

Ricerca di Sistema elettrico



Tecnologie avanzate e sistemi complessi: Nuovi fluidi refrigeranti e nuove applicazioni di materiali PCM su componenti delle pompe di calore (LA4.12)

M. Azzolin, N. Mattiuzzo, M. Tancon, S. Bortolin, D. Del Col

TECNOLOGIE AVANZATE E SISTEMI COMPLESSI: NUOVI FLUIDI REFRIGERANTI E NUOVE APPLICAZIONI DI MATERIALI PCM SU COMPONENTI DELLE POMPE DI CALORE (LA 4.12).

Autori: M. Azzolin, N. Mattiuzzo, M. Tancon, S. Bortolin, D. Del Col (Università degli Studi di Padova, Dipartimento di Ingegneria Industriale)

Dicembre 2024

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dell'Ambiente e della Sicurezza Energetica - ENEA Piano Triennale di Realizzazione 2022-2024

Obiettivo: Decarbonizzazione

Progetto: Tema di ricerca 1.7 - Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico negli usi finali

Linea di attività: 4.12

Responsabile del Progetto: Claudia Meloni, ENEA

Responsabile del Work Package: Raniero Trinchieri, ENEA

Responsabile Linea di Attività: Stefano Bortolin - Università degli Studi di Padova, Dipartimento di Ingegneria Industriale

Mese inizio previsto: luglio 2023

Mese inizio effettivo: luglio 2023

Mese fine previsto: dicembre 2024

Mese fine effettivo: dicembre 2024

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione: "Studio di sistemi ibridi termo-fotovoltaici accoppiati a pompe di calore, nuovi fluidi refrigeranti e materiali PCM per componenti e accumuli termici per pompe di calore".

Indice

| | | |
|-------|--|----|
| 1 | Risultati attesi | 5 |
| 2 | Risultati ottenuti..... | 7 |
| 3 | Prodotti attesi | 8 |
| 4 | Prodotti sviluppati | 9 |
| 5 | Analisi degli scostamenti su attività e risultati..... | 10 |
| 6 | Sintesi delle attività svolte | 11 |
| 7 | Dettaglio delle attività svolte..... | 12 |
| 7.1 | Condensazione di refrigeranti a basso GWP per impieghi in pompe di calore | 12 |
| 7.1.1 | Misura dei coefficienti di scambio termico durante la condensazione interno tubo 12 | |
| 7.1.2 | Validazione di modelli per il calcolo dei coefficienti di scambio termico utilizzando i nuovi dati sperimentali misurati | 13 |
| 7.1.3 | Visualizzazione dei regimi di deflusso durante la condensazione interno tubo | 14 |
| 7.1.4 | Misure di spessore di film liquido e confronto dei dati sperimentali con simulazioni CFD | 15 |
| 7.2 | Sistemi innovativi di accumulo termico in cambiamento di fase per integrazione con pompe di calore | 16 |
| 7.2.1 | Modello a parametri distribuiti per la simulazione numerica di un sistema di accumulo termico latente (LTES) | 16 |
| 7.2.2 | Indagine sperimentale del processo di carica e scarica di un accumulo termico innovativo che utilizza materiali a cambiamento di fase (PCM) | 17 |
| 7.2.3 | Realizzazione di un modello che permette di simulare il funzionamento di sistemi di accumulo accoppiati a una pompa di calore | 19 |
| 8 | Contributo delle eventuali consulenze alle attività sopra descritte..... | 21 |
| 9 | Pubblicazioni scientifiche..... | 22 |
| 10 | Eventi di disseminazione | 23 |

Indice delle figure

| | |
|---|----|
| Figura 1 - Coefficienti di scambio termico durante la condensazione misurati con: a) R1233zd(E) nel canale da 2.76 mm; b) R1233zd(E) nel canale da 0.96 mm; c) R1234ze(E) nel canale da 2.76 mm; d) R1233zd(E) nel canale da 3.38 mm. | 13 |
| Figura 2 - Visualizzazione dei regimi di deflusso bifase: a) R1234ze(E) nel canale di 2.76 mm; b) R1233zd(E) nel canale di 2.76 mm; c) R1233zd(E) nel canale da 3.38 mm. Le immagini si riferiscono alla temperatura di saturazione di 40 °C e a diversi valori di portata specifica G e di titolo di vapore x | 15 |
| Figura 3. Confronto tra gli spessori di film di liquido misurati e i valori ottenuti dalle simulazioni numeriche ($B = 1$) durante il deflusso anulare di R245fa a $G = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e titolo di vapore $x = 0.77$: a) spessore del film di liquido in funzione del tempo; b) distribuzione delle frequenze dello spessore del film di liquido. | 16 |
| Figura 4. a) Discretizzazione del dominio di calcolo con riferimento alla parte superiore dell'unità LTES. b) Andamento nel tempo della temperatura media del PCM: confronto tra risultati del modello e dati sperimentali (Sezione 7.2.2) per diverse differenze di temperatura ΔT | 17 |
| Figura 5. a) Layout del setup utilizzato per lo studio del processo di carica e scarica di unità LTES. b) Esempio di unità LTES con alettatura interna (scambiatore di calore <i>bar-and-plate</i>). | 18 |
| Figura 6. a) Evoluzione della temperatura del PCM (in zone diverse) e del fluido termovettore (ingresso/uscita) al variare del tempo per una portata di massa di 100 kg/h e per una differenza di temperatura ΔT pari a 3 K. b) Confronto tra due diverse unità LTES (con e senza alette) in termini di tempo richiesto per completare la fusione del PCM. | 19 |
| Figura 7. a) Schema della pompa di calore e del circuito idronico. Il sistema di accumulo (TANK) è collegato con il <i>gas-cooler</i> (GC) della pompa di calore e con le utenze (SH: riscaldamento, DHW: acqua calda sanitaria). b) Discretizzazione dell'accumulo termico in più strati. c) Schema dei flussi termici considerati per un generico strato i -esimo. | 19 |
| Figura 8. Risultati ottenuti dalle simulazioni numeriche effettuate su due giorni consecutivi e considerando il carico SH+DHW nella località di Roma con una pompa di calore a doppia sorgente a CO_2 (R744) accoppiata con sistema di accumulo: a) andamento dei carichi termici da soddisfare per riscaldamento e acqua calda sanitaria; b) potenza termica che la pompa di calore dovrà erogare. | 20 |

Indice delle tabelle

| | |
|--|----|
| Tabella 1 - Confronto tra i coefficienti di scambio termico misurati e le correlazioni: errore medio assoluto e_{AB} per i modelli di Cavallini <i>et al.</i> (2006) [doi.org/10.1080/01457630600793970], Shah (2022) [doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123069], Thome <i>et al.</i> (2003) [doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00140-6] con i fluidi R1233zd(E) e R1234ze(E) alla temperatura di saturazione di 40 °C. | 14 |
|--|----|

1 Risultati attesi

La linea di attività LA 4.12 si è concentrata sullo studio dello scambio termico in cambiamento di fase (condensazione di fluidi refrigeranti e solidificazione/fusione di materiali PCM - *Phase-Change Materials*) con applicazione alle pompe di calore. Lo studio si è basato su un approccio di tipo sperimentale e numerico, utilizzando i laboratori disponibili presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova.

È di fondamentale importanza poter realizzare pompe di calore efficienti che utilizzano fluidi a GWP (*Global Warming Potential*) sempre più basso e che operano con cariche ridotte di refrigerante. Questo richiede scambiatori di calore ad elevata efficienza e con volumi interni (e quindi diametri dei tubi) più piccoli possibili. Lo sviluppo di modelli per lo scambio termico non richiede solo la disponibilità di ampi database sperimentali per i coefficienti di scambio termico ma anche dati sui regimi di deflusso. Per questo motivo, uno degli obiettivi di questa LA è stata la misura di coefficienti di scambio termico e la visualizzazione dei regimi bifase durante la condensazione in canali di piccolo diametro (1-3 mm). Un secondo aspetto da considerare nell'utilizzo delle pompe di calore, specialmente se alimentate con energia da fonti rinnovabili (es. radiazione solare), è lo sfasamento tra fabbisogni termici e disponibilità della fonte rinnovabile. La natura intermittente delle fonti rinnovabili e la variazione dei carichi termici richiesti dagli edifici, richiedono un sempre maggiore impiego di sistemi di accumulo termico. Una soluzione consiste nell'impiego di sistemi di accumulo di tipo latente (LTES) che utilizzano materiali a cambiamento di fase (PCM). I PCM hanno alta densità di accumulo energetico e capacità di assorbire e rilasciare grandi quantità di calore durante il cambiamento di fase a temperature quasi costanti. I PCM presentano però spesso bassa conducibilità termica e questo allunga i tempi di carica e scarica. Una soluzione è quella di ottimizzare la geometria del sistema di accumulo LTES e questo è stato anche un obiettivo di questa LA.

La LA 4.12 si proponeva quindi come due principali obiettivi:

1. Investigare la condensazione di refrigeranti a basso GWP in canali di piccolo diametro per impiego in pompe di calore.
2. Lo studio di sistemi innovativi di accumulo termico in cambiamento di fase per integrazione con pompe di calore.

Nello specifico, i risultati attesi, come da capitolato, sono i seguenti:

1. Studio sui refrigeranti a basso GWP: A) misura di coefficienti di scambio termico durante la condensazione all'interno di canali di piccolo diametro (1-3 mm), con particolare attenzione alle basse portate specifiche; B) validazione di modelli per il calcolo dei coefficienti di scambio termico utilizzando i nuovi dati sperimentali misurati; C) visualizzazione dei regimi di deflusso durante la condensazione interno tubo al fine di validare/aggiornare le mappe di deflusso; D) investigazione dello spessore di film liquido durante la condensazione in regime anulare: confronto tra dati sperimentali e modelli di calcolo.
2. Sistemi di accumulo termico con PCM per integrazione con pompe di calore: A) realizzazione di un modello a parametri distribuiti che consente la simulazione numerica di un'unità di accumulo termico con PCM; B) realizzazione di un setup sperimentale per lo studio del processo di carica e scarica di un accumulo termico che utilizza materiali a cambiamento di fase; C) realizzazione di un modello che permette di simulare il funzionamento di sistemi di accumulo caldo/freddo accoppiati ad una pompa di calore.

La descrizione dell'attività svolta e dei relativi risultati è riportata nel presente rapporto tecnico.

2 Risultati ottenuti

Con riferimento al risultato atteso #1 (condensazione di refrigeranti a basso GWP in canali di piccolo diametro per impiego in pompe di calore).

3. Sono stati misurati i coefficienti di scambio termico durante la condensazione con i refrigeranti R1233zd(E) e R1234ze(E) all'interno di tre canali con diametri che variano da circa 1 mm a 3.4 mm. Le misure sono state fatte ad una temperatura di saturazione di 40 °C, portate specifiche da 30 kg m⁻² s⁻¹ a 400 kg m⁻² s⁻¹ e titolo di vapore tra 0.1 e 0.9. Parte dei risultati sono stati pubblicati in [1].
4. Sono stati selezionati in letteratura alcuni modelli per il calcolo del coefficiente di scambio termico in condensazione e sono stati validati con i dati sperimentali. Deviazioni tra dati sperimentali e modelli si sono osservati per R1233zd(E) alle più basse portate specifiche qui investigate.
5. Attraverso l'utilizzo di una telecamera ad alta velocità sono stati determinati i regimi di deflusso durante la condensazione di R1233zd(E) e R1234ze(E) in due canali del diametro di 2.8 mm e 3.4 mm. Le visualizzazioni sono state fatte ad una temperatura di saturazione di 40 °C, portate specifiche da 50 kg m⁻² s⁻¹ a 300 kg m⁻² s⁻¹ e titolo di vapore tra 0.1 e 0.9. I risultati sono stati utilizzati per validare/modificare le mappe di deflusso disponibili in letteratura.
6. Sono state effettuate delle simulazioni numeriche con il software OpenFoam e il metodo *Volume of Fluid* (VOF) per predire lo spessore di film di liquido durante il moto anulare in tubo verticale (diametro 3.4 mm). I valori calcolati sono stati confrontati con misure di spessore di film di liquido effettuate in un canale trasparente. Questo ha permesso di capire la necessità di introdurre un fattore correttivo nel modello di turbolenza utilizzato per le simulazioni. I risultati sono stati pubblicati in [2].

Con riferimento al risultato atteso #2 (sistemi innovativi di accumulo termico in cambiamento di fase per integrazione con pompe di calore).

7. È stato realizzato un modello a parametri distribuiti per simulare il funzionamento di un sistema di accumulo termico latente. Il modello è stato validato con i dati sperimentali.
8. Sono state fatte misure sperimentali con un sistema innovativo di accumulo termico che consiste in uno scambiatore di calore *bar-and-plate* con al suo interno materiale a cambiamento di fase. Come fluido per caricare/scaricare l'accumulo viene usata acqua. La presenza di alette nello scambiatore ha permesso di ridurre di circa l'80% il tempo necessario per fondere tutto il PCM, rispetto al caso di scambiatore privo di alette. Questa tecnologia è promettente per essere abbinata a pompe di calore domestiche, permettendo di ridurre la potenza di picco della macchina, farla funzionare nelle ore con maggior produzione di energia rinnovabile (es. fotovoltaico), portando quindi benefici per il sistema elettrico.
9. È stato realizzato un modello che integra assieme una pompa di calore a doppia sorgente (aria e radiazione solare) oggetto di studio della precedente linea di attività 4.11, con un sistema di accumulo e con le utenze (riscaldamento e acqua calda sanitaria).

3 Prodotti attesi

Rapporto tecnico: "Tecnologie avanzate e sistemi complessi: Nuovi fluidi refrigeranti e nuove applicazioni di materiali PCM su componenti delle pompe di calore".

4 Prodotti sviluppati

Rapporto tecnico delle attività di ricerca condotte nell'ambito della linea di attività 4.12.

5 Analisi degli scostamenti su attività e risultati

Non ci sono stati scostamenti su attività e risultati da segnalare.

6 Sintesi delle attività svolte

La prima parte della ricerca si è concentrata sullo studio della condensazione all'interno di tre canali di piccolo diametro (1-3 mm). Sono stati misurati i coefficienti di scambio termico con R1233zd(E) e R1234ze(E). I dati ottenuti hanno permesso di validare alcuni modelli. Sono state effettuate visualizzazioni dei regimi di deflusso. Sono state poi fatte simulazioni CFD in deflusso anulare e i risultati sono stati confrontati con misure di spessore di film di liquido. La seconda parte ha riguardato sistemi innovativi di accumulo termico con materiali in cambiamento di fase (PCM). Nello specifico: si è realizzato un modello per la simulazione numerica di un'unità di accumulo termico con PCM; è stato fatto uno studio sul processo di carica e scarica di un accumulo termico PCM realizzato a partire da uno scambiatore di calore del tipo *bar-and-plate*; si è realizzato un modello che permette di simulare il funzionamento di un sistema di accumulo accoppiato ad una pompa di calore.

7 Dettaglio delle attività svolte

7.1 Condensazione di refrigeranti a basso GWP per impieghi in pompe di calore

Le attività descritte in questa sezione hanno riguardato lo studio dello scambio termico durante la condensazione di refrigeranti per impiego in pompe di calore. Sono stati misurati coefficienti di scambio termico e visualizzati i regimi di deflusso bifase. I dati sperimentali sono stati confrontati con modelli e con simulazioni CFD.

7.1.1 Misura dei coefficienti di scambio termico durante la condensazione interno tubo

Sono stati misurati i coefficienti di scambio termico di R1233zd(E) e R1234ze(E) durante la condensazione all'interno di canali di piccolo diametro. Il refrigerante R1234ze(E) ha GWP inferiore a 1, è classificato come leggermente infiammabile (ASHRAE A2L) e rappresenta un'alternativa a R134a nelle pompe di calore. Il fluido R1233zd(E) non è infiammabile, ha GWP pari a 4 e può trovare applicazione nelle pompe di calore ad alta temperatura e nei cicli Rankine organici.

Le misure sperimentali sono state effettuate presso il Laboratorio di Scambio Termico Bifase dell'Università degli Studi di Padova. Il setup consiste in un circuito bifase a pompaggio meccanico all'interno del quale sono presenti tre sezioni sperimentali aventi diverso diametro interno (0.96 mm, 2.76 mm e 3.38 mm). Il refrigerante entra nella sezione sperimentale nello stato di vapore surriscaldato e viene quindi condensato utilizzando acqua come fluido secondario.

La Figura 1 presenta i coefficienti di scambio termico (locali e quasi-locali) ottenuti durante la condensazione nei tre canali, con riferimento a portate specifiche G comprese tra $50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e $300 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e temperatura di saturazione di $40 \text{ }^\circ\text{C}$. I risultati evidenziano un incremento del coefficiente di scambio termico con la portata specifica e il titolo di vapore. Inoltre, si osserva un effetto del diametro del canale: riducendo il diametro, a parità di altre condizioni, il coefficiente di scambio termico risulta maggiore.

Il confronto tra i due fluidi refrigeranti, condotto nella sezione con diametro di 2.76 mm, evidenzia come il fluido R1233zd(E) presenti coefficienti di scambio termico superiori a R1234ze(E), in particolare alle portate specifiche più elevate ($320\text{--}330 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$). Tale comportamento è attribuibile alle diverse proprietà termodinamiche e di trasporto dei due fluidi (minore densità del vapore e maggiore conducibilità termica di R1233zd(E) rispetto a R1234ze(E)). A parità di portata specifica G , una minore densità della fase vapore comporta velocità del vapore più elevate e maggiore sforzo di taglio del vapore sulla fase liquida, con conseguente riduzione dello spessore e aumento della turbolenza nel liquido: questo si traduce in un incremento dello scambio termico. Bisogna però sottolineare che il fluido R1233zd(E) presenta anche perdite di carico per attrito più elevate rispetto a R1234ze(E) e questo va considerato in fase di design del condensatore.

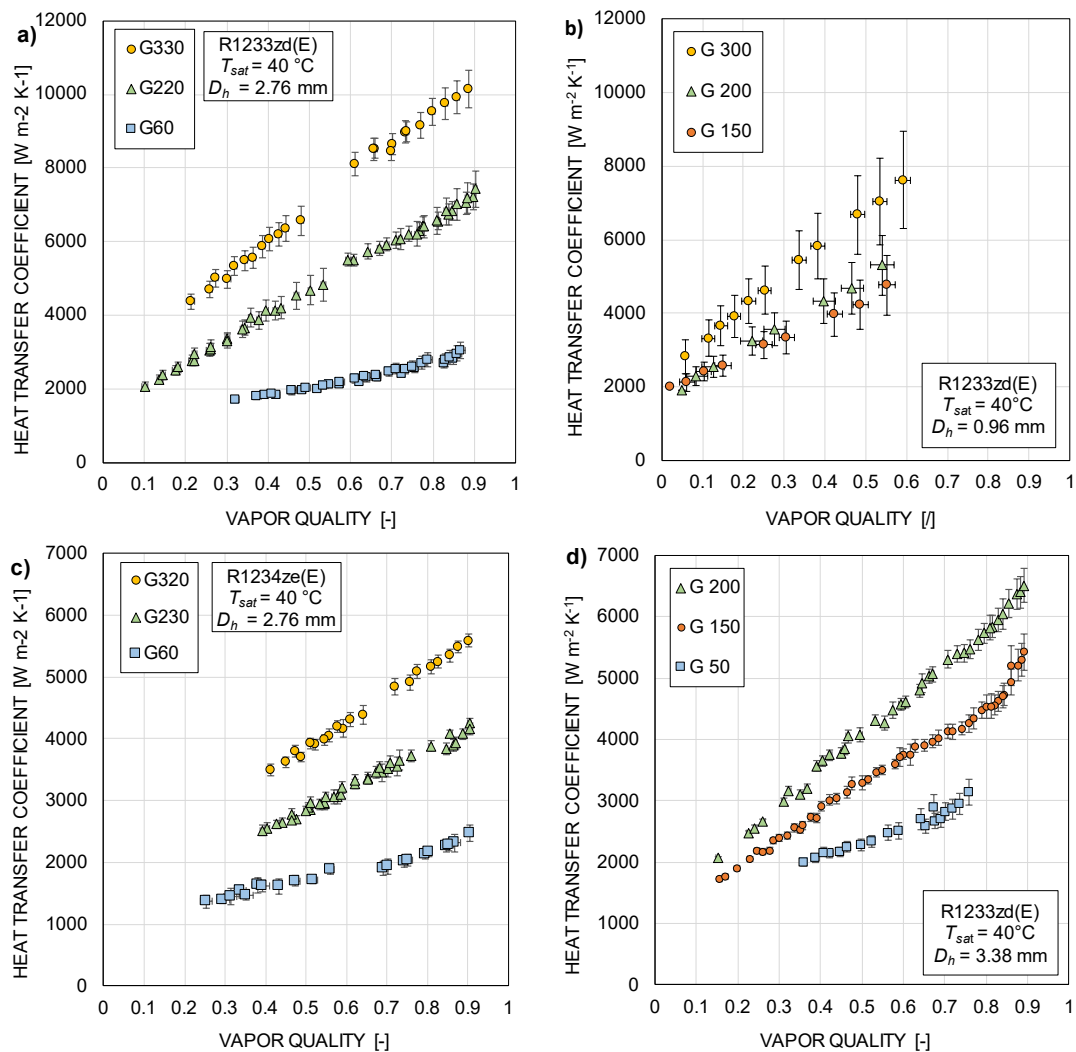


Figura 1 - Coefficienti di scambio termico durante la condensazione misurati con: a) R1233zd(E) nel canale da 2.76 mm; b) R1233zd(E) nel canale da 0.96 mm; c) R1234ze(E) nel canale da 2.76 mm; d) R1233zd(E) nel canale da 3.38 mm.

7.1.2 Validazione di modelli per il calcolo dei coefficienti di scambio termico utilizzando i nuovi dati sperimentali misurati

I coefficienti di scambio termico misurati sono stati confrontati con tre modelli disponibili in letteratura: Cavallini *et al.* (2006), Shah (2019) e Thome *et al.* (2003). L'errore medio assoluto e_{AB} ottenuto con ciascun modello è riportato in Tabella 1. Questi valori si riferiscono all'intero set di dati sperimentali, portate specifiche comprese tra 30 e 400 kg m⁻² s⁻¹ e temperatura di saturazione pari a 40 °C. Per quanto riguarda la predizione del coefficiente di scambio termico di R1234ze(E) nel canale con diametro interno pari a 2.76 mm, il modello di Cavallini *et al.* (2006) risulta essere il più accurato, con un errore medio assoluto del 4.7%. Tuttavia, si osserva un incremento dell'errore con l'aumento del titolo di vapore a basse portate specifiche (60 kg m⁻² s⁻¹). Tale fenomeno si verifica nella regione di transizione tra regime di deflusso stratificato e regime di deflusso anulare. Analizzando invece i risultati relativi a R1233zd(E), il modello di Thome *et al.* (2003) presenta minore errore medio assoluto per tutti e tre i diametri investigati. Tuttavia, l'elevata deviazione standard rilevata indica una difficoltà nel modello nel riprodurre accuratamente l'andamento sperimentale. Per quanto riguarda i modelli di Cavallini *et al.* (2006) e di Shah (2022), si osserva una generale sottostima del coefficiente di scambio termico.

In conclusione, tutti e tre i modelli mostrano una maggiore deviazione media assoluta nella predizione dei coefficienti di scambio termico per R1233zd(E) rispetto a R1234ze(E). Tale

discrepanza è riconducibile alle proprietà termodinamiche e di trasporto di R1233zd(E), evidenziando l'importanza di validare i modelli disponibili in letteratura con dati sperimentali relativi ai fluidi di nuova generazione.

| D_h [mm] | Fluido | e_{AB} [%] Cavallini et al. | e_{AB} [%] Shah | e_{AB} [%] Thome et al. |
|------------|------------|----------------------------------|----------------------|------------------------------|
| 0.96 | R1233zd(E) | 17.2 | 8.9 | 11.3 |
| 2.76 | R1233zd(E) | 13.5 | 13.6 | 11.6 |
| 2.76 | R1234ze(E) | 4.7 | 9.9 | 8.3 |
| 3.38 | R1233zd(E) | 15.7 | 16.9 | 11.9 |

Tabella 1 - Confronto tra i coefficienti di scambio termico misurati e le correlazioni: errore medio assoluto e_{AB} per i modelli di Cavallini et al. (2006) [doi.org/10.1080/01457630600793970], Shah (2022) [doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123069], Thome et al. (2003) [[doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00140-6](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00140-6)] con i fluidi R1233zd(E) e R1234ze(E) alla temperatura di saturazione di 40 °C.

7.1.3 Visualizzazione dei regimi di deflusso durante la condensazione interno tubo

Le sezioni sperimentali di diametro interno 2.76 mm e 3.38 mm, grazie a un tratto di tubo trasparente, hanno consentito anche l'analisi dei regimi di deflusso durante la condensazione dei fluidi R1234zd(E) e R1233zd(E). Lo studio ha permesso di esaminare in dettaglio l'influenza della portata specifica e del titolo di vapore sulle strutture bifase, contribuendo alla validazione e all'eventuale aggiornamento delle mappe di deflusso disponibili in letteratura.

In Figura 2 sono riportati i regimi di deflusso osservati in funzione del titolo di vapore x e della portata specifica G . Nel canale avente diametro interno di 2.76 mm, a basse portate specifiche ($G = 60 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$), il deflusso è classificabile come stratificato: la gravità domina il processo di condensazione e il liquido si accumula nella parte inferiore del tubo. Per R1234ze(E), l'interfaccia liquido-vapore si presenta liscia, mentre per R1233zd(E), l'interfaccia mostra onde la cui ampiezza e frequenza aumentano all'aumentare del titolo di vapore. All'aumentare della portata specifica ($G = 220 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ per R1233zd(E) e $G = 290 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ per R1234ze(E)), il deflusso si caratterizza per una distribuzione uniforme del film di liquido lungo il perimetro interno del canale, con un'interfaccia increspata da onde. In questo scenario sono preponderanti gli sforzi di taglio e il regime è classificabile come anulare. Nel canale di diametro 3.38 mm, per R1233zd(E), si osserva un comportamento analogo: a $G = 50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ il regime è stratificato, mentre a $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ il regime è anulare.

I regimi di deflusso osservati sono stati confrontati con le previsioni ottenute dalla mappa di Cavallini et al. (2002) [doi.org/10.1080/10789669.2002.10391299], basata sulle transizioni di El Hajal et al. (2003) [[doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00139-X](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00139-X)]. Il confronto ha evidenziato un buon accordo per il regime anulare, mentre a basse portate specifiche ($60 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$) la previsione risulta meno accurata. Per migliorare la capacità predittiva della mappa, è stata quindi proposta una modifica all'equazione di transizione tra il regime stratificato liscio e quello ondoso, ottenendo un migliore accordo con i dati sperimentali.

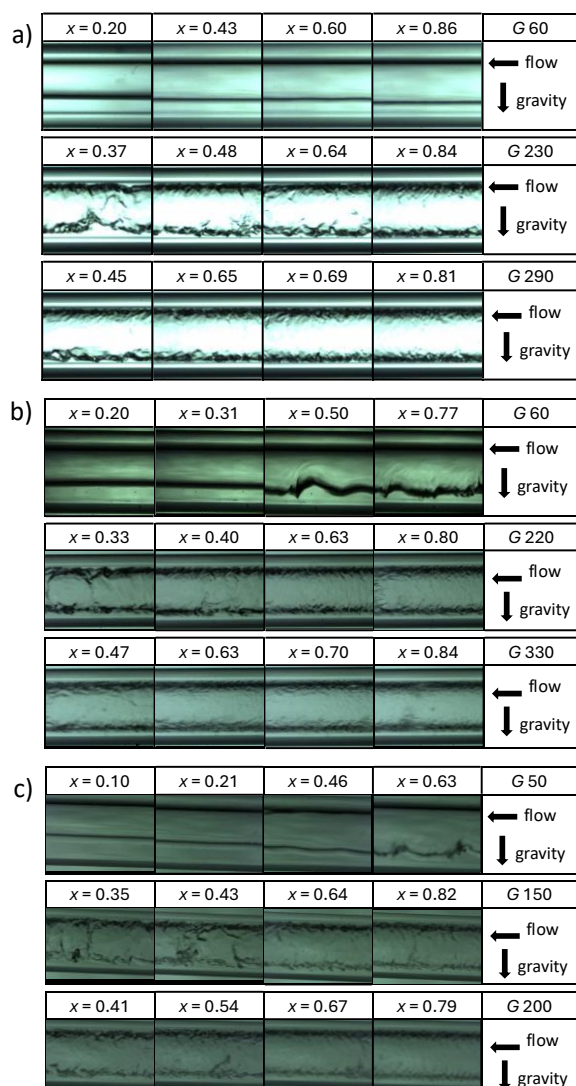


Figura 2 - Visualizzazione dei regimi di deflusso bifase: a) R1234ze(E) nel canale di 2.76 mm; b) R1233zd(E) nel canale di 2.76 mm; c) R1233zd(E) nel canale da 3.38 mm. Le immagini si riferiscono alla temperatura di saturazione di 40 °C e a diversi valori di portata specifica G e di titolo di vapore x .

7.1.4 Misure di spessore di film liquido e confronto dei dati sperimentali con simulazioni CFD

Determinare lo spessore del film liquido durante la condensazione in regime anulare è importante per lo sviluppo di nuovi modelli per lo scambio termico e per il grado di vuoto. In particolare, durante la condensazione in deflusso anulare, la principale resistenza termica è associata allo spessore del film di liquido, alla possibile turbolenza e alla presenza di onde interfacciali. In questa LA si è investigato lo spessore del film di liquido durante il deflusso anulare verso il basso del refrigerante R245fa all'interno di un canale in vetro avente diametro interno pari a 3.38 mm. Poiché il tubo in vetro borosilicato non permette di raggiungere pressioni interne molto elevate, si è utilizzato il fluido R245fa che presenta una pressione di saturazione di 2.5 bar alla temperatura di 40 °C. L'obiettivo infatti è quello di avere a disposizione un database sperimentale da utilizzare per la validazione delle simulazioni CFD. Una volta validate, le simulazioni numeriche potranno essere usate per predire lo spessore di liquido anche con altri refrigeranti a più basso GWP. Il sistema ottico utilizzato per le misurazioni dello spessore del film di liquido consiste in una telecamera ad alta velocità, una luce LED e un sensore confocale cromatico. Il sensore confocale viene utilizzato per misurare lo spessore del film di liquido in una posizione assiale fissa lungo il tubo con una frequenza di 1000 Hz.

Sono state eseguite poi delle simulazioni numeriche utilizzando il metodo *Volume of Fluid* (VOF) implementato nel software open-source OpenFOAM. Le simulazioni, come le misure, sono state eseguite alla temperatura di saturazione di 40 °C, con portata specifica G pari a $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e titolo di vapore tra 0.2 e 0.77. È stata utilizzata una mesh di tipo adattivo per ricostruire accuratamente l'interfaccia vapore-liquido. La turbolenza è stata modellata con il modello $k-\omega$ SST introducendo anche un parametro B nell'equazione di ω per smorzare la turbolenza vicino all'interfaccia. I risultati delle simulazioni sono stati confrontati con i dati sperimentali sia in termini di evoluzione temporale dello spessore di film di liquido sia utilizzando gli istogrammi delle frequenze, come riportato a titolo di esempio in Figura 3. Per queste condizioni, quando si considera il parametro di smorzamento B uguale a 1, i valori istantanei di spessore di film di liquido ottenuti dalle simulazioni sono in accordo con le misure e inoltre la distribuzione di frequenza simulata corrisponde a quella osservata sperimentalmente. Maggiori dettagli si possono trovare nell'articolo pubblicato [2] doi.org/10.1016/j.ijft.2024.100871.

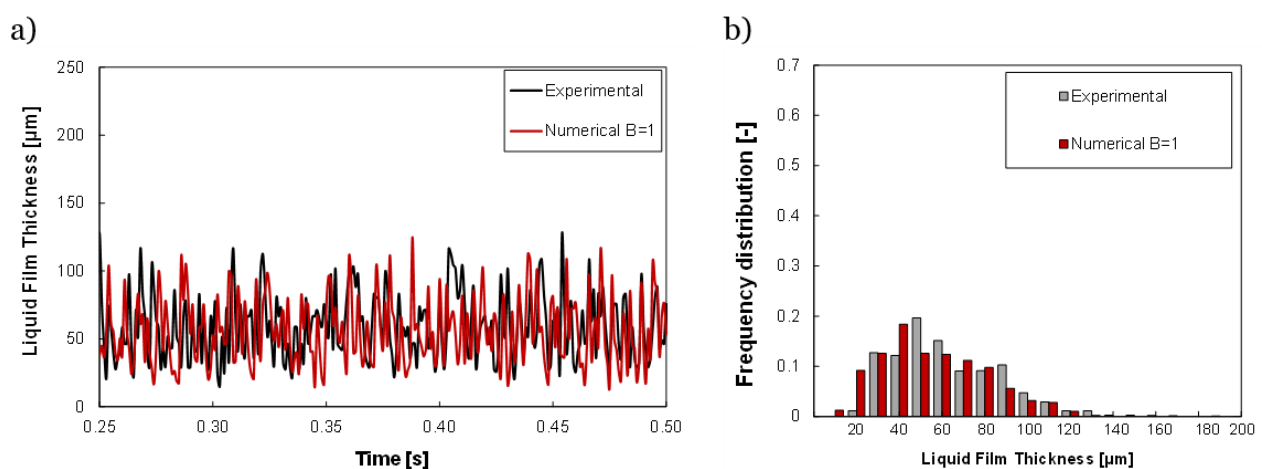


Figura 3. Confronto tra gli spessori di film di liquido misurati e i valori ottenuti dalle simulazioni numeriche ($B = 1$) durante il deflusso anulare di R245fa a $G = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e titolo di vapore $x = 0.77$: a) spessore del film di liquido in funzione del tempo; b) distribuzione delle frequenze dello spessore del film di liquido.

7.2 Sistemi innovativi di accumulo termico in cambiamento di fase per integrazione con pompe di calore

Questa seconda parte della LA 4.12 ha riguardato la realizzazione di un modello di calcolo per un sistema di accumulo termico latente (LTES), l'esecuzione di test sperimentali con un sistema innovativo di accumulo termico latente e la realizzazione di un modello per un sistema di accumulo da accoppiare con una pompa di calore.

7.2.1 Modello a parametri distribuiti per la simulazione numerica di un sistema di accumulo termico latente (LTES)

È stato sviluppato in Matlab® un modello numerico 3D per descrivere il comportamento di uno scambiatore di calore *bar-and-plate* che viene utilizzato come sistema di accumulo termico latente (LTES). Il modello è di tipo a parametri distribuiti con elementi di tipo resistivo e capacitivo. Lo scambio termico è stato calcolato con riferimento a tre regioni distinte: acqua (fluido termovettore, HTF), piastre in alluminio e zona costituita dal materiale PCM e dalle alette di alluminio (il PCM occupa lo spazio tra le alette). Lo schema del dominio di calcolo è rappresentato in Figura 4 e consiste in una matrice 9×31 (279 elementi totali, di cui 68 elementi acqua, 75 PCM e 136 alluminio). Ad ogni elemento è associata un'equazione di bilancio termico che tiene conto degli scambi di calore con gli elementi adiacenti. Considerando il nodo al centro di un generico elemento di alluminio e PCM, si può scrivere

$$\rho V c_p \frac{(T_{i,j,k}^{\tau+1} - T_{i,j,k}^{\tau})}{\Delta\tau} = \frac{\Delta y \Delta z}{R_{x+}} (T_{i+1,j,k}^{\tau+1} - T_{i,j,k}^{\tau+1}) + \frac{\Delta y \Delta z}{R_{x-}} (T_{i-1,j,k}^{\tau+1} - T_{i,j,k}^{\tau+1}) + \frac{\Delta x \Delta z}{R_{y+}} (T_{i,j+1,k}^{\tau+1} - T_{i,j,k}^{\tau+1}) + \frac{\Delta x \Delta z}{R_{y-}} (T_{i,j-1,k}^{\tau+1} - T_{i,j,k}^{\tau+1}) + \frac{\Delta x \Delta y}{R_{z\pm}} (T_{i,j,k\pm 1}^{\tau+1} - T_{i,j,k}^{\tau+1}) \quad (1)$$

dove i, j e k identificano la posizione dei nodi nelle direzioni orizzontali (x, y) e verticale (z), $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ rappresentano la distanza tra i nodi, ρ è la densità, V il volume dell'elemento, c_p il calore specifico e R le resistenze termiche. Per tenere conto del cambiamento di fase del PCM, si considera un calore specifico apparente nell'intervallo di temperatura di cambiamento di fase. Per un elemento HTF invece risulta:

$$\dot{m}_{HTF, ch} c_{p, HTF} (T_{i+1,j,k}^{\tau+1} - T_{i,j,k}^{\tau+1}) = \frac{\Delta x \Delta z}{R_{y+}} (T_{i,j+1,k}^{\tau+1} - T_{i,j,k}^{\tau+1}) + \frac{\Delta x \Delta y}{R_{y-}} (T_{i,j-1,k}^{\tau+1} - T_{i,j,k}^{\tau+1}) + \frac{1}{R_{z-}} (T_{i,j,k-1}^{\tau} - T_{i,j,k}^{\tau+1}) \quad (2)$$

dove \dot{m} è la portata del fluido termovettore. Gli input necessari al modello sono la geometria dello scambiatore, le proprietà dei materiali, le condizioni di ingresso di HTF, la temperatura iniziale del PCM, il *time step* e la durata della simulazione. Ad ogni *time step*, viene risolto il sistema di equazioni di bilancio termico: la convergenza viene controllata attraverso la conservazione dell'energia. Gli output del modello sono gli andamenti temporali delle temperature nei vari nodi.

Il modello è stato validato attraverso il confronto con le misure ottenute nell'impianto sperimentale descritto in Sezione 7.2.2. Le misure sono state effettuate su due unità LTES differenti (con e senza alette) per diverse portate del fluido termovettore (100, 150, 200 kg/h) e differenze di temperatura (ΔT) tra il fluido all'ingresso e il limite superiore dell'intervallo di cambiamento di fase del PCM (3 K, 6 K, 9 K). Come si può vedere dalla Figura 4 riferita alla portata di 100 kg/h, il modello è in grado di prevedere il processo di carica dell'unità con PCM.

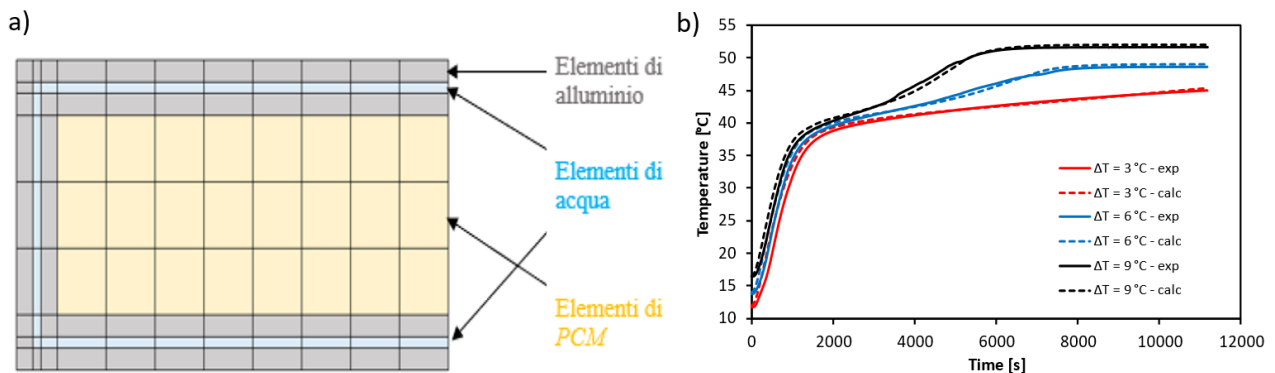


Figura 4. a) Discretizzazione del dominio di calcolo con riferimento alla parte superiore dell'unità LTES. b) Andamento nel tempo della temperatura media del PCM: confronto tra risultati del modello e dati sperimentali (Sezione 7.2.2) per diverse differenze di temperatura ΔT .

7.2.2 Indagine sperimentale del processo di carica e scarica di un accumulo termico innovativo che utilizza materiali a cambiamento di fase (PCM)

Per studiare le prestazioni di scambio termico delle unità di accumulo termico latente (LTES), è stato utilizzato un apparato sperimentale dedicato. Il setup (Figura 5) comprende l'unità LTES da testare, un bagno termostatico, un volano termico dotato di una resistenza elettrica

sommersa, un misuratore di portata massica Coriolis, alcune valvole a due e tre vie, termocoppie di tipo T, un sistema di riferimento per le termocoppie, e un modulo di acquisizione dati. La sezione di prova è costituita da un'unità LTES in alluminio orientata orizzontalmente: si tratta di uno scambiatore realizzato con tecnologia *bar-and-plate*, all'interno del quale il materiale PCM solidifica/fonde scambiando calore con un fluido termovettore HTF (Figura 5). Le dimensioni delle unità sono $108 \times 17 \times 31 \text{ cm}^3$. Il materiale PCM all'interno dell'unità LTES è in contatto con 1400 alette trapezoidali. Il fluido termovettore è acqua che circola in due canali esterni. Per confronto, è stata testata anche un'unità senza alette. L'unità è stata riempita con 26,6 kg di RT42, un PCM di tipo commerciale. Per misurare la distribuzione di temperatura nella cavità contenente il PCM, sono state utilizzate termocoppie di tipo T disposte in diverse posizioni, mentre la temperatura di HTF è valutata utilizzando due termocoppie all'ingresso e all'uscita.

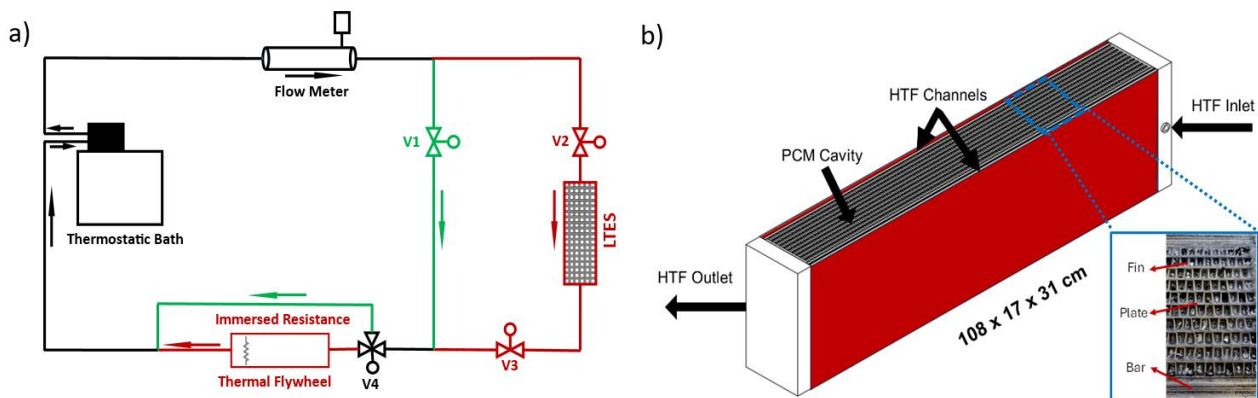


Figura 5. a) Layout del setup utilizzato per lo studio del processo di carica e scarica di unità LTES. b) Esempio di unità LTES con alettatura interna (scambiatore di calore *bar-and-plate*).

Per caratterizzare le prestazioni delle unità LTES, sono stati condotti test in diverse condizioni operative. I parametri principali ottenuti dai test sono i profili di temperatura del PCM, la potenza termica scambiata, e il tempo richiesto per la completa fusione del PCM. A titolo di esempio, la Figura 6 presenta l'andamento della temperatura nel PCM nel tempo considerando i test eseguiti sull'unità con alette, portata di acqua 100 kg/h e differenza di temperatura ΔT (tra ingresso acqua e completamento fusione del PCM) di 3°C . Il PCM utilizzato durante questi test passa dallo stato liquido allo stato solido nell'intervallo di temperatura $38.2^\circ\text{C} - 42.5^\circ\text{C}$, e nelle condizioni riportate in Figura 6 si può vedere che il processo di fusione richiede circa 8500 s. La Figura 6 mostra inoltre il confronto tra l'unità LTES alettata e quella priva di alette per una portata di acqua di 200 kg/h e tre differenze di temperatura ΔT . Un aumento di ΔT riduce il tempo di fusione per entrambe le configurazioni. Tuttavia, la presenza di alette nell'unità alettata migliora nettamente lo scambio termico. Infatti, con $\Delta T = 3^\circ\text{C}$, l'unità senza alette impiega 34700 s, mentre l'unità alettata solo 5700 s, con una riduzione dell'84% del tempo necessario alla fusione.

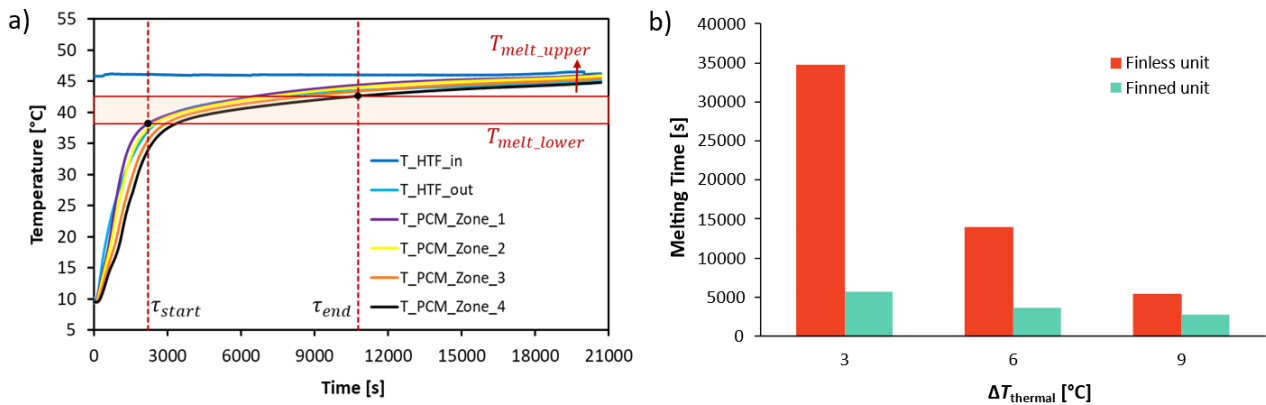


Figura 6. a) Evoluzione della temperatura del PCM (in zone diverse) e del fluido termovettore (ingresso/uscita) al variare del tempo per una portata di massa di 100 kg/h e per una differenza di temperatura ΔT pari a 3 K. b) Confronto tra due diverse unità LTES (con e senza alette) in termini di tempo richiesto per completare la fusione del PCM.

7.2.3 Realizzazione di un modello che permette di simulare il funzionamento di sistemi di accumulo accoppiati a una pompa di calore

Come ulteriore attività, è stato realizzato un modello per un accumulo termico accoppiato con il *gas-cooler* di una pompa di calore a CO₂ a doppia sorgente elio-assistita (oggetto della precedente LA 4.11 e descritta nel report RdS_PTR22-24_PR1.7_LA4.11_033) con i carichi termici. Per semplificare il problema, è stato inizialmente sviluppato il modello di un accumulo termico ad acqua di tipo sensibile. Il volume del serbatoio è stato discretizzato in n strati lungo la sua altezza, come illustrato in Figura 7. Ogni strato i -esimo può scambiare calore e massa con gli strati superiori ($i-1$) e inferiori ($i+1$). Risolvendo i bilanci di massa ed energia per ogni nodo, è possibile calcolare la distribuzione di temperatura all'interno del serbatoio.

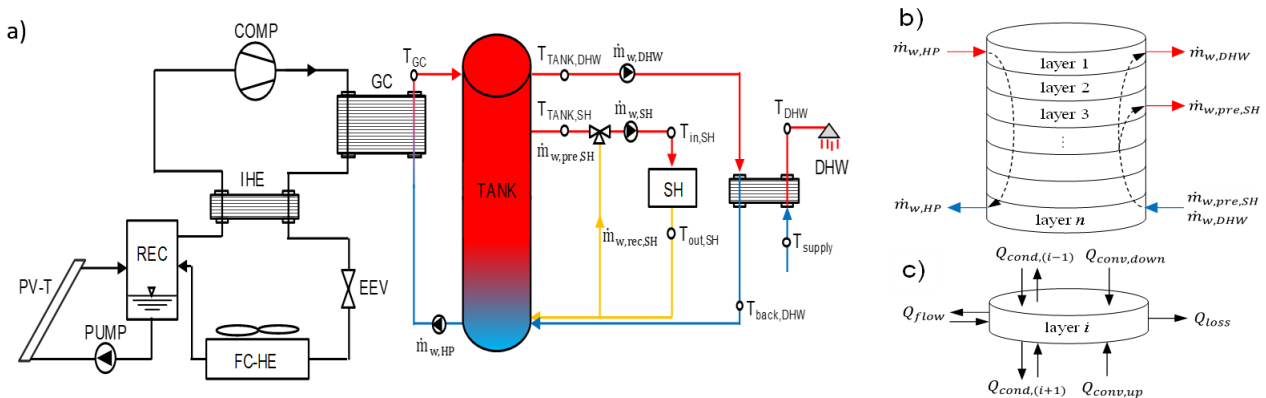


Figura 7. a) Schema della pompa di calore e del circuito idronico. Il sistema di accumulo (TANK) è collegato con il *gas-cooler* (GC) della pompa di calore e con le utenze (SH: riscaldamento, DHW: acqua calda sanitaria). b) Discretizzazione dell'accumulo termico in più strati. c) Schema dei flussi termici considerati per un generico strato i -esimo.

Il modello del serbatoio è stato accoppiato al modello di una pompa di calore elio-assistita (SAHP) che utilizza anidride carbonica (R744) come fluido operativo (Figura 7). Questo modello, sviluppato in Matlab®, si basa sulla risoluzione del ciclo termodinamico del refrigerante a partire dalle equazioni di conservazione dell'energia e della massa per ciascun componente della SAHP. Gli input necessari sono la temperatura dell'acqua in ingresso/uscita al *gas-cooler* (GC), le condizioni ambientali (temperatura dell'aria e irradianza) e l'alta pressione. Gli output sono gli stati termodinamici nel ciclo inverso, la potenza assorbita, la potenza termica ceduta al *gas-cooler* e il COP (*Coefficient of Performance*) della macchina. Per quanto riguarda il circuito idronico, la SAHP non è collegata direttamente all'utenza, ma al serbatoio di accumulo, che sfrutta la stratificazione termica. Il sistema è progettato per soddisfare sia la richiesta di

acqua calda sanitaria (DHW) sia quella di riscaldamento ambientale (SH). Il modello del sistema complessivo (pompa di calore, accumulo e utenze) è stato sviluppato in modo da permettere di poter modificare la tipologia del sistema di accumulo (ad esempio inserire un sistema di accumulo termico latente LTES come quello sviluppato in Sez. 7.2.1).

Sono state condotte simulazioni stagionali per esaminare il comportamento del sistema al variare dei profili di carico termico da soddisfare. La Figura 8 presenta alcuni risultati ottenuti in due giorni consecutivi (7 e 8 gennaio) assumendo Roma come località: un giorno feriale (giorno 1) e un giorno del fine settimana (giorno 2). La SAHP è stata dimensionata per produrre 15 kW di potenza termica di picco. Il carico SH richiesto varia in base alla temperatura dell'aria esterna. I risultati mostrano come la pompa di calore riesca a soddisfare la domanda di energia termica nei due giorni, prevedendo quattro cicli di accensione e spegnimento nell'arco della giornata grazie alla presenza del serbatoio di accumulo.

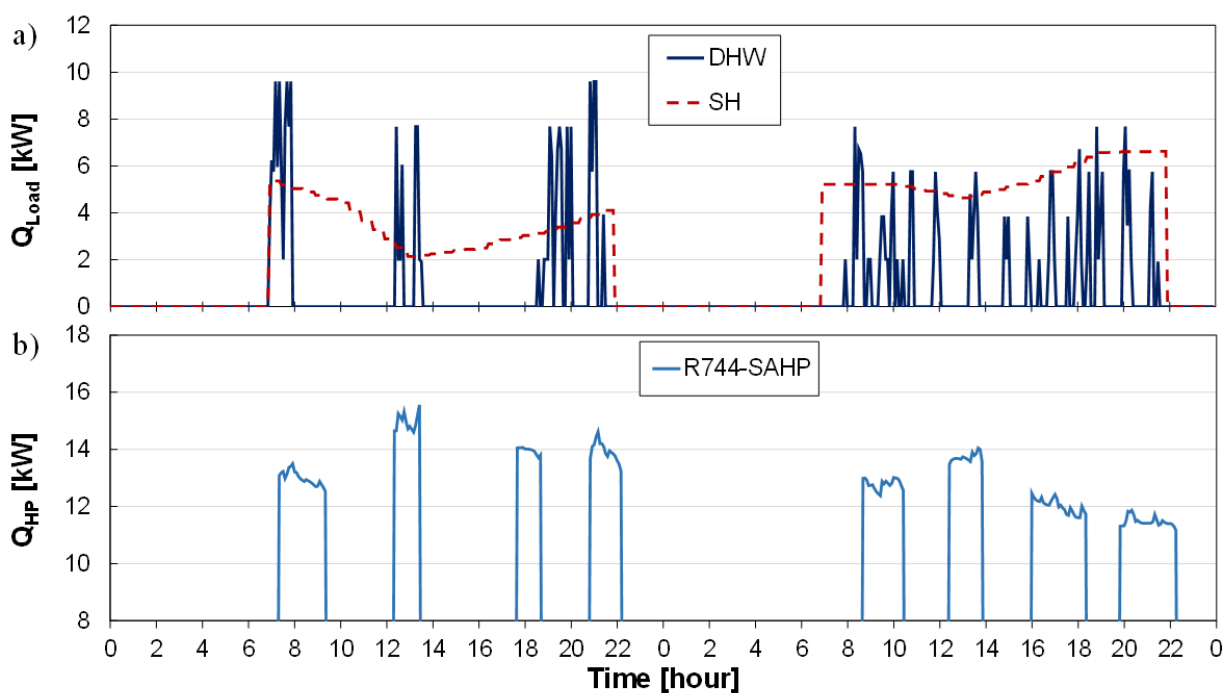


Figura 8. Risultati ottenuti dalle simulazioni numeriche effettuate su due giorni consecutivi e considerando il carico SH+DHW nella località di Roma con una pompa di calore a doppia sorgente a CO_2 (R744) accoppiata con sistema di accumulo: a) andamento dei carichi termici da soddisfare per riscaldamento e acqua calda sanitaria; b) potenza termica che la pompa di calore dovrà erogare.

8 Contributo delle eventuali consulenze alle attività sopra descritte

Non sono state utilizzate consulenze all'interno della LA.

9 Pubblicazioni scientifiche

Elenco delle pubblicazioni scientifiche eventualmente risultanti dall'attività svolta.

[1] Cattelan G., Azzolin M., Bortolin S., Bonesso M., Pepato A., Del Col D., 2024. A new test section made via additive manufacturing to perform local heat flux measurements. *Journal of Physics: Conference Series*, 2766 (1), art. no. 012171. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2766/1/012171>

[2] Zanetti E., Berto A., Bortolin S., Magnini M., Del Col D., 2024. Annular two-phase flow in a small diameter tube: OpenFOAM simulations with turbulence damping vs optical measurements, *International Journal of Thermofluids*, Vol. 24, 100871. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2024.100871>

Sono inoltre in fase di revisione 2 articoli per la pubblicazione su riviste internazionali.

10 Eventi di disseminazione

Partecipazione alla 9th European Thermal Sciences Conference (Eurotherm 2024) che si è tenuta a Bled (Slovenia) dal 10 al 13 giugno 2024. Presentazione di un articolo dal titolo "A new test section made via additive manufacturing to perform local heat flux measurements".