

Ricerca di Sistema elettrico



Ibridizzazione del CSP con altre tecnologie energetiche rinnovabili - Sviluppo di un modello numerico di un prototipo di sistema di accumulo termoclineo ibridizzato con tre serpentine immerse per il riscaldamento dei sali sia con calore solare che con caldaia elettrica (LA1.12)

M. Cagnoli, G. Petroni, V. Russo, R. Zanino



**Politecnico
di Torino**

RdS_PTR 22-24_PR 1.9_LA1.12_040

IBRIDIZZAZIONE DEL CSP CON ALTRE TECNOLOGIE ENERGETICHE RINNOVABILI - SVILUPPO DI UN MODELLO NUMERICO DI UN PROTOTIPO DI SISTEMA DI ACCUMULO TERMOCLINO IBRIDIZZATO CON TRE SERPENTINE IMMERSE PER IL RISCALDAMENTO DEI SALI SIA CON CALORE SOLARE CHE CON CALDAIA ELETTRICA (LA1.12)

M. Cagnoli (Politecnico di Torino), G.Petroni (ENEA), V.Russo (ENEA), R. Zanino (Politecnico di Torino)

Giugno 2023

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: 1.9 "Solare termodinamico"

Linea di attività: LA1.12

Responsabile del Progetto: Antonio Guglielmo, ENEA

Responsabile Linea di Attività: Politecnico di Torino (PoliTO)

Mese inizio previsto: 13

Mese inizio effettivo: 13

Mese fine previsto: 18

Mese fine effettivo: 18

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di Collaborazione, tra ENEA e PoliTO, dal titolo: "Ibridizzazione del CSP con altre tecnologie energetiche rinnovabili - Sviluppo di modelli numerici e simulazione di sistemi di accumulo termico, di tipo termoclino, ibridizzati alimentabili da CSP e altre tecnologie FER, e di innovativi sistemi di riscaldamento elettrico dei sali fusi"

Responsabile scientifico ENEA: Valeria Russo

Responsabile scientifico Co-beneficiario: Prof. Roberto Zanino

Indice

1	RISULTATI ATTESI	3
2	RISULTATI OTTENUTI.....	4
3	PRODOTTI ATTESI.....	5
4	PRODOTTI SVILUPPATI	6
5	ANALISI DEGLI SCOSTAMENTI SU ATTIVITÀ E RISULTATI	7
6	SINTESI DELLE ATTIVITÀ SVOLTE	8
7	DETTAGLIO DELLE ATTIVITÀ SVOLTE.....	9
8	CONTRIBUTO DELLE EVENTUALI CONSULENZE ALLE ATTIVITÀ SOPRA DESCRITTE.....	18
9	PUBBLICAZIONI SCIENTIFICHE.....	19
10	EVENTI DI DISSEMINAZIONE	20

1 Risultati attesi

Il risultato atteso per la LA1.12 è lo sviluppo di un modello termo-fluidodinamico di dettaglio del prototipo di sistema di accumulo termico, di tipo termoclino, ibridizzato progettato dall'ENEA nell'ambito della LA1.11; il modello includerà tre serpentine immerse nel bagno di sali fusi allo scopo di caricare il serbatoio sia mediante energia termica che elettrica e di estrarre dal serbatoio energia termica.

2 Risultati ottenuti

Il risultato atteso per la linea di attività oggetto di questo report è stato raggiunto. Si è infatti sviluppato il modello termo-fluidodinamico del sistema di accumulo termoclineo progettato dall'ENEA nella LA1.11 e che sarà realizzato nella LA1.13.

3 Prodotti attesi

In accordo con il capitolato di Progetto, i prodotti attesi per la linea di attività LA1.12 sono:

- Il presente report tecnico;
- Il modello numerico del prototipo di sistema di accumulo termoclino ibridizzato (progettato nella LA1.11 e realizzato nella LA1.13) con tre serpentine immerse nei sali fusi. Il modello numerico sarà descritto nel suddetto report tecnico emesso nell'ambito della presente LA1.12.

4 Prodotti sviluppati

In accordo con il capitolato, il prodotto sviluppato per la linea di attività LA1.12 corrisponde al presente report tecnico, in cui si descrive il modello numerico del prototipo di termoclino con tre serpentine immerse nei sali.

5 Analisi degli scostamenti su attività e risultati

Nell'ambito della LA1.12, rispetto al capitolato vigente di Progetto, non sono stati riscontrati particolari scostamenti tecnici su attività e risultati.

In accordo con il piano di rischi presentato, il rischio identificato per la LA1.12 corrispondeva all'elevato costo computazionale del modello termo-fluidodinamico del prototipo di accumulo termico di tipo termoclino, che potenzialmente avrebbe potuto pregiudicare la possibilità di simulare i transitori di carica e scarica. Al fine di prevenire l'insorgere di tale problema, si è ridotto il dominio computazionale al solo volume dei sali fusi, applicando opportune condizioni al contorno sui suoi bordi, le quali sono state caratterizzate da modelli numerici dedicati. Inoltre, si sono sostituite le serpentine di carica e scarica con mezzi porosi equivalenti.

Nell'ambito della LA1.12 non sono stati riscontrati scostamenti economici rispetto al preventivo del capitolato vigente di Progetto.

6 Sintesi delle attività svolte

La presente attività si propone di sviluppare di un modello termo-fluidodinamico del sistema di accumulo termoclino ibridizzato sviluppato dall'ENEA nel corso dell'attività LA1.11. Scopo del modello è la simulazione dei transitori di carica e scarica del termoclino.

A tal fine, si è sviluppato un modello CFD dinamico 3D del prototipo di serbatoio di accumulo termoclino con l'obiettivo di raggiungere un compromesso soddisfacente tra accuratezza e costo computazionale. Si è quindi optato per ridurre il dominio computazionale al solo volume del mezzo di accumulo (sali fusi), adottando opportune condizioni al contorno per rappresentare le dissipazioni termiche dal bordo del dominio dei sali, le quali sono state caratterizzate da modelli CFD dedicati. Inoltre, si sono sostituite le serpentine di carica/scarica con un mezzo poroso equivalente.

Il risultato atteso, corrispondente allo sviluppo del modello del prototipo del sistema di accumulo termoclino, è stato quindi raggiunto.

7 Dettaglio delle attività svolte

La presente attività riguarda lo sviluppo di un modello termo-fluidodinamico del sistema di accumulo termocline ibridizzato sviluppato dall'ENEA nel corso dell'attività LA1.11. Il modello è stato sviluppato con STAR-CCM+, un software per la (termo) fluidodinamica computazionale (CFD). Il sistema di accumulo oggetto di questo studio consta di tre serpentine immerse nel mezzo di accumulo (una miscela di sali ternari – HITEC XL) e collegate ad altrettanti circuiti di olio diatermico; in particolare si ha:

- 1 serpentina di scarica;
- 1 serpentina di carica, collegata all'impianto CSP che produce direttamente energia termica;
- 1 serpentina di carica, collegata ad una caldaia elettrica che converte l'energia elettrica generata, ad esempio, da un impianto PV in energia termica.

Figura 1 mostra uno schema di tale termocline. Si osserva che le serpentine sono installate all'interno di due canali verticali e che il serbatoio è mantenuto a pressione atmosferica, essendo lo strato di aria sopra i sali comunicante con l'ambiente esterno. Le serpentine di carica sono uguali, di forma conica e consistono di 5 tubi, ognuno dei quali forma 7 spire. La serpentina di scarica, sempre di forma conica, consiste di 7 tubi, ognuno dei quali forma 7 spire. In entrambi i condotti verticali viene installata una girante per favorire il moto dei sali durante i transitori di carica e scarica, altrimenti governato dalla sola convezione naturale. Le pareti esterne sono rivestite con uno strato di isolante. L'isolante è Rockwool, ad eccezione della calotta superiore dove si adotta il Cerablanket. Si ipotizza che la temperatura di esercizio dei sali vari tra 190 °C (temperatura nominale di scarica) e 285 °C (temperatura nominale di carica).

Il modello dinamico del prototipo di termocline viene sviluppato con lo scopo di simulare i transitori di carica e scarica, al fine di valutarne le prestazioni. La simulazione di tali transitori risulta onerosa dal punto di vista del costo computazionale. Per mantenere un costo computazionale accettabile, si è deciso di sviluppare un modello di ordine ridotto del sistema di accumulo termocline, il quale adotta le seguenti semplificazioni:

- Il dominio computazionale corrisponde alla sola regione occupata dai sali fusi; ovvero, non si considerano le regioni solide (pareti e isolamento termico) e lo strato di aria sopra i sali, che vengono sostituite da opportune condizioni al contorno.
- Le serpentine vengono sostituite da regioni opportunamente caratterizzate come mezzi porosi.

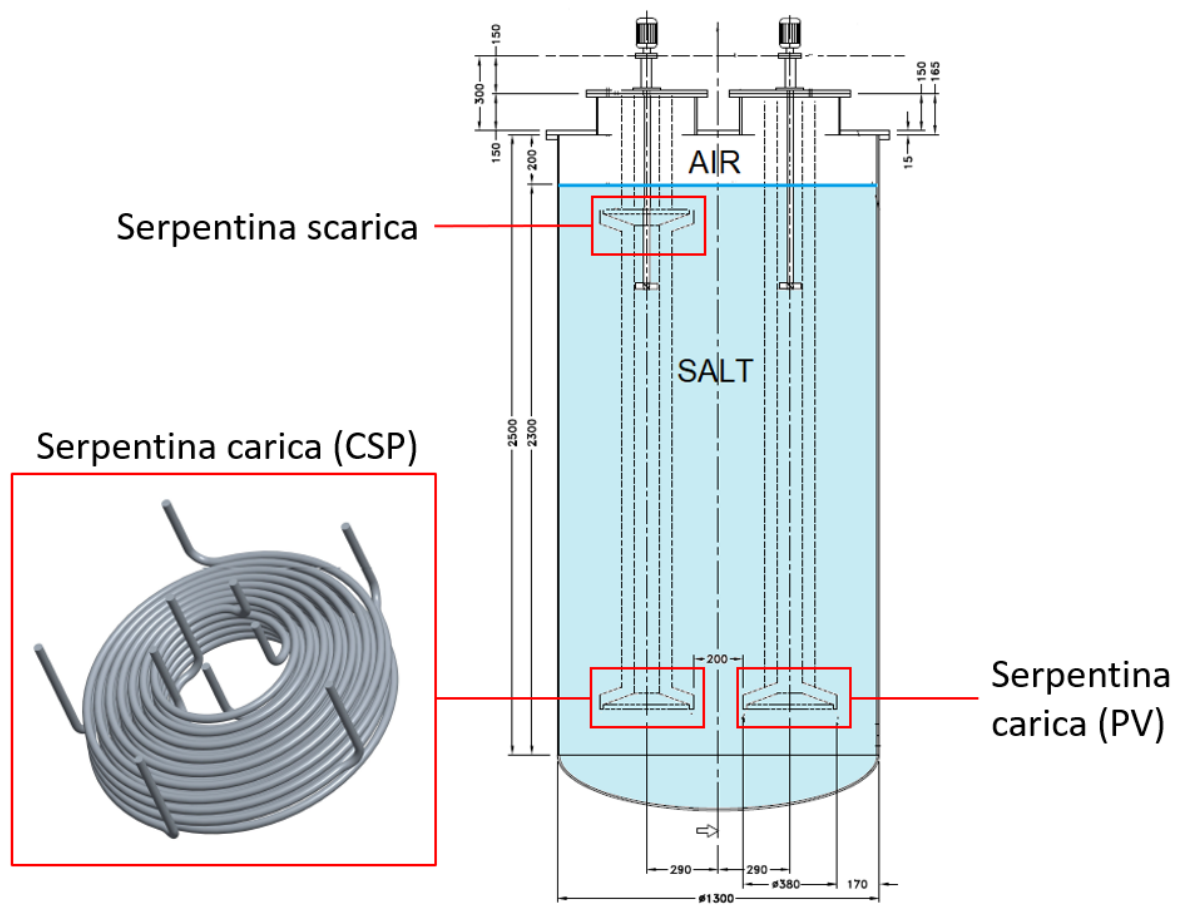


Figura 1. Schema del prototipo di sistema di accumulo termocline progettato dall'ENEA, con il particolare della serpentina di carica lato circuito CSP

Il modello risolve quindi le equazioni di conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia nel volume dei sali. Data la simmetria nella geometria e nel carico termico, è possibile ridurre il dominio computazionale a metà serbatoio (Figura 2). Le condizioni al contorno applicate sono:

- pareti laterali e parete inferiore: si applica un coefficiente di scambio termico convettivo equivalente, che tiene conto della resistenza termica offerta dalla parete del serbatoio e dallo strato di isolante, oltre che dallo scambio termico convettivo con l'ambiente esterno (paragrafo 7.1);
- interfaccia sali/aria: si rappresenta l'interfaccia come una parete libera di slittare, sulla quale si impone un flusso termico, funzione della temperatura dei sali, corrispondente allo scambio termico convettivo tra sali e aria (paragrafo 7.2).

La forzante termica, corrispondente al calore ceduto ai sali dalle serpentine di carica o assorbito dall'olio nella serpentina di scarica, si applica mediante una sorgente volumetrica di energia nel volume del mezzo poroso che sostituisce la serpentina. La caratterizzazione fluidodinamica delle cadute di pressione nel mezzo poroso è stata realizzata mediante un modello CFD dedicato, si veda il paragrafo 7.3.

Il modello tiene conto della circolazione naturale nel serbatoio che si instaura a causa del gradiente di densità nei sali, il quale è dovuto al riscaldamento (carica) o al raffreddamento (scarica) dei sali che attraversano le serpentine. Le forze di galleggiamento vengono applicate mediante l'approssimazione di Boussinesq, che assume la densità costante, ad eccezione che per le forze volumetriche gravitazionali nell'equazione della conservazione della quantità di moto. In questo modo si assicura il rispetto della conservazione della massa

anche adottando, come nel nostro caso, un volume fisso dei sali. Il valore costante della densità si assume pari a quello corrispondente alla temperatura media dei sali nell'intervallo delle temperature di esercizio (190-285 °C). Il regime di flusso si considera laminare, sebbene l'effettivo regime debba essere valutato a seconda del transitorio studiato, sulla base dei numeri adimensionali rilevanti.

Il modello è predisposto per simulare la presenza della girante assiale nel condotto. A tal fine, la girante viene semplificata con una interfaccia piana orizzontale, posizionata nel canale in corrispondenza della posizione della girante. L'interfaccia impone un salto di pressione in funzione della portata volumetrica dei sali. La curva caratteristica della girante, che lega la differenza di pressione alla portata volumetrica, deve essere fornita in input al modello, sulla base della girante che verrà effettivamente montata sul prototipo.

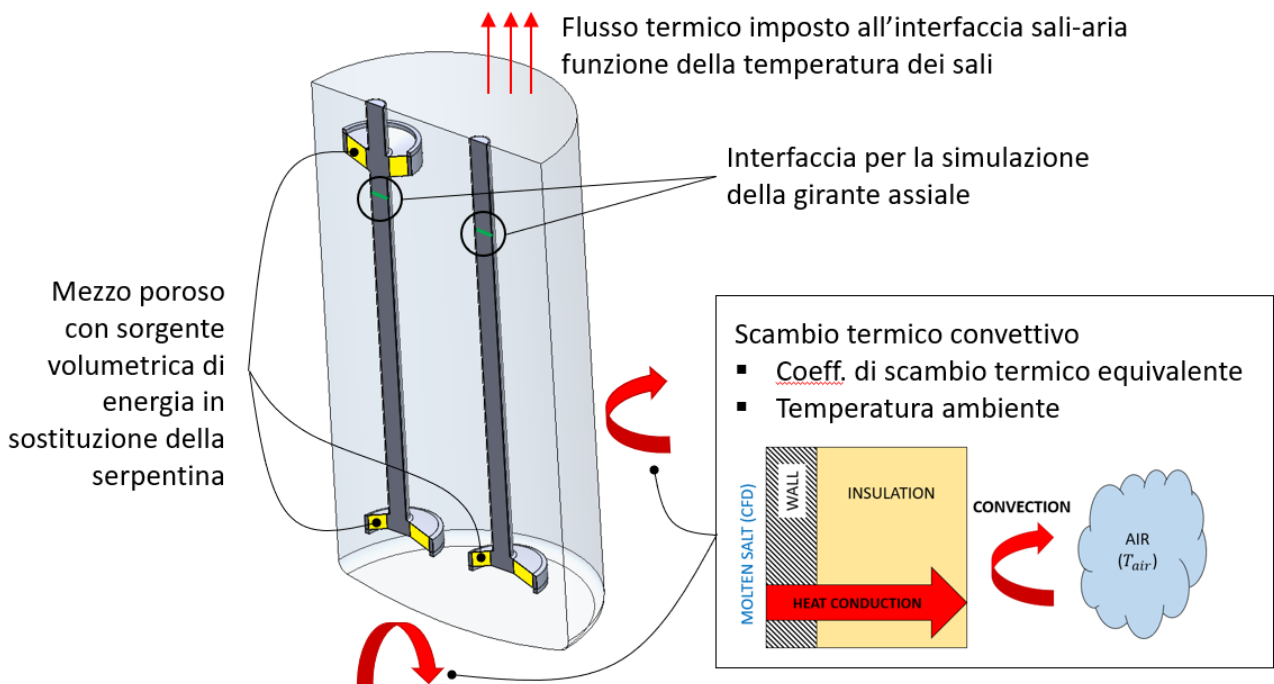


Figura 2. Dominio computazionale e condizioni al contorno applicate al modello CFD 3D del prototipo di accumulatore termocline

Una prima griglia di calcolo è stata realizzata adottando una mesh poliedrica con 4 layers superficiali per l'accurata soluzione dei gradienti a parete (Figura 3). Il numero di celle è circa 1.8×10^5 . Il modello è stato testato con un transitorio di carica (serpentina CSP) della durata di 10 minuti, in cui si è ipotizzato che i sali fossero fermi e alla temperatura uniforme di 190 °C all'istante iniziale. Si impone, nel volume del mezzo poroso che sostituisce la serpentina, una sorgente volumetrica uniforme di energia che complessivamente scarica 250 kW nei sali. La temperatura dell'ambiente esterno si è posta uguale a 15 °C; Figura 3 mostra la distribuzione di temperatura ottenuta a fine transitorio, che indica la formazione di una stratificazione termica nei sali.

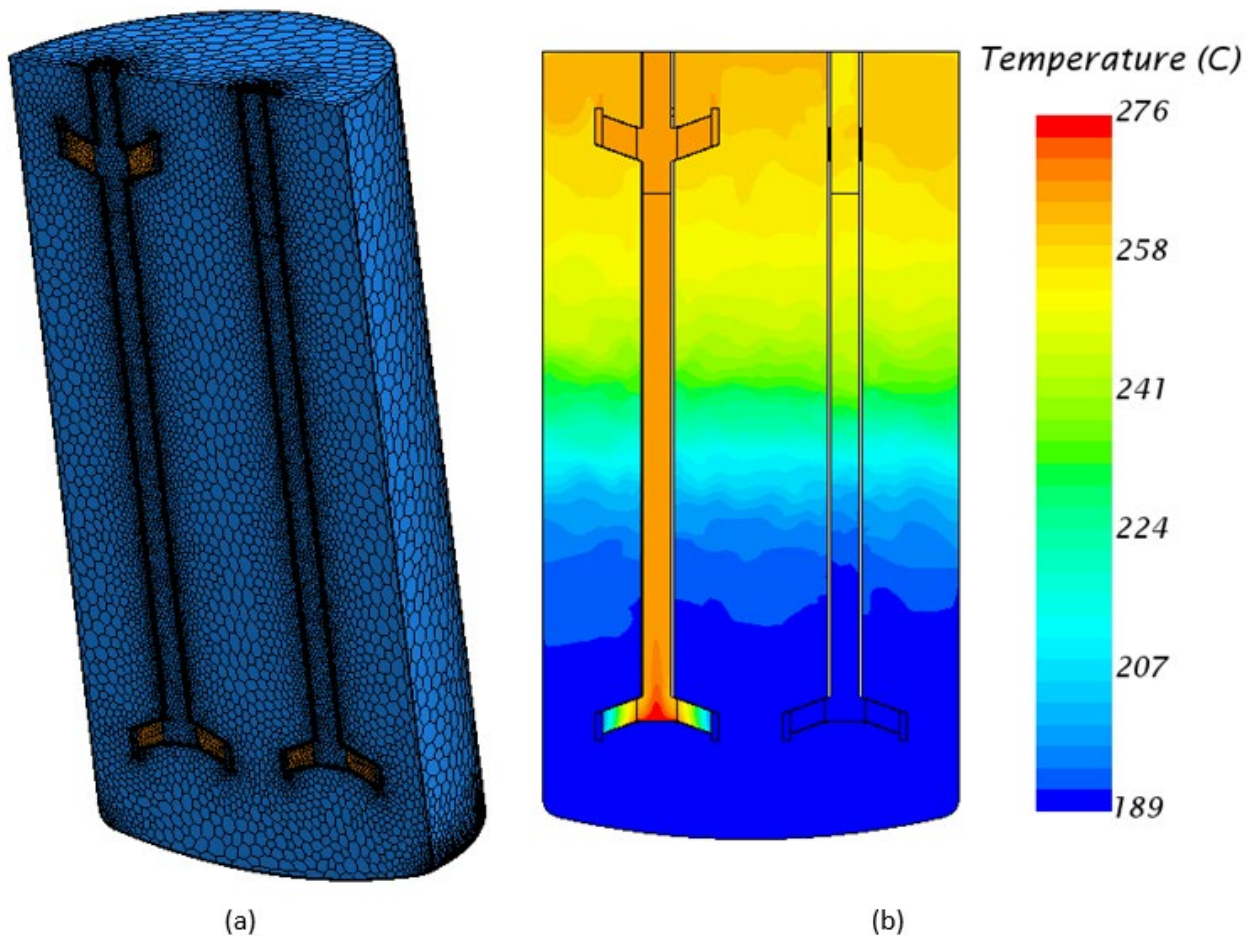


Figura 3. (a) Esempio di mesh realizzata per il modello del prototipo e (b) distribuzione della temperatura dopo 10 minuti di transitorio di carica guidato dalla serpentina del circuito CSP

7.1 Modello delle perdite termiche a parete

Il dominio computazionale del modello CFD del prototipo non include le pareti del serbatoio e l'isolamento esterno, che vengono sostituite da una condizione al contorno di scambio termico convettivo. A tal fine, si adotta un coefficiente di scambio termico equivalente (Eq. 1) che tiene conto della resistenza offerta dalla parete del serbatoio (R_{wall}), della resistenza offerta dallo strato di isolante (R_{ins}) e dello scambio termico convettivo con l'ambiente esterno (R_{conv}), data la superficie della parete (A). Lo scambio termico per irraggiamento con l'ambiente esterno è trascurabile per via della bassa temperatura della superficie esterna dell'isolante, prossima alla temperatura ambiente.

$$h_{eq} = \frac{1}{(R_{wall} + R_{ins} + R_{conv}) \times A} \quad (1)$$

La resistenza termica con l'aria esterna richiede di definire un coefficiente di scambio termico convettivo, che si valuta mediante opportune correlazioni. In particolare, si adotta per le pareti laterali la correlazione di Churchill & Bernstein [1], valida per cilindri in corrente trasversale, mentre si approssima la parete inferiore ad una piastra piana in flusso parallelo [1]. Il coefficiente di scambio termico equivalente viene valutato considerando le seguenti condizioni al contorno:

- Temperatura interfaccia sali/parete: 285 °C - massima temperatura nominale dei sali
- Temperatura dell'aria: 15 °C – media annua per il sito del prototipo
- Intensità del vento: 5 m/s – l'intensità del vento è minore di 5 m/s nel 95% del tempo dell'anno

Il coefficiente di scambio termico equivalente risulta pari a 0.51 W/m²/K per le parete laterale e 0.45 W/m²/K per quella inferiore. In entrambi i casi, la resistenza termica è dominata dall'isolamento termico.

7.2 Modello delle perdite termiche dall'interfaccia sali-aria

Nel modello CFD del prototipo, le perdite termiche dal pelo libero dei sali vengono simulate mediante un flusso termico imposto in funzione della temperatura dei sali. Tale flusso termico è stato caratterizzato con un modello CFD 3D dedicato, che riproduce la parte superiore del serbatoio (Figura 4). Il dominio computazionale include lo strato di aria sopra i sali (comunicante con l'ambiente esterno) le pareti del serbatoio e lo strato di isolante. Data la simmetria geometrica, si è ridotto il dominio a metà serbatoio. Le condizioni al contorno sono mostrate in Figura 4. Si trascura, come nel paragrafo 7.1, lo scambio termico per irraggiamento con l'ambiente esterno. Il modello di turbolenza adottato è il k- ω SST. La griglia di calcolo corrisponde ad una mesh poliedrica con $\approx 10^6$ celle e trattamento a parete (4 layers) per la soluzione dei gradienti a parete. Si è verificata l'indipendenza dei risultati dalla mesh.

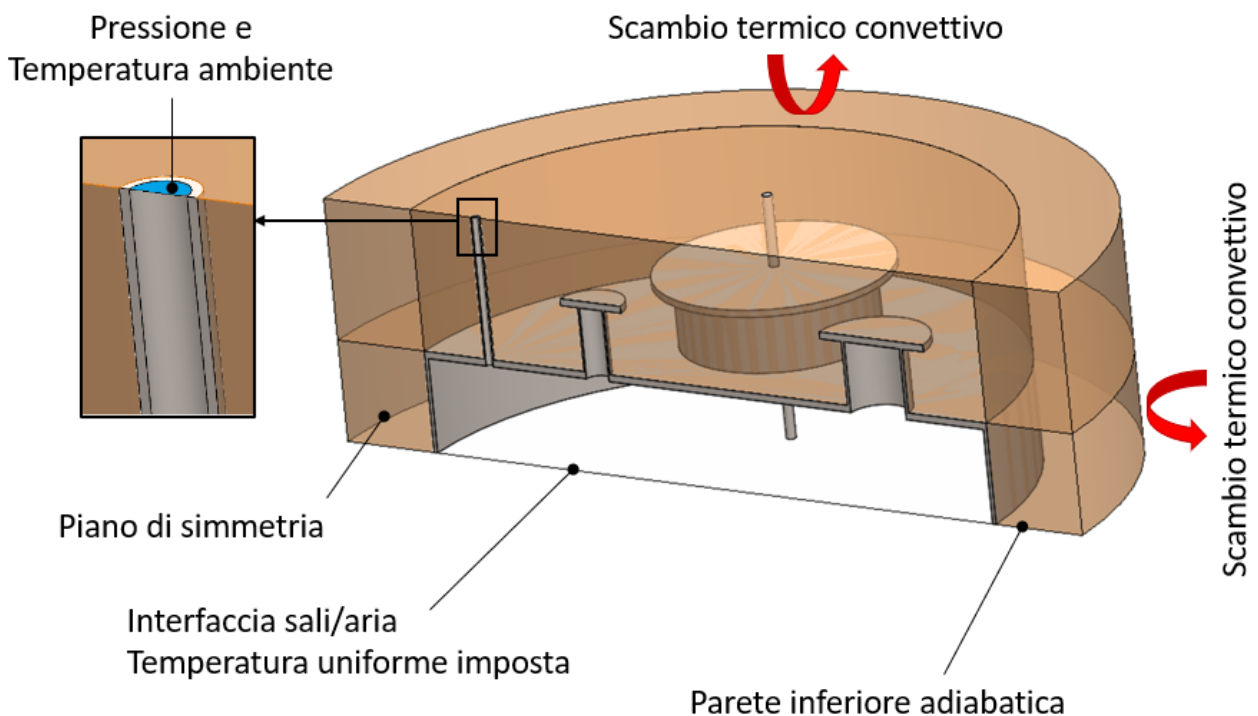


Figura 4. Dominio computazionale e condizioni al contorno applicate al modello CFD della parte superiore del prototipo del serbatoio di accumulo termocline, con il particolare del canale di ventilazione

Al fine di caratterizzare le perdite termiche dal pelo libero dei sali, si è svolto uno studio parametrico al variare della temperatura imposta (uniforme) dei sali. La temperatura dell'aria ambiente e la velocità del vento si impongono pari a 15 °C e 5 m/s, similmente al paragrafo 7.1. Il coefficiente di scambio termico convettivo con l'aria esterna si valuta per mezzo delle stesse correlazioni adottate nel paragrafo 7.1. I risultati di questo studio sono mostrati in Figura 5, da cui si evince un andamento lineare delle perdite termiche rispetto alla temperatura dei sali.

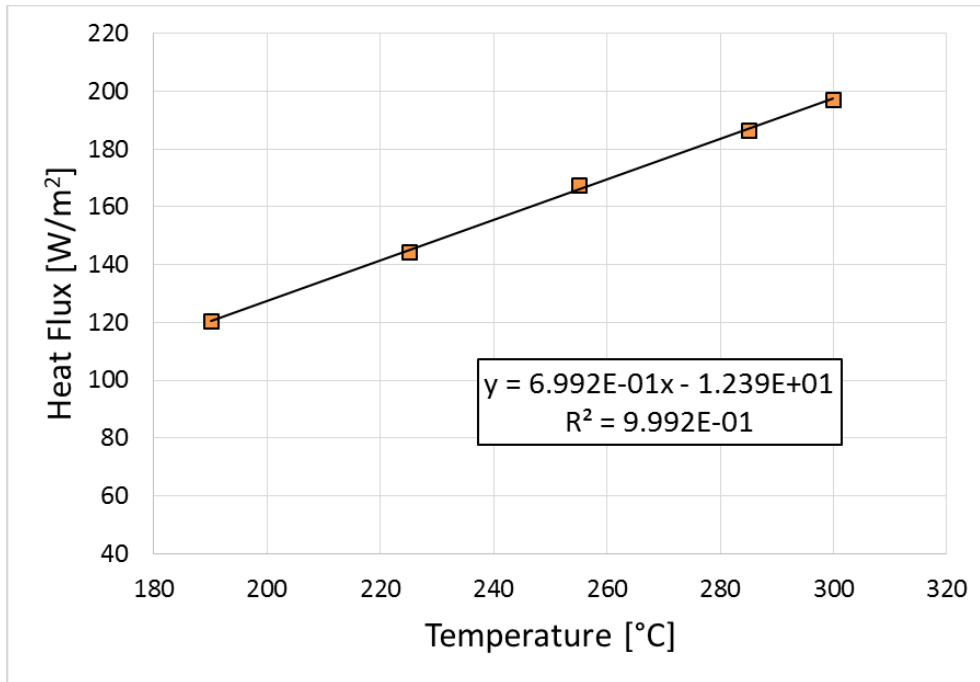


Figura 5. Flusso termico scambiato all'interfaccia tra i sali e l'aria in funzione della temperatura dei sali

7.3 Caratterizzazione delle serpentine come mezzo poroso

La caratterizzazione idraulica delle serpentine come mezzo poroso equivalente si basa sulla equazione 1D di Darcy-Forchheimer (Eq. 2), che esprime il gradiente di pressione $\partial p/\partial x$, lungo la direzione x del flusso.

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\mu(\varphi u)}{K} - \frac{J\rho(\varphi u)^2}{\sqrt{K}} \quad (2)$$

Dove μ è la viscosità dinamica, ρ è la densità, φ è la porosità del mezzo e u è la velocità media nel volume fluido. I coefficienti K e J sono rispettivamente la permeabilità del mezzo poroso e il coefficiente inerziale. L'equazione di Darcy-Forchheimer si riscrive in forma adimensionata [2] come

$$f_k = \frac{1}{Re_k} + J \quad (3)$$

$$f_k = \frac{\Delta p}{\Delta x} \frac{\rho A_f^2 \sqrt{K}}{\varphi^2 \dot{m}^2} \quad (4)$$

$$Re_k = \frac{\dot{m} \varphi \sqrt{K}}{\mu A_f} \quad (5)$$

Dove \dot{m} è la portata massica, A_f è la sezione di passaggio del fluido, mentre f_k e Re_k sono, rispettivamente, il fattore di attrito e il numero di Reynolds definiti in funzione della radice quadrata della permeabilità come grandezza caratteristica. Al fine di risolvere numericamente Eq. 3, 4 e 5, determinando il valore dei coefficienti K e J , si è sviluppato un modello CFD stazionario 2D (assialsimmetrico) puramente fluidodinamico delle serpentine, il cui scopo è calcolare la caduta di pressione al variare della portata massica e della

temperatura dei sali. Quest'ultima incide sulle proprietà termofisiche dei sali. Figura 6 mostra il dominio computazionale, che include solo i sali, e le condizioni al contorno. Il modello è laminare, essendo il numero di Reynolds minore del valore critico per fasci tubieri immersi in flusso trasversale [3]. La griglia di calcolo adottata consta di $\approx 10^4$ celle e 3 layers a parete; l'indipendenza della soluzione dalla mesh è stata verificata.

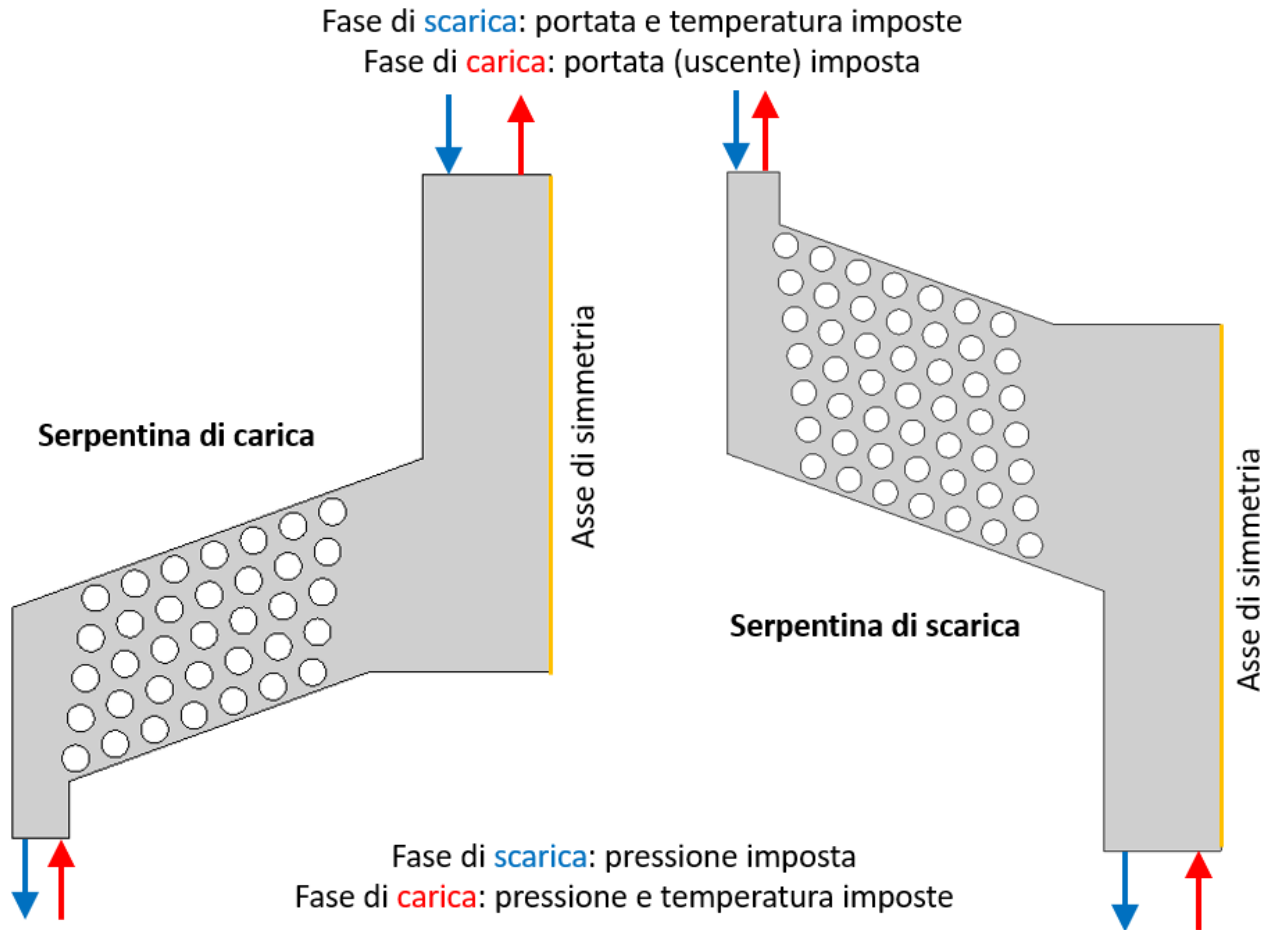


Figura 6. Dominio computazionale e condizioni al contorno applicate al modello CFD 2D (assialsimmetrico) della serpentina di carica (sinistra) e di scarica (destra) inserite all'interno del canale verticale. Le condizioni al contorno in ingresso/uscita sono indicate in funzione della fase di carica o di scarica

La portata dei sali simulata varia da 0.5 a 4 kg/s e la temperatura da 190 a 285 °C. Figura 7 mostra un esempio del campo di velocità ottenuto da queste simulazioni. Si osserva che nel caso della serpentina di scarica (nella fase di carica), si forma un vortice all'ingresso della serpentina che determina un fenomeno di vena contratta. La presenza del vortice modifica la direzione dei sali nella serpentina, rendendo l'ipotesi di moto monodimensionale in Eq. 2 meno accurata. Lo stesso fenomeno si riscontra nella serpentina di carica nella fase di scarica.

I valori dei coefficienti K e J , determinati numericamente, sono riportati in Tabella 1. Il coefficiente di inerzia per il caso della serpentina di scarica (carica), nel transitorio di carica (scarica), viene meglio descritto da una funzione della temperatura, a ragione della minore accuratezza del modello descritto da Eq. 2 per la presenza di un vortice in ingresso alla serpentina.

Per valutare l'accuratezza del risultato ottenuto, si è modificato il modello CFD sostituendo alle serpentine una regione definita come mezzo poroso, caratterizzata dal valore della porosità (≈ 0.66 per entrambe le serpentine) e dai parametri K e J appena determinati. Si sono quindi simulate le stesse combinazioni di portata e temperatura considerate in precedenza, valutando per ognuna di esse la caduta di pressione ai capi del mezzo poroso. Tali cadute di pressione sono state confrontate con quelle ottenute con il modello CFD della serpentina, ricavandone l'errore relativo; si veda Tabella 1. Figura 8 mostra il confronto delle cadute di pressione nella fase di carica.

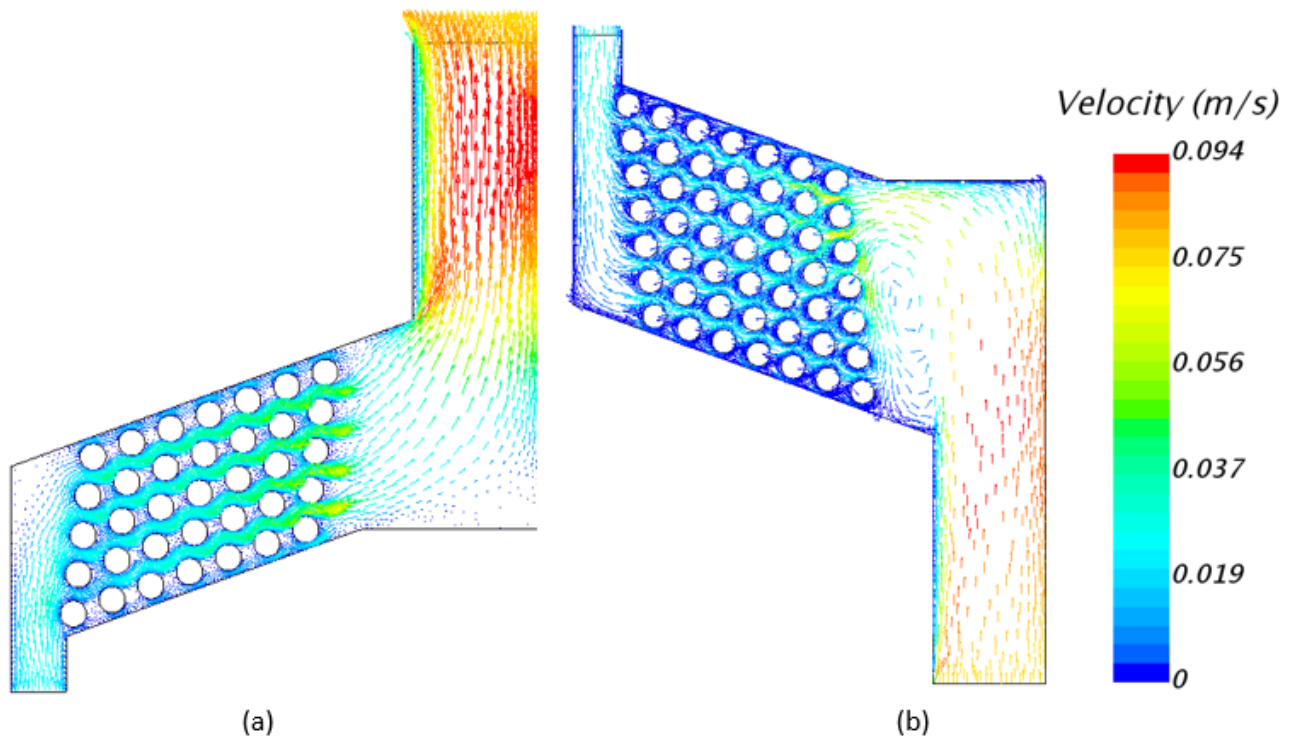


Figura 7. Campo di velocità calcolato dal modello 2D assialsimmetrico nel caso (a) della serpentina di carica e (b) di scarica, per una portata di 1 kg/s e una temperatura dei Sali di 190 °C

Tabella 1. Valori calcolati della permeabilità (K) e del coefficiente di inerzia (J). Errore relativo del mezzo poroso rispetto al modello della serpentina in termini di caduta di pressione

Parametro	Serpentina	Fase	Valore	Errore relativo medio
K	Carica	Carica	$1.41 \times 10^{-6} \text{ m}^2$	3.0 %
J	Carica	Carica	0.171	3.0 %
K	Scarica	Carica	$1.41 \times 10^{-6} \text{ m}^2$	10.8 %
J	Scarica	Carica	$(0.390T - 131)\sqrt{K}$	10.8 %
K	Carica	Scarica	$1.59 \times 10^{-6} \text{ m}^2$	8.0 %
J	Carica	Scarica	$(245 - 0.274T)\sqrt{K}$	8.0 %
K	Scarica	Scarica	$1.51 \times 10^{-6} \text{ m}^2$	6.7 %
J	Scarica	Scarica	0.163	6.7 %

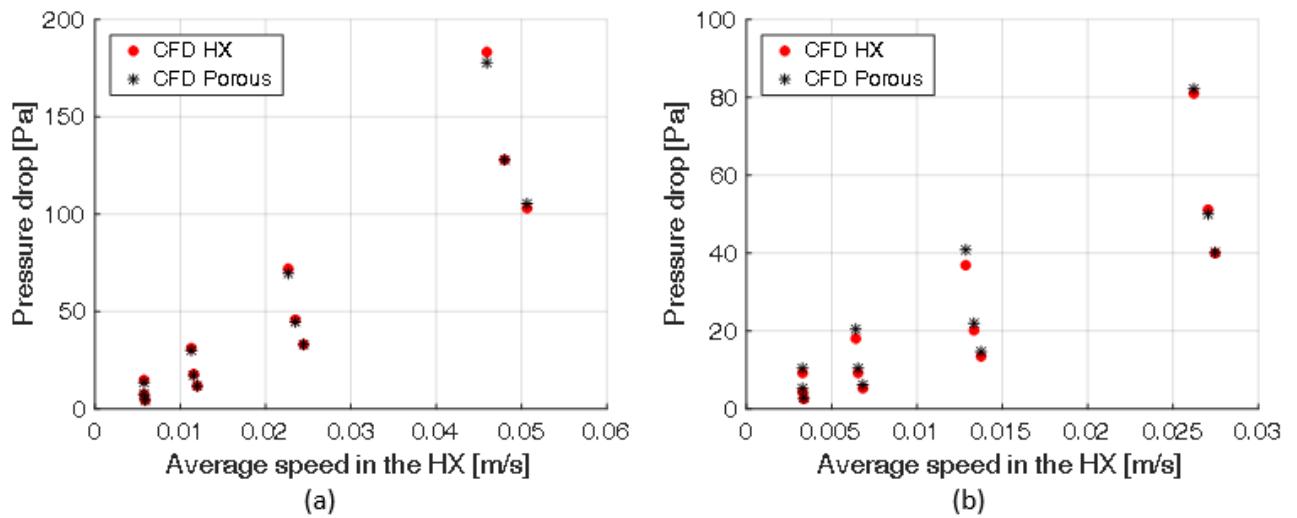


Figura 8. Confronto tra le cadute di pressione calcolate ai capi della serpentina (cerchi rossi) e del mezzo poroso equivalente (asterischi neri) al variare della velocità media dei sali per le coppie di portata e temperatura simulate nella fase di carica: (a) serpentina di carica e (b) di scarica

7.4 Bibliografia

- [1] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Sixth. 2012.
- [2] M. Cagnoli, A. Froio, L. Savoldi, and R. Zanino, "Multi-scale modular analysis of open volumetric receivers for central tower CSP systems," *Sol. Energy*, vol. 190, pp. 195–211, 2019.
- [3] S. Beale, *International encyclopedia of heat and mass transfer*. National Research Council Canada, 1997.

8 Contributo delle eventuali consulenze alle attività sopra descritte

Non sono state utilizzate consulenze nell'ambito della LA1.12.

9 Pubblicazioni scientifiche

Non sono state realizzate pubblicazioni scientifiche aventi per oggetto i risultati della LA1.12.

10 Eventi di disseminazione

I risultati della LA1.12 non sono stati presentati in eventi di disseminazione.