

ENEA

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



Ministero della Transizione Ecologica



Ricerca di Sistema elettrico

Analisi numerica relativa alla previsione del comportamento termico del prototipo ENEA ottimizzato

Francesco Fornarelli, Sergio Mario Camporeale



Report RdS/PTR2020/187

Analisi numerica relativa alla previsione del comportamento termico del prototipo ENEA ottimizzato

Francesco Fornarelli (Politecnico di Bari), Sergio Mario Camporeale (Politecnico di Bari)

Dicembre 2020

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - II annualità

Obiettivo: tecnologie: presidiare e sviluppare tecnologie di prodotto e di processo essenziali per la transizione energetica.

Progetto di ricerca: 1.2 Sistemi di accumulo, compresi elettrochimico, power to gas, e relative interfacce con le reti

Work package: 2 Accumulo termico

Linea di attività: LA2.8 - Modellistica CFD per la simulazione del comportamento di un accumulo termico modulare a cambiamento di fase

Responsabile del Progetto: Giulia Monteleone, ENEA

Responsabile del Work package: Raffaele Liberatore, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "Modellistica CFD per la simulazione del comportamento di un accumulo termico modulare a cambiamento di fase. e Modellistica semplificata del comportamento termodinamico di un sistema di accumulo termico a cambiamento di fase con elementi di tipo ottimizzato"

Responsabile scientifico ENEA: Daniele Nicolini.

Responsabile scientifico PoliBa: Francesco Fornarelli.

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	6
2.1 MODELLO MATEMATICO.....	6
2.2 VALIDAZIONE DEL MODELLO CON CONFRONTO SPERIMENTALE, CASO DI LETTERATURA.	7
2.3 VALIDAZIONE DEL MODELLO CON CONFRONTO SPERIMENTALE ENEA	9
2.4 STUDIO DEGLI EFFETTI CONVETTIVI SULLA DINAMICA DEL PROCESSO DI CARICA E SCARICA	11
2.5 ANALISI DELLA COSTANTE NUMERICA A_{MUSH}	20
2.6 INFLUENZA DELLA GEOMETRIA SULLE PERFORMANCE DEL SISTEMA DI ACCUMULO	20
2.7 APPLICAZIONE DEL MODELLO AL SISTEMA MULTITUBO	24
3 CONCLUSIONI.....	35
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	36
5 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	37
CURRICULUM SCIENTIFICO DEL GRUPPO DI LAVORO	38

Sommario

Il presente lavoro fa riferimento all'analisi numerica dell'accumulo di energia termica in sistemi a calore latente e successiva applicazione al modulo di accumulo termico sviluppato da ENEA. L'attività ha previsto la messa a punto di un modello di calcolo termo-fluidodinamico multidimensionale basato sulla risoluzione delle equazioni di conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia accoppiato ad un modello di passaggio di fase per il materiale di accumulo. Il problema è stato analizzato partendo dall'analisi di una geometria semplificata per poter garantire tempi di calcolo ragionevoli e fisicamente compatibili con il problema completo. Tale analisi verrà utilizzata al fine di sviluppare un approccio modulare che possa rendere il modello applicabile anche a prototipi complessi in termini di geometrie e di dimensioni. È stata condotta una validazione del modello tramite il confronto con test sperimentali e numerici presenti in letteratura e rispetto a rilevazioni su impianti ENEA sia a bassa che ad alta temperatura. I risultati numerici hanno così consentito una valutazione di dettaglio delle caratteristiche della fase di carica e scarica termica del modulo a cambiamento di fase, usualmente denominato Latent Heat Thermal Energy Storage (LHTES). È stata prevista un'analisi preliminare per lo studio dell'influenza dei moti convettivi nei sistemi di tipo shell-and-tube. I risultati numerici hanno consentito una descrizione di dettaglio delle distribuzioni spaziali e temporali delle quantità fisiche principali legate al fenomeno, quali: le componenti assiale e radiale della velocità all'interno del PCM, la temperatura e la frazione di liquido. Sono stati riportati gli effetti dei parametri geometrici sulle performance del sistema evidenziando come essi siano importanti nella stima dei tempi di carica e scarica del sistema. Il fenomeno ha anche evidenziato una disparità di comportamento del sistema in fase di carica e scarica. Nello specifico sono state analizzate diverse geometrie a parità di massa di materiale di accumulo, area di scambio termico e temperature operative. I tempi di carica sono risultati molto dipendenti dal rapporto d'aspetto del modulo considerato la cui dipendenza è risultata essere contrapposta a quanto evidenziato nel caso di scarica del sistema. A parità di geometria i tempi di scarica sono risultati molto maggiori rispetto a quelli di carica. Questa disparità di tempi caratteristici si ripercuote sui vincoli da considerare in fase di progettazione del sistema. L'analisi oltre a supportare le evidenze sperimentali ha fornito una descrizione molto dettagliata del fenomeno, propedeutica allo sviluppo di modelli predittivi legati alla fisica del problema, o all'ottimizzazione dello stesso. L'analisi CFD ha evidenziato la necessità di semplificazione del problema al fine di ridurre il carico computazionale. A tal fine è stato proposto un modello monodimensionale di risoluzione del fluido HTF. In base alle caratteristiche del flusso HTF sono state implementate nel modello CFD correlazioni tra coefficiente di scambio termico convettivo e parametri caratteristici del flusso e del fluido considerato. Il modello è stato quindi validato rispetto ai risultati delle simulazioni multidimensionali. L'introduzione di un modello semplificato del fluido HTF e l'analisi dell'influenza dei parametri geometrici sulle prestazioni del sistema risultano attività propedeutiche alla seconda parte del progetto che sarà affrontata nel secondo anno di attività.

1 Introduzione

È stata condotta l'analisi dello stato dell'arte su tipologie di sistemi di accumulo a cambiamento di fase nell'ambito delle applicazioni per impianti solari a concentrazione. L'analisi condotta ha evidenziato la presenza di due principali tipologie di sistemi di accumulo: sistemi di accumulo a calore sensibile (SHTES) e sistemi di accumulo a calore latente (LHTES). In particolare, si evidenzia il lavoro di Rao et al. 2018 (1) che affronta su scala di laboratorio diversi sistemi prototipali di accumulo a calore sensibile. Ciò ha evidenziato i pro ed i contro di tecnologie alternative a quelle oggetto del presente progetto, riuscendo quindi a inquadrare opportunamente la tecnologia a calore latente nel panorama delle possibili scelte progettuali. Relativamente ai sistemi di accumulo termico a calore latente Zalba et al. (2003) (2) Sharma & Sagara (2005) (3) e Sharma et al. (2009) (4) forniscono una prima panoramica sui materiali e le tecnologie utilizzabili in diverse applicazioni tra cui i sistemi atti all'accumulo termico in impianti solari facendo riferimento a più di 300 articoli pubblicati sull'argomento. Più recentemente Crespo et al. (2018) (5) affrontano nel loro lavoro di review l'applicazione di tali sistemi in ambito solare restringendo l'analisi a materiali a cambiamento di fase a più alta temperatura. Nell'ambito dei sistemi LHTES le caratteristiche prestazionali risultano legate a fenomenologie complesse del fluido a cambiamento di fase (PCM). Lo scambio termico, il cambiamento di fase del materiale di accumulo, i moti convettivi all'interno della frazione fluida del PCM risultano fenomeni non lineari accoppiati che necessitano di modelli matematici complessi per la loro descrizione. Gli approcci possono essere empirici o legati alle equazioni fisiche di governo. Questo secondo approccio consente la flessibilità di poter essere applicato ad una più ampia classe di problemi rispetto ai modelli empirici. I modelli di risoluzione delle equazioni di governo hanno di contro una richiesta di risorse di calcolo maggiore dei modelli empirici per cui una loro semplificazione può portare ad una applicabilità a problemi di interesse pratico. In questo lavoro di ricerca si è interessati alla semplificazione del modello di risoluzione del fluido termovettore (HTF) per poter garantire un minore impatto sul modello matematico di risoluzione dell'intero sistema costituito da HTF e PCM. Si partirà da un modello di risoluzione completo che coinvolge la risoluzione delle equazioni di governo del flusso e dell'energia multidimensionali sia per HTF che per PCM. Saranno descritti i dettagli relativi al modello matematico implementato e verrà effettuata una validazione del modello numerico sulla base di risultati sperimentali. Verranno quindi mostrati in dettaglio gli effetti relativi alla presenza dei moti convettivi all'interno della geometria con un dettaglio sia qualitativo, ma anche quantitativo, prerogativa dei metodi di analisi basati sulla simulazione numerica. Lo studio includerà un'analisi dell'influenza dei parametri caratteristici della geometria del sistema di accumulo sulle prestazioni del sistema sia durante la fase di carica che durante la fase di scarica. In particolare, verrà analizzata la fase di accumulo e di rilascio della quota di calore latente legata al passaggio di fase del PCM. In seguito, si implementeranno un modello di semplificazione del HTF prima monodimensionale e successivamente 0 dimensionale evidenziandone le differenze ed i livelli di accuratezza raggiungibili. Tali modelli saranno poi utilizzati per sviluppare un modello semplificato di predizione del sistema complesso che sarà oggetto della prossima annualità.

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

2.1 Modello matematico

Riguardo i modelli numerici si è analizzata la letteratura relativa ai modelli disponibili all'interno del software di calcolo previsto in fase di accordo, nella fattispecie ANSYS FLUENT. Il modello di calcolo utilizza le equazioni di conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia come di seguito elencate:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot \bar{u} \\ \rho_0 \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \cdot \nabla \bar{u} \right) = -\nabla p + \rho \bar{g} + \bar{S} + \nabla \cdot \bar{\tau} \\ \frac{(\partial \rho_0 H)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_0 H \bar{u}) = \nabla \cdot (k \nabla T) \end{aligned}$$

Il modello utilizzato inserisce un modello di added-viscosity introducendo un termine sorgente all'interno delle equazioni di conservazioni della quantità di moto, derivato dalla equazione di Carman-Kozeny (6-8):

$$\bar{S} = \frac{(1 - \beta_l)^2}{(\beta_l^3 + \epsilon)} A_{mush} \bar{u}$$

Tale termine riesce a gestire il comportamento del materiale quando esso è soggetto ad un passaggio di fase, solido/liquido. Il modello calcola il valore della frazione di liquido in accordo con il valore della temperatura del PCM tramite le seguenti relazioni:

$$\beta_l = \begin{cases} 0 & \text{if } T < T_{sol} \\ \frac{T - T_{sol}}{T_{liq} - T_{sol}} & \text{if } T_{sol} < T < T_{liq} \\ 1 & \text{if } T > T_{liq} \end{cases}$$

Dove T_{sol} e T_{liq} sono i valori di temperatura corrispondenti all'inizio ed alla fine della completa liquefazione del PCM. Il termine ϵ rappresenta un numero $\ll 1$ per evitare che il termine sorgente diverga in caso di frazione di liquido nullo. Insieme a questo modello si è anche introdotto un termine di galleggiamento per poter valutare gli effetti della convezione naturale sullo scambio termico con approssimazione di Boussinesq.

$$\rho = \rho_0(1 - \beta \Delta T),$$

La densità viene infatti corretta tramite una relazione lineare rispetto alla differenza di temperatura in relazione al coefficiente di dilatazione volumica, β . L'equazione di conservazione dell'energia è stata riportata in forma entalpica considerando H come la somma della parte sensibile e della parte latente:

$$H = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T c_p dT + \Delta H$$

Dove il contributo della parte latente è legata alla frazione di liquido e al calore latente di solidificazione/scioglimento tramite la relazione, $\Delta H = \beta_l L$. La relazione consente di poter accoppiare l'equazione dell'energia con l'equazione della quantità di moto tramite il termine sorgente sopradescritto S. Tale modello risulta ampiamente utilizzato e validato all'interno di numerosi lavori di riferimento (9-11).

2.2 Validazione del modello con confronto sperimentale, caso di letteratura.

Al fine della scelta dei parametri di configurazione del modello è stata effettuata una validazione dello stesso tramite un confronto con risultati sperimentali presenti in letteratura. Una prima validazione è stata effettuata considerando il lavoro numerico/sperimentale di Trp et al. (12). Il caso consiste nella simulazione della fase di carica di un sistema di accumulo di tipo shell-and-tube a bassa temperatura. Il fluido HTF utilizzato consiste in acqua, mentre il materiale di accumulo a cambiamento di fase è costituito da paraffina Rubitherm RT30, le cui specifiche sono riportate in Tabella 1.

Tabella 1. Proprietà fisiche del PCM utilizzato, Rubitherm RT30, nel test di validazione del modello per il caso a bassa temperatura come da lavoro di Trp et al. (12)

Descrizione	Unità	Valore
Densità	kg/m ³	789 – 750
Conducibilità termica	W/(mK)	0.18 – 0.19
Calore specifico	J/(kgK)	1800 – 2400
Calore latente di fusione	J/kg	206000
$T_{melting}$	K	300.7

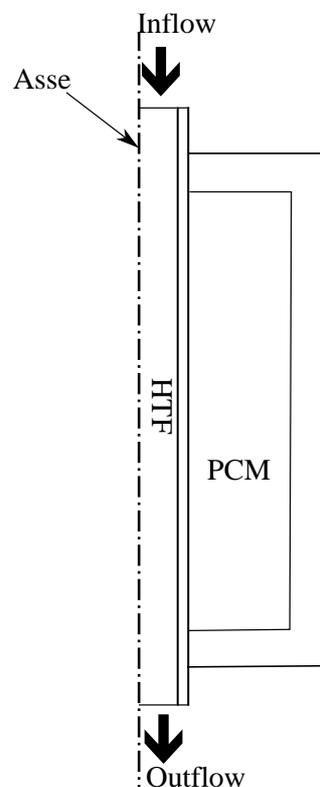


Figura 1. Rappresentazione schematica del test sperimentale riprodotto numericamente. La geometria è di tipo assialsimmetrico ed orientata in senso verticale.

La geometria consiste in due tubi concentrici di altezza pari ad 1 metro posto in verticale. In Figura 1 è rappresentato uno schema del sistema shell-and-tube dove la sola sezione assialsimmetrica è riportata. Il materiale del tubo di separazione tra i fluidi è in rame, mentre la parete esterna del contenitore del PCM viene considerata adiabatica in accordo con l'isolamento termico previsto durante la prova sperimentale. Il tubo in rame interno ha un diametro interno di 33mm ed esterno di 35mm. Il test è stato condotto partendo da una condizione iniziale di temperatura del PCM pari a 20°C e facendo fluire il fluido termovettore HTF con una portata di 0.017 kg/s ad una temperatura d'ingresso pari a 45°C, superiore alla temperatura di scioglimento. È stato quindi realizzato il modello numerico rispondente ai parametri del test ed è stata effettuata una simulazione della fase di carica i cui risultati sono mostrati in Figura 2.

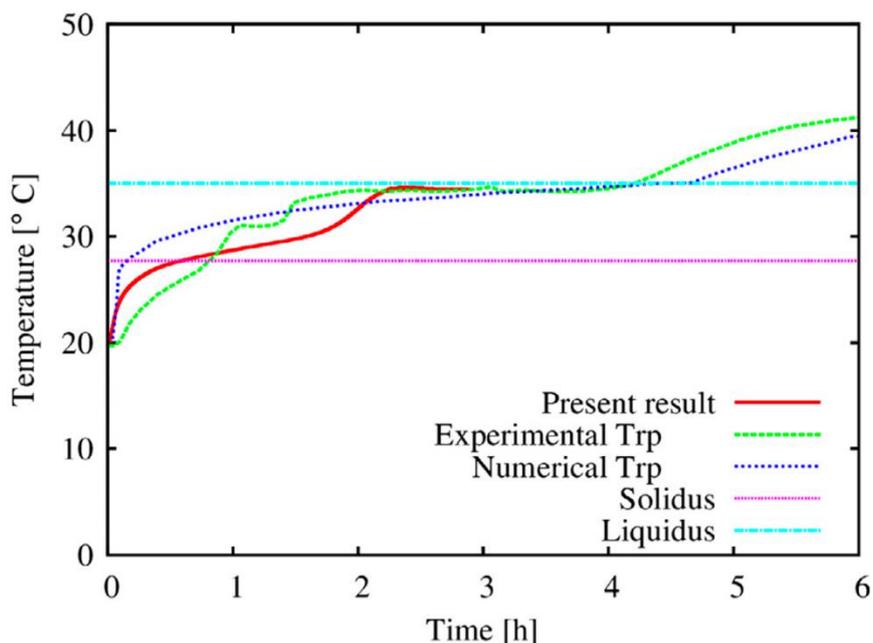


Figura 2. Confronto tra i risultati numerici del modello sviluppato e i risultati sia numerici che sperimentali riportati in Trp et al. (12).

I risultati mostrano un buon accordo con le misure sperimentali migliorative anche rispetto ai risultati numerici calcolati dal modello realizzato dagli autori del lavoro di riferimento.

2.3 Validazione del modello con confronto sperimentale ENEA

Per poter quindi estendere la validità a casi a temperature operative più alte, quindi più prossime alle applicazioni di interesse in ambito solare termico si è considerato il confronto con l'esperienza del sistema di accumulo di prima generazione realizzato in Enea.

Il test considera una geometria di tipo shell-and-tube i cui parametri caratteristici sono riportati nella seguente Tabella 2:

Tabella 2. Dimensioni geometriche dell'esperimento e utilizzate nella simulazione numerica di confronto.

Altezza modulo 'L'	500
Diametro est. tubazione 'd _e '	16 (mm)
Diametro int. tubazione 'd _i '	14 (mm)
Diametro di influenza 'D'	70 (mm)
Lunghezza del PCM 'L'	600 (mm)

Il PCM considerato è composto da Sali solari, una miscela binaria di sodio e potassio al 60/40% in massa, vedi Tabella 3.

Tabella 3. Proprietà fisiche del PCM utilizzato nel test di validazione del modello.

Descrizione	Unità	Valore
Densità (ρ_0 calcolata a 150°C)	kg/m ³	1994.6
Coefficiente di espansione termica	1/K	3.189E - 4
Conducibilità termica	W/(mK)	0.4886
Calore specifico	J/(kgK)	1604
Calore latente di fusione	J/kg	110010
$T_{solidus}$	°C	219.88
$T_{liquidus}$	°C	244.14

È stato considerato un olio diatermico come fluido termovettore con caratteristiche fisiche dipendenti dalla temperatura, riportate in Tabella 4.

Tabella 4. Proprietà fisiche del fluido termovettore utilizzato considerando la variazione delle proprietà rispetto alla temperatura operativa.

Descrizione	Unità	Valore
Densità (ρ_0 computed at 150°C)	kg/m ³	1020.62 - 0.614254 T - 0.000321 T ²
Conducibilità termica	W/(mK)	0.118294 - 0.000033 T - 0.00000015 T ²
Calore specifico	J/(kgK)	1496.0 + 3.313 T + 0.0008970785 T ²
Viscosità dinamica	mPa s	exp(560/(T+ 60)-2.38)

L’esperimento condotto ha considerato tre diversi intervalli temporali:

1. Preriscaldamento del fluido HTF con mantenimento della temperatura al di sotto della temperatura T_{sol} del PCM. La rampa di temperatura è di 180°C/h da 20°C a 200°C. La portata in massa del HTF è stata mantenuta a 0.162 kg/s.
2. Fase di carica del sistema con scioglimento del PCM. Incremento della temperatura del HTF da 200°C a 280°C in 1h con una portata di 0.167 kg/s e successivo mantenimento a temperatura di 280°C fino a completa carica del sistema.
3. Fase di scarica del sistema con diminuzione lineare della temperatura dell’HTF da 280°C a 150°C in 1h e successivo mantenimento della temperatura a 150°C. Portata di 0.17kg/s.

Il confronto ha portato ad una corretta valutazione dei tempi di carica e scarica del sistema in termini integrali come riportato in Figura 3.

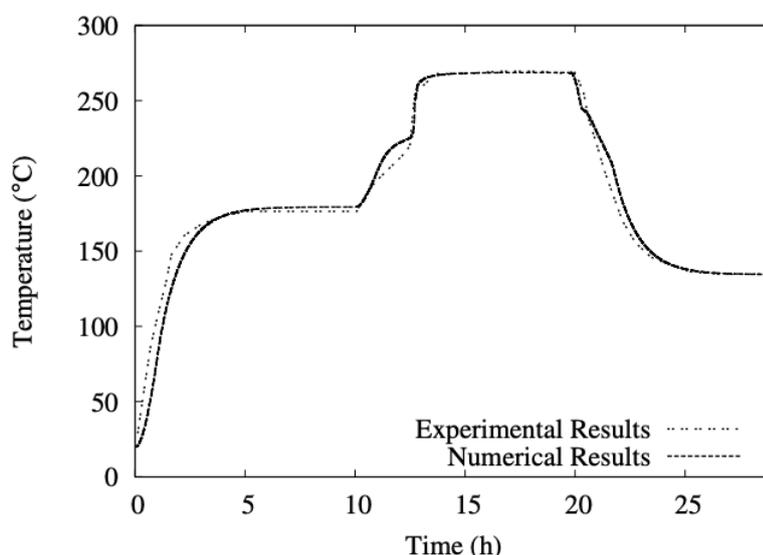


Figura 3. Confronto della temperatura media del PCM tra la simulazione numerica ed il test sperimentale rispetto alla fase di riscaldamento, scioglimento e solidificazione finale.

Le validazioni confermano quindi la solidità della metodologia adottata in un range di applicazioni ampio che copre sia applicazioni a bassa temperatura, principalmente legate ad ambiti domestici, sia applicazioni a

medio-alta temperatura per applicazioni maggiormente legate ad ambiti di produzione energetica da fonte solare.

2.4 Studio degli effetti convettivi sulla dinamica del processo di carica e scarica

La simulazione numerica ha permesso un'analisi di dettaglio del campo di temperatura e del campo di moto nelle diverse fasi di cambiamento di fase (Figura 4 e Figura 5). I moti convettivi sono risultati importanti soprattutto in corrispondenza della fase di carica.

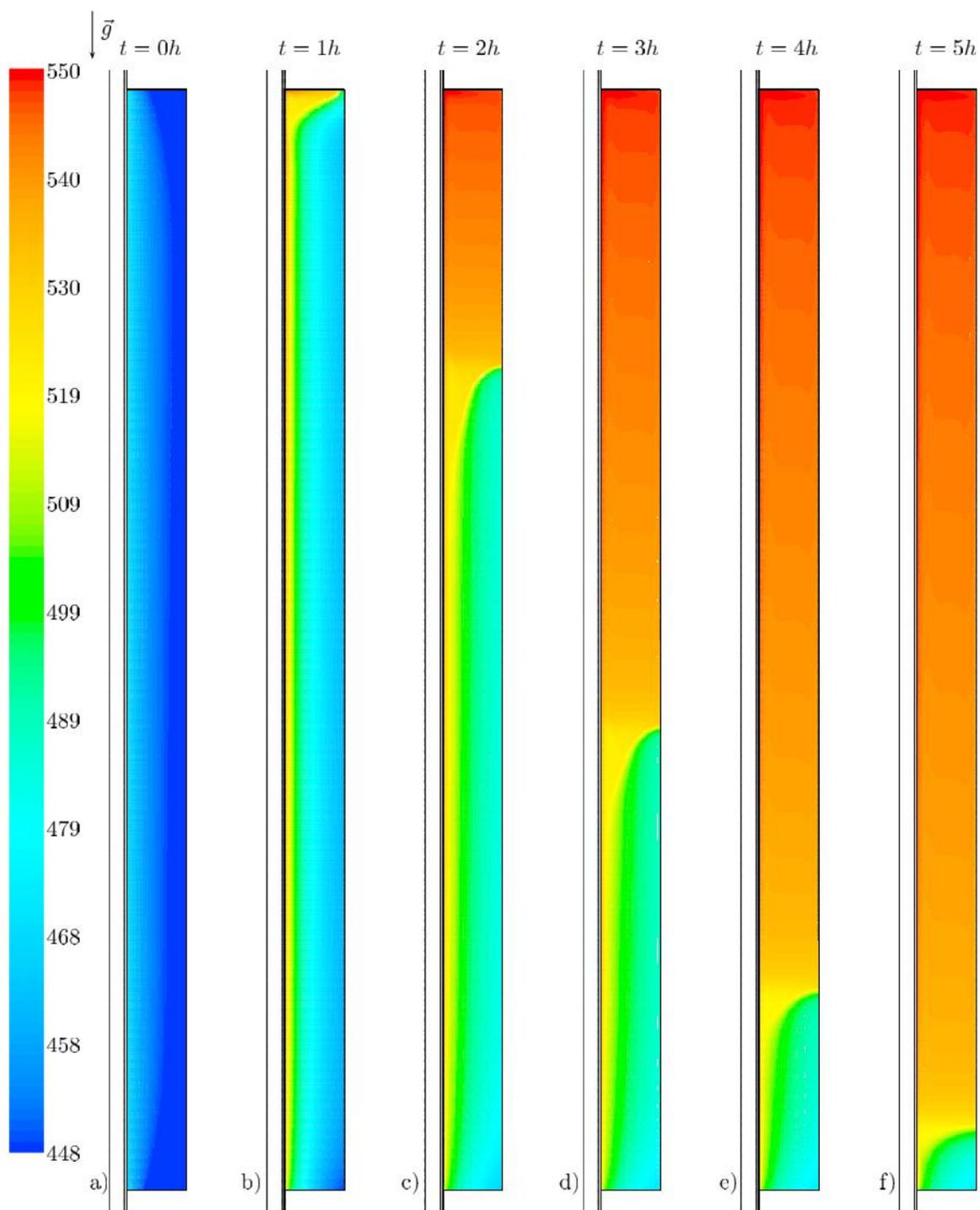


Figura 4. Distribuzione della temperatura del PCM durante la fase di carica del sistema. È evidente la dinamica dell'interfaccia solido liquido del PCM. La parte liquida del PCM tende a portarsi nella zona superiore del modulo.

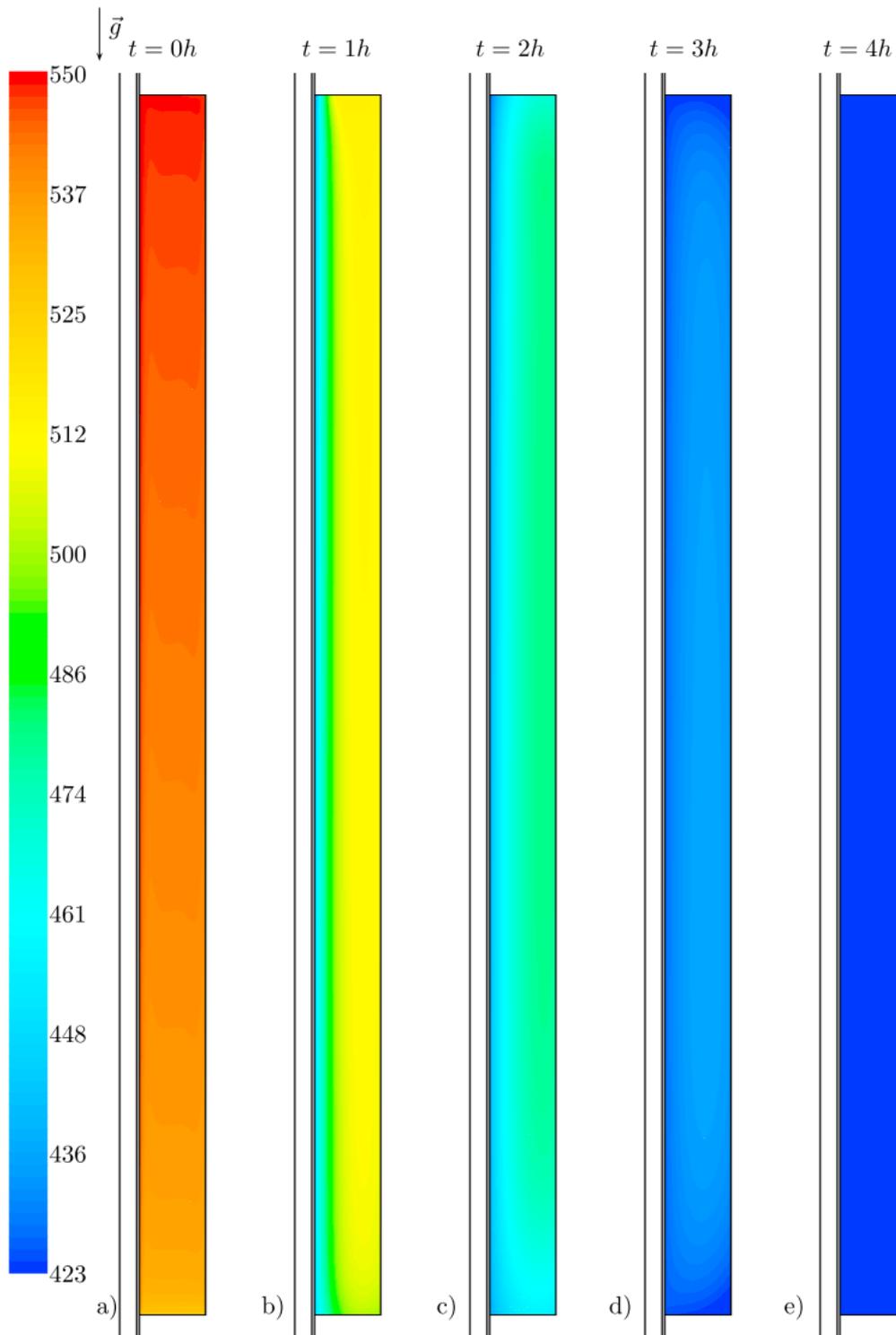


Figura 5. Distribuzione della temperatura del PCM durante la fase di scarica del sistema.

Al fine di evidenziare i moti convettivi all'interno del modulo sono stati rappresentati i vettori della velocità a fissati istanti di tempo. In Figura 6 è evidente la presenza di un'unica cella convettiva che durante la fase di carica tende a muoversi dall'alto verso il basso durante il processo. Al fine di quantificare gli effetti convettivi all'interno del modulo PCM lo strumento numerico permette di analizzare nel dettaglio le caratteristiche del moto. In particolare, in Figura 7 vengono evidenziate 6 posizioni verticali lungo le quali vengono posizionate le sonde di velocità e temperatura radiali.

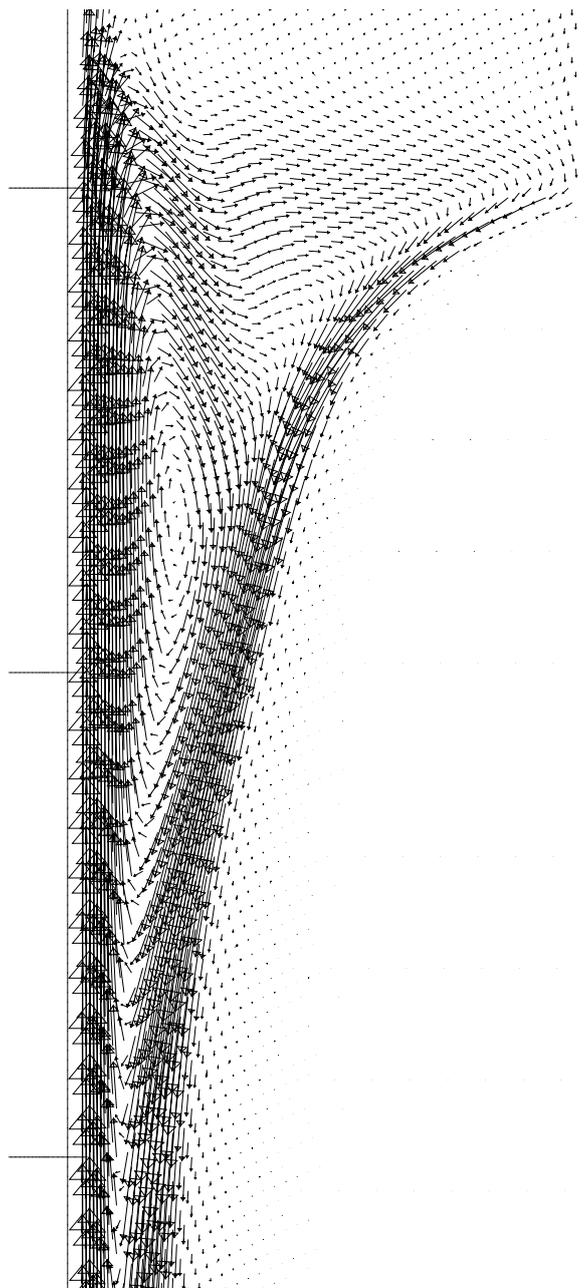


Figura 6. Dettaglio dei moti convettivi all'interno del PCM a $t=2h$ come riportato in figura 4 in corrispondenza dell'altezza in cui è presente l'interfaccia solido/liquido.

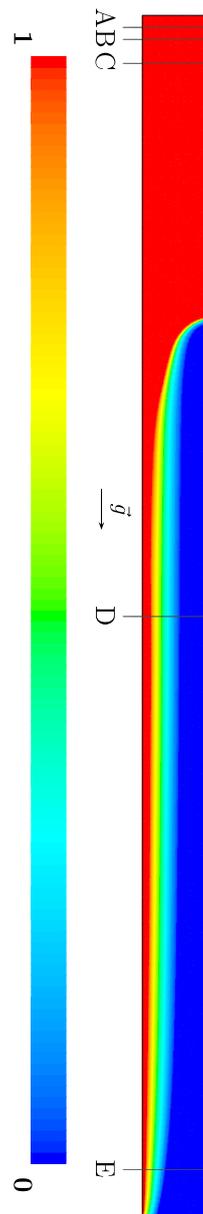


Figura 7. Distribuzione della frazione di liquido del PCM durante la fase di carica per $t=2h$ con indicate le sezioni radiali lungo le quali sono state posizionate le sonde numeriche per l'analisi delle velocità e delle temperature.

Dall'analisi analitica dei profili di velocità assiale lungo la direzione radiale è possibile verificare come nelle sezioni vicine alla sommità del modulo si possano evidenziare gli effetti della ricircolazione convettiva sull'intera sezione del modulo. Infatti, nelle posizioni A, B e C è presente una velocità netta positiva in corrispondenza della parete di scambio termico, mentre in posizione esterna è possibile apprezzare una componente netta negativa della velocità assiale, vedi Figura 8. Lo strato limite sulla parete interna risulta essere pari al 25% della dimensione radiale totale del modulo per tutta la lunghezza del modulo. La parte più bassa del modulo presenta una zona fusa in cui la velocità assiale assume valori diversi da zero con una oscillazione della velocità da valori positivi a negativi per rispettare la conservazione della massa. La Figura 9 conferma la configurazione del campo di moto descritto con una componente radiale di un ordine di grandezza inferiore alla componente assiale.

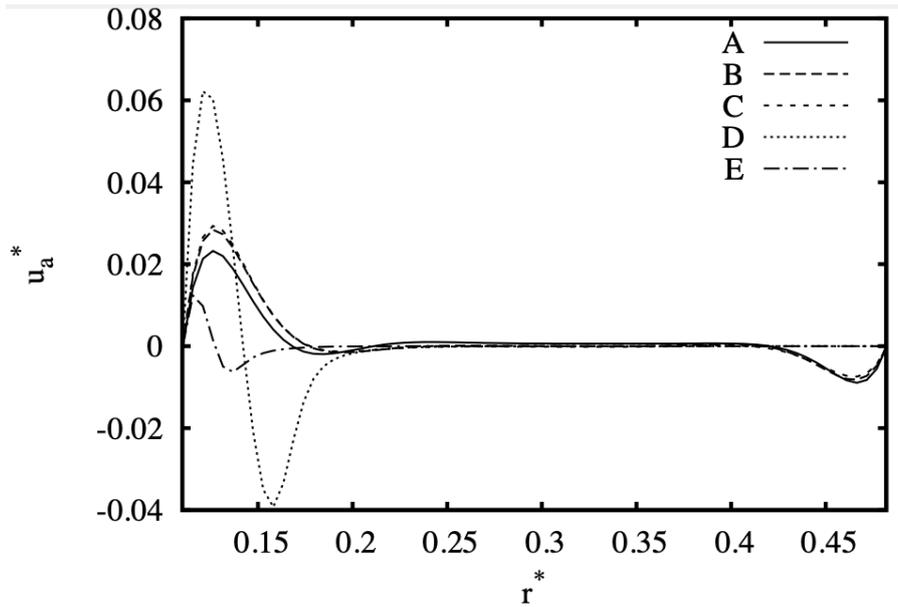


Figura 8. Andamento radiale della componente assiale della velocità per $t=2h$. Le diverse curve corrispondono alle posizioni verticali indicate in Figura 7. I valori della velocità sono adimensionalizzati rispetto alla velocità di riferimento $u_{ref} = \sqrt{l_{ref}g\alpha\Delta T}$ con $l_{ref} = V/A$.

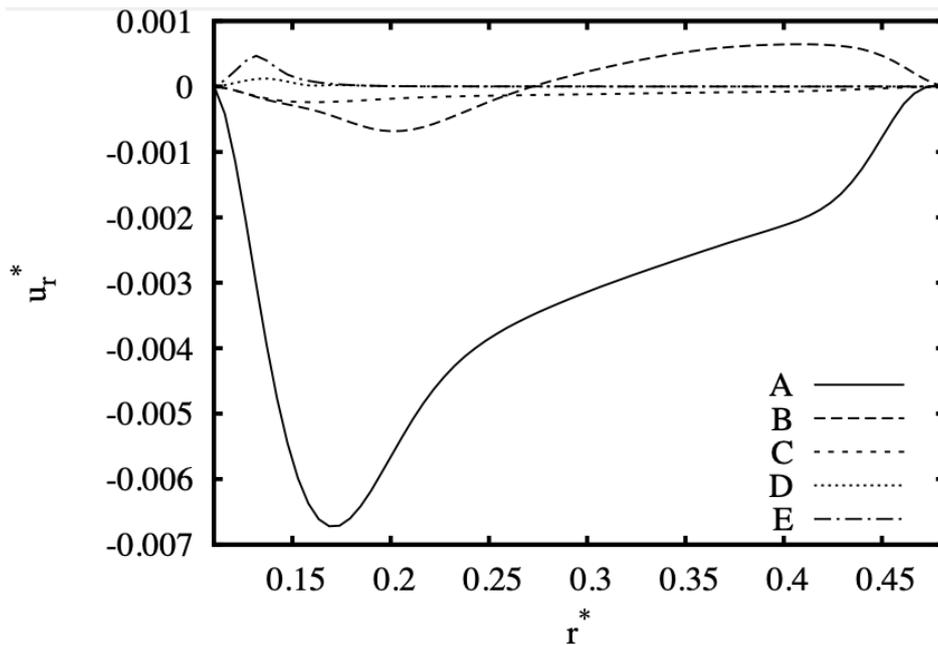


Figura 9. Andamento radiale della componente radiale della velocità per $t=2h$. Valori negativi corrispondono a velocità dirette verso raggi maggiori. Le diverse curve corrispondono alle posizioni verticali indicate in Figura 7. I valori della velocità sono adimensionalizzati rispetto alla velocità di riferimento $u_{ref} = \sqrt{l_{ref}g\alpha\Delta T}$ con $l_{ref} = V/A$.

L'andamento della temperatura all'interno del PCM conferma una condizione di redistribuzione della temperatura nella zona alta del modulo, dove la temperatura assume un valore pressoché costante. La zona inferiore del modulo è caratterizzata da un andamento di tipo conduttivo lungo tutta la coordinata radiale nonostante sia stata evidenziata la presenza di una zona di PCM fuso, vedi Figura 10.

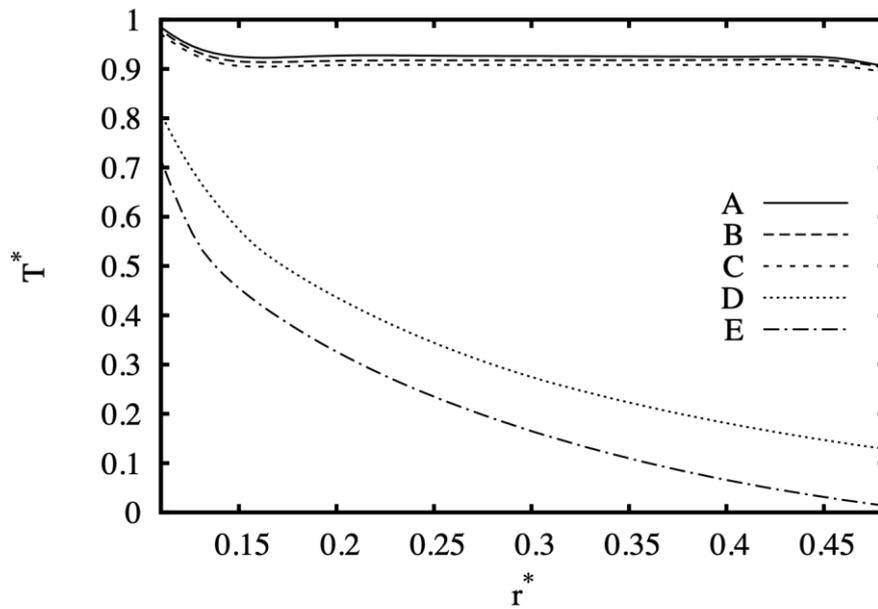


Figura 10. Andamento radiale della temperatura per $t=2h$. Le diverse curve corrispondono alle posizioni verticali indicate in Figura 7. I valori della temperatura sono adimensionalizzati rispetto alla temperatura di riferimento $T_{ref} = \frac{T - T_{in}}{T_{fin} - T_{in}}$ con T_{fin} temperatura di fine prova e con T_{in} temperatura di ingresso fluido termovettore

Alla fine del processo di scioglimento è presente un moto convettivo che copre l'intero modulo convettivo dove in Figura 11 viene rappresentato il dettaglio della zona più bassa che risulta essere l'ultima parte a liquefarsi.

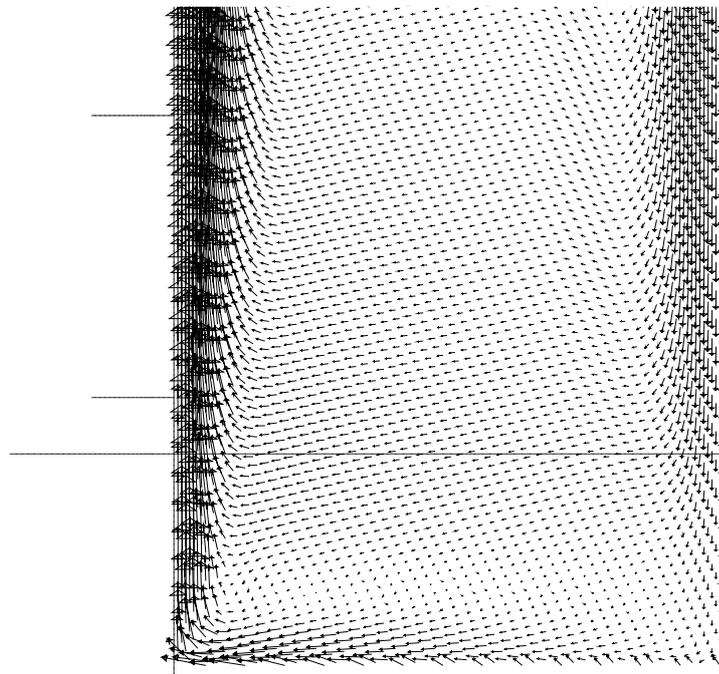


Figura 11. Dettaglio dei moti convettivi all'interno del PCM a $t=6h$ in corrispondenza della zona più bassa del modulo durante la fase di carica.

Alla fine del processo si può quindi verificare come i profili di velocità e temperatura tendano a modificarsi coerentemente alla presenza di un'unica cella convettiva della dimensione dell'intero modulo (Figura 12, Figura 13 e Figura 14).

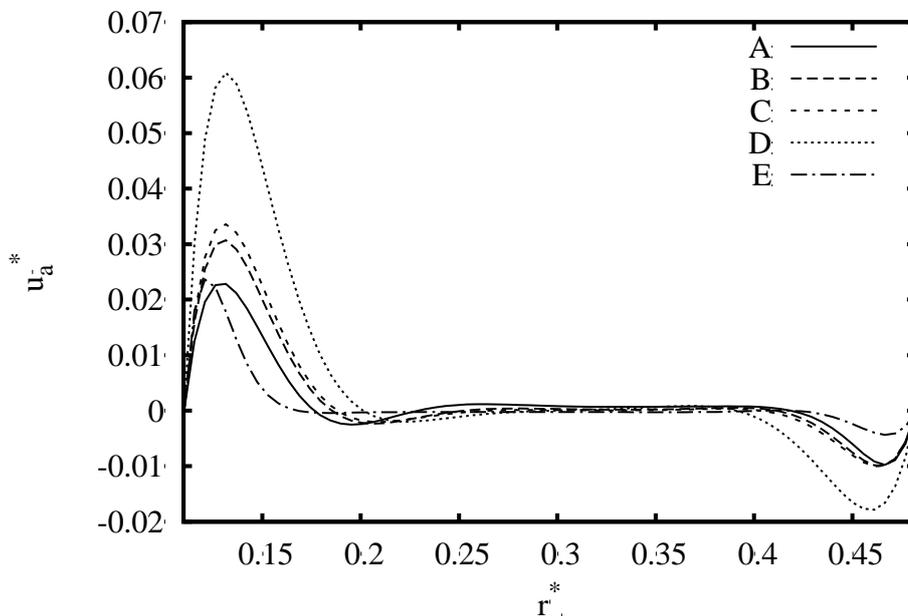


Figura 12. Andamento radiale della componente assiale della velocità per t=6h. Le diverse curve corrispondono alle posizioni verticali indicate in Figura 7. I valori della velocità sono adimensionalizzati rispetto alla velocità di riferimento $u_{ref} = \sqrt{l_{ref} g \alpha \Delta T}$ con $l_{ref} = V/A$

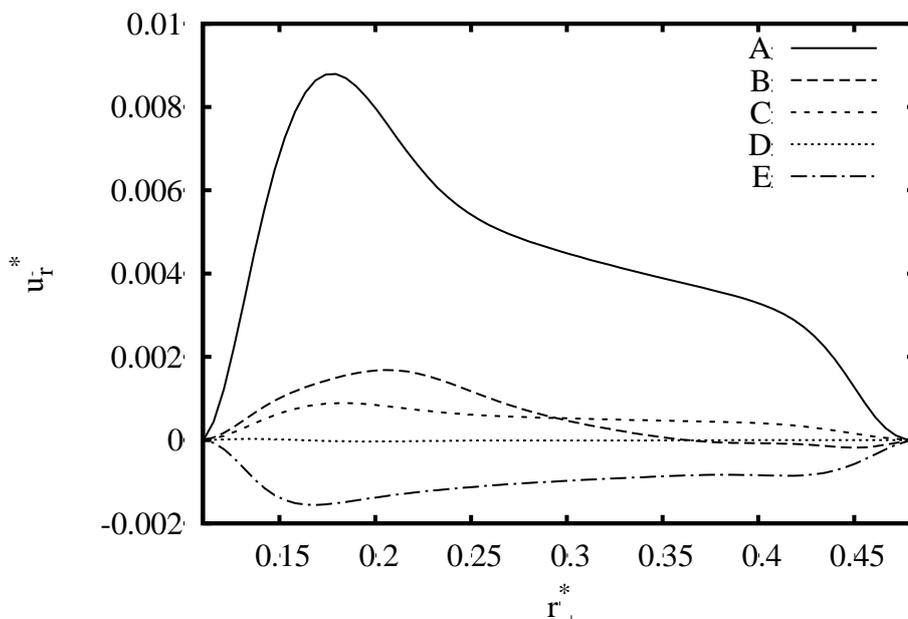


Figura 13. Andamento radiale della componente radiale della velocità per t=6h. Valori negativi corrispondono a velocità dirette verso raggi maggiori. Le diverse curve corrispondono alle posizioni verticali indicate in Figura 7. I valori della velocità sono adimensionalizzati rispetto alla velocità di riferimento $u_{ref} = \sqrt{l_{ref} g \alpha \Delta T}$ con $l_{ref} = V/A$.

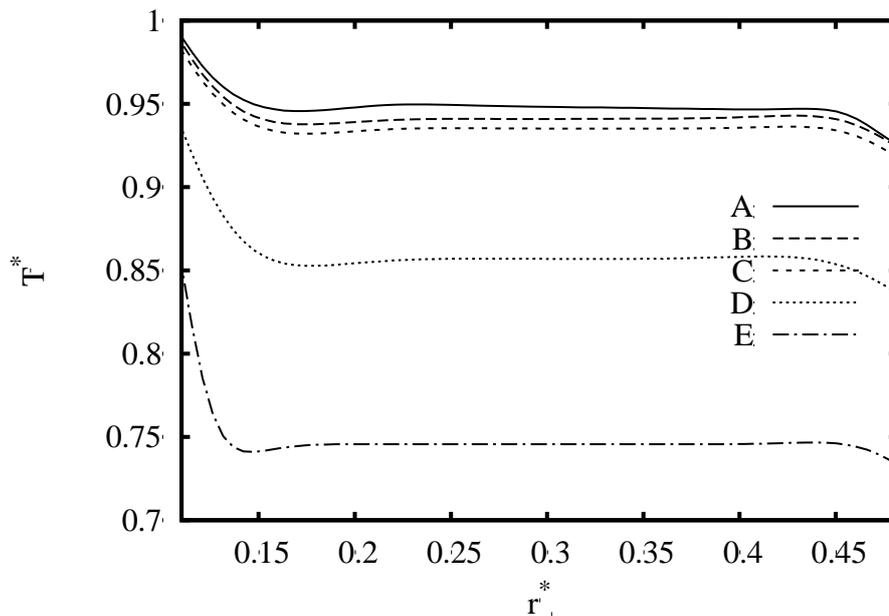


Figura 14. Andamento radiale della temperatura per $t=6h$. Le diverse curve corrispondono alle posizioni verticali indicate in Figura 7. I valori della temperatura sono adimensionalizzati rispetto alla temperatura di riferimento $T_{ref} = \frac{T - T_{in}}{T_{fin} - T_{in}}$ con T_{fin} temperatura di fine prova e con T_{in} temperatura di ingresso fluido termovettore.

La simulazione numerica ha consentito una valutazione dell'effetto della convezione rispetto al caso puramente conduttivo. È stato rimosso il termine di galleggiamento nelle equazioni di conservazione della quantità di moto consentendo quindi la valutazione dei soli effetti conduttivi. In Figura 15 sono quindi riportati gli andamenti del processo di carica nel caso di presenza o assenza dell'effetto convettivo. Dalla simulazione è emersa l'importanza della valutazione del contributo convettivo allo scambio termico.

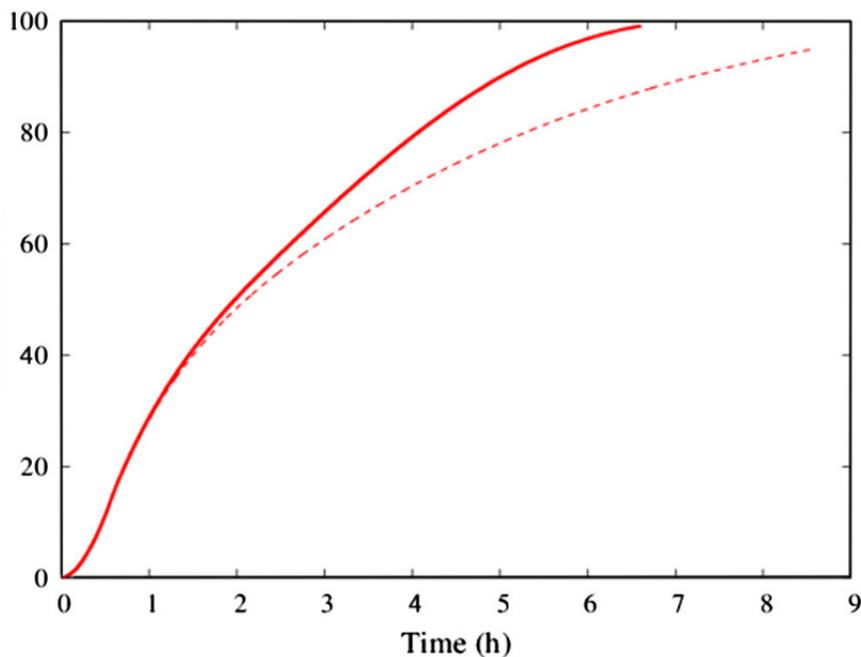


Figura 15. Confronto tra il caso con termine convettivo attivo (linea continua) e termine convettivo (spento) sulla percentuale di liquido del PCM valutata nel tempo.

2.5 Analisi della costante numerica A_{mush}

La fenomenologia associata alla presenza del termine A_{mush} è stata verificata conducendo un'analisi di sensitività sulla variabile. Valori che consentono una descrizione accurata del fenomeno sono pari a $10^5 - 10^6 \text{ kg}/(\text{m}^3 \text{ s})$. Nel grafico in Figura 16 è possibile constatare la sensibilità dei risultati al variare del valore di A_{mush} pari a $10^5 \text{ kg}/(\text{m}^3 \text{ s})$ e $5 \times 10^5 \text{ kg}/(\text{m}^3 \text{ s})$. L'incremento del parametro porta alla modifica del transitorio di passaggio di fase del PCM. In particolare, l'inizio della fase di scioglimento risulta ritardato per poi accelerare ripristinando il tempo totale di cambio fase. Dalle simulazioni effettuate il valore che meglio approssima i rilievi sperimentali risulta essere A_{mush} pari a $10^5 \text{ kg}/(\text{m}^3 \text{ s})$.

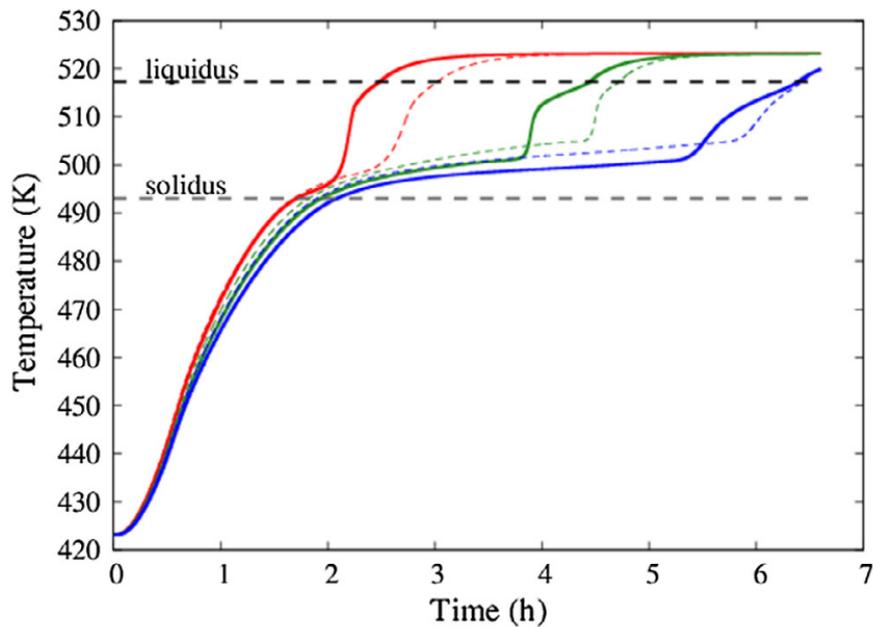


Figura 16. Confronto tra gli andamenti della temperatura interna del PCM nel tempo durante la fase di carica in tre identiche posizioni nel caso $A_{mush} = 10^5 \text{ kg}/(\text{m}^3 \text{ s})$ (linea continua) ed il caso $A_{mush} = 5 \times 10^5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3 \text{ s}}$ (linea tratteggiata).

2.6 Influenza della geometria sulle performance del sistema di accumulo

La presenza di uno scambio termico convettivo all'interno del modulo evidenzia una dipendenza del processo non solo dalle caratteristiche fisiche del processo, ma anche dalle caratteristiche del moto del PCM liquefatto. Al fine di poter confrontare gli effetti di diverse geometrie di sistemi di accumulo sono stati studiati sistemi di accumulo con pari condizioni al contorno. I parametri principali che si sono mantenuti costanti nel confronto sono la massa di PCM e quindi il volume dello stesso, ritenuta la sua densità mediamente costante nel processo, l'area di scambio termico corrispondente all'area della parete del tubo di separazione tra HTF e PCM. Infine, per poter considerare gli effetti della sola geometria nel sistema si è considerato un fluido HTF di capacità termica infinita in modo tale da poter considerare la temperatura della parete costante durante il processo. La costanza di volume e area di scambio termico su una geometria di tipo shell-and-tube porta ad una relazione tra le due variabili:

$$\begin{aligned} \pi(r_e^2 - r_i^2)L &= V \\ 2\pi r_i L &= A \end{aligned}$$

È quindi possibile modificare il rapporto d'aspetto del modulo e verificare l'influenza della forma sul comportamento del sistema di accumulo. In Tabella 5 sono stati riportati i dettagli geometrici dei casi di cui

si verificherà il comportamento. In questa analisi sono stati fissati il volume $V = 1.82 \times 10^{-3} [m^3]$ e l'area $A = 2.51 \times 10^{-2} [m^2]$

Tabella 5. Caratteristiche geometriche dei casi studiati dove si sono mantenuti costanti il volume (V) e l'area di scambio termico (A).

	case 1	case 2	case 3	case 4	case 5	case 6	case 7
r_e/r_i	1.5	2	3	4.375	5	5.5	6
$r_e [mm]$	174	97	54.4	35	30.2	27.3	25
$r_i [mm]$	116	48	18.1	8	6.04	4.96	4
$L [mm]$	34	83	220.6	500	661.7	806.5	965
$L/(r_i - r_e)$	0.58	1.69	6.08	18.5	27.4	36.12	45.9

Una prima parte dell'analisi ha riguardato lo studio dei tempi di carica al variare delle diverse geometrie considerate, mentre in una seconda parte si è analizzato il comportamento nella fase di scarica. Al fine di confrontare i comportamenti dei diversi casi si sono quindi analizzati i tempi di completa carica e scarica del componente. Le condizioni iniziali della fase di carica hanno considerato una temperatura del PCM uniforme e pari a $T_{in} = 423.15K$. Le condizioni al contorno sono state imposte sulle pareti di contenimento del PCM con parete di scambio termico a temperatura costante pari a $T_w = 523.15K$. Le suddette condizioni sono state mantenute costanti per tutti i casi analizzati. Nel caso di carica del componente sono stati considerati i casi 1, 2, 4 e 7 come riportati in Tabella 5 e rappresentati schematicamente in Figura 17.

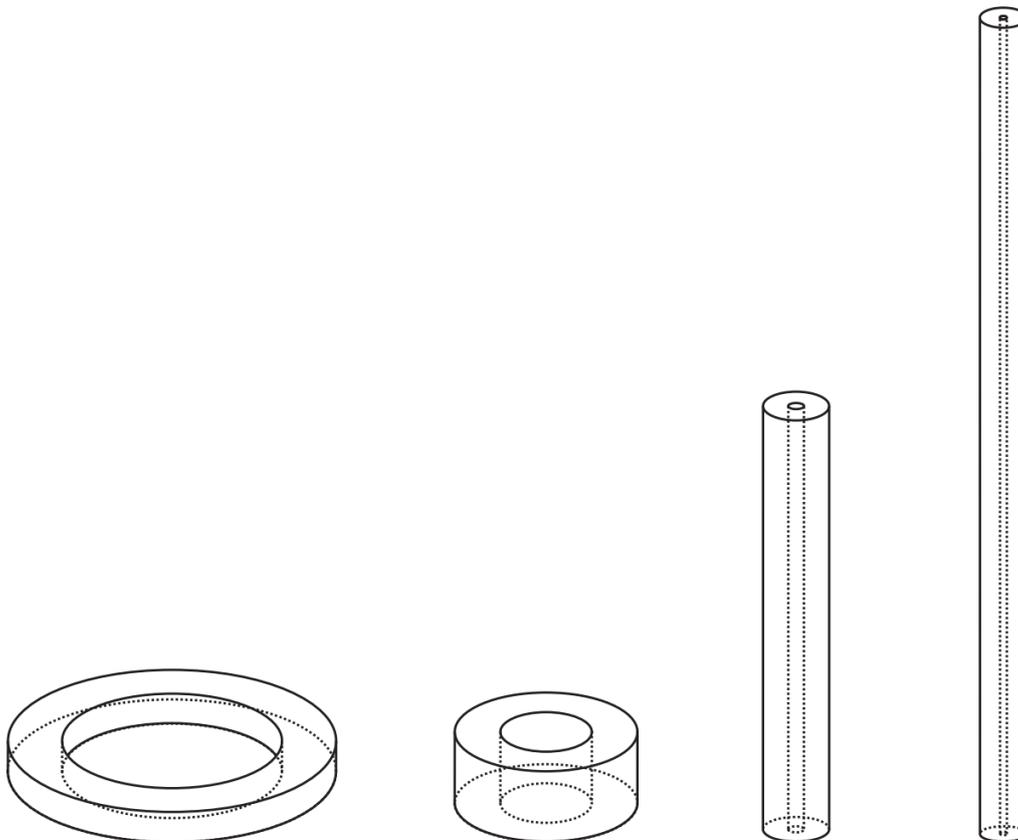


Figura 17. Schematizzazione delle geometrie considerate per i test in fase di carica del sistema shell-and-tube secondo i vincoli considerati di costanza del volume e dell'area di scambio termico. Da sinistra verso destra il caso 1, 2, 4 e 7 come riportati in Tabella 5

I tempi di carica completa sono rappresentati in Figura 18, dove a r_e/r_i più bassi corrispondono tempi di carica limitati nonostante la ridotta altezza del modulo. All'aumentare del rapporto dei raggi i tempi di carica aumentano fino al caso 4 per poi ridursi nuovamente nel caso 7. In quest'ultimo caso il modulo presenta un'altezza maggiore rispetto agli altri casi e, come rappresentato in Figura 17, ha una forma allungata.

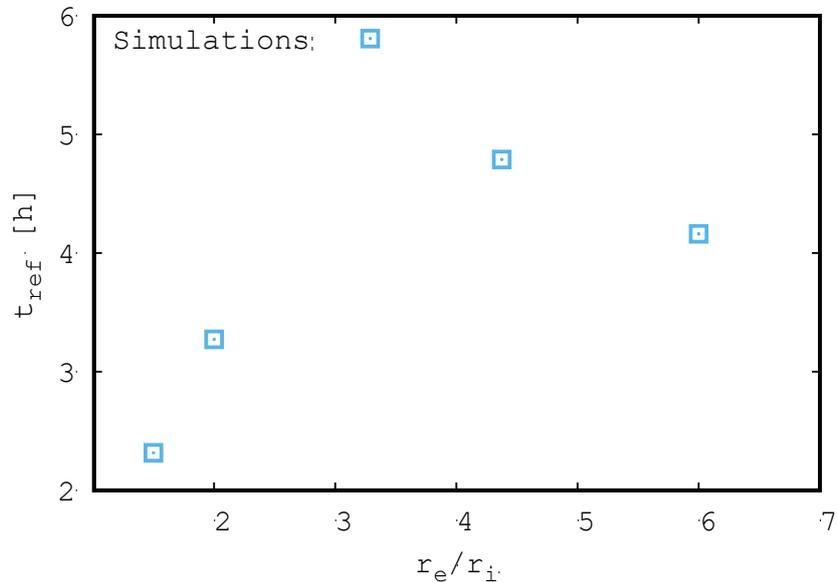


Figura 18. Tempi complessivi di carica completa per i casi 1, 2, 4 e 7 rispetto al rapporto tra il raggio esterno del raggio di influenza del singolo modulo e il raggio della parete di scambio termico, r_e/r_i .

In Figura 19 sono riportati gli andamenti nel tempo della frazione di liquido del PCM evidenziando un comportamento simile anche per frazioni parziali di carica. Le pendenze delle curve evidenziano una relativa costanza della potenza termica per un intervallo temporale ampio.

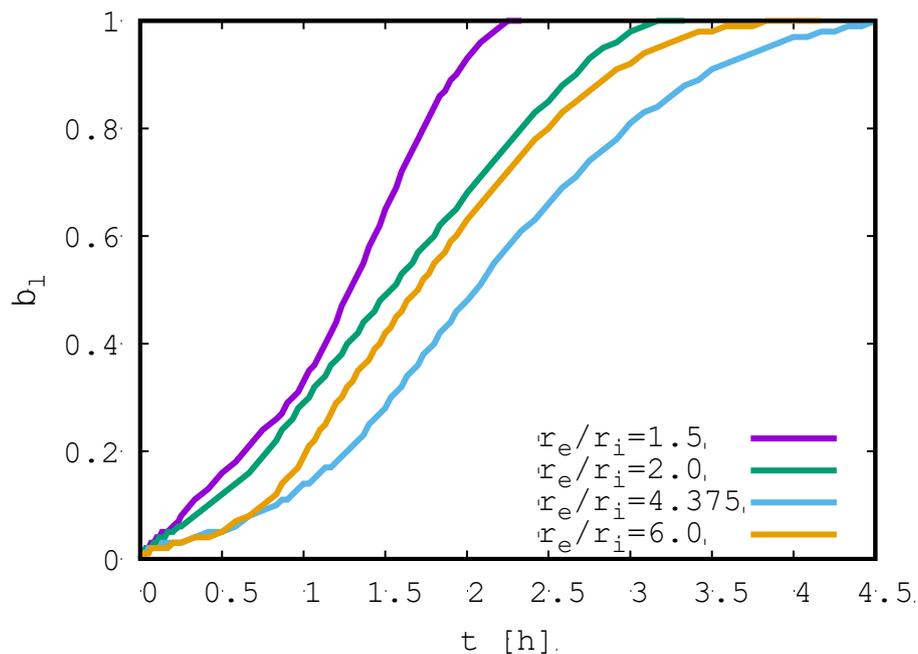


Figura 19. Andamento nel tempo della frazione di liquido per i casi 1, 2, 4 e 7.

L'analisi è quindi stata estesa al caso di scarica del sistema per i casi 2, 3, 4, 5 e 6. In tutti i casi studiati è stata fissata una temperatura del PCM iniziale pari a $T_{in} = 523.15K$, superiore alla temperatura T_{liq} così da garantire la completa liquefazione del PCM. La parete di scambio termico è stata posta a $T_w = 423.15K$. Anche per la fase di scarica, sono stati valutati i tempi totali di solidificazione del PCM. Nel caso della fase di scarica gli andamenti dei tempi complessivi sono risultati essere monotoni rispetto al rapporto dei raggi r_e/r_i a differenza di quanto riscontrato nel caso di carica.

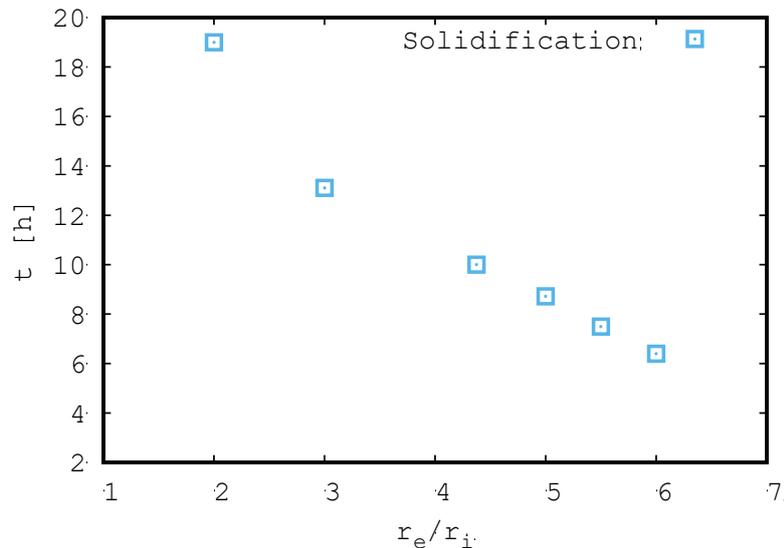


Figura 20. Tempi complessivi di scarica completa per i casi 2, 3, 5, 6 e 7 rispetto al rapporto tra il raggio esterno del raggio di influenza del singolo modulo e il raggio della parete di scambio termico, r_e/r_i .

Il confronto tra i risultati relativi alla carica e quelli relativi alla fase di scarica, vedi Figura 18 e Figura 20, evidenziano come, a parità di geometria, i tempi di carica siano inferiori ai tempi di scarica. Tale differenza risulta più accentuata nei casi geometrici caratterizzati da bassi valori di r_e/r_i . La fase di scarica è quella maggiormente influenzata dalla variazione geometrica del sistema di accumulo con una variazione del tempo di completa solidificazione da circa 20 h per il caso con rapporto $r_e/r_i = 2$, a poco più di 6 h per il caso con rapporto $r_e/r_i = 6$. In Figura 21 sono riportate le distribuzioni spaziali della frazione di liquido, β_l , a diversi istanti di tempo. Lo strato solido a contatto con la parete di scambio termico, posta a sinistra delle immagini, tende ad inspessirsi durante il processo limitando l'importanza del termine promotore della convezione nella restante parte liquida. Questo porta ad un ridotto effetto convettivo con conseguente stratificazione del PCM liquido.

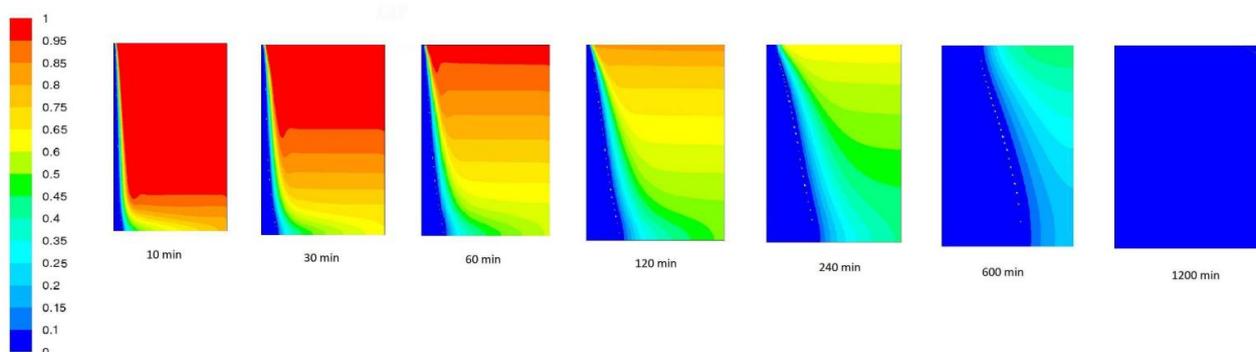


Figura 21. Contours della frazione di liquido, β_l , di PCM relativi all'intero processo di solidificazione (scarica) in una sezione assialsimmetrica del modulo di accumulo termico per il caso $r_e/r_i = 2$ a diversi istanti di tempo. La parete di scambio termico è posta a sinistra in direzione verticale.

Il caso relativo a $r_e/r_i = 4.375$ comporta l'accelerazione del processo di scarica. Il ridotto spessore dello strato solido durante il processo sembra indurre un limitato effetto di isolamento dello scambio termico a parete che si ripercuote anche in un maggiore effetto forzante sulla parte fusa di PCM (Figura 22).

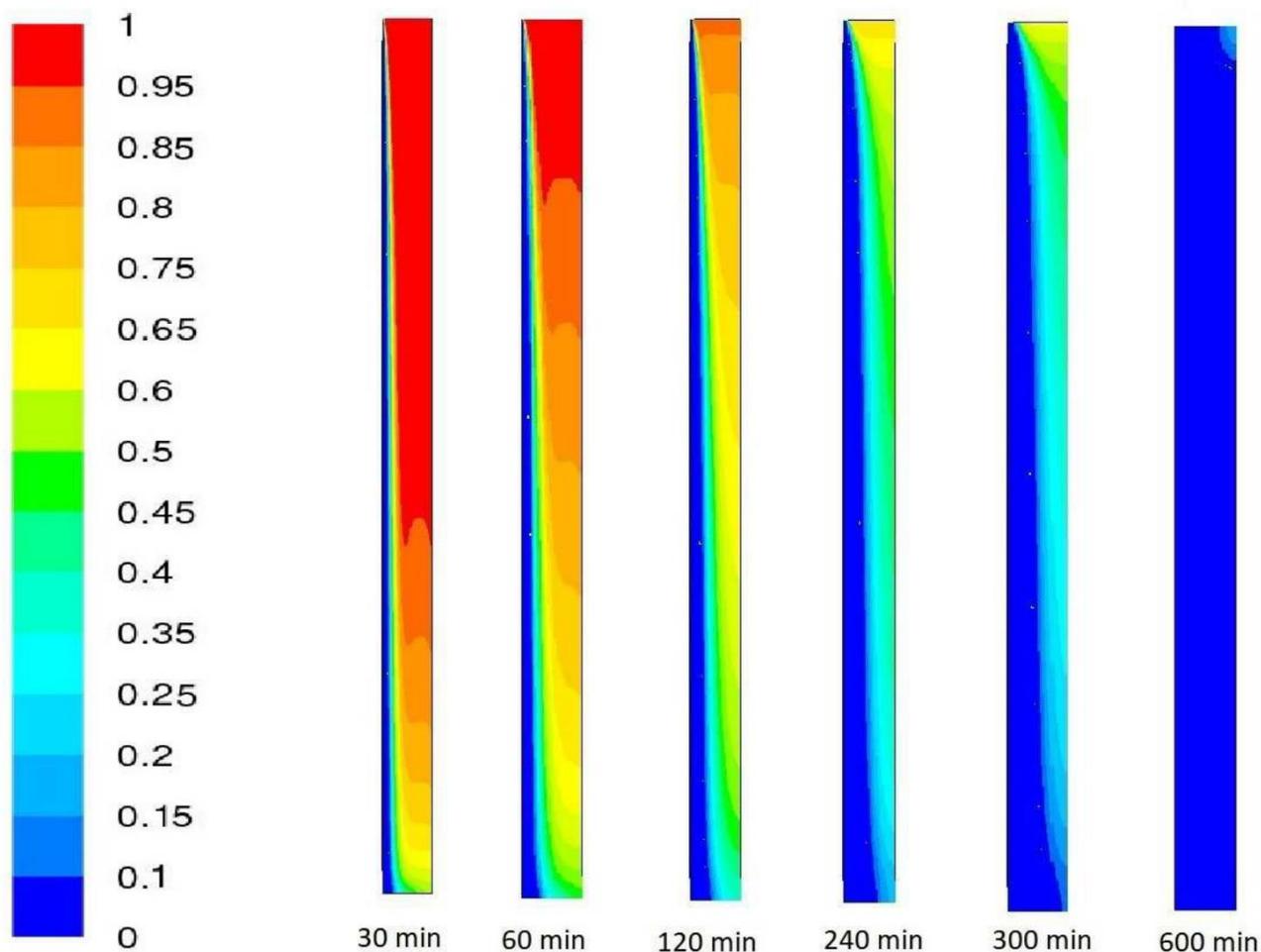


Figura 22. Contours della frazione di liquido, β_l , di PCM relativi all'intero processo di solidificazione (scarica) in una sezione assialsimmetrica del modulo di accumulo termico per il caso $r_e/r_i = 4.375$ a diversi istanti di tempo. La parete di scambio termico è posta a sinistra in direzione verticale.

2.7 Applicazione del modello al sistema multitubo

Il problema coinvolge una geometria multitubo con sviluppo verticale. Nella configurazione a serpentina, rispetto ad un attraversamento in parallelo, il fluido termovettore (HTF) attraverserà il sistema di accumulo per una lunghezza multipla rispetto al suo sviluppo assiale, come riportato in **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata**.³ In tale configurazione l'ipotesi di linearità rispetto al numero di tubi impiegati risulta non più valida. In tal senso, l'analisi verrà condotta sempre sul singolo modulo in diverse configurazioni termodinamiche. Sarà quindi necessario applicare un approccio non più in serie ma in parallelo dei vari moduli. L'obiettivo dello studio dovrà quindi essere quello di individuare e valutare sia qualitativamente che quantitativamente l'effetto della geometria sulla variazione delle condizioni al contorno sui vari moduli. Il fine sarà quindi quello di stimare in maniera corretta le prestazioni del modulo durante il suo funzionamento per poter in seguito passare alla seconda linea di attività del progetto volto all'individuare le correlazioni da implementare in un modello predittivo semplificato.

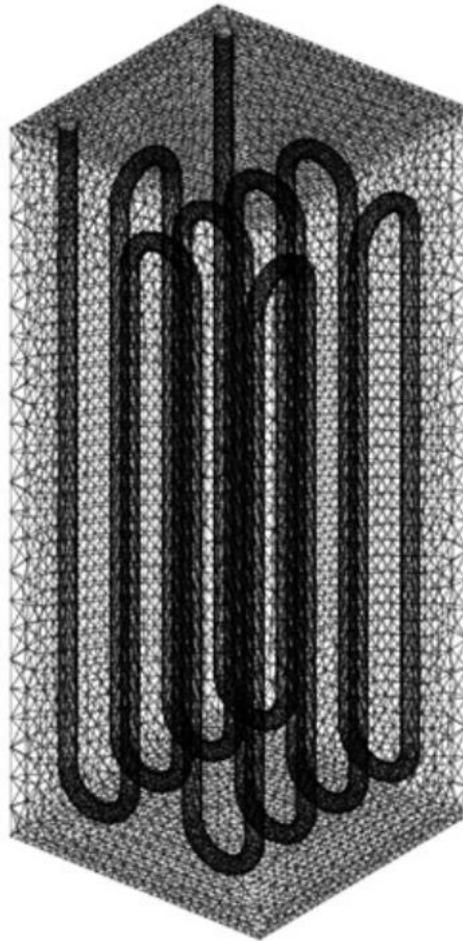


Figura 23. Geometria completa sistema accumulo ENEA-TES-LH02

Il modello è stato quindi approssimato da un singolo tubo verticale. Verranno quindi valutati gli effetti additivi dei moduli che comporranno l'intero sistema, dove ciascun modulo sarà sottoposto a differenti condizioni al contorno. In accordo con la geometria ENEA-TES-LH02 (Figura 23), il primo modulo sarà sottoposto ad un flusso verticale, dall'alto verso il basso, di HTF caratterizzato da una temperatura di ingresso fissata in base alle condizioni operative dell'impianto. I moduli successivi terranno conto sia del verso di attraversamento del fluido HTF sia delle condizioni di ingresso del fluido termovettore a valle del modulo immediatamente precedente. Qualitativamente viene riportato in **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** una schematizzazione del singolo modulo che sarà implementato nel codice di calcolo. La geometria si presta ad una semplificazione ulteriore sfruttando la condizione di assialsimmetria. Questo porta ad una riduzione considerevole dei tempi di calcolo rispetto ad un dominio tridimensionale. In particolare, sono state scelte le stesse dimensioni utilizzate per la geometria ENEA-TES-LH02 come riportate nella Tabella 6. Le scelte progettuali alla base di questi valori sono state dettate dall'esigenza di consentire il corretto sviluppo dei moti convettivi nel PCM, $15 < \frac{L}{d_e} < 30$, e, d'altra parte, di limitare il tempo di fusione del PCM a fronte di mantenere un'adeguata capacità di accumulo del sistema, $3,5 < \frac{D}{d_e} < 4$.

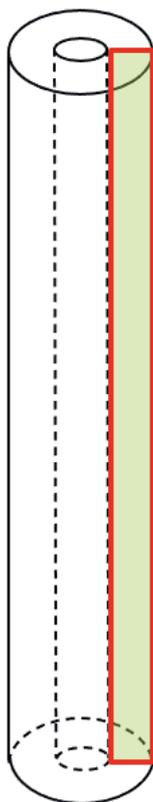


Figura 24. Schematizzazione del modello semplificato relativo al singolo modulo shell-and-tube

Tabella 6. Dimensioni geometriche del modulo ENEA-TES-LH02 utilizzate nella simulazione numerica

Rapporto 'L/d _e '	30
Rapporto 'D/d _e '	4
Diametro est. tubazione 'd _e '	20 (mm)
Diametro int. tubazione 'd _i '	17 (mm)
Diametro di influenza 'D'	80 (mm)
Lunghezza del PCM 'L'	600 (mm)

Il dominio è stato quindi diviso in elementi discreti in modo da definire la griglia di calcolo dove le equazioni di governo vengono risolte in modo discreto tramite metodologie numeriche. La griglia di calcolo realizzata è caratterizzata da un numero di elementi di circa 700x60 elementi, rispettivamente in direzione assiale e radiale. Tale geometria è relativa alla sola zona di accumulo dove è presente il materiale PCM. È stata utilizzata anche una strategia di infittimento variabile della stessa in prossimità delle zone caratterizzate dalla presenza di maggiori gradienti.

Al fine di determinare l'effetto del fluido termovettore sul fenomeno fisico si sono utilizzati tre diverse approssimazioni, dalla più complessa alla più semplificata:

1. la soluzione numerica delle equazioni multidimensionali del flusso interno al tubo HTF,

2. un approccio unidimensionale del moto del fluido HTF,
3. l'imposizione di una temperatura costante sulla parete di scambio termico tra HTF e PCM.

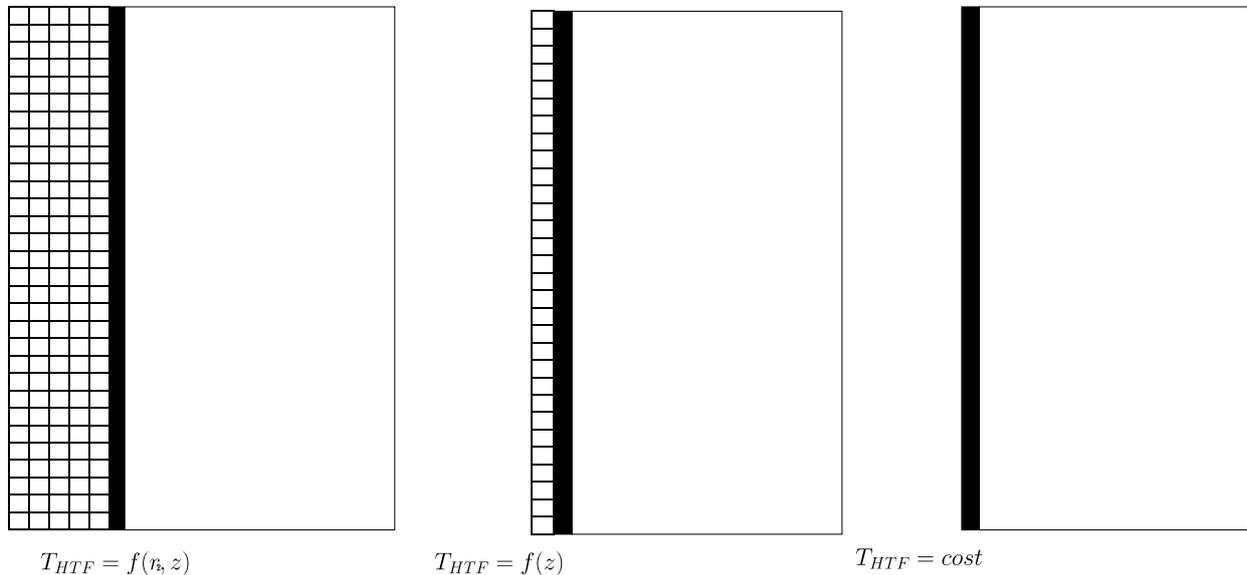


Figura 25. Rappresentazione schematica degli approcci utilizzati nel trattamento numerico del fluido termovettore (HTF). a) approccio bidimensionale assial-simmetrico, dove il flusso e la temperatura del HTF vengono calcolate in ogni cella sia in direzione verticale che radiale; b) approccio unidimensionale, il flusso viene considerato monodimensionale e lo scambio termico viene approssimato da correlazioni Nu-Re; c) temperatura del HTF supposta costante sulla parete di scambio termico.

In Figura 25 vengono rappresentati schematicamente i tre modelli implementati e successivamente confrontati tra loro. Il primo approccio è il più complesso sia per le equazioni risolte sia per il conseguente peso computazionale che ne consegue. Sono infatti risolte le equazioni multidimensionali di conservazione della quantità di moto insieme all'equazione di conservazione dell'energia comprensiva dei termini non lineari e viscosi. La soluzione porterà quindi ad una soluzione assialsimmetrica del campo di moto e di temperatura all'interno del tubo HTF. Il secondo approccio utilizza un modello monodimensionale dello scambio termico dovuto alla presenza del fluido termovettore HTF. Risulta infatti possibile l'utilizzo di correlazioni tra il coefficiente di scambio termico convettivo interno al tubo HTF, h_e , rispetto alle condizioni di flusso. Le caratteristiche del flusso sono caratterizzate dal numero di Reynolds Re_f :

$$Re_f = \frac{\rho_f \cdot u_f \cdot d_i}{\mu_f} = 15425$$

Il numero di Reynolds risulta vicino ad un regime transizionale (15425) vicino ad una condizione turbolenta dove è possibile operare con una legge di correlazione tra il numero di Nusselt ed il numero di Reynolds di Gnielinski:

$$Nu_f = \frac{\frac{f}{8} (Re_f - 1000) Pr_f}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} \left(Pr_f^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 164$$

Dove è stato considerato il fattore di Petukhov f per tubi lisci:

$$f = (0,79 \cdot \ln(Re_f) - 1,64)^{-2} = 0,028$$

Risulta infatti fondamentale nella stima del flusso termico a parete la corretta stima dello scambio termico convettivo interno. Lo scambio termico tra HTF e PCM è infatti caratterizzato da uno scambio termico interno al HTF, lo scambio termico nel tubo metallico di separazione tra i due fluidi e lo scambio termico interno al PCM. In particolare, lo scambio termico nel tubo di separazione tra i due fluidi è di tipo conduttivo e quindi caratterizzato dalla sola conducibilità termica del materiale. L'altra variabile è rappresentata dallo scambio termico all'interno del PCM, che durante il processo di accumulo può passare dallo stato solido a quello liquido. Il modello sviluppato ha tenuto conto di un coefficiente di scambio termico in prossimità della parete, lato PCM, di tipo conduttivo. Questa approssimazione appare valida per la presenza all'interno del PCM in prossimità della parete di scambio termico di un moto verticale per quasi tutta la lunghezza del modulo, come evidenziato in Figura 26. Infatti, in tale condizione il contributo del termine convettivo risulta nullo essendo ortogonali il vettore velocità ed il vettore associato al gradiente di temperatura. Di contro, in prossimità delle pareti superiore ed inferiore la rotazione del flusso rende i due vettori non ortogonali fornendo un contributo non più nullo nell'equazione di trasporto e diffusione dell'energia. L'equazione di bilancio energetico, su ciascun elemento nel modello monodimensionale del HTF, sarà quindi caratterizzata dalle seguenti equazioni associate allo scambio termico:

$$\dot{Q}_{conv,HTF} = h_f \cdot A \cdot (T_{HTF} - T_{tube})$$

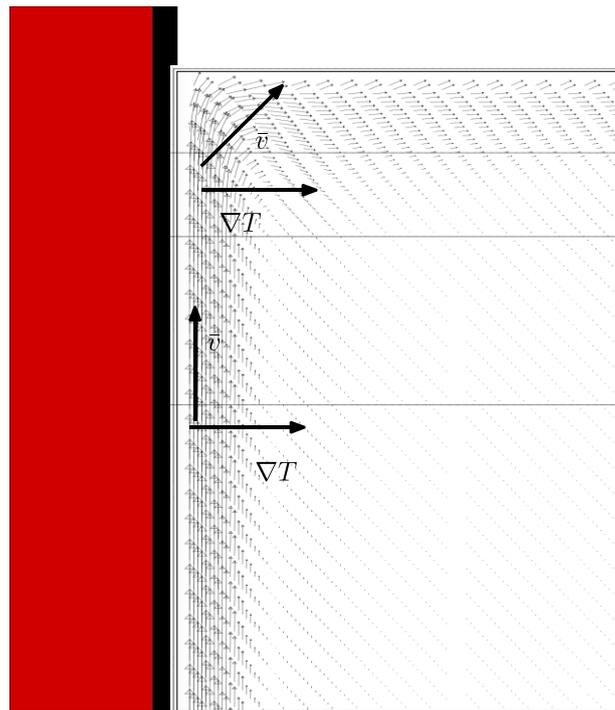
potenza termica scambiata dal HTF per convezione sulla parete interna del tubo;

$$\dot{Q}_{cond,tube} = \frac{k_f \cdot A \cdot (T_{tube} - T_b)}{\Delta x}$$

potenza termica trasmessa per conduzione all'interno del tubo di acciaio con Δx spessore del tubo;

$$\dot{Q}_{cond,PCM} = \frac{k_{PCM} \cdot A \cdot (T_b - T_{PCM})}{\Delta x};$$

potenza termica scambiata sulla superficie esterna del tubo a contatto con il PCM, dove Δx è lo spessore relativo alla prima cella considerata nella discretizzazione del dominio. I punti nei quali vengono considerate le temperature sono raffigurati in Figura 27. **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** Come evidenziato in precedenza, in questa zona lo scambio termico è stato considerato conduttivo, essendo il contributo convettivo nell'equazione di bilancio dell'energia nullo per la quasi totalità dello sviluppo assiale del modulo.



1

Figura 26. vettori di velocità durante la fase di carica del modulo di accumulo. Nella figura è rappresentata una porzione di modulo relativa alla zona più alta. Il flusso del PCM vicino alla parete è parallelo ad essa eccetto che nelle zone più prossime alle pareti superiore, come qui rappresentato, ed inferiore (qui non riportato) del modulo. Sono rappresentate qualitativamente il vettore velocità e il vettore gradiente di temperatura in prossimità della parete sia in una regione intermedia sia in prossimità della parete superiore.

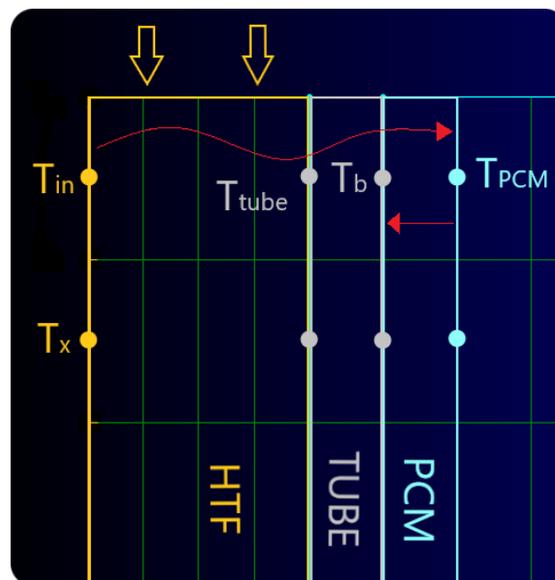


Figura 27. Schematizzazione della zona di interfaccia tra HTF e PCM con evidenziati i punti in cui vengono considerate le temperature nel modello monodimensionale.

Sono stati quindi impostate le condizioni al contorno relativamente alle condizioni di lavoro del primo tubo discendente del modulo. La temperatura di ingresso del fluido HTF è stata impostata pari a 573,15K con una rampa di temperatura di 120s dalla temperatura iniziale di 473,15K che rappresenta la temperatura iniziale del PCM prima della fase di carica. La griglia di calcolo è stata opportunamente verificata tramite

un'analisi di sensitività della griglia. È stata anche condotta una validazione del modello rispetto al timestep impostato nel calcolo. I risultati hanno evidenziato una ragionevole indipendenza dei risultati al variare dei parametri di calcolo (vedi Figura 28).

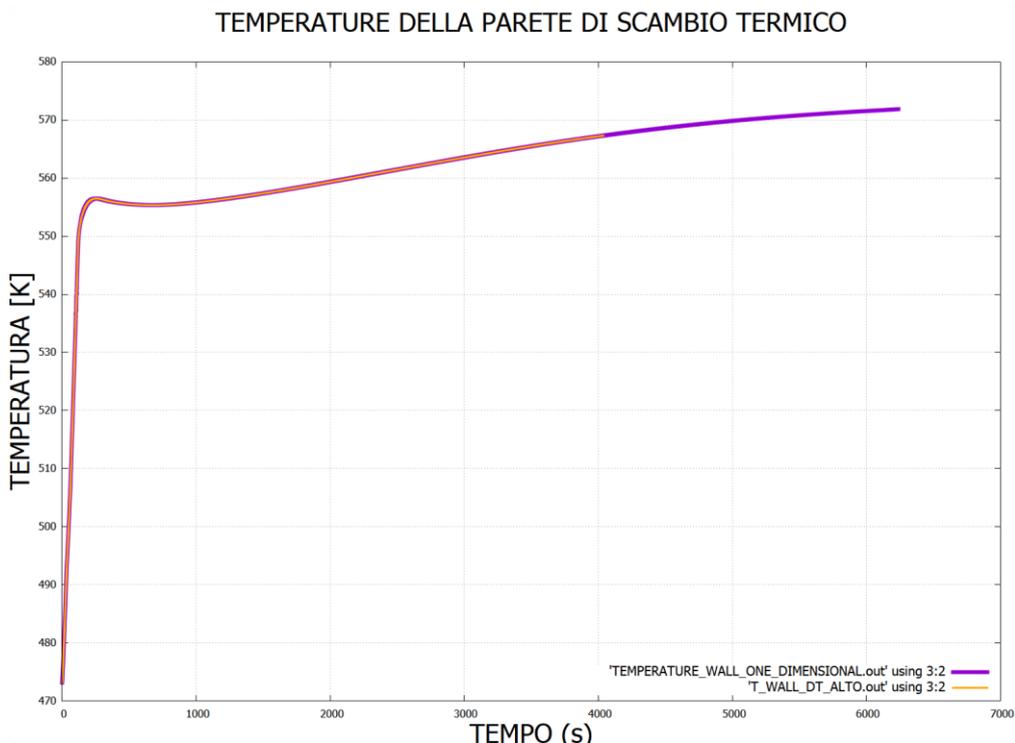


Figura 28. Confronto dell'andamento temporale della temperatura media della parete di scambio termico al variare del timestep: caso 1 $t=0.025s$, caso 2 $t=0.1s$ nel caso di utilizzo del modello monodimensionale.

Qui di seguito si rappresentano quindi i risultati ottenuti rispetto ai diversi approcci utilizzati. Si sono analizzati gli andamenti della frazione di liquido media del PCM rispetto al tempo e dell'entalpia accumulata, come riportato in Figura 29 e Figura 30. Le simulazioni hanno evidenziato un tempo di scioglimento tra il caso monodimensionale e quello completo comparabili senza differenze di rilievo.

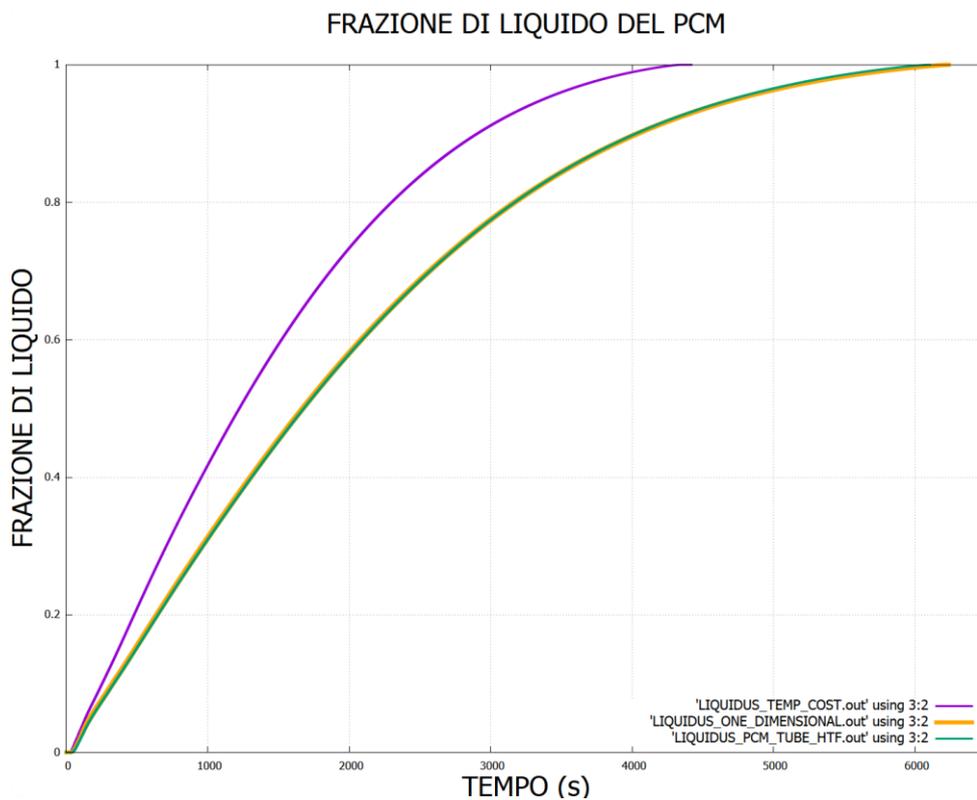


Figura 29. Andamento della frazione di liquido nel tempo il caso con temperatura della parete costante, modello unidimensionale e soluzione completa dell'HTF.

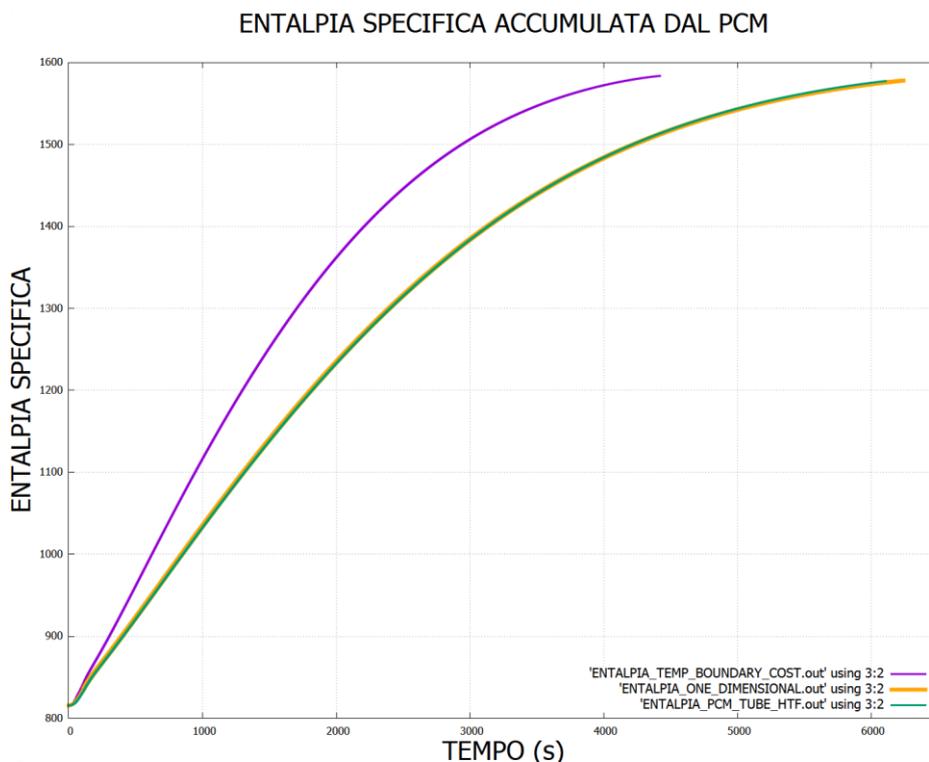


Figura 30. Andamento dell'entalpia nel tempo il caso con temperatura della parete costante, modello unidimensionale e soluzione completa dell'HTF.

L'analisi della temperatura della parete di scambio termico ha evidenziato una maggiore sensibilità rispetto all'analisi delle quantità mediate nel volume. In Figura 31 è evidenziato l'andamento temporale della

temperatura media di parete per la durata totale della fase di carica. Come in precedenza evidenziato, il modello monodimensionale del HTF non modifica sensibilmente la risposta del sistema. Alla fine del transitorio iniziale si può evidenziare il maggiore scostamento tra i due modelli, unidimensionale e completo del HTF, che non incide la bontà del metodo adottato.

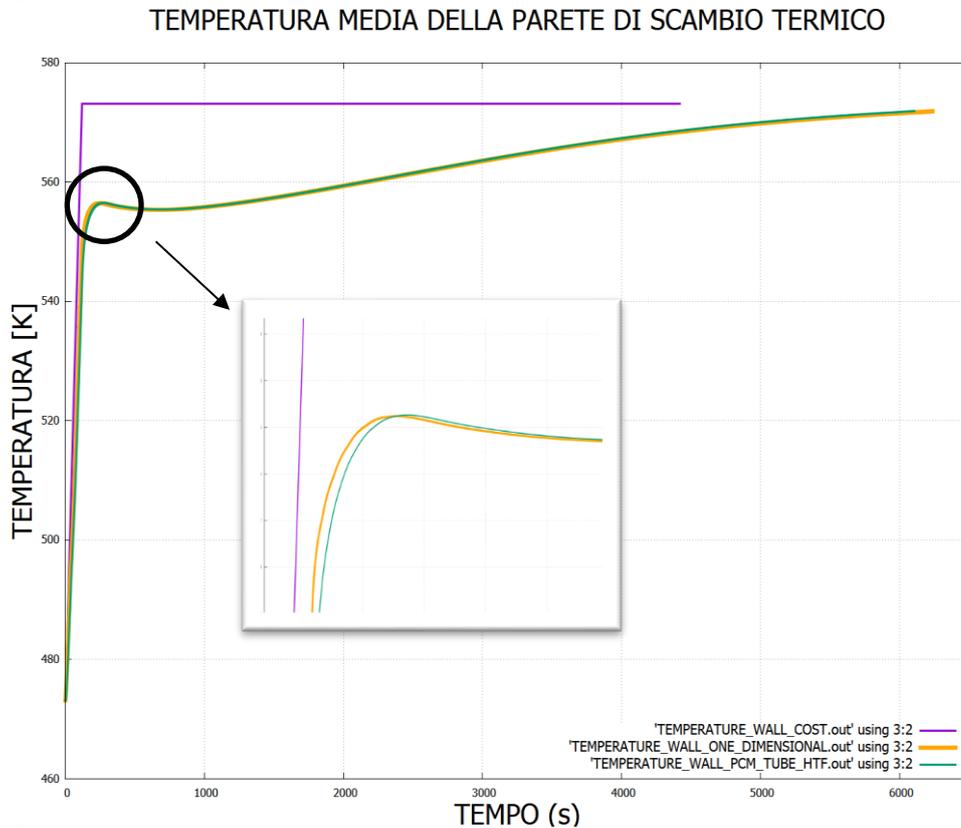


Figura 31. Andamento della temperatura media della parete di scambio termico nei tre casi analizzati. In figura è inserito il dettaglio dello scostamento tra il caso monodimensionale e quello completo alla fine del transitorio iniziale.

A tal fine è stato analizzato l'andamento spaziale della temperatura della parete di scambio termico nei tre casi analizzati ad istanti prefissati. Fissato l'istante temporale in cui la frazione di liquido del PCM è pari al 10% si è quindi riportato tale andamento, vedi Figura 32. L'andamento della temperatura è sovrapponibile per la quasi totalità dello sviluppo assiale del tubo, eccetto che per le sezioni di ingresso ed uscita HTF dal modulo di accumulo termico. Le differenze sono state quindi analizzate e trovano giustificazione nell'approssimazione del modello monodimensionale impiegato. Infatti, il modello contempla un modello di trasmissione del calore di tipo puramente radiale all'interno del tubo. È quindi trascurato il contributo longitudinale allo scambio termico convettivo che non risulta quindi in linea con la soluzione elaborata nel modello completo. In Figura 33 si nota come nel modello di calcolo completo venga inserito un tratto di tubo uscente dal modulo adiabatico rispetto all'ambiente esterno. La conduzione all'interno del tubo fornisce un contributo positivo al flusso termico che tende ad aumentare la temperatura della parete in uscita dal modulo rispetto al modello monodimensionale. Il caso con temperatura costante viene banalmente rappresentato nel grafico.

DISTRIBUZIONE DI TEMPERATURA (10% DI FRAZIONE LIQUIDA)

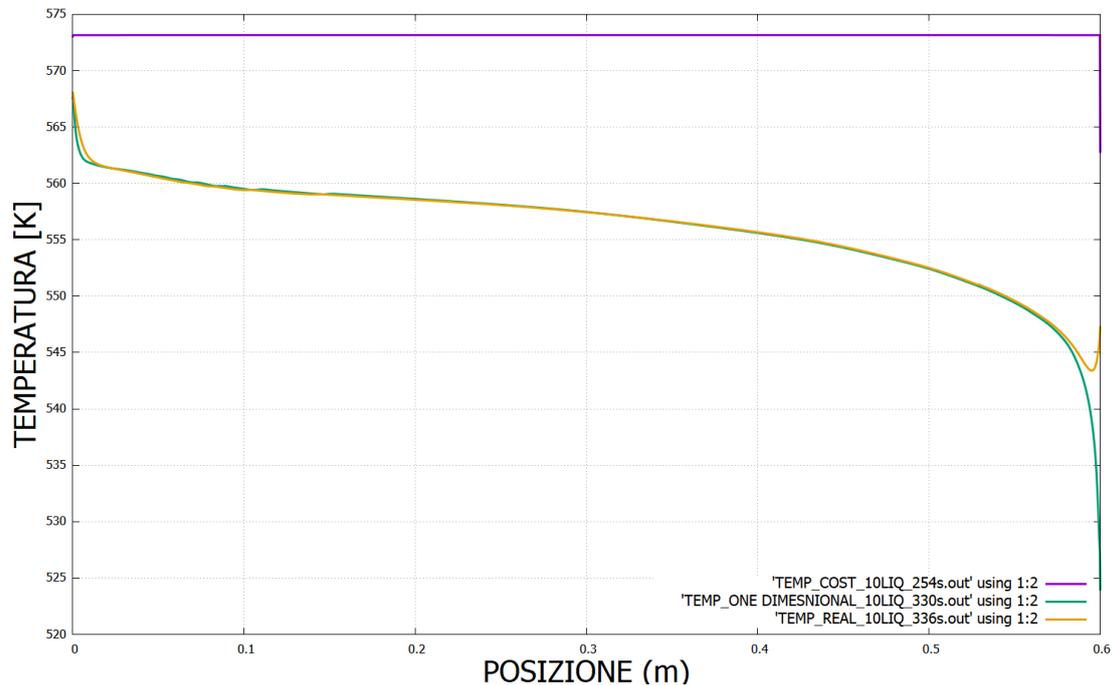


Figura 32. Andamento istantaneo della distribuzione di temperatura della parete lungo la direzione longitudinale del tubo nei tre casi analizzati.

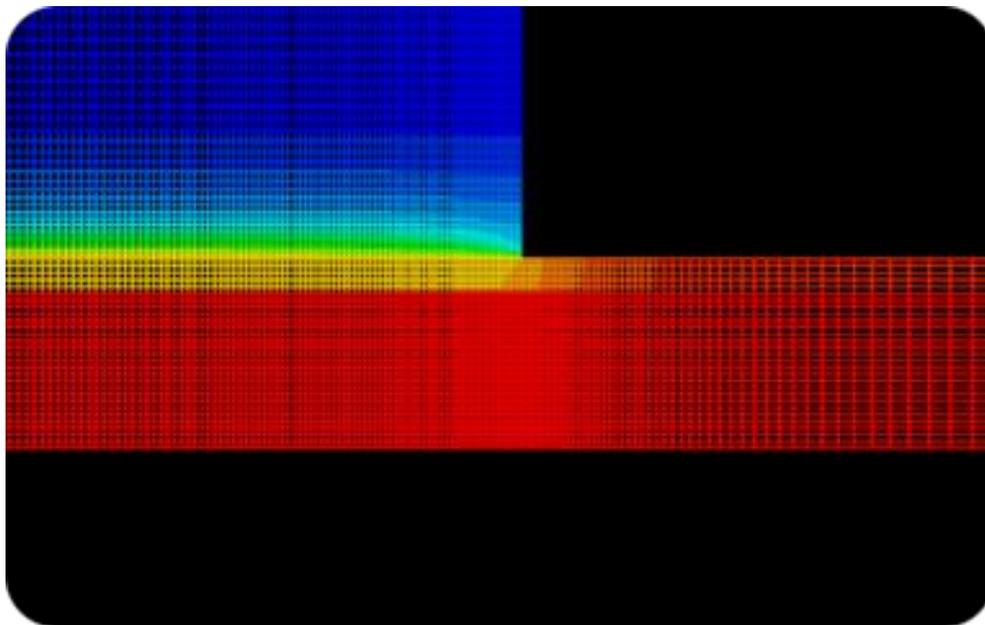


Figura 33. Dettaglio dell'andamento della temperatura nel caso completo in corrispondenza della sezione di uscita HTF dal modulo di accumulo termico.

Gli andamenti evidenziano una variazione di temperatura tra ingresso ed uscita HTF limitata in un intervallo che va da 0 alla fine del processo a 1.8 K nelle fasi iniziali quando lo scambio termico è massimo. I risultati evidenziano come una piccola variazione di temperatura induca differenze in termini di performance del modulo importanti che vanno quindi valutate all'interno di eventuali modelli semplificati di predizione delle performance. Il caso a temperatura costante porta quindi ad una sottostima del tempo di carica essendo la temperatura della parete di scambio mediamente più alta. Al fine della stima del calcolo della temperatura di uscita del fluido HTF sono stati quindi confrontati i tre diversi modelli. In Figura 34 sono rappresentati gli andamenti temporali della temperatura di uscita del fluido HTF dove si evidenzia la predizione corretta di

tale temperatura da parte del modello monodimensionale. Nel grafico è stata anche rappresentata la temperatura HTF in uscita anche nel caso di modello a temperatura di parete costante, dove è stata fatta una stima di tale valore in base alla potenza termica in ingresso al PCM, essendo in questo caso l'HTF assimilabile ad un serbatoio di calore di capacità infinita.

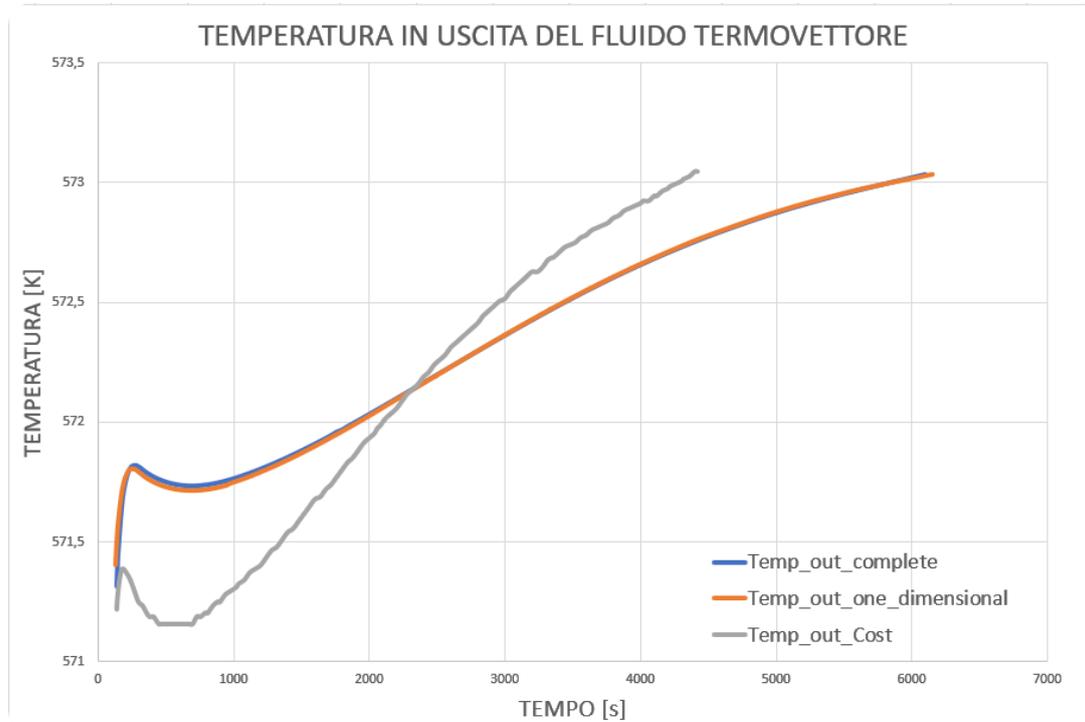


Figura 34. Andamento della temperatura di uscita del fluido termovettore nei casi analizzati. La temperatura indicata nel caso con temperatura di parete costante fa riferimento al flusso termico associato allo scioglimento del PCM rispetto ai parametri fisici e cinematici associati al caso studio.

3 Conclusioni

È stato sviluppato un modello numerico di simulazione di sistemi di accumulo a cambiamento di fase in grado di prevederne il comportamento, con particolare attenzione alle caratteristiche del prototipo ottimizzato ENEA. Il modello si basa sul software di calcolo fluidodinamico Ansys Fluent. Il modello è stato opportunamente validato sia con risultati di letteratura che con misurazioni su impianti ENEA coprendo un intervallo di temperature operative sia basse che medio/alte. L'analisi dei risultati delle simulazioni numeriche ha permesso una caratterizzazione di dettaglio dei campi di moto, delle distribuzioni di temperatura e della fisica legata al passaggio di fase per il materiale di accumulo termico. I campi di velocità hanno evidenziato la presenza di un flusso verticale verso l'alto del fluido a più stretto contatto con la parete di scambio termico che porta l'instaurarsi di una cella convettiva posizionata nella parte alta del sistema di accumulo. I principali effetti dei parametri fisici del sistema di accumulo e dei parametri prettamente numerici del modello sono stati analizzati in dettaglio. Tra i parametri fisici si sono analizzati gli effetti sia sulla fase di carica che su quella di scarico delle caratteristiche dimensionali, come altezza, larghezza e spessore del contenitore, sulla risposta del sistema sia in fase di carica che in fase di scarica. Le prove hanno portato un'evidenza dell'influenza di tali parametri sui tempi di carica e scarica del sistema fornendo un'indicazione sia qualitativa che quantitativa utile al corretto dimensionamento e successiva ottimizzazione del sistema. I parametri numerici del modello hanno evidenziato l'influenza sui risultati del valore della costante A_{mush} . La presenza di moti convettivi ha quindi suggerito la valutazione degli effetti geometrici sulle prestazioni del sistema. Per poter confrontare diverse geometrie si sono posti come vincoli delle varie prove la quantità di energia accumulabile, quindi la massa del materiale di accumulo, l'area della parete di scambio termico e la temperatura della parete di scambio termico. I risultati ottenuti hanno evidenziato una importante dipendenza dei tempi di carica e scarica del sistema dalle caratteristiche geometriche. La fase di carica garantisce tempi notevolmente più bassi rispetto ai tempi di scarica. Tuttavia, il rapporto d'aspetto influisce in modo opposto sui tempi di carica e di scarica. I risultati ottenuti saranno quindi propedeutici alla formulazione di modelli semplificati di predizione delle caratteristiche del sistema. Un ulteriore approfondimento è stato effettuato passando da un livello di semplificazione del fluido termovettore maggiore, temperatura parete costante, ad un modello che tenesse in considerazione anche gli effetti del sistema sul fluido termovettore. Il modello è stato sviluppato a partire dal prototipo multitubo sviluppato in ENEA. L'analisi si è soffermata sulla semplificazione della soluzione della fluidodinamica e dello scambio termico associato al fluido termovettore. A tal fine sono stati utilizzati tre livelli di approssimazione del problema:

- Modello completo, in cui il flusso HTF è stato risolto in modo completo nella direzione assiale e radiale anche in termini di scambio termico ed accoppiato allo scambio termico attraverso il tubo interno e il materiale di accumulo PCM.
- Modello unidimensionale: il flusso HTF è stato approssimato tramite leggi note di correlazione tra i parametri di flusso e fisici di parete ed il coefficiente di scambio termico convettivo interno.
- Modello semplificato: il flusso HTF non è risolto o approssimato, è stata imposta una temperatura costante alla parete di scambio termico in accordo con il limitato salto termico tra ingresso ed uscita del fluido dal modulo.

Le simulazioni hanno evidenziato come il modello monodimensionale sia in grado di approssimare la soluzione ottenuta dal modello più complesso con un'ottima approssimazione. Lo scostamento tra i due risultati risulta complessivamente trascurabile. Piccole differenze sono state evidenziate in corrispondenza delle sezioni di ingresso ed uscita in accordo con l'approssimazione adottata nel modello di scambio termico monodimensionale. Le analisi hanno portato ad una stima della temperatura di uscita del fluido termovettore durante il processo di scioglimento garantendo una stima della potenza termica scambiata. I risultati risultano essere propedeutici al proseguimento dell'attività di ricerca che ha come obiettivo lo sviluppo di un modello semplificato di predizione delle performance del modulo di accumulo.

4 Riferimenti bibliografici

1. C. R. C. Rao, H. Niyas, P. Muthukumar, Performance tests on lab-scale sensible heat storage prototypes, *Applied Thermal Engineering* 129 (2018) 953 – 967.
doi:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.085>.
2. B. Zalba, J. M. Marlin, L. F. Cabeza, and H. Mehling, Review on thermal energy storage with phase change: Materials, heat transfer analysis and applications, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, no. 3, pp. 251–283, Feb. 2003. DOI: 10.1016/S1359-4311(02)00192-8.
3. S. Sharma, K. Sagara, Latent heat storage materials and systems: A review, *International Journal of Green Energy* 2 (1) (2005) 1–56. doi:10.1081/GE- 200051299.
4. A. Sharma, V. Tyagi, C. Chen, D. Buddhi, Review on thermal energy storage with phase change materials and applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2) (2009) 318–345.
doi:10.1016/j.rser.2007.10.005
5. A. Crespo, C. Barreneche, M. Ibarra, W. Platzer, Latent thermal energy storage for solar process heat applications at medium- high temperatures – A review, *Solar Energy* (2018),
doi:<https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.06.101>
6. V. R. Voller, M. Cross, and N. C. Markatos, “An enthalpy method for convection/diffusion phase change,” *Int. J. Numer. Methods Eng.*, vol. 24, no. 1, pp. 271–284, Jan. 1987. DOI: 10.1002/nme.1620240119.
7. V. Voller, and C. Prakash, “A fixed grid numerical modelling methodology for convection-diffusion mushy region phase-change problems,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 30, no. 8, pp. 1709–1719, Aug. 1987. DOI: 10.1016/0017-9310(87)90317-6.
8. A. D. Brent, V. R. Voller, and K. J. Reid, “Enthalpy- porosity technique for modeling convection-diffusion phase change: Application to the melting of a pure metal,” *Numer. Heat Transf.*, vol. 13, no. 3, pp. 297–318, Apr. 1988. DOI:10.1080/ 10407788808913615.
9. S. Seddegh, X. Wang, and A. D. Henderson, “Numerical investigation of heat transfer mechanism in a vertical shell and tube latent heat energy storage system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 87, pp. 698–706, Aug. 2015. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.05. 067.
10. Y. Tao, Y. Liu, and Y.-L. He, “Effects of PCM arrangement and natural convection on charging and discharging performance of shell-and-tube LHS unit,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 115, pp. 99–107, Dec. 2017. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.07. 098.
11. S. Seddegh, M. M. Joybari, X. Wang, and F. Haghghat, “Experimental and numerical characterization of natural convection in a vertical shell-and- tube latent thermal energy storage system,” *Sustain. Cities Soc.*, vol. 35, pp. 13–24, Nov. 2017. DOI: 10. 1016/j.scs.2017.07.024.
12. Anica Trp, Kristian Lenic, Bernard Frankovic, “Analysis of the influence of operating conditions and geometric parameters on heat transfer in water-paraffin shell-and-tube latent thermal energy storage unit”, *Appl. Th. Eng.*, Volume 26, Issue 16, 2006, Pages 1830-1839, DOI:
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.02.004>

5 Abbreviazioni ed acronimi

TES		Thermal Energy Storage
LHTES		Latent Heat Thermal Energy Storage
PCM		Phase Change Material
T_{sol}	[K]	Temperatura di solidus
T_{liq}	[K]	Temperatura di liquidus
T	[K]	Temperatura
H	[J/kg]	Entalpia totale
h_{ref}	[J/kg]	Entalpia di riferimento
ΔH	[J/kg]	Entalpia latente
c_p	[J/(kg K)]	Calore specifico a pressione costante
L	[J/kg]	Calore latente
A_{mush}	[kg/(m ³ s)]	Costante mushy zone
S	[N/m ³]	Termine sorgente
\vec{u}	[m/s]	Velocità
p	[Pa]	Pressione statica
k	[W/(m K)]	Conducibilità termica

Curriculum scientifico del gruppo di lavoro

Curriculum Vitae FRANCESCO FORNARELLI

Ruolo universitario

Ricercatore t.d. legge 240/10 art.24 lett. b

Settore scientifico-disciplinare

ING-IND/08 – Macchine a Fluido

Afferenza

Dipartimento di Scienze Agrarie, Alimenti, Risorse Naturali e Ingegneria Università degli Studi di Foggia

Formazione e principali esperienze scientifiche e/o professionali

2021 Ricercatore a tempo determinato tipo b presso l'Università degli Studi di Foggia

2019 Commissario esame di stato per l'abilitazione nazionale alla professione di Ingegnere

2018-2020 Ricercatore a tempo determinato tipo a presso il Politecnico di Bari

2014-2018 Assegnista di Ricerca presso il Politecnico di Bari

2008 Dottorato di ricerca in Ingegneria Civile ed Ambientale presso l'Università degli Studi di Genova

2003 Dottore in Ingegneria Meccanica presso il Politecnico di Bari

2002 Short Training Period presso il von Karman Institute for Fluid Dynamics

Attuali interessi di ricerca e recenti progetti finanziati

Responsabile scientifico progetto ENEA Ricerca di Sistema su sistemi di accumulo di energia termica

Responsabile scientifico del Politecnico di Bari progetto PON MIUR Ricerca ed Innovazione (Cod. ASR01 00849)

Principali attività scientifiche

2014 - 2016 Partecipante al progetto di Meccanica Statistica dell'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare (INFN). Titolo: "Particles and Fields in Turbulent Flows" c/o INFN, Lecce, Gruppo IV, Progetto TV62.

2013 - 2015 Partecipante al progetto "Governing Physical Principles for Synthesis of Composite Hydrogels" (GA- 5204075127) in MISTI program (MIT International Science and Technology Initiatives) at Massachusetts Institute of Technology (USA), partner Politecnico di Bari.

Attività didattica

Docente titolare dei corsi di Sistemi Energetici II, Produzione Sostenibile dell'Energia, Modellistica e Simulazione degli Impianti Motori, Termodinamica Applicata, Calcolo Numerico

Altre experties

Revisore per numerose riviste scientifiche internazionali

Chairman e Organizzatore di convegni scientifici nel settore di appartenenza

CURRICULUM VITAE

Sergio Mario CAMPOREALE

AFFILIATION

Dept. Mechanics, Mathematics and Management, Polytechnic of Bari

BIOGRAPHY

2017 - Full Professor of Fluid Machinery, at Polytechnic of Bari (Italy)

1983, Laurea Degree (five years degree) in Mechanical Engineering, in 1983 at the University of Bari, with honours.

DIDACTIC ACTIVITY

Scientific Responsible of the 1st Bari Automotive Summer School, in cooperation with BOSCH-CVIT, Bari-Modugno

He has thought courses of "Energy Systems II", "Internal Combustion Engines", "Thermal Power Plants", "Applied Thermodynamics", "Energy Systems I", "Renewable Energy" and "Modeling and Simulation of Energy Systems"

ACADEMIC COMMITMENTS

Rector's Delegate of the Polytechnic of Bari for Education and Teaching

Member of the Scientific Board of the Doctorate in Mechanical Engineering

Head of the Master Degree in Mechanical Engineering, 3-years period 2015-2018- 2018-2021

RESEARCH GRANTS

- Program PON – "MEL – Marine Energy Lab", Responsible of Research Unit of Politecnico di Bari, Research project for design and development of an innovative offshore wind turbine (budget of Politecnico: 560,242.00 eur) Industrial Partner AVIO S.p.A.
- Program PON02_00576_3333604 "INNOVHEAD -Innovative Technologies for reducing emissions, fuel consumption and operating costs of Heavy Duty engines", responsible of the Research Objective #6 "Fluid-dynamic simulation of engine with Variable Valve Actuation", partner Centro Ricerche FIAT of Valenzano (Bari)
- Program PON "SEB – Smart Energy Boxes", responsible of research activities A1.1, 1.4 e 1.7, integrated system for power generation and energy storage. Partner: AVIO S.p.A
- Program "Industry 2015", Responsible of Research Unit of Politecnico di Bari , Project "Integration of MILD technologies in low emissions combustion systems".
- PRIN 2004-2006. Responsible of Research Unit of Politecnico di Bari. Project title: "Development and tests of a turbine for wave energy conversion" within in the National Research Program entitled "New breakwaters for coastal protection and wave energy conversion into electric energy,"
Helmholtz resonators for damping combustion instabilities"

AWARDS

- Finmeccanica "Innovation" award 2014 for the project "Helmholtz resonators for gas turbine burner", in sharing with Ansaldo Energia R&D combustion group
- **2015 Turbo Expo Best Paper Award** with the paper "GT2015-43571 - EXTERNALLY FIRED MICRO GAS TURBINE AND ORC BOTTOMING CYCLE: OPTIMAL BIOMASS/NATURAL GAS CHP CONFIGURATION FOR RESIDENTIAL ENERGY DEMAND" Author(s): Sergio Mario Camporeale, Patrizia D. Ciliberti, Antonio Pantaleo, Bernardo Fortunato & Marco Torresi
- **ORC 2017 - Best Paper Award** for the paper "Hybrid solar-biomass combined Brayton/organic Rankine-cycle plants integrated with thermal storage: Techno-economic feasibility in selected Mediterranean areas" by Antonio M. Pantaleo, Sergio M. Camporeale, Arianna Sorrentino, Adio Miliuzzi, Nilay Shah, and Christos N. Markides, <https://www.journals.elsevier.com/renewable-energy/awards/renewable-energy-article-wins-orc-2017-best-paper-award>