototipo di serbatoio di accumulo del freddo per uso residenziale realizzato da ENEA), mentre la seconda ha avuto come oggetto di studio l'analisi parametrica sul serbatoio in esame, al variare della dimensione, del numero dei moduli (mantenendo costante il contenuto totale di MEPCM), e della temperatura in ingresso del fluido termovettore. In tal modo, è stata individuata la configurazione in grado di massimizzare le performance energetiche del sistema. Tale attività è stata effettuata in termini di confronto tra i vari casi dell'andamento della temperatura dell'acqua nel serbatoio, della temperatura del MEPCM all'interno dei contenitori e dell'energia accumulata/rilasciata dai moduli di MEPCM.

3.1 *Apparato sperimentale*

La Figura 26 mostra una vista frontale del serbatoio di accumulo selezionato per l'analisi numerica. In dettaglio, il serbatoio – disponibile in commercio – è coibentato ed ha una forma cilindrica verticale, un'altezza di 1,27 m, un diametro interno di 0,65 m, ed una capacità complessiva di circa 420 lt. Il sistema di accumulo è dotato di nove termocoppie, poste sull'asse centrale del serbatoio per misurare la temperatura a diverse altezze, *i.e.*, le giunzioni calde sono equidistanti a circa 0,12 m a partire da una quota di 0,215 m fino a 1,175 m.

La carica del sistema di accumulo è realizzata mediante un circuito collegato al sistema stesso, mentre lo scarico termico avviene mediante un'elettrovalvola modulante che permette di regolare il set-point della portata massica dell'acqua. L'acqua fredda viene fornita al serbatoio di accumulo da un chiller a compressione di vapore, ovvero il modello ThermoFlex24000 di Thermo Scientific. Il range di temperatura può variare da 5 °C a 40 °C, con una potenza frigorifera massima – a 50 Hz e con una temperatura in uscita di 5°C – di 15 kW. Le sezioni di ingresso e uscita dello scambiatore di calore sono poste rispettivamente a circa 0,73 m e 0,28 m dal fondo del serbatoio. L'acquisizione e il controllo dei dati avvengono tramite moduli NI montati su controller NI cRIO-9066. Il pannello di controllo è stato realizzato tramite il software NI LabVIEW e tutti i parametri controllati sono regolati tramite controller PID.

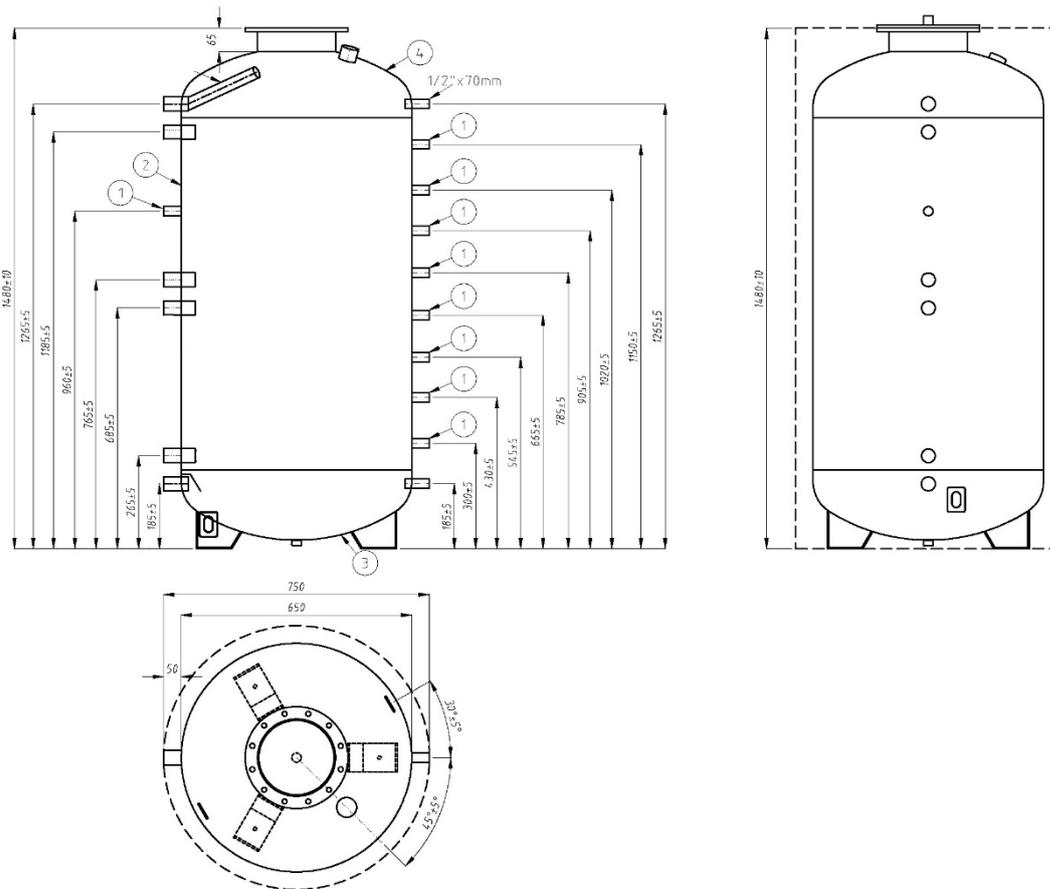


Figura 26. Serbatoio di accumulo termico

3.2 Modello numerico

Questa sezione presenta il modello numerico relativo al serbatoio commerciale dell'acqua fredda. Viene fornita prima la descrizione del sistema, per poi delineare la procedura per la simulazione numerica di serbatoi di acqua fredda con all'interno dei moduli di materiale a cambiamento di fase, facendo affidamento sul robusto modello MEPCM definito in precedenza. Successivamente, vengono studiati gli effetti dovuti alla variazione della dimensione e del numero di moduli di MEPCM posti all'interno del serbatoio.

3.2.1 Definizione casi studio

Per la simulazione del serbatoio di accumulo è stato sviluppato e implementato un modello numerico in ambiente MATLAB®. In dettaglio, la discretizzazione spaziale per l'implementazione del metodo dei volumi finiti 1D è stata eseguita lungo la direzione verticale. Lo sviluppo del codice completo (serbatoio dell'acqua + moduli MEPCM) richiede il collegamento tra i codici COMSOL Multiphysics® e MATLAB®. In dettaglio, un passaggio cruciale consiste nello sviluppo di una parte di codice per simulare lo scambio termico tra i moduli MEPCM – introdotti nel serbatoio – e l'acqua contenuta all'interno del serbatoio stesso. Il serbatoio subisce variazioni di temperatura legati alle fasi di carico e scarico, così come le bottiglie al suo interno. Pertanto, si tiene conto dell'espansione e della contrazione del materiale a cambiamento di fase limitando la quantità della miscela acqua-MEPCM a meno dell'80% del volume disponibile nelle bottiglie. Ciascun caso da indagare

mediante l'analisi parametrica è elencato nella Tabella 6, dove è fissata la quantità totale della miscela di acqua-MEPCM. Quindi, man mano che il numero di contenitori nel serbatoio aumenta, riducendo il loro volume, si riduce la quantità di MEPCM per contenitore. Il primo caso analizza 119 bottiglie di alluminio, con un volume di 1 litro, un'altezza di 20 cm e un diametro interno di 8,8 cm e uno spessore di 1 mm. Ogni bottiglia è riempita con 817 g di MEPCM.

Partendo da questi dati si calcola l'altezza del materiale a cambiamento di fase all'interno di ciascun contenitore, pari a 14,3 cm. Il modello viene impostato considerando l'effettivo posizionamento dei contenitori all'interno del serbatoio. La discretizzazione del serbatoio è definita su 24 nodi in modo che la lunghezza di ogni volume di controllo sia 0,05 m. Poiché l'altezza dei contenitori in alluminio è di circa 20 cm, ogni strato è interessato da 4 nodi, con 6 strati per la configurazione iniziale.

Tabella 6. Analisi parametrica

Bottiglie			Bottiglie per strato							TOT
Volume	Peso MEPCM (kg)	Volume MEPCM (m ³)	1°	2°	3°	4°	5°	6°	7°	
1 litro	0,883	8,67·10 ⁻⁴	25	19	10	15	25	25	/	119
1/2 litro	0,4415	4,34·10 ⁻⁴	50	38	20	30	50	50	/	238
1/4 litro	0,22075	2,17·10 ⁻⁴	100	76	40	0	60	100	100	476

Pertanto, con riferimento a ciò che accade all'esterno dei moduli di MEPCM, il serbatoio di accumulo è stato suddiviso in strati isotermi di ugual volume. Una volta definite le caratteristiche geometriche dei moduli, per ciascun nodo è stato effettuato un bilancio di energia in regime transitorio, come di seguito:

$$\rho_w c_w V_w \frac{dT_w}{dt} = \frac{\bar{T}_{MEPCM} - T_w}{R_{MEPCM}} + \dot{Q}_{cond} - \frac{T_w - T_{amb}}{R_{tank}} \quad (13)$$

In cui ρ_w e c_w sono rispettivamente la densità e il calore specifico dell'acqua, V_w è il volume, T_w la temperatura dell'acqua, \dot{Q}_{cond} è il calore trasmesso per conduzione con il nodo adiacente, T_{amb} è la temperatura ambiente, e R_{tank} è la resistenza termica totale relativa alle pareti del serbatoio. Per quanto concerne i parametri \bar{T}_{MEPCM} e R_{MEPCM} , per ciascun nodo del serbatoio, \bar{T}_{MEPCM} è la temperatura superficiale media dei moduli di PCM appartenenti ad uno dei tre strati occupanti il nodo in oggetto ed è stata valutata mediante la simulazione del modulo di PCM in COMSOL®, mentre R_{MEPCM} è la resistenza offerta dal singolo strato di moduli di PCM all'interno del nodo del serbatoio, valutata, mediante un codice iterativo nell'ipotesi di convezione naturale. La valutazione dell'area di scambio termico tiene conto sia dell'assenza di una condizione di adiabaticità sulla superficie inferiore, sia dell'altezza effettiva del MEPCM all'interno della bottiglia, inferiore a quella della bottiglia stessa. Il coefficiente di scambio termico $h_{MEPCM-w}$ è stato valutato mediante la correlazione di Churchill e Chu per convezione naturale su pareti verticali [6]:

$$h_{MEPCM-w} = \frac{k_w}{H_{max}} \left(0,825 + \frac{0,387 Ra_H^{1/6}}{(1 + (0,492 / Pr)^{9/16})^{8/27}} \right)^2 \quad (14)$$

dove k_w è la conducibilità termica dell'acqua, H_{max} è l'altezza del modulo cilindrico, Ra_H è il numero di Rayleigh riferito all'altezza del modulo cilindrico a Pr è il numero di Prandtl. Allo stesso modo, facendo

riferimento alle proprietà dell'aria, il coefficiente di scambio termico convettivo h_{air-w} è valutato mediante la stessa correlazione. Per quanto concerne lo scambio termico tra l'aria racchiusa nel modulo cilindrico e l'acqua esterna ad esso, la valutazione del numero di Nusselt (Nu) sulle superfici orizzontali è valutato tramite le correlazioni di McAdams:

$$\overline{Nu} = \begin{cases} 0,54Ra^{1/4} & 10^4 < Ra < 10^7 \\ 0,14Ra^{1/3} & 10^7 < Ra < 10^{11} \\ 0,27Ra^{1/4} & 10^5 < Ra < 10^{11} \end{cases} \quad (15)$$

La scelta tra le tre correlazioni presentate nell'Equazione (15) varia a seconda che la superficie interessata dalla convezione sia quella inferiore o superiore della piastra e dalla temperatura del fluido rispetto a quella circostante. L'equazione (13) è stata risolta con il metodo di Eulero, per ciascun istante temporale e per ciascun nodo, ed è stato implementato il *reversion elimination algorithm* per tener conto degli effetti dovuti alla convezione naturale che si instaura nel serbatoio tra i diversi strati d'acqua a differente altezza.

Inizialmente il serbatoio è stato simulato in assenza dei moduli PCM. In tal caso, l'input principale del modello è la temperatura dell'acqua in ingresso, impostata sulla base dei dati sperimentali forniti da ENEA. Il processo di simulazione è iterativo ed inizia considerando come condizioni al contorno per ogni strato dei moduli PCM le temperature del serbatoio dell'acqua relative al passaggio precedente. Quindi, la temperatura superficiale media dei moduli PCM per ogni strato è ottenuta in ambiente COMSOL®. La simulazione del serbatoio dell'acqua è stata ripetuta utilizzando questi dati come fattori di input: i dati di input sono in questo caso i valori aggiornati delle temperature del PCM, la trasmittanza termica complessiva tra acqua e PCM e la temperatura ambiente. Il processo iterativo ha quindi preso il posto della simulazione PCM utilizzando i valori di temperatura aggiornati e ha proceduto alla convergenza.

Questo approccio è da un punto di vista computazionale meno gravoso dell'accoppiamento fatto iterativamente ad ogni time-step. Infatti, la convergenza viene raggiunta dopo poche iterazioni. In tal modo, anche il passo temporale può essere scelto indipendentemente nei due modelli analizzati. Infatti, per il modello MATLAB® del serbatoio viene scelto un time-step di 100 s e per il modello COMSOL® viene fissato solo il time-step iniziale di 10^{-4} s.

3.3 Risultati

Questa sezione illustra i risultati delle simulazioni numeriche – eseguite sulla base della procedura numerica precedentemente descritta – del serbatoio ad acqua e MEPCM, variando il numero e le dimensioni delle bottiglie contenenti MEPCM e la temperatura in ingresso dell'acqua. I risultati sono ottenuti simulando tre giorni di attività, in modo da raggiungere le condizioni di periodicità giornaliera. La temperatura dell'intero serbatoio è stata impostata su un valore iniziale di 27 ° C per consentire la fusione di tutto il materiale nel nucleo del MEPCM all'inizio della simulazione numerica. Le curve di carico sono coerenti con la richiesta di raffreddamento di un chiller per una famiglia unifamiliare di 150 m². Gli effetti sono presentati in termini di temperature della miscela acqua-MEPCM per ogni strato – sia per la posizione centrale che laterale – e di energia accumulata/rilasciata dai moduli di MEPCM – con riferimento ad un singolo contenitore e alla loro somma per ogni livello. Quindi, viene discusso un confronto finale per valutare la configurazione in grado di massimizzare le prestazioni del serbatoio di accumulo.

3.3.1 Temperatura moduli MEPCM

La Figura 27 mostra l'andamento della temperatura del MEPCM derivante dalle simulazioni numeriche, in corrispondenza della posizione per la quale era stata posizionata la termocoppia centrale, per differenti dimensioni dei moduli e temperatura in ingresso dell'acqua. Con riferimento al caso del modulo da 1 litro, all'inizio della fase di carica il nucleo di MEPCM è in fase liquida, dopodiché nelle prime 8 ore si verifica una rapida riduzione della temperatura, per ciascuno strato. In particolare, le bottiglie poste nei livelli inferiori raggiungono temperature più basse – a causa dei fenomeni di stratificazione nell'acqua – e ciò avviene in minor tempo, ovvero circa 8 h per il primo strato e 14 h per il sesto. Pertanto, a questo istante si può attribuire la fine formale del processo di carica. Come rilevato sperimentalmente – l'andamento della temperatura in posizione assiale durante la fase di carica del primo giorno mostra tracce dell'avvenuto passaggio di fase, attraverso una leggera variazione della pendenza per $T = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$. Questo comportamento cambia chiaramente a seconda delle dimensioni del modulo, diventando impercettibile per il modulo più piccolo da 1/4 di litro.

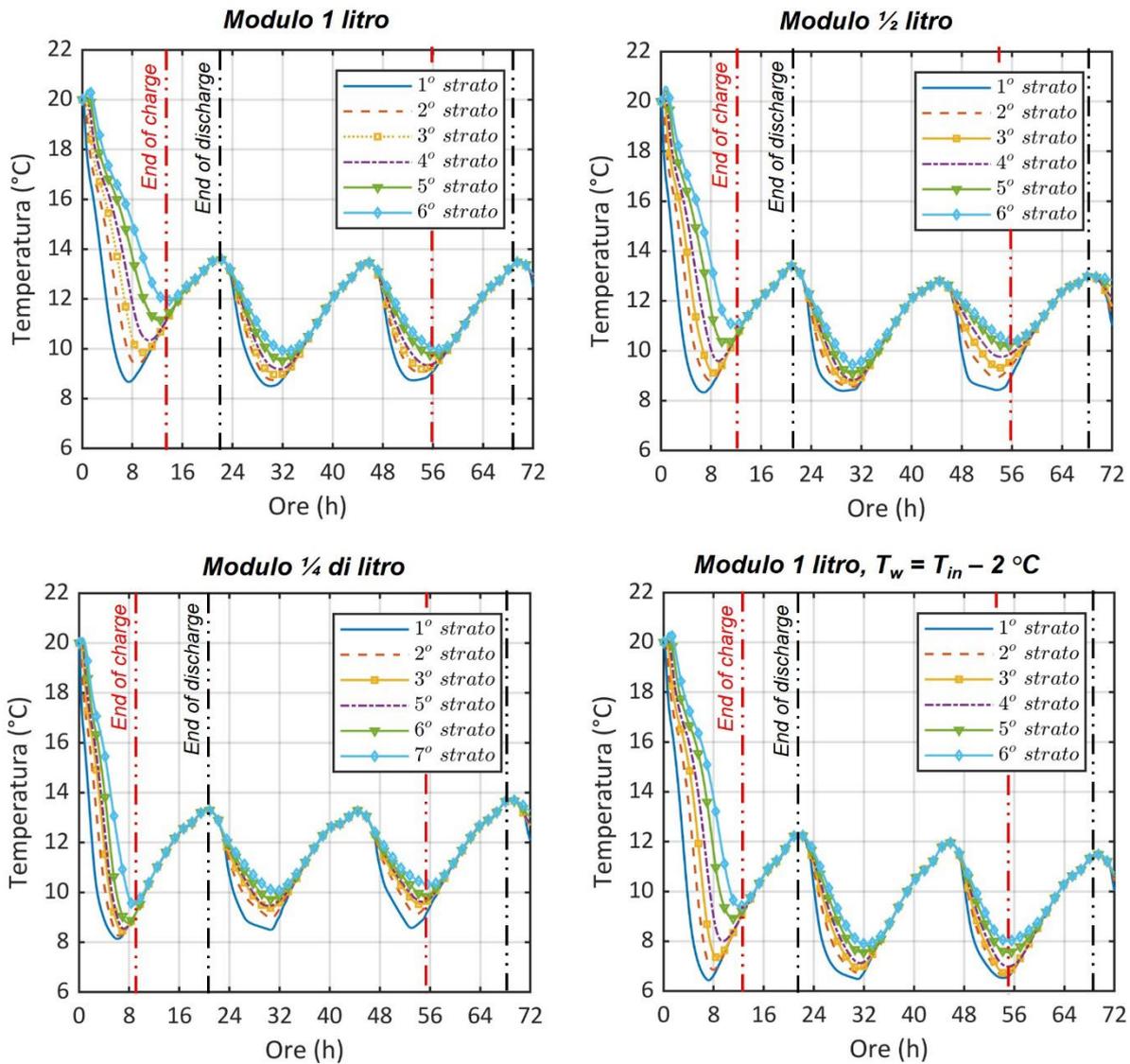


Figura 27. Temperatura del MEPCM sull'asse del modulo cilindrico

Pertanto, questa differenza rivela che, riducendone le dimensioni, i moduli si comportano come un sistema a parametri concentrati, assumendo una distribuzione uniforme della temperatura in tutto il dominio. La

temperatura minima raggiunta nella posizione centrale del MEPCM sullo strato inferiore è di circa 8,7 °C, mentre nello strato superiore è di 12 °C. Chiaramente ciò si spiega tenendo conto dell'influenza dei fenomeni di stratificazione che si verificano lato acqua, i quali rendono le zone superiori del serbatoio di accumulo più calde di quelle inferiori. Questo effetto diminuisce gradualmente man mano che il MEPCM si sposta in condizioni di periodicità, risultando in una differenza massima per $t = 52$ h di 1,5 °C. Osservando il modulo da mezzo litro, le temperature assiali minime raggiunte durante la fase di carica sono leggermente inferiori rispetto a quest'ultimo caso, ovvero 8,3 °C nel primo strato e 11,1 °C all'ultimo. Allo stesso modo, il caso del modulo da 1/4 di litro mostra una temperatura ancora più bassa, ovvero 8,1 °C e 9,1 °C rispettivamente per il primo e il sesto strato. Questi valori confermano che l'influenza della stratificazione dell'acqua si riduce così come la dimensione del modulo diminuisce. Inoltre, come evidenziato in Figura 27, osservando il modulo da 1 litro, l'intervallo di tempo individuato dalla fine della fase di carica al termine di quella di scarica del primo giorno è minore di quello riferito alle condizioni periodiche. Al variare della dimensione del modulo, questa differenza svanisce, dimostrando che il passaggio di fase del MEPCM nel modulo più piccolo è meno dipendente dalle condizioni iniziali, o alternativamente, l'aumento simultaneo dell'area di scambio termico e la riduzione del raggio del modulo riduce sia le resistenze convettive che conduttive, migliorando la velocità di trasferimento del calore.

Infine, la variazione della temperatura dell'acqua ha un'influenza significativa sulle prestazioni complessive del sistema di accumulo, come mostrato sempre in Figura 27. Sulla base dei risultati ottenuti, quando la temperatura di ingresso dell'acqua si riduce, la miscela acqua-MEPCM raggiunge temperature più basse durante la carica. Così come si riduce la temperatura dell'acqua in ingresso durante il processo di carica, così aumenta lo scambio termico tra il MEPCM e acqua, il che si traduce in un aumento della velocità di trasferimento del calore. Allo stesso tempo, poiché la temperatura dell'acqua diminuisce di circa 2 °C anche durante la fase di scarica, il MEPCM non raggiunge valori di temperatura elevati.

Analogamente a quanto visto per la posizione relativa alla termocoppia centrale, la Figura 28 illustra i risultati numerici dell'evoluzione della temperatura del MEPCM sulla posizione della termocoppia laterale. Come prima, non ci sono quasi effetti convettivi all'interno dei moduli. In dettaglio, come ampiamente analizzato nel report della precedente annualità, le particelle sospese nel liquido possono causare fenomeni di micro-miscelazione – a causa delle interazioni particella-particella, particella-liquido e particella-parete – e ciò influisce sul valore della conducibilità termica equivalente. Osservando la Figura 28, la convezione naturale domina le prime ore del processo di carica, fino a quando il nucleo della capsula inizia a cristallizzare. Quindi, il meccanismo di conduzione diventa sempre più prevalente man mano che la frazione liquida all'interno del core di MEPCM diminuisce.

Pertanto, lo scambio termico attraverso le superfici laterali avviene prevalentemente per conduzione piuttosto che a causa della convezione associata al flusso dovuto ai fenomeni di galleggiamento. Ciò è spiegato da velocità dalle basse velocità, che indicano valori bassi del numero di Péclet (Pe), ovvero il rapporto tra lo scambio termico per avvezione all'interno di un fluido e quello trasferito per conduzione. Al contrario, alla fine di ogni fase di scarica, le temperature del MEPCM su ogni strato tendono a sovrapporsi. Come prima, questo può essere spiegato facendo riferimento alla distribuzione della temperatura dell'acqua lungo l'altezza del serbatoio. Mentre per le prime 7 ore la temperatura dell'acqua è costante, cioè 8 °C, in seguito essa aumenta gradualmente di circa 0,8 °C ogni ora, tramite una funzione a gradino. Pertanto, la stratificazione dell'acqua che si verifica inizialmente viene successivamente contrastata dal lento aumento della temperatura dell'acqua.

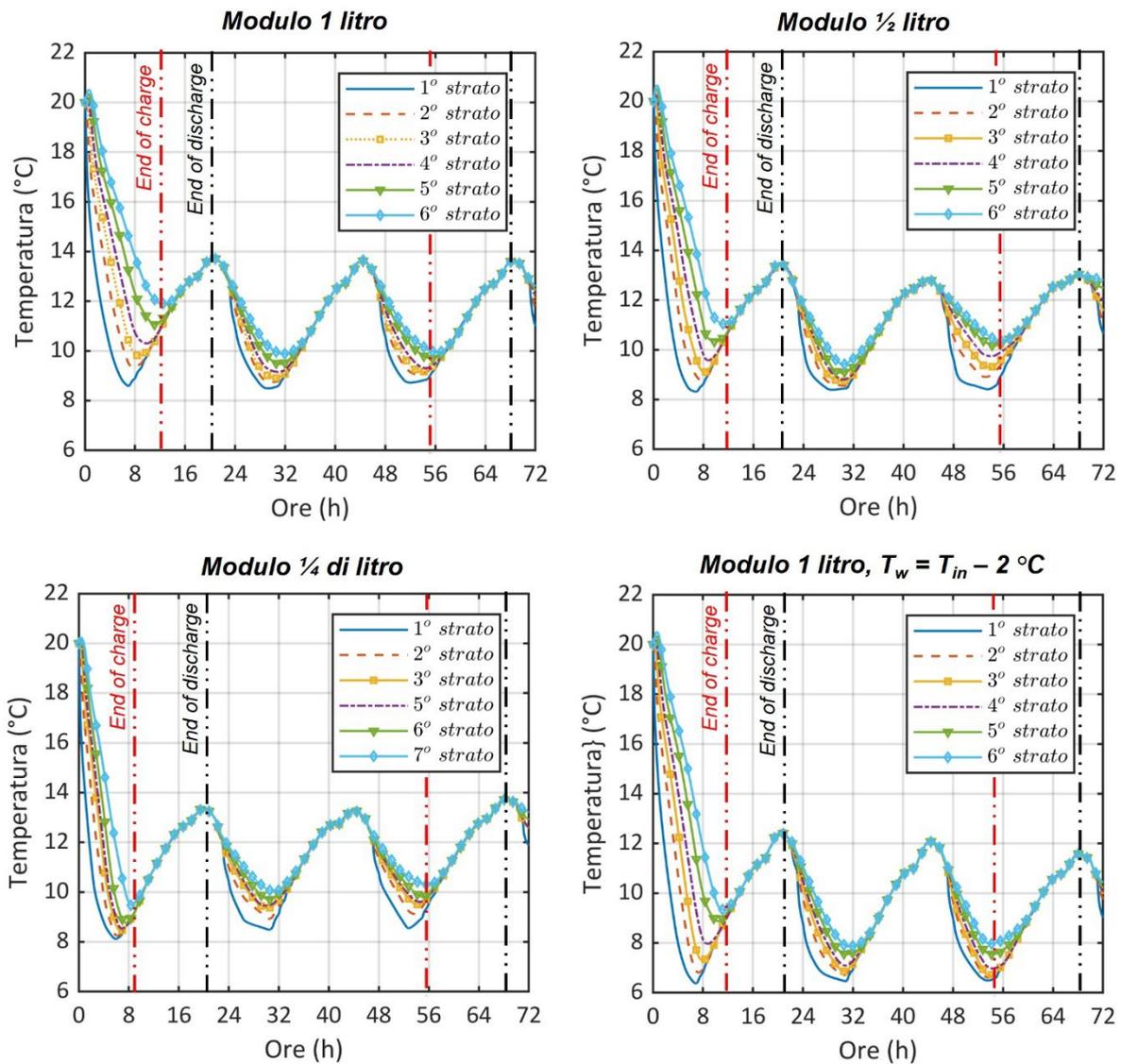


Figura 28. Temperatura del MEPCM sul semi-raggio del modulo cilindrico

3.3.2 Energia accumulata/rilasciata moduli MEPCM

La Figura 29 mostra, per ogni livello analizzato, l'evoluzione temporale dell'energia accumulata e rilasciata dal singolo modulo contenente MEPCM. Il modulo di MEPCM può considerarsi completamente scarico quando l'energia accumulata/rilasciata è pari a zero. Dall'analisi della Figura 29 risulta che, coerentemente ai profili di temperatura, gli strati più alti accumulino meno energia ma ne rilascino quasi lo stesso valore. Inoltre, al diminuire delle dimensioni dei moduli, con una minore quantità di MEPCM utilizzata nel singolo modulo, diminuisce l'energia immagazzinata e rilasciata dal modulo stesso.

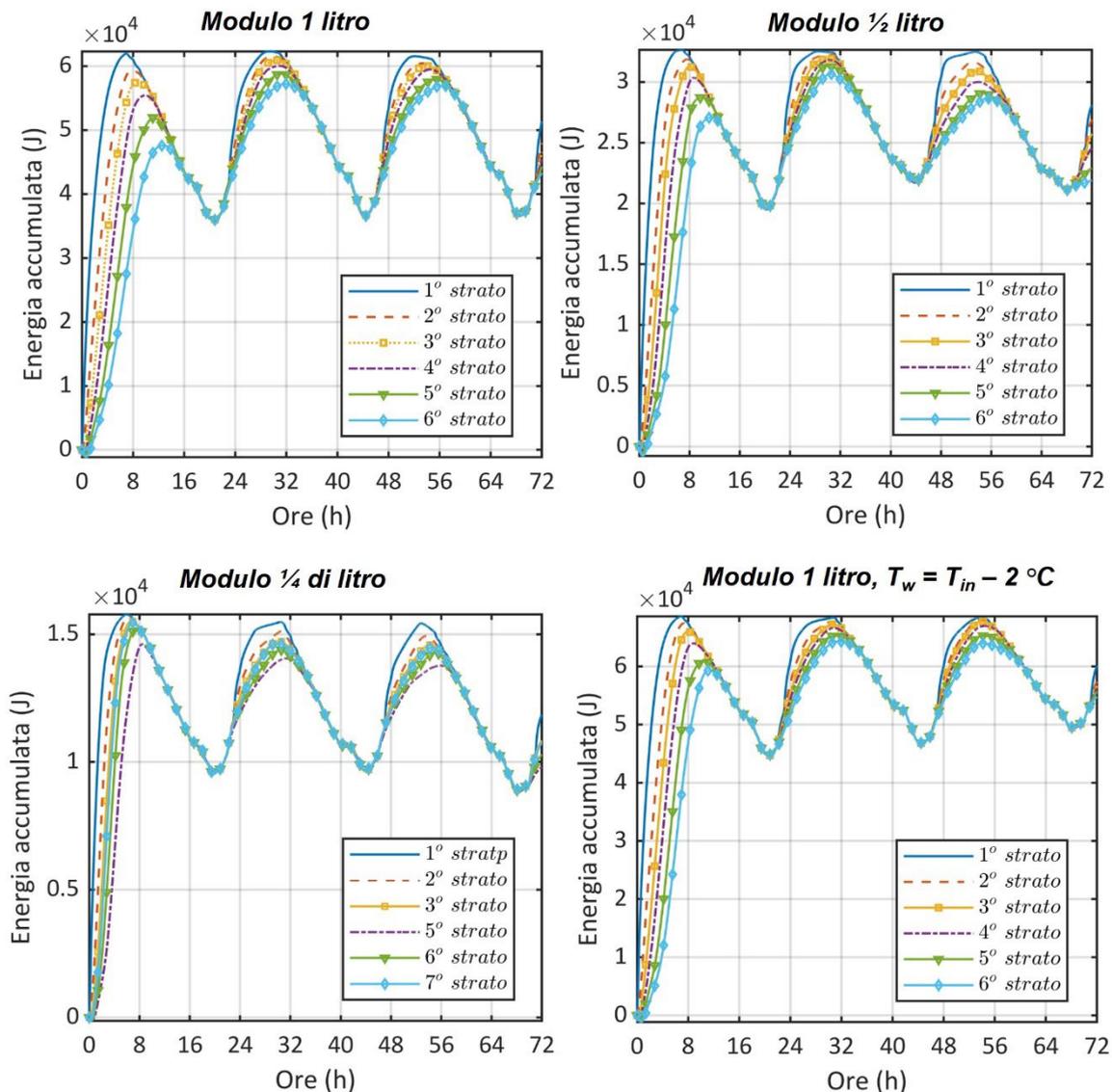


Figura 29. Energia accumulata dal singolo modulo di MEPCM per ciascun livello

Facendo riferimento al primo strato, l'energia totalmente accumulata/rilasciata dai moduli al termine delle 72 ore, per ogni caso analizzato, è pari a circa 62 kJ/25 kJ, 33 kJ/12 kJ, 15,5 kJ/ 7,1 kJ, e 70 kJ/21 kJ, rispettivamente per modulo da 1 litro, ½ litro, ¼ litro e per $T_w = T_{in} - 2 \text{ °C}$. Pertanto, in base ai risultati, le migliori prestazioni di accumulo di energia sembrano essere raggiunte dal modulo più piccolo. Analizzando questi dati in termini percentuali, il modulo più grande può rilasciare il 40,3% dell'energia immagazzinata, mentre quello più piccolo il 45,8%, e il modulo da ½ litro circa il 36,4%. Il caso peggiore sembra essere l'ultimo, con un 30% di energia rilasciata rispetto a quella accumulata.

La Figura 30 mostra la quantità di energia accumulata/rilasciata come somma dei contributi di tutti i moduli per ogni strato. Di seguito vengono forniti i risultati in termini di kWh, per facilitare il confronto con la richiesta dell'utenza. Poiché il serbatoio è caratterizzato da una distribuzione non uniforme dei moduli lungo l'altezza, *e.g.*, nel caso di moduli da 1 litro sono 25, 19, 10, 15, 25, 25 moduli per strato dal basso verso l'alto, l'evoluzione dell'energia accumulata durante le 72 ore risente di due fattori: la somma dei contributi del numero dei moduli e fenomeni di stratificazione lato acqua.

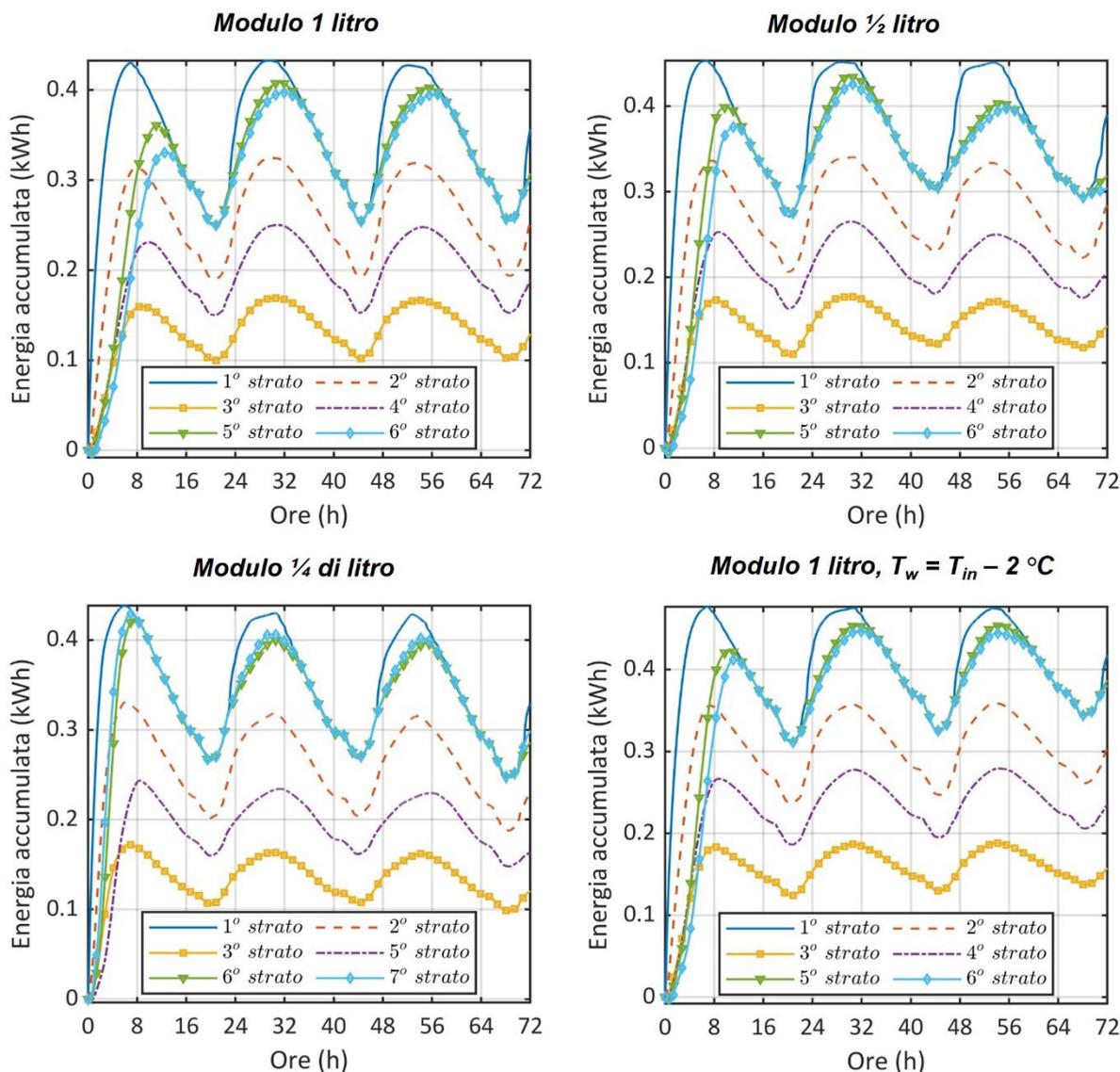


Figura 30. Energia accumulata da tutte le bottiglie di MEPCM per ciascun livello

Di conseguenza, osservando il primo caso analizzato, il numero dei moduli sembra avere un impatto maggiore rispetto alla loro distribuzione lungo l'altezza. A riprova, il contributo del 5° strato in termini di risparmio energetico, cioè la differenza tra l'energia immagazzinata e quella rilasciata, è maggiore del 2°. Inoltre, osservando la differenza tra il 5° e il 6° strato, si scopre che – poiché l'evoluzione del transitorio termico tende a condizioni periodiche – l'influenza della stratificazione all'esterno dei contenitori diminuisce. Questo accade per tutti i casi analizzati.

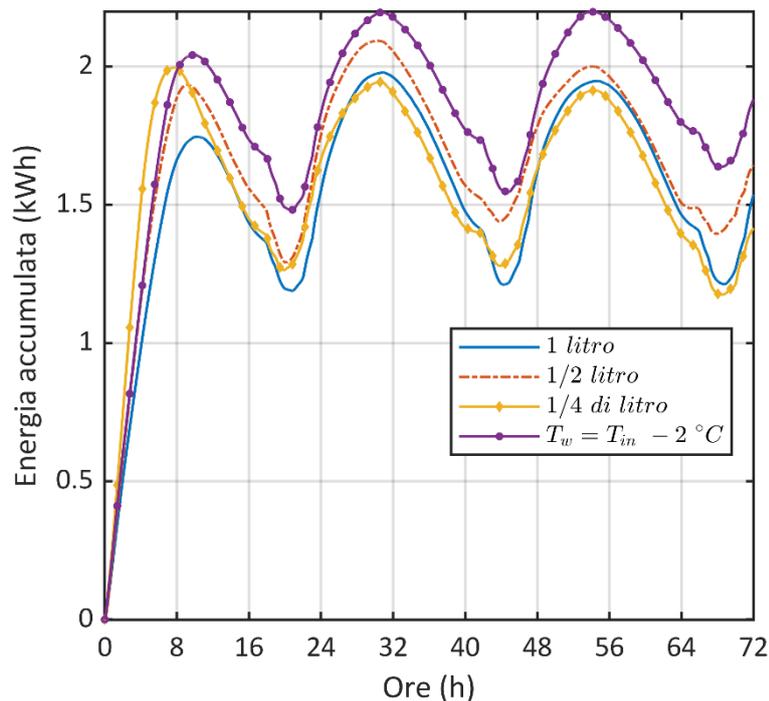


Figura 31. Energia accumulata/rilasciata dal serbatoio

Un ultimo confronto tra i casi presentati è illustrato in Figura 31. Gli andamenti rappresentati sono costituiti dal valore aggregato dell'energia immagazzinata calcolato in ogni istante temporale considerato. Con riferimento alla fase di carica del primo giorno, si può osservare che i moduli da 1/4 di litro mostrano immediatamente una maggiore capacità di accumulo – rispetto ad altre taglie – e, in particolare, il valore di picco viene raggiunto prima, il che sta ad indicare un minor tempo di carica. In generale, fissando la quantità totale di MEPCM e riducendo le dimensioni della bottiglia – più bottiglie con meno MEPCM all'interno – la superficie di scambio termico aumenta, causando un processo di carica/scarica del materiale più rapido. Pertanto, dopo la prima fase di carica, l'energia immagazzinata dalle unità di accumulo all'interno del serbatoio è di circa 2 kWh, 1,92 kWh e 1,73 kWh rispettivamente per la configurazione da 1/4 di litro, 1/2 litro e 1 litro. Nella fase di scarica si attenuano queste differenze, provocando una sovrapposizione tra i moduli da 1/4 di litro e 1/2 litro. Nonostante ciò, a regime, i moduli da 1/4 di litro tendono a conformarsi al case base, portando ad un'energia totale accumulata di 1,8 kWh. Allo stesso tempo, una riduzione della temperatura dell'acqua conferma quanto sopra analizzato: una maggiore energia immagazzinata non implica un maggiore rilascio di energia. Sulla base dei risultati si ottengono le migliori prestazioni per i moduli da 1 litro ed 1/4 di litro. Tuttavia, la quantità di miscela acqua-MEPCM all'interno del serbatoio è fissa per tutti i casi. A sua volta, un criterio per la scelta della soluzione ottimale dovrebbe essere la valutazione del trade-off tra benefici energetici e quelli economici dettati dalla dimensione dei moduli. Il costo dei moduli è influenzato dall'economia di scala, quindi più moduli di dimensioni inferiori comportano prezzi più elevati. Pertanto, la soluzione più adatta per il presente caso di studio è l'adozione di moduli da 1 litro.

4 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 2021 – dicembre 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. In dettaglio, le attività svolte sono afferenti a due subtask, i.e., *“Subtask a.1 - Incremento delle performance di scambio termico di un sistema di accumulo del freddo costituito da un serbatoio di PCM”* e *“Subtask a.2 - Incremento delle performance di scambio termico di un sistema di accumulo del freddo ad acqua e PCM”*. In entrambi i casi la principale finalità è stata l'ottimizzazione di suddetti sistemi di accumulo termico – sulla base dei modelli termo-fluidodinamici sviluppati nell'annualità precedente – prevedendo, rispettivamente, l'ottimizzazione del modello equivalente 2D non stazionario di un sistema di accumulo del freddo caratterizzato da PCM sfuso come materiale di accumulo, e l'ottimizzazione di un modello non stazionario per la simulazione numerica di un sistema di accumulo del freddo innovativo basato sull'impiego, come materiali di accumulo, di acqua fredda e un PCM micro-incapsulato (MEPCM) all'interno di contenitori cilindrici di alluminio.

Per quanto concerne il *“Subtask a.1”*, partendo dal progetto esistente, l'innovazione perseguita risiede nella procedura di ottimizzazione delle prestazioni termiche. Per affrontare questo problema, sulla base di dati sperimentali, è stato innanzitutto sviluppato un modello numerico transitorio assiale-simmetrico 2D. Per indagare le prestazioni complessive del sistema, in funzione delle caratteristiche geometriche e delle condizioni operative, è stata eseguita un'analisi parametrica. In seguito, accoppiando il modello numerico sviluppato in ambiente COMSOL Multiphysics® con MATLAB®, sono state ottimizzate le prestazioni del sistema, ovvero riducendo al minimo il tempo di carica/scarica del PCM, variando le condizioni operative del chiller. Sono stati ottenuti risultati ottimali con una portata massica dell'acqua di 0,095 kg/s e una riduzione della temperatura iniziale in ingresso al serbatoio di 1,25 °C. I risultati ottenuti sono stati ulteriormente validati attraverso test sperimentali e discussi esaminando i processi di fusione e solidificazione del PCM. Come risultato principale dell'ottimizzazione del sistema di accumulo, si è dimostrato che la quantità massima di PCM che può essere pienamente sfruttata è pari al 40% di quella iniziale. Pertanto, sulla base di questo valore è stata eseguita un'ulteriore fase di ottimizzazione per definire l'area minima di scambio termico del sistema di accumulo, con conseguente riduzione del diametro del mantello di 12 cm per riuscire a sfruttare il 90% del potenziale del PCM.

Relativamente al *“Subtask a.2”*, le attività svolte hanno riguardato lo studio dei vantaggi relativi all'integrazione di moduli cilindrici riempiti di materiale a cambiamento di fase micro-incapsulato (MEPCM) all'interno di un serbatoio commerciale ad acqua, per applicazioni di accumulo di energia termica. Con riferimento alla richiesta di raffrescamento di una casa unifamiliare di 150 mq, è stato sviluppato un modello numerico accoppiato per la simulazione del serbatoio d'accumulo, grazie all'interfaccia MATLAB®-COMSOL®. Le simulazioni dei moduli all'interno della miscela acqua-MEPCM sono state eseguite per mezzo di un modello 2D sviluppato in COMSOL e poi accoppiato al codice 1D MATLAB, utilizzato per considerare lo scambio termico tra i moduli MEPCM – introdotti nel serbatoio – e l'acqua contenuta all'interno del serbatoio stesso. È stata eseguita un'analisi parametrica per studiare l'effetto della variazione del modulo MEPCM e della temperatura di ingresso dell'acqua. Da quanto emerso, una riduzione della temperatura dell'acqua

comporta una maggiore energia accumulata, ovvero 2,2 kWh, ma contemporaneamente non comporta un beneficio globale, poiché l'energia rilasciata è inferiore al caso base, ovvero 0,6 kWh. Così come il sistema si sposta in condizioni periodiche, la migliore soluzione relativa alla dimensione del modulo è quella che garantisce un contributo per il chiller di circa 0,75 kWh, *i.e.*, modulo da 1 litro.

5 Riferimenti bibliografici

1. L. Mongibello, N. Bianco, M. Caliano, and G. Graditi, "Influence of heat dumping on the operation of residential micro-CHP systems," *Appl. Energy*, vol. 160, pp. 206–220, 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.09.045.
2. 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.
3. Caliano, M., Bianco, N., Graditi, G., & Mongibello, L. "Analysis of a phase change material-based unit and of an aluminum foam/phase change material composite-based unit for cold thermal energy storage by numerical simulation". *Applied Energy*, 256, 113921, 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.113921.
4. S. Sridharan, R. Srikanth, and C. Balaji, "Multi objective geometric optimization of phase change material based cylindrical heat sinks with internal stem and radial fins," *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 5, pp. 238–251, Mar. 2018, doi: 10.1016/j.tsep.2017.10.003.
5. H. Liang, J. Niu, and Y. Gan, "Performance optimization for shell-and-tube PCM thermal energy storage," *J. Energy Storage*, vol. 30, p. 101421, Aug. 2020, doi: 10.1016/j.est.2020.101421.
6. S. W. Churchill and H. H. S. Chu, "Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 18, no. 11, pp. 1323–1329, Nov. 1975, doi: 10.1016/0017-9310(75)90243-4.

6 Abbreviazioni ed acronimi

C	costante utilizzata nell'equazione (7)
c_p	calore specifico a pressione costante (kJ/kg/K)
d	diametro (m)
e	velocità di taglio
E	energia
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)
LT	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 (°C)
t	tempo (s)
v	Velocità (m/s)

Simboli greci

β	coefficiente di espansione termica (K ⁻¹)
δ	costante utilizzata nell'equazione (7)
Δ	intervallo
μ	viscosità dinamica (Pa s)
ρ	densità (kg/m ³)
φ	frazione solido/liquida

Simboli

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

Pedici

<i>amb</i>	ambiente
<i>acc</i>	accumulata
<i>AISI 316</i>	acciaio austenitico
<i>cond</i>	riferito alla conduzione
<i>conv</i>	convezione (riferito all'utilizzo del modello conduttivo - convettivo)
<i>exp</i>	sperimentale
<i>HTF</i>	fluido termovettore
<i>in</i>	ingresso
<i>iniz</i>	iniziale
<i>L</i>	liquido
<i>LT</i>	termocoppia laterale
<i>m</i>	valor medio
<i>M</i>	fusione
<i>max</i>	massimo
<i>num</i>	numerico
<i>out</i>	uscita
<i>PCM</i>	riferito al PCM
<i>ref</i>	valore di riferimento
<i>S</i>	solido
<i>tank</i>	serbatoio di accumulo
<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 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

Assunta Andreozzi è Professore Ordinario di Fisica Tecnica Ambientale (SSD ING-IND/11) presso l'Università degli Studi di Napoli Federico II. 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 ENEA, il Ministero dell'Istruzione, dell'Università e della Ricerca, la Regione Campania, il Ministero della Giustizia.

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.

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. È 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.