



Ricerca di Sistema elettrico

Studio di fattibilità di un sistema LHTES di piccola taglia e della sua integrazione in un impianto solare termodinamico

V. Russo, T. Crescenzi, A. Miliozzi

STUDIO DI FATTIBILITÀ DI UN SISTEMA LHTES DI PICCOLA TAGLIA E DELLA SUA INTEGRAZIONE IN UN IMPIANTO SOLARE TERMODINAMICO

V. Russo, T. Crescenzi, A. Miliozzi (ENEA)

Settembre 2015

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2014

Area: Produzione di energia elettrica e protezione dell'ambiente

Progetto: Energia elettrica da fonte solare

Obiettivo: Studio di configurazioni impiantistiche alternative

Responsabile del Progetto: Domenico Mazzei, ENEA

Indice

| | | |
|-------|---|----|
| 1 | INTRODUZIONE | 4 |
| 2 | SISTEMI DI STOCCAGGIO TERMICO..... | 5 |
| 2.1 | GENERALITÀ..... | 5 |
| 3 | SVILUPPO DI UN MODELLO SEMPLIFICATO DI TES | 6 |
| 3.1 | MODELLO MATEMATICO GENERALE | 7 |
| 3.1.1 | <i>Efficienza energetica</i> | 9 |
| 3.2 | APPLICAZIONE DEL MODELLO A TES CON HTF IN TUBAZIONI | 9 |
| 3.3 | APPLICAZIONE DEL MODELLO AD UN SISTEMA CON FILLER A CAMBIAMENTO DI FASE | 11 |
| 3.4 | SOLUZIONE NUMERICA | 12 |
| 3.4.1 | <i>Procedura di calcolo</i> | 14 |
| 4 | CONFRONTO TRA MODELLO SEMPLIFICATO E PROVE SPERIMENTALI..... | 15 |
| 4.1 | IMPOSTAZIONE DEL CALCOLO | 16 |
| 4.1.1 | <i>Dati di input e parametri</i> | 16 |
| 4.1.2 | <i>Condizioni iniziali</i> | 17 |
| 4.1.3 | <i>Dispersioni termiche</i> | 18 |
| 4.2 | RISULTATI DELLE SIMULAZIONI | 18 |
| 4.2.1 | <i>Descrizione della prova</i> | 18 |
| 4.2.2 | <i>Caso con sali solari come materiale di accumulo</i> | 19 |
| 4.2.3 | <i>Caso con sale solare caricato con nanoparticelle</i> | 22 |
| 5 | STUDIO DI FATTIBILITÀ DI UN LHTES..... | 26 |
| 5.1 | DIMENSIONAMENTO DI UN SISTEMA DI STOCCAGGIO TERMICO A PCM | 26 |
| 5.2 | DIMENSIONAMENTO DI UN SISTEMA DI STOCCAGGIO TERMICO CON CEMENTO..... | 28 |
| 5.3 | SIMULAZIONE CON CAMPO SOLARE | 30 |
| 6 | CONCLUSIONI..... | 32 |
| | RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI..... | 33 |
| | ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI | 34 |

1 Introduzione

Nell'ambito dello studio di sistemi alternativi di accumulo termico, l'attività di ricerca è stata orientata allo studio di soluzioni più compatte a calore sensibile e/o latente che utilizzano come mezzo di accumulo un materiale inerte (es. cementi o materiale ceramico) e/o un materiale a cambiamento di fase (PCM). Tale sistema dovrebbe ridurre i costi e gli ingombri dell'accumulo termico rendendolo particolarmente adatto negli impianti di piccola/media taglia. Il concetto può essere, inoltre, estrapolabile ad impianti solari di grande taglia e con alte temperature, oltre che al settore convenzionale (recupero di calore industriale, condizionamento solare, etc.). L'Enea, nel corso del triennio 2012-2014 ha condotto una serie di attività finalizzate allo sviluppo di nuovi materiali da utilizzare come mezzo di accumulo termico, alla studio ed analisi del comportamento termodinamico dei sistemi di accumulo, allo sviluppo di una modellistica in grado di simulare il comportamento di questi sistemi e di essere di ausilio alla loro progettazione. Nell'ambito del PAR 2013 è stato inoltre realizzato un impianto sperimentale, denominato ATES (Advanced Thermal Energy Storage), dedicato alla caratterizzazione termica di sistemi elementari di accumulo termico a calore latente (LHTES)[4].

Durante il PAR 2014, detto impianto è stato messo a punto ed automatizzato al fine di eseguire una serie di prove sperimentali su alcune tipologie di accumulo termico per impianti solari a concentrazione (CSP). In particolare si sono testati quattro tipi di accumulo elementare a calore latente di tipo "shell & tube" costituiti da un tubo liscio od alettato circondato da un mezzo di accumulo costituito da "sali solari" (Phase Change Material - PCM base) oppure additivati con nanoparticelle di silice ed allumina (Nano Fluid PCM - NFPCM). I dati acquisiti saranno analizzati, elaborati e messi a confronto tra di loro, per evidenziare il comportamento termodinamico delle differenti tipologie di accumulo termico sperimentate.

Successivamente, sono stati sviluppati alcuni modelli numerici FEM, sia semplici (1D) che complessi (2D), e validati attraverso un confronto con i risultati sperimentali. Tali modelli sono serviti, in una prima fase, ad interpretare i risultati sperimentali ed analizzare in dettaglio vari fenomeni in gioco.

Al fine di avere uno strumento utile a prevedere le prestazioni di un sistema di accumulo termico a calore latente, integrato in un impianto solare a concentrazione (CSP), sarà però necessario disporre di una modellistica semplificata che tenga comunque in conto i fenomeni riscontrati durante la fase sperimentale.

In tale ottica, le attività si sono sviluppate secondo le seguenti linee:

- **Sviluppo di un modello semplificato:**
sarà sviluppato ed implementato un modello numerico in grado di simulare il comportamento termodinamico di un sistema di accumulo a cambiamento di fase, tenendo in conto le fenomenologie evidenziate durante la fase sperimentale;
- **Validazione del modello semplificato:**
il modello semplificato sarà validato applicandolo alle prove sperimentali condotte in Enea su degli elementi di accumulo LHTES installati sull'impianto ATES;
- **Studio di fattibilità di un LHTES:**
sarà effettuato uno studio di fattibilità di un prototipo di sistema di accumulo termico a calore latente, con capacità tra 15 e 30 MWh da poter utilizzare in un impianto solare di piccola taglia. A tal fine saranno applicati i modelli precedentemente sviluppati. Inoltre, saranno valutate le modalità di integrazione di questo sistema all'interno dell'impianto CSP e gli eventuali vantaggi e svantaggi rispetto a tipologie diverse di accumulo.

2 Sistemi di stoccaggio termico

2.1 Generalità

Le condizioni ideali di funzionamento di un sistema di accumulo termico, TES (Thermal Energy Storage) è che l'energia termica portata dal fluido termovettore, HTF (Heat Transfer Fluid) sia accumulata e poi rilasciata senza alcun degrado in temperatura. Su questa base i TES possono essere classificati in due categorie :

- sistemi ad accumulo diretto del fluido termovettore, che meglio approssimano il funzionamento ideale del sistema di stoccaggio termico;
- sistemi di accumulo di calore indiretto, costituiti da un mezzo fluido che trasporta il calore ed un altro mezzo, sia solido che liquido, utilizzato come materiale primario di accumulo termico, HSM (Heat Storage Material).

Un sistema TES indiretto utilizza una quantità ridotta di HTF, materiale in genere molto costoso, a scapito di una riduzione nella efficienza di accumulo dell'energia.

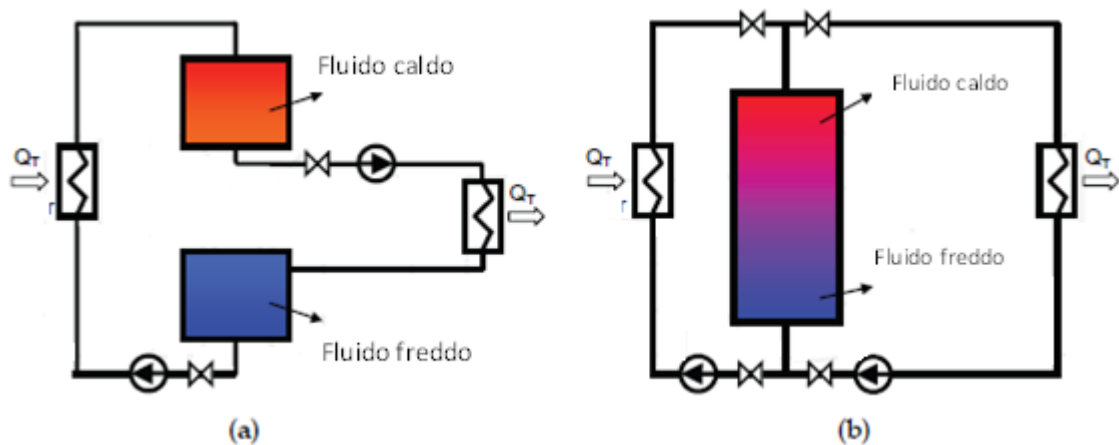


Figura 1 – Configurazioni dei sistemi di accumulo

I sistemi di accumulo diretti possono essere sia in configurazione con due serbatoi, che con un solo serbatoio (Fig.1).

Nel caso di configurazione a due serbatoi, durante la fase di carica il fluido caldo proveniente dal campo solare viene stoccato nel serbatoio caldo, mentre durante la fase di scarica il fluido caldo precedentemente accumulato viene mandato all'utenza e stoccato poi nel serbatoio freddo. Di conseguenza il fluido termovettore in realtà occupa un volume corrispondente ad un solo serbatoio, ecco allora che si passa alla seconda configurazione mono-serbatoio. In questo caso viene sfruttata la stratificazione termica del fluido, quindi durante la fase di carica il fluido caldo viene immesso nel serbatoio dall'alto e prelevato dal basso per essere mandato al campo solare, durante la fase di scarica il fluido caldo che alimenta l'utenza viene prelevato dall'alto ed il fluido freddo viene immesso nella parte bassa del serbatoio.

I sistemi di stoccaggio TES indiretti utilizzano tipicamente un solo serbatoio (monoserbatoio-termocline); in funzione del tipo di contatto e di interazione tra HTF ed HSM, il sistema di accumulo può essere di due tipi.

Nel primo tipo il materiale di accumulo termico è costituito da (Figura 2-a) solidi leggermente compressi (rocce, sfere metalliche, capsule di materiali a cambiamento di fase (PCM), etc.) a formare un letto poroso contenuto in un serbatoio attraverso il quale fluisce l'HTF trasportando energia al/dal materiale solido. In questo tipo di sistema lo scambio termico tra HTF ed HSM è relativamente efficiente a causa dell'esteso contatto tra fluido e materiale di accumulo. Invece, nella configurazione ad un unico serbatoio (Figura 2-b) l'HTF fluisce all'interno di tubi che scorrono attraverso l'HSM, sia solido (cemento, sabbia, terra, sali, etc)

che liquido (oli, sali fusi, etc). A causa della ridotta superficie di contatto tra HTF ed HSM, lo scambio termico tra fluido e materiale di accumulo è, in questo caso, peggiore rispetto al primo tipo.

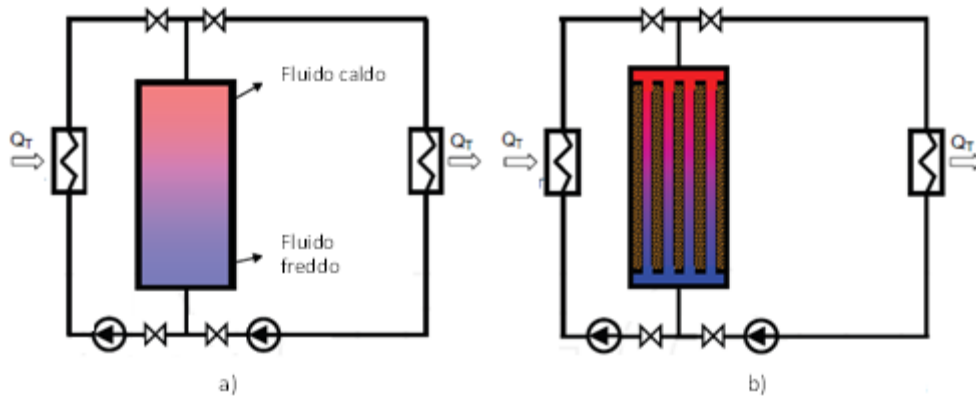


Figura 2- Accumulo termico indiretto con materiale di accumulo primario (HSM) e fluido termovettore (HTF)

Il criterio principale utilizzato per selezionare un sistema di accumulo termico per una specifica applicazione è sempre il costo complessivo del sistema. Tuttavia, ci sono molti fattori che possono influenzare il costo di un TES; ad esempio, il prezzo del fluido termovettore è un fattore chiave per determinare se debba essere usato un TES diretto od uno indiretto. Potrebbe essere necessario un serbatoio ad alta pressione, se la pressione di vapore del fluido termovettore è elevata, o un serbatoio di acciaio inossidabile se ci sono problemi di corrosione. A volte è anche necessario evitare una possibile interazione chimica tra il materiale del serbatoio, il fluido termovettore e il materiale primario di accumulo termico.

3 Sviluppo di un modello semplificato di TES

Di seguito verrà sviluppato un modello per il trasferimento di calore ed il trasporto di energia tra il materiale di stoccaggio termico ed il fluido termovettore. L'obiettivo principale della seguente analisi è quello di predire le dimensioni del serbatoio ed il tempo di accumulo. Il modello sviluppato farà riferimento ad un accumulo termico di tipo indiretto, contemplando anche la possibilità di utilizzare dei materiali a cambiamento di fase.

Verranno quindi utilizzate le equazioni generali per il bilancio dell'energia sia nel materiale solido che in quello fluido. In Figura 3 è rappresentato lo schema di un volume di controllo monodimensionale di un elemento dz del materiale di stoccaggio termico al quale fa riferimento il modello.

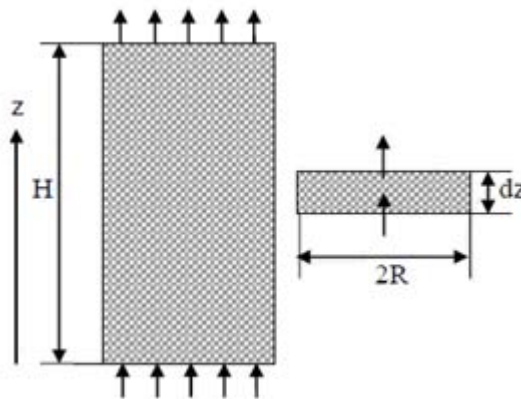


Figura 3- Schema di un sistema di accumulo termico "packed-bed" e un elemento di controllo per l'analisi

Al fine di semplificare ragionevolmente l'analisi del trasferimento di calore tra l'HTF e l'HSM verranno fatte una serie di ipotesi:

1. La distribuzione di portata e di materiale di riempimento (filler) attraverso il serbatoio avrà una distribuzione radiale uniforme. Ciò permetterà di utilizzare un modello monodimensionale (1D) nella direzione z.
2. Le particelle di filler hanno solo contatti puntuali, perciò, la conduzione termica assiale tra i vari strati è trascurabile.
3. La conduzione termica assiale nel fluido è trascurabile confrontata con il trasferimento di calore convettivo. Tale assunzione è valida quando il numero di Peclet ($Pe=RePr$) per l'HTF è sufficientemente grande ($Pe \gg 100$), condizione soddisfatta per la maggioranza dei TES.
4. Il metodo a capacità termica concentrata è applicato all'analisi della conduzione termica transitoria nel filler (particelle di dimensione 0.25-5.0 cm per il diametro nominale). Tale assunzione è valida quando il numero di Biot ($=hL_p/k_s$) per l'HSM è sufficientemente piccolo. Quando questo metodo è inadeguato, a causa delle maggiori dimensioni del filler, può essere utilizzato un metodo modificato a capacità termica concentrata, che introduce un coefficiente di trasferimento di calore modificato per la convezione tra fluido e filler.
5. Si assume che non ci siano dispersioni termiche verso l'esterno. La perdita di calore da un serbatoio di accumulo termico è inevitabile e dovrebbe essere considerata. Tuttavia, dal punto di vista progettuale, bisogna prima decidere le dimensioni di un serbatoio di accumulo al fine di trovare la perdita di calore. Per compensare quindi le dispersioni termiche può essere adottato un serbatoio di accumulo termico di volume più grande e un periodo di carica del calore più lungo. Un modo semplice per rifinire il progetto è di aumentare sia il tempo di carica del calore che la dimensione del serbatoio con un fattore uguale al rapporto tra la perdita di calore e la fornitura di calore prevista.

3.1 Modello matematico generale

Sulla base delle assunzioni precedenti la sezione trasversale del serbatoio è supposta essere costante per tutta l'altezza, di conseguenza l'area attraversata dal fluido termovettore è:

$$a_f = \varepsilon \pi R^2$$

La velocità con cui il fluido HTF attraversa detta sezione è:

$$v_f = \frac{\dot{m}}{\rho_f a_f}$$

A questo punto è possibile scrivere il bilancio di energia per il fluido nel volume di controllo dz:

$$\dot{m}(h_z - h_{z+dz}) + hS_s(T_s - T_f)dz = \rho_f c_f a_f dz \frac{\partial T_f}{\partial t}$$

Con

- h coefficiente di scambio termico convettivo tra fluido termovettore e filler
- S_s superficie di cambio termico tra fluido termovettore e filler per unità di lunghezza

Dalla definizione di entalpia si ha:

$$h_z - h_{z+dz} = c_f \frac{\partial T_f}{\partial z} dz$$

Quindi:

$$\frac{hS_s}{\rho_f c_f a_f} (T_s - T_f) = \frac{\partial T_f}{\partial t} + v_f \frac{\partial T_f}{\partial z}$$

Introduciamo ora le seguenti variabili adimensionali:

$$\theta_f = \frac{(T_f - T_L)}{(T_H - T_L)} \quad \theta_s = \frac{(T_s - T_L)}{(T_H - T_L)} \quad z^* = \frac{z}{H} \quad t^* = \frac{t}{(H/v_f)}$$

L'equazione di bilancio energetico adimensionale diventa quindi:

$$\frac{\partial \theta_f}{\partial t^*} + \frac{\partial \theta_f}{\partial z^*} = \frac{1}{\tau_r} (\theta_s - \theta_f)$$

Dove

$$\tau_r = \frac{v_f}{H} \frac{\rho_f c_f a_f}{hS_s}$$

La stessa cosa viene sviluppata per il materiale di stoccaggio termico, quindi di seguito abbiamo l'equazione di bilancio energetico nel volume di controllo dz:

$$hS_s (T_s - T_f) dz = -\rho_s c_s a_s dz \frac{\partial T_s}{\partial t}$$

L'area della sezione occupata dal mezzo di accumulo sarà:

$$a_s = (1 - \varepsilon) \pi R^2$$

Sostituendo anche in questo caso le variabili adimensionali definite in precedenza otteniamo l'equazione adimensionale di bilancio energetico per il filler:

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial t^*} = -\frac{H_{CR}}{\tau_r} (\theta_s - \theta_f)$$

Dove

$$H_{CR} = \frac{\rho_f c_f \varepsilon}{\rho_s c_s (1 - \varepsilon)}$$

Nei processi di carico e scarico dell'energia, l'HSM e l'HTF avranno una temperatura differente per ogni posizione. Una volta che il fluido si ferma al completamento di un processo di carica o scarica, il fluido sarà in equilibrio con il filler locale raggiungendo la stessa temperatura (T_{final}).

Il bilancio energetico di questa situazione ad una data posizione è:

$$\varepsilon \rho_f c_f T_{f-ini} + (1 - \varepsilon) \rho_s c_s T_{s-ini} = \varepsilon \rho_f c_f T_{final} + (1 - \varepsilon) \rho_s c_s T_{final}$$

Le temperature iniziali del materiale di accumulo termico primario e dell'HTF derivano dai risultati dei rispettivi processi di carica e scarica; le rispettive temperature finali sono le stesse dopo aver raggiunto

l'equilibrio termico. Secondo l'assunzione per la quale non ci sono dispersioni termiche, si può vedere che la temperatura di equilibrio al termine di un processo (carica o scarica) sarà necessariamente la condizione iniziale del processo successivo nel ciclo.

3.1.1 Efficienza energetica

Risolvendo le equazioni di bilancio energetico esposte in precedenza è possibile ottenere la temperatura del fluido termovettore in uscita dal serbatoio in fase di scarica. Imponendo il tempo di scarica ($t_{ref, disc}$) dell'accumulo, è possibile valutare l'efficienza del sistema. Per omogeneità con le equazioni di bilancio energetico, definiamo le seguenti grandezze adimensionali:

$$\Pi_d = \frac{t_{ref, dis}}{H / v_f} \quad \text{tempo adimensionale di scarica}$$

$$\Pi_c = \frac{t_{char}}{H / v_f} \quad \text{tempo adimensionale di carica}$$

L'efficienza di rilascio del sistema è allora data dalla equazione seguente:

$$\eta = \frac{\int_0^{t_{ref, dis}} [T_{f(z=H,t)} - T_L] dt}{(T_H - T_L) t_{ref, dis}} = \frac{1}{\Pi_d} \int_0^{\Pi_d} \theta_{f(z^*=1, t^*)} dt^*$$

L'efficienza energetica η del sistema dipende dalla quantità di energia che viene accumulata, ed è funzione dei parametri adimensionali sopra definiti; quindi imponendo il tempo adimensionale di scarica del sistema e la portata, il tempo adimensionale di carica del sistema può essere determinato in modo da ottenere un'efficienza il più possibile prossima ad 1.

Ovviamente per avere un'efficienza più vicina ad 1, dobbiamo avere un tempo carica più lungo rispetto al tempo di scarica del sistema.

3.2 Applicazione del modello a TES con HTF in tubazioni

Il modello, esposto in precedenza per un generico filler, può essere particolarizzato per un sistema di scambio a tubi (Figura 4) Ovviamente bisognerà modificare le seguenti grandezze:

- Porosità all'interno del serbatoio;
- Coefficiente di scambio termico (h);
- Superficie di scambio termico per unità di lunghezza (S_s);

In Figura 4 è rappresentata una sezione trasversale del serbatoio di stoccaggio con all'interno il materiale di accumulo termico ed i tubi per il fluido termovettore.

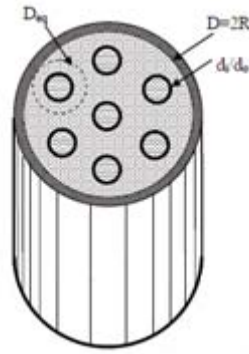


Figura 4- Schema di TES con tubi e loro contorno di materiale di accumulo termico

Per quanto riguarda la porosità equivalente, questa è data da:

$$\varepsilon = N \frac{d_i^2}{D^2}$$

dove :

- N il numero di tubi per il fluido termovettore;
- d_i il diametro esterno dei tubi per il fluido termovettore;
- D diametro interno serbatoio.

Invece, la superficie di scambio per unità di lunghezza è:

$$S_s = N \pi d_i$$

Per quanto riguarda il coefficiente di scambio termico convettivo all'interno dei tubi è stato valutato ipotizzando che ogni tubo scambi calore con il materiale di accumulo circostante in un'area di controllo equivalente (D_{eq}) come rappresentato in Fig. Figura 4.

Tuttavia per tenere conto del fatto che il materiale di accumulo non ha dimensioni proprie (tipo particelle) ma è un solido o liquido, bisogna introdurre un fattore correttivo per la valutazione del coefficiente di scambio termico convettivo. Di conseguenza quest'ultimo sarà dato dalla seguente relazione

$$h_p = h \left(\frac{1}{1 + (Bi_{washer} / w_c)} \right)$$

con

$$Bi_{washer} = h(d_i / 2) / k_s$$

w_c funzione di (D_{eq}/d_i) [se (D_{eq}/d_i)=6, allora $w_c = 0.83442$]

In questo caso potrebbe essere necessario considerare anche la conduzione assiale:

$$hS_s(T_s - T_f)dz - a_s k_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} dz = -\rho_s c_s a_s dz \frac{\partial T_s}{\partial t}$$

In forma adimensionale, si avrà:

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial t^*} = -\frac{H_{CR}}{\tau_r} (\theta_s - \theta_f) + \frac{k_s}{\rho_s c_s H v_f} \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial z^{*2}}$$

Il parametro $ks/(\rho_s c_s H v_f)$ è un termine adimensionale; se è sufficientemente grande, il termine di conduzione assiale non può essere eliminato. Un effetto importante della conduzione termica assiale è che distruggerà l'effetto termoclino - un gradiente di temperatura con il materiale caldo sopra quello freddo. E in questo modo si riducono le prestazioni dell'accumulo termico.

Pertanto, per tener conto dell'effetto della conduzione di calore assiale, viene introdotto un'ulteriore fattore correttivo nella valutazione del coefficiente di scambio termico h . Ciò si traduce in un nuovo coefficiente di scambio termico modificato:

$$h_p = h \left(\frac{1}{1 + (Bi_{washer} / w_c)} \right) \left(\frac{1}{1 + \frac{k_s}{\rho_s c_s H v_f}} \right)$$

Per la maggior parte dei materiali di accumulo termico, come rocce, sali fusi, cemento, terra e sabbia, il valore di $k_s/\rho_s c_s H v_f$ è molto piccolo (dell'ordine di 1×10^{-6}), rispetto agli altri termini del bilancio energetico che sono nell'ordine di 1.0, Pertanto, l'effetto della conduzione termica assiale nel materiale di accumulo termico è trascurabile.

3.3 Applicazione del modello ad un sistema con filler a cambiamento di fase

L'oggetto del presente lavoro è lo stoccaggio con materiali a cambiamento di fase; questo tipo di materiale può essere introdotto nel serbatoio ed attraversato dai tubi contenenti il fluido termovettore come nel caso precedente, le equazioni di bilancio già sviluppate risultano ancora applicabili nel caso in cui il cambiamento di fase ancora non è iniziato oppure quando si è già concluso. Bisogna quindi modificare le equazioni di bilancio energetico solamente per tenere conto del cambiamento di fase nel momento in cui avviene.

Prima cosa da considerare è che durante il cambiamento di fase la temperatura del materiale di stoccaggio termico rimane costante; l'equazione di bilancio diventa:

Per il cambio di fase del mezzo si può scrivere la seguente relazione:

$$h S_s (T_m - T_f) = -\lambda \rho_s a_s \frac{\partial \Phi}{\partial t}$$

con:

| | |
|-----------|---|
| T_m | temperatura di fusione del mezzo di accumulo |
| λ | calore latente di fusione del mezzo di accumulo |
| Φ | rateo di fusione del mezzo di accumulo |

Invece, per il fluido:

$$\frac{h S_s}{\rho_f c_f a_f} (T_m - T_f) = \frac{\partial T_f}{\partial t} + v_f \frac{\partial T_f}{\partial z}$$

Quindi le due equazioni precedenti in forma adimensionata risultano:

$$\begin{cases} \frac{\partial \theta_f}{\partial t^*} + \frac{\partial \theta_f}{\partial z^*} = \frac{1}{\tau_r} (\theta_m - \theta_f) \\ \frac{\partial \Phi}{\partial t^*} = -\frac{H_{CR}}{\tau_r} \psi (\theta_m - \theta_f) \end{cases}$$

Con il seguente nuovo parametro adimensionale:

$$\psi = \frac{(T_H - T_L) c_s}{\lambda}$$

Poiché la temperatura del cambio di fase T_m è conosciuta, le due equazioni possono essere risolte separatamente.

3.4 Soluzione numerica

Nel presente lavoro le equazioni di base, come abbiamo visto, sono state ridotte in forma adimensionale, la quale consente una applicazione generale della soluzione. Le equazioni adimensionali di tipo iperbolico sono risolte numericamente attraverso l'uso del metodo delle caratteristiche. Il modello corrente consente una soluzione diretta delle equazioni discretizzate (senza richiedere alcuna iterazione) ed elimina completamente qualsiasi sovra costo computazionale; per un numero ridotto di nodi inoltre la soluzione risulta indipendente dalla griglia.

L'equazione di bilancio energetico adimensionale per il fluido termovettore può essere ridotta lungo la caratteristica $t^*=z^*$ e si ottiene:

$$\frac{D\theta_f}{Dt^*} = \frac{1}{\tau_r} (\theta_s - \theta_f)$$

Separando ed integrando lungo la caratteristica, l'equazione diviene:

$$\int d\theta_f = \int \frac{1}{\tau_r} (\theta_s - \theta_f) dt^*$$

In modo analogo l'equazione per il bilancio di energia del filler viene sviluppata lungo la caratteristica $z^*=costante$ in questo modo:

$$\frac{d\theta_s}{dt^*} = -\frac{H_{CR}}{\tau_r} (\theta_s - \theta_f)$$

Separando ed integrando lungo la caratteristica risulta:

$$\int d\theta_s = \int -\frac{H_{CR}}{\tau_r} (\theta_s - \theta_f) dt^* \quad (36)$$

Ci sono ora due equazioni caratteristiche legate alle intersezioni di tempo e spazio; in questi punti viene creata una griglia di calcolo discretizzata nello spazio e nel tempo (**Figura 5**). Nello spazio, ci sono $i = 1, 2, \dots, M$ nodi suddivisi in incrementi di Δz^* che comprendono tutto z^* . Analogamente, nel tempo, ci sono $j = 1, 2, \dots, N$ nodi suddivisi in fasi temporali di Δt^* che comprendono tutto t^* .

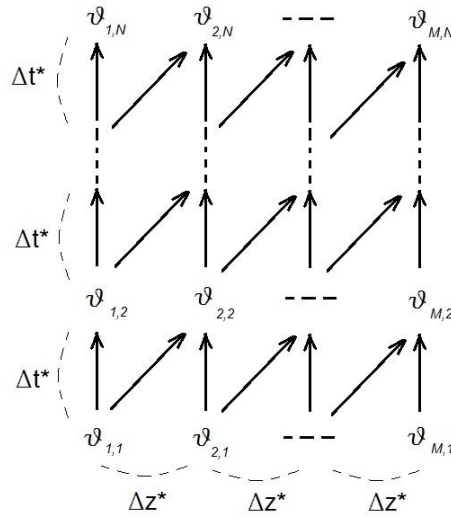


Figura 5- Diagramma della matrice soluzione derivante dal metodo delle caratteristiche

Riguardo il primo step di calcolo, si integra l'equazione relativa al bilancio nel fluido:

$$\int_{\vartheta_{1,1}}^{\vartheta_{2,2}} d\theta_f = \int_{\vartheta_{1,1}}^{\vartheta_{2,2}} \frac{1}{\tau_r} (\theta_s - \theta_f) dt^* ; \quad \theta_{f_{2,2}} - \theta_{f_{1,1}} = \frac{1}{\tau_r} \left(\frac{\theta_{s_{2,2}} + \theta_{s_{1,1}}}{2} - \frac{\theta_{f_{2,2}} - \theta_{f_{1,1}}}{2} \right) \Delta t^*$$

Analogamente viene integrata l'equazione di bilancio nel solido:

$$\int_{\vartheta_{1,1}}^{\vartheta_{2,2}} d\theta_s = \int_{\vartheta_{1,1}}^{\vartheta_{2,2}} -\frac{H_{CR}}{\tau_r} (\theta_s - \theta_f) dt^* ; \quad \theta_{s_{2,2}} - \theta_{s_{1,1}} = -\frac{H_{CR}}{\tau_r} \left(\frac{\theta_{s_{2,2}} + \theta_{s_{1,1}}}{2} - \frac{\theta_{f_{2,2}} - \theta_{f_{1,1}}}{2} \right) \Delta t^*$$

Assemblando il tutto:

$$\begin{bmatrix} 1 + \frac{\Delta t^*}{2\tau_r} & -\frac{\Delta t^*}{2\tau_r} \\ -\frac{H_{CR}\Delta t^*}{2\tau_r} & 1 + \frac{H_{CR}\Delta t^*}{2\tau_r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_{f_{2,2}} \\ \theta_{s_{2,2}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \theta_{f_{1,1}} \left(1 - \frac{\Delta t^*}{2\tau_r} \right) + \theta_{s_{1,1}} \frac{\Delta t^*}{2\tau_r} \\ \theta_{f_{2,1}} \left(\frac{H_{CR}\Delta t^*}{2\tau_r} \right) + \theta_{s_{2,1}} \left(1 - \frac{H_{CR}\Delta t^*}{2\tau_r} \right) \end{bmatrix}.$$

Per ottenere la soluzione in modo efficiente viene applicata la regola di Cramer. È importante notare che tutti i coefficienti/termini presenti nel sistema sono indipendenti da z^* , t^* , θ_f e θ_s , e quindi possono essere valutati una volta per tutte. Dalla **Figura 5** si può notare come le temperature del fluido e del filler ai nodi $\vartheta_{1,1}$ siano le condizioni iniziali; le temperature al nodo $\vartheta_{1,1}$ sono invece le condizioni di ingresso che variano con il tempo; la temperatura di ingresso del fluido in funzione del tempo è data, mentre quella del materiale di stoccaggio può essere facilmente ottenuta utilizzando l'equazione di bilancio energetico del filler per cui è nota la temperatura del fluido in ingresso. In questo modo è possibile quindi calcolare le temperature del fluido e del solido nel nodo 2,2.

Estendendo l'esempio di calcolo precedente a tutti i punti della griglia ϑ nel tempo e nello spazio si otterrà l'intera matrice di soluzioni per il filler ed il fluido termovettore. Bisogna notare che mentre l'incremento di Δz^* è limitato a $z^*=1$, l'incremento temporale Δt^* non ha limitazioni.

Nel caso in cui si è in presenza di cambiamento di fase le equazioni di bilancio che governano il fenomeno vengono discretizzate in questo modo

$$\begin{cases} \frac{1}{\tau_r} (\theta_m - \theta_{f(i)}^{t^*}) = \frac{\theta_{f(i)}^{t^* + \Delta t^*} - \theta_{f(i)}^{t^*}}{\Delta t^*} + \frac{\theta_{f(i)}^{t^* + \Delta t^*} - \theta_{f(i-1)}^{t^* + \Delta t^*}}{\Delta z^*} \\ - \frac{H_{CR}}{\tau_r} \psi (\theta_m - \theta_{f(i)}^{t^* + \Delta t^*}) = \frac{\Phi_i^{t^* + \Delta t^*} - \Phi_i^{t^*}}{\Delta t^*} \end{cases} .$$

Dalla prima si ricava $\theta_{f(i)}^{t^* + \Delta t^*}$ e quindi, sostituendolo nella seconda, il rateo di fusione $\Phi_i^{t^* + \Delta t^*}$.

3.4.1 Procedura di calcolo

La procedura per risolvere il problema con il cambiamento di fase è la seguente:

1. Si risolve analiticamente il sistema di equazioni di bilancio nel caso in cui non sono in cambiamento di fase
2. Si controlla ad ogni step temporale se la temperatura del materiale di stoccaggio sia inferiore a quella di fusione, nel caso contrario si risolve, per il presente ed i successivi time step, il sistema di equazioni di bilancio che governano il cambiamento di fase
3. Per ogni time step risolto utilizzando le equazioni del cambiamento di fase bisogna controllare che il rateo di fusione sia minore di 1, in caso contrario vuol dire che tutto il materiale ha cambiato fase ed i passi temporali successivi devono essere risolti con le equazioni relative all'assenza di cambiamento di fase
4. Si avanza di uno step spaziale e si ripetono i passi precedenti fino a quando non sono stati calcolati tutti gli step.

4 Confronto tra modello semplificato e prove sperimentali

Una volta implementato il modello semplificato esposto nel precedente capitolo, sono stati eseguiti dei calcoli al fine di validare il modello stesso.

Nei laboratori della Casaccia è stato realizzato (Figura 6), sempre nell'ambito del PAR 2014, un piccolo impianto di accumulo termico a calore latente di tipo "shell & tube" costituito da un tubo liscio circondato da un mezzo di accumulo costituito da sali solari. Nella Figura 7 è mostrato schematicamente un accumulatore.



Figura 6 – Impianto realizzato in Casaccia

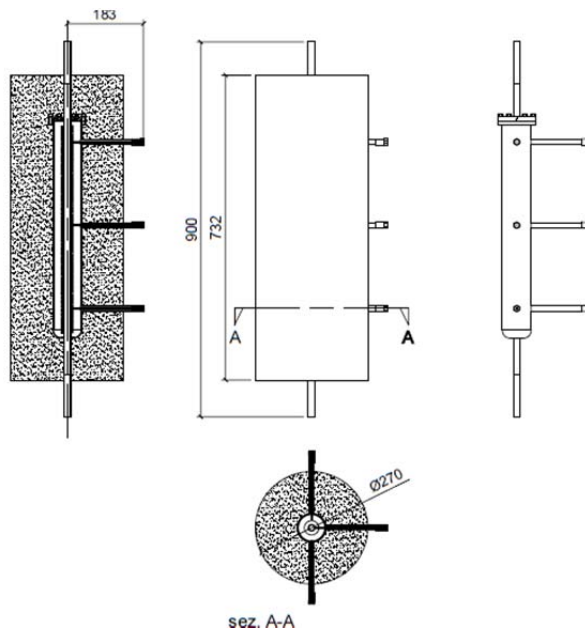


Figura 7 - Singolo elemento di accumulo

Sono state realizzate una serie di prove sperimentali ed i risultati sono stati utilizzati per un confronto con i risultati del modello numerico.

Sono state prese in considerazione due prove, una presenta tubi lisci all'interno dei quali scorre il fluido termovettore, l'altra invece presenta tubi alettati per migliorare lo scambio termico.

4.1 Impostazione del calcolo

4.1.1 Dati di input e parametri

Di seguito vengono definiti i dati geometrici del sistema e le caratteristiche dei materiali:

| | | U.M. | Valore |
|---------------------------------|----------------|-----------------------|--------|
| Diametro interno serbatoio | D | M | 0.07 |
| Altezza serbatoio | H | M | 0.5 |
| Diametro esterno tubi | D _i | M | 0.016 |
| Portata fluido HTF | m' | Kg/s | 0.16 |
| Temperatura massima di accumulo | TH | °C | 280 |
| Temperatura minima di accumulo | TL | °C | 200 |
| Densità PCM | ρ _s | kg/m ³ | 1850 |
| Capacità termica PCM | c _s | J/(kg°C) | 1700 |
| Conducibilità termica PCM | k _s | W/(m ² °C) | 0.5 |
| Temperatura di fusione PCM | T _m | °C | 225 |
| Calore latente di fusione PCM | λ | J/kg | 110000 |

Tabella 1 – Dati di input

Successivamente vengono calcolati tutti quei dati derivati utilizzati nella risoluzione del modello riportati qui di seguito.

$$R = \frac{D}{2} \quad \text{raggio contenitore}$$

$$\varepsilon = N_t \frac{d_i^2}{D^2} \quad \text{porosità equivalente}$$

$$S_s = N_t \pi d_i \quad \text{sezione tubi}$$

$$a_f = \varepsilon \pi R^2 \quad \text{area di passaggio del fluido}$$

$$v_f = \frac{\dot{m}}{\rho_f a_f} \quad \text{velocità del fluido}$$

$$D_{eq} = \frac{\pi D^2}{4 N_t} \quad \text{diametro equivalente sezione tubo-pcm}$$

$$Bi_{washer} = h(d_i / 2) / k_s \quad \text{numero di Biot}$$

$$w_c = \text{funzione di } (D_{eq}/d_i) \quad [\text{se } (D_{eq}/d_i)=6, \text{ allora } w_c = 0.83442]$$

$$h_p = h \left(\frac{1}{1 + (Bi_{washer} / w_c)} \right) \quad \text{coefficiente di scambio termico corretto}$$

$$\tau_r = \frac{v_f \rho_f c_f a_f}{H h_p S_s} \quad H_{CR} = \frac{\rho_f c_f \varepsilon}{\rho_s c_s (1 - \varepsilon)} \quad \psi = \frac{(T_H - T_L) c_s}{\lambda}$$

$$\theta_f = \frac{(T_f - T_L)}{(T_H - T_L)} \quad \theta_s = \frac{(T_s - T_L)}{(T_H - T_L)} \quad \theta_m = \frac{(T_m - T_L)}{(T_H - T_L)} \quad z^* = \frac{z}{H} \quad t^* = \frac{t}{(H / v_f)}$$

$$\Delta z^* = \frac{\Delta z}{H} = \frac{1}{(M - 1)} \quad \Delta t^* = \frac{\Delta t}{(H / v_f)} = \frac{t_{max}}{(N - 1)(H / v_f)}$$

A questo punto vengono definiti i parametri del calcolo (Tabella 2)

| | | |
|------------------------------|-----------|--|
| Numero di nodi spaziali | M | |
| Numero di nodi temporali | N | |
| Tempo massimo di simulazione | t_{max} | |

Tabella 2 – Parametri per il calcolo

4.1.2 Condizioni iniziali

Per quanto riguarda le condizioni iniziali la temperatura del fluido e del solido sono uguali ed imposte in tutti i nodi spaziali all'istante iniziale:

$$\theta_s(i,1) = \theta_f(i,1) \quad \text{condizione iniziale nello spazio per fluido e solido}$$

$$\Phi(i,1) = 0 \quad \text{condizioni iniziali nello spazio per il rateo di fusione}$$

Per quanto riguarda le condizioni iniziali nel tempo, si avrà una legge temporale per quanto riguarda la temperatura del fluido, quella del solido verrà calcolata di conseguenza:

$$\theta_f(1, j) \quad \text{condizioni iniziali nel tempo per il fluido}$$

$$\theta_s(1, j) \quad \text{da calcolare conoscendo } \theta_f(1, j) :$$

$$\theta_s(1, j) = \theta_f(1, j) + [\theta_s(1, j-1) - \theta_f(1, j)] \cdot e^{-\frac{H_{CR} \Delta t^*}{\tau_r}}$$

$$\Phi(1, j) : \quad \text{da calcolare:}$$

$$\Phi(1, j) = \Phi(1, j-1) - \frac{H_{CR}}{\tau_r} \Delta t^* \psi (\theta_m - \theta_f(1, j)) \quad \text{se } \theta_s(i, j) > \theta_m$$

Nel caso in cui mi trovi in cambiamento di fase ($\theta_s(i, j) > \theta_m$) le temperature ed il rateo di fusione vengono calcolati come segue:

$$\theta_s(i, j) = \theta_m$$

$$\theta_f(i, j) = \left[\frac{1}{\tau_r} (\theta_m - \theta_f(i, j-1)) + \frac{\theta_f(i, j-1)}{\Delta t^*} + \frac{\theta_f(i-1, j)}{\Delta z^*} \right] * \left(\frac{\Delta t^* \Delta z^*}{\Delta t^* + \Delta z^*} \right)$$

$$\Phi(i, j) = \Phi(i, j-1) - 2 \cdot c_2 \cdot \psi(\theta_m - \theta_f(i, j))$$

4.1.3 Dispersioni termiche

Fino ad ora si è parlato di modello semplificato di un sistema di accumulo ideale, non sono state prese in considerazione le dispersioni termiche che invece nella realtà si hanno verso l'esterno.

E' stato aggiunto quindi il termine relativo alle suddette dispersioni nelle equazioni di bilancio energetico precedentemente esposte; queste ultime diventano quindi:

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial t^*} = -\frac{H_{CR}}{\tau_r} [(\theta_s - \theta_f) + \beta(\theta_s - \theta_a)] \quad \text{bilancio energetico nel solido}$$

$$\frac{\partial \theta_f}{\partial t^*} + \frac{\partial \theta_f}{\partial z^*} = \frac{1}{\tau_r} (\theta_s - \theta_f) \quad \text{bilancio energetico nel fluido}$$

$$\frac{d\Phi}{dt^*} = -\frac{H_{CR}}{\tau_r} \psi [(\theta_m - \theta_f) + \beta(\theta_m - \theta_a)] \quad \text{bilancio durante il cambiamento di fase}$$

dove:

$$\beta = \frac{h_e S_e}{h S_s} \quad \text{le grandezze con il pedice e si riferiscono all'esterno}$$

A questo punto è stato implementato il modello numerico così modificato.

4.2 Risultati delle simulazioni

Per poter avere un confronto sensato con i dati sperimentali ottenuti dalle prove di laboratorio sull'impianto ATES, è stata simulata per intero (circa 45 ore) una prova effettuata.

4.2.1 Descrizione della prova

La prova sperimentale è stata eseguita come una successione di quattro fasi distinte, ognuna delle quali termina con il raggiungimento di uno stato stazionario del sistema.

Le quattro fasi sono le seguenti:

1. Riscaldamento iniziale (20°C – 200°C)
Il sistema di accumulo è portato dalla temperatura ambiente a quella teorica di 200°C. In questa fase il calore trasmesso sarà accumulato sotto forma di calore sensibile.
Quindi viene imposta una rampa di temperatura al fluido termovettore in ingresso (olio) tale che raggiunga i 200°C in 1 ora, poi viene mantenuto a temperatura costante per 10 ore al fine di preriscaldare il sistema.
2. Fase di carico (200°C – 280°C)

Il sistema è portato dalla temperatura iniziale di 200°C a quella massima di 280°C, in questa fase il calore sarà accumulato sia come calore sensibile che come calore latente.

Quindi viene nuovamente imposta una rampa all' temperatura di ingresso che in 1 ora passa da 200°C a 280°C, poi viene mantenuta costante al valore massimo per 8 ore al fine di caricare il sistema di stoccaggio.

3. Fase di scarico (280°C – 150°C)

Il sistema viene raffreddato da 280°C a 150°C, il calore viene così recuperato.

Viene imposta una nuova rampa di temperatura che da quella massima di 280°C arriva a 150°C in 1 ora e poi viene fatto circolare il fluido termovettore a temperatura costante per 10 ore al fine di scaricare il sistema di accumulo.

4. Fase di raffreddamento (150°C – 20°C)

Il sistema viene fatto raffreddare fino a temperatura ambiente bloccando la circolazione del fluido termovettore.

Di seguito (Figura 8) viene quindi riportato l'andamento della temperatura del fluido termovettore in ingresso al sistema di accumulo così come viene imposta nelle prove sperimentali e come è stata imposta in input al modello realizzato.

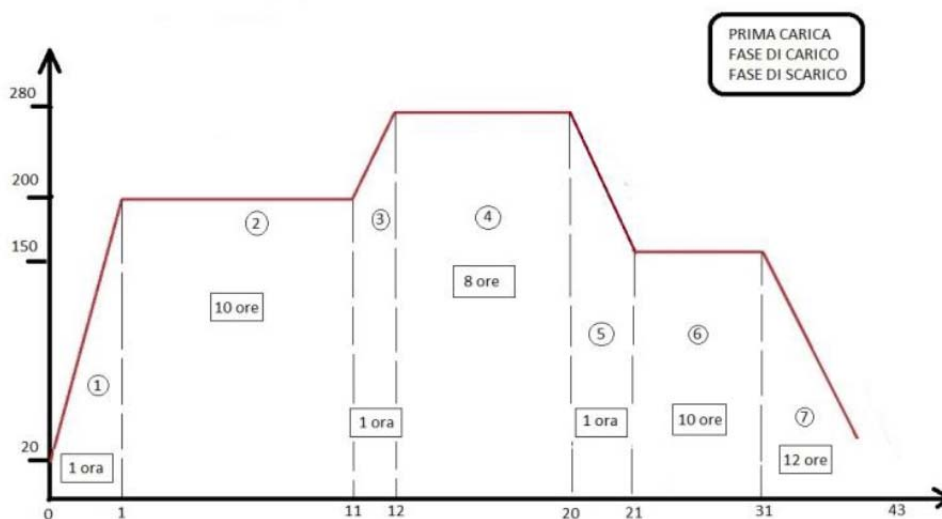


Figura 8 – Andamento della temperatura dell'olio in ingresso al sistema di accumulo

4.2.2 Caso con sali solari come materiale di accumulo

Il primo calcolo effettuato è stato considerando come materiale di accumulo i sali solari.

Nelle figure successive (Figura 9, Figura 10 e Figura 11) si può vedere il confronto tra la temperatura del materiale a cambiamento di fase registrata durante tutta la prova sperimentale e quella calcolata con il modello implementato a diverse altezze lungo il sistema di accumulo, in particolare all'ingresso, al centro ed in corrispondenza dell'uscita; punti corrispondenti alla posizione delle termocoppie installate sull'impianto sperimentale

Si può notare come il risultato ottenuto dal modello sia paragonabile a quello sperimentale sia in termini di temperature raggiunte che di dinamica delle due fasi di carica e successiva scarica.

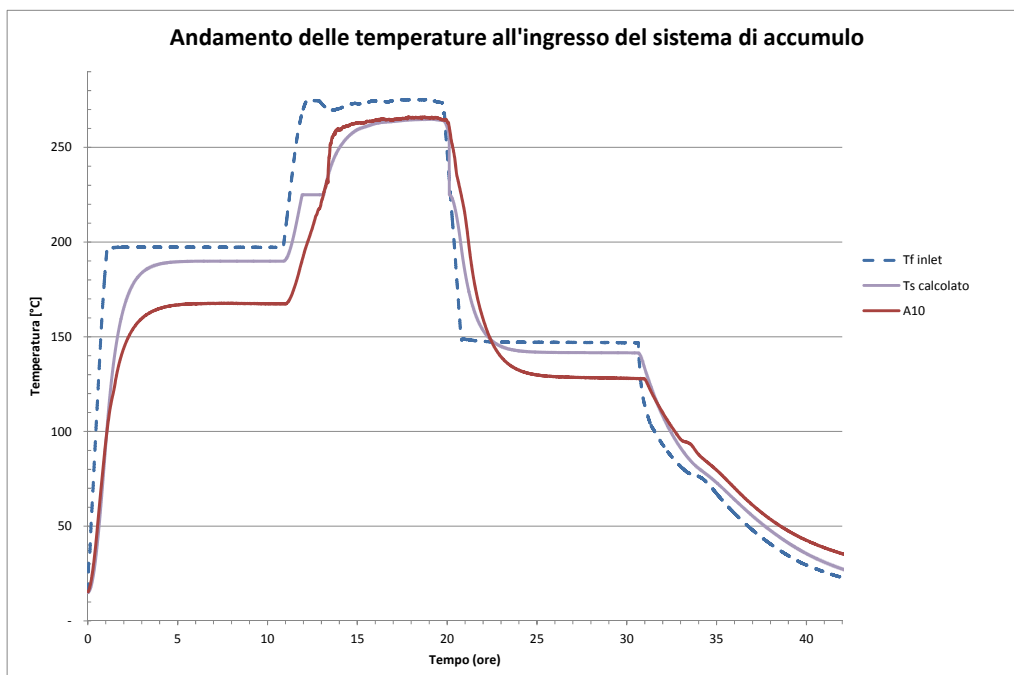


Figura 9 – Andamento delle temperature all'ingresso del sistema

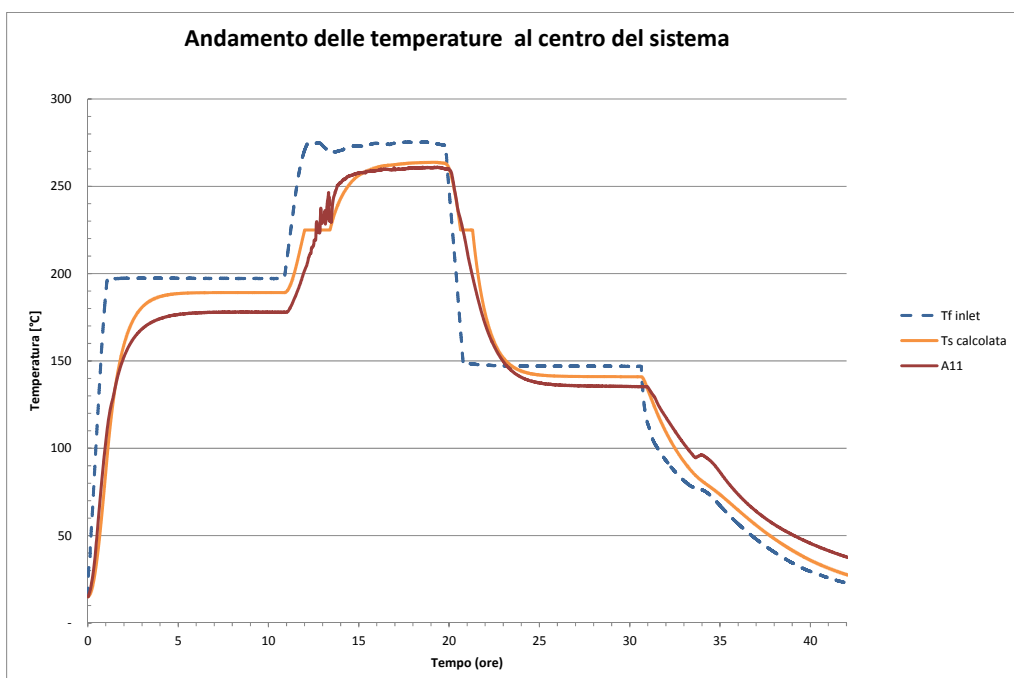


Figura 10 – Andamento delle temperature al centro del sistema

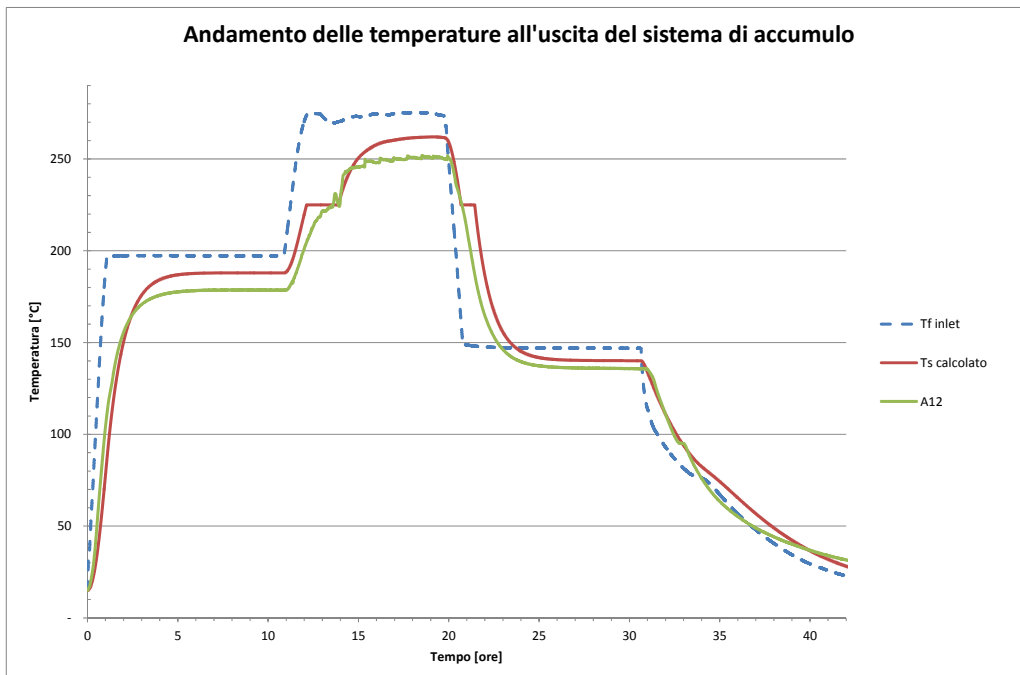


Figura 11 – Andamento delle temperature all'uscita del sistema

Vediamo più nel dettaglio (Figura 12 e Figura 12) le fasi di carico e scarico dell'accumulo termico.

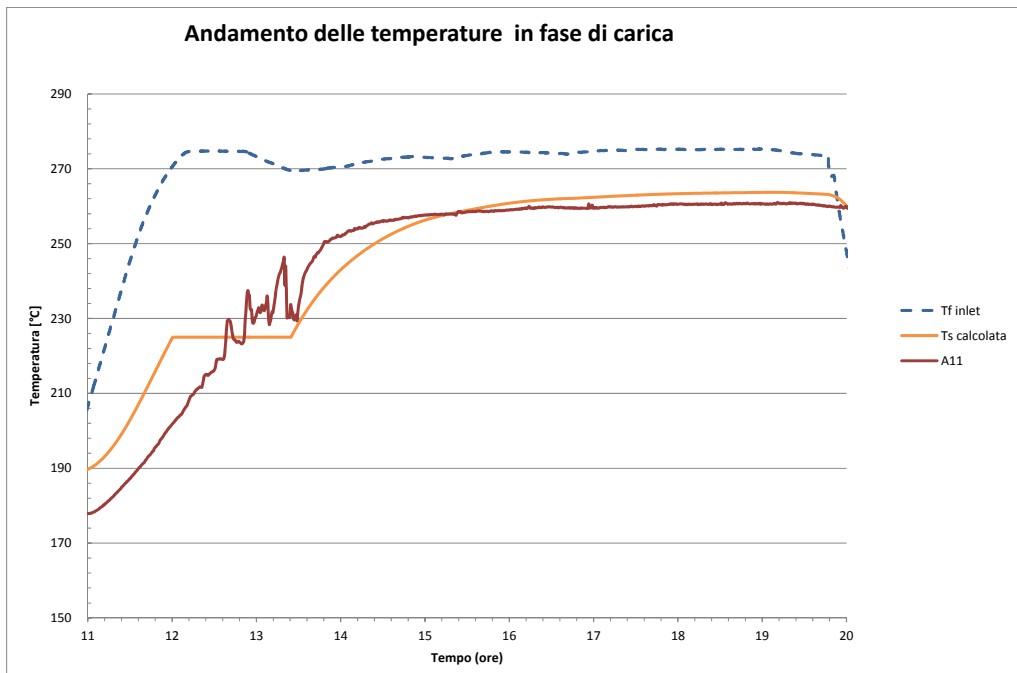


Figura 12 – Andamento delle temperature in fase di carica al centro del sistema di accumulo

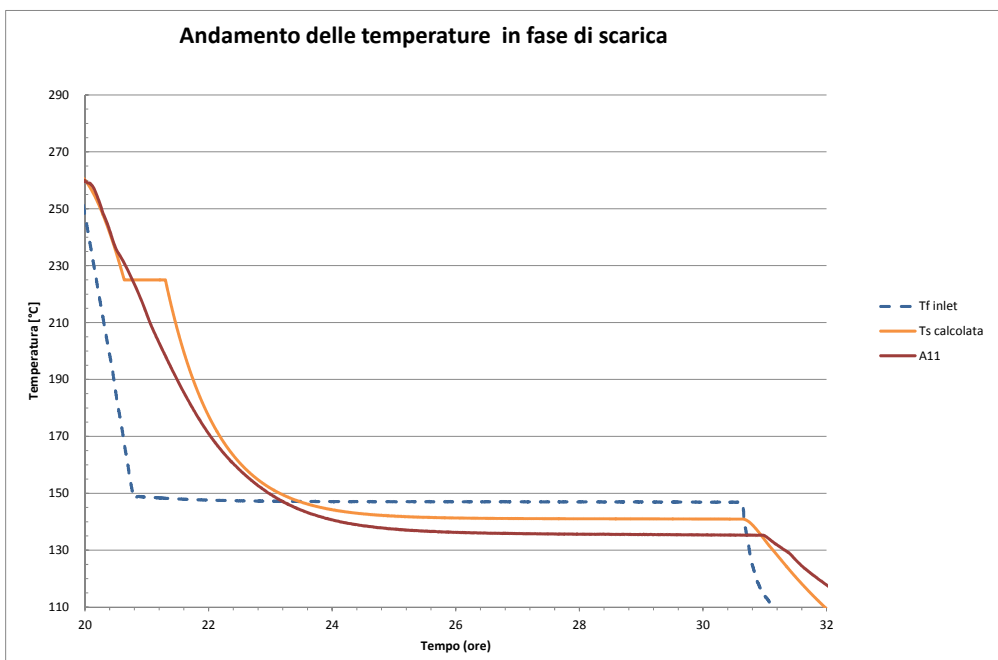


Figura 13 – Andamento delle temperature in fase di scarica al centro del sistema di accumulo

Di seguito (Figura 14) la velocità di carica del sistema (circa 4 ore), corrispondente alla velocità di fusione del materiale a cambiamento di fase.

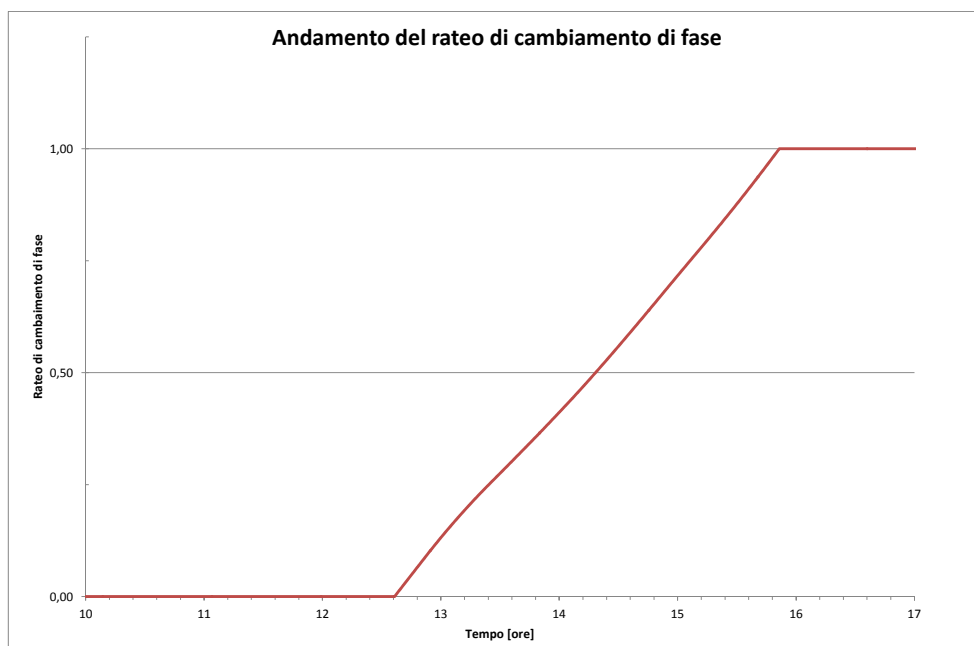


Figura 14 – Rateo di fusione

4.2.3 Caso con sale solare caricato con nanoparticelle

Il secondo calcolo è stato effettuato sostituendo il materiale di stoccaggio, infatti sono stati utilizzati sali solari caricati con nanoparticelle.

Nelle figure successive (Figura 15, Figura 16 e Figura 17) si può vedere il confronto tra la temperatura del materiale a cambiamento di fase registrata durante tutta la prova sperimentale e quella calcolata con il

modello implementato a diverse altezze lungo il sistema di accumulo, in particolare all'ingresso, al centro ed in corrispondenza dell'uscita; punti corrispondenti alla posizione delle termocoppie installate sull'impianto sperimentale

Si può notare come il risultato ottenuto dal modello sia paragonabile a quello sperimentale sia in termini di temperature raggiunte che di dinamica delle due fasi di carica e successiva scarica.

La differenza di temperatura nella fase di riscaldamento probabilmente è dovuta alle dispersioni termiche che si hanno nella realtà.

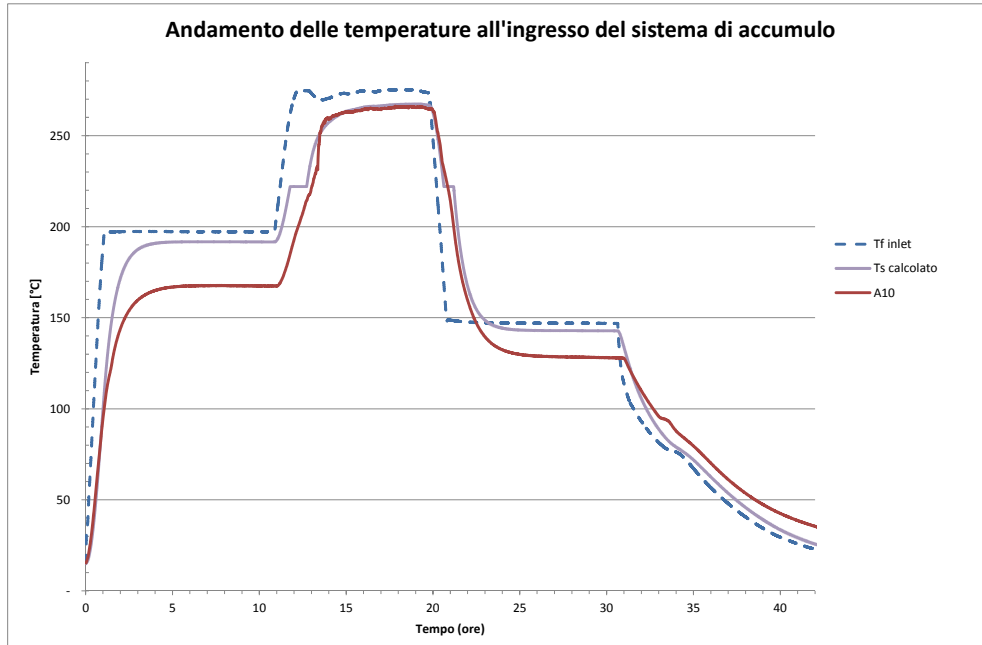


Figura 15 – Andamento delle temperature all'ingresso del sistema

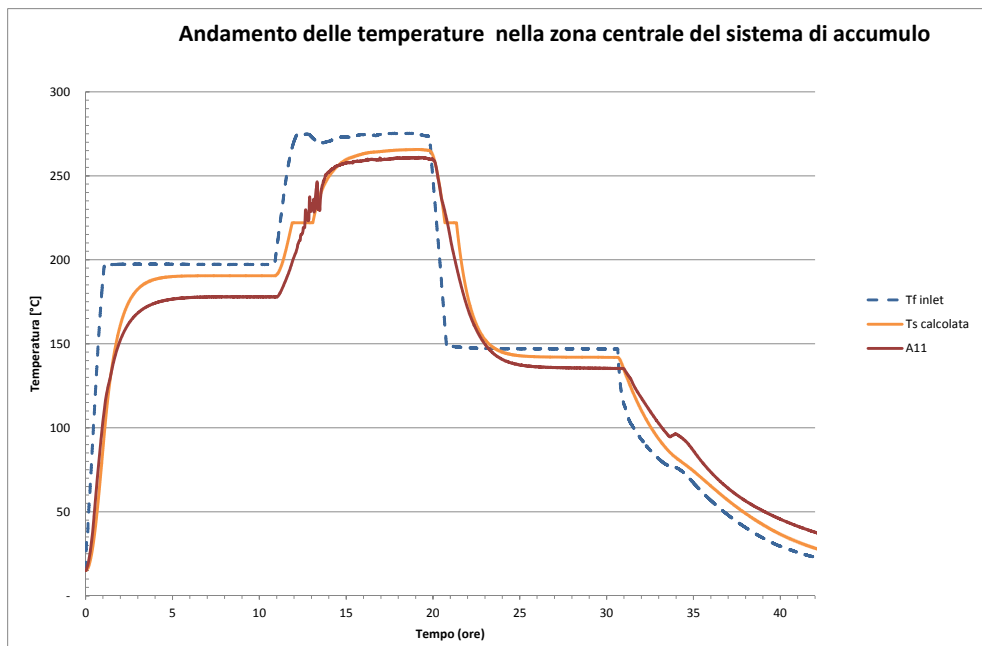


Figura 16 – Andamento delle temperature al centro del sistema

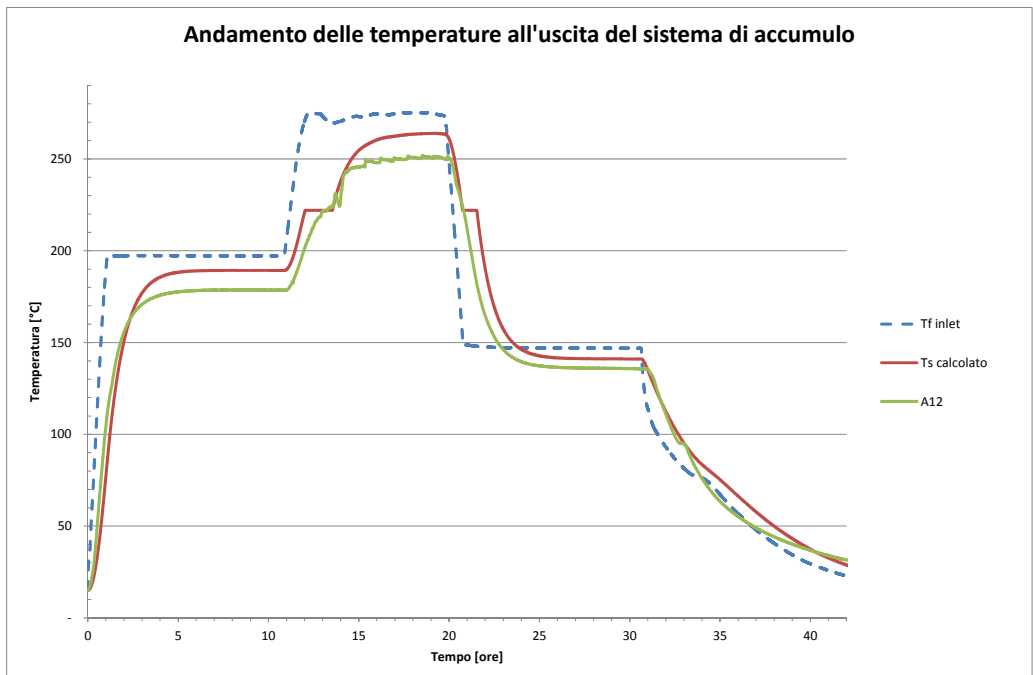


Figura 17 – Andamento delle temperature all'uscita del sistema

Vediamo più nel dettaglio (Figura 18 e Figura 19) le fasi di carico e scarico dell'accumulo termico.

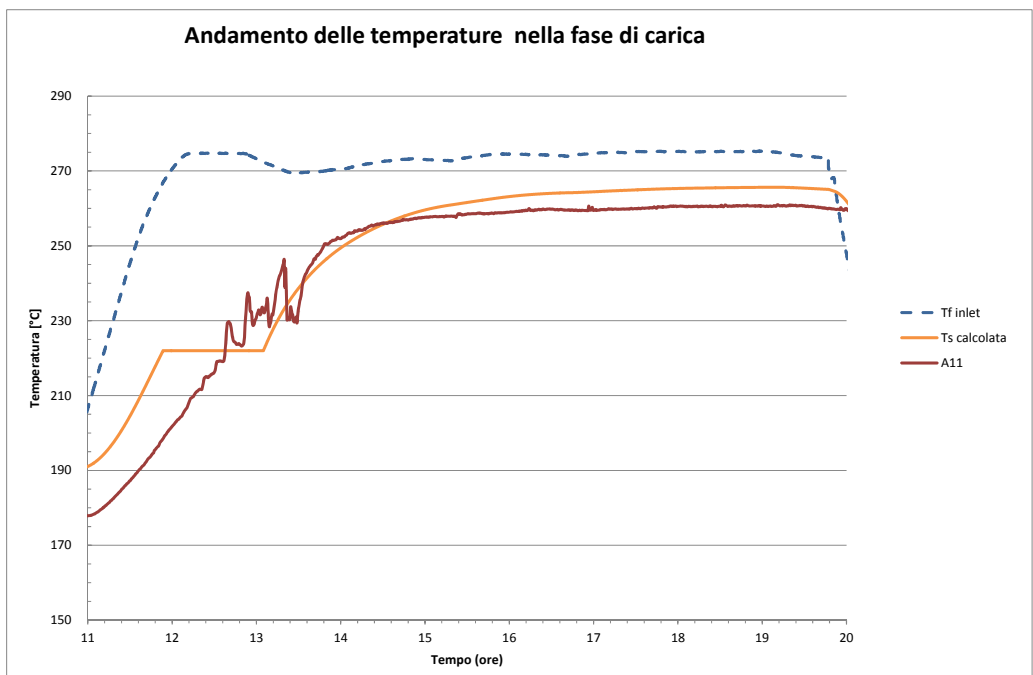


Figura 18 – Andamento delle temperature in fase di carica al centro del sistema di accumulo

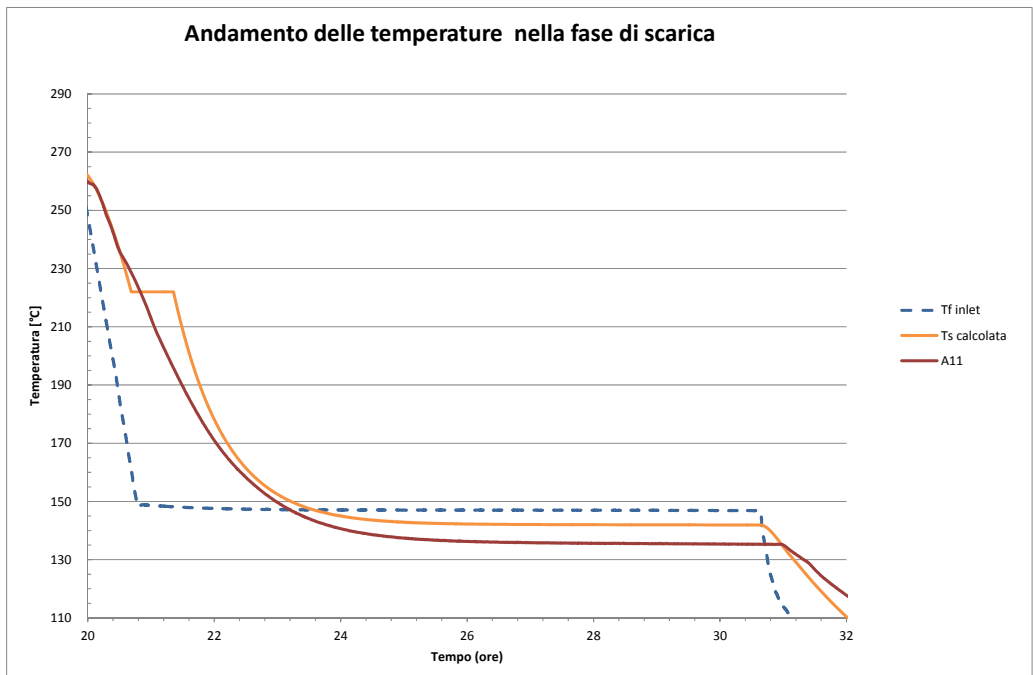


Figura 19 – Andamento delle temperature in fase di carica al centro del sistema di accumulo

Di seguito (Figura 20) la velocità di carica del sistema (circa 1.5 ore), corrispondente alla velocità di fusione del materiale a cambiamento di fase.

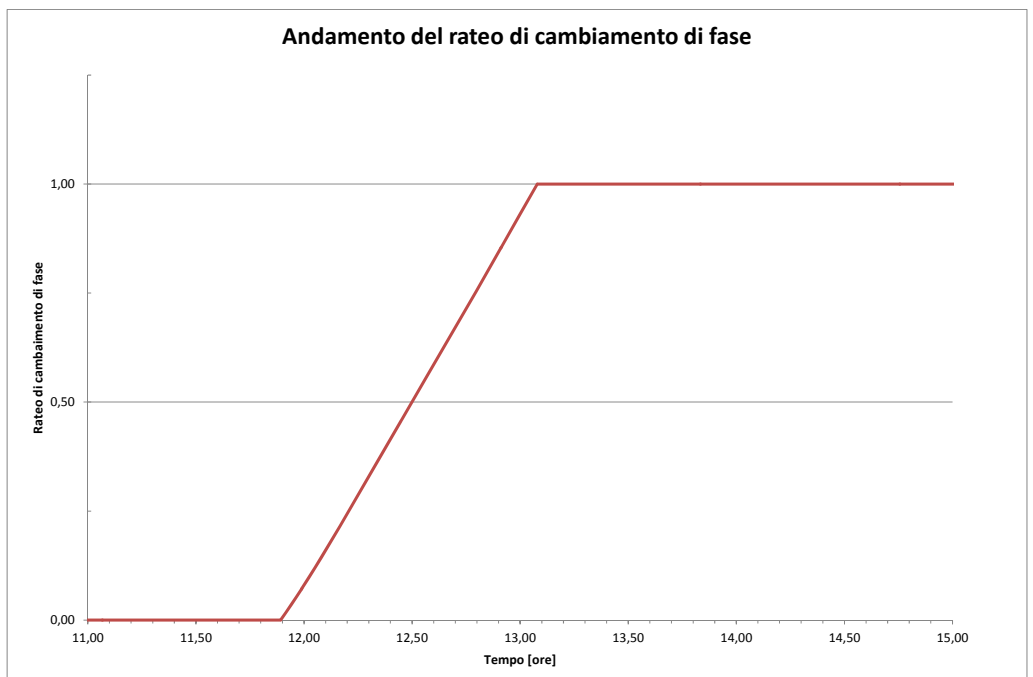


Figura 20 – Rateo di fusione

5 Studio di fattibilità di un LHTES

Nell'ambito del progetto è stato effettuato uno studio del comportamento del sistema di accumulo termico integrato in un impianto solare di piccola taglia. Come prima attività è stato dimensionato il sistema di accumulo per un'energia termica pari a 17 MWh, successivamente è stata analizzata la risposta dal punto di vista termico della fase di scarica e di carica separatamente con condizioni al contorno imposte che non tengono in considerazione, in questa prima fase, l'esistenza del campo solare e dell'utenza finale.

5.1 Dimensionamento di un sistema di stoccaggio termico a PCM

Le dimensioni del serbatoio di accumulo sono imposte dalle condizioni operative dell'impianto di produzione:

- potenza termica richiesta per il caricamento ($P_t=2,5\text{MWt}$);
- accumulo termico del sistema (17 MWht)
- ore di accumulo (6,8 h)
- range di temperatura di lavoro del sistema di accumulo ($T_H=260^\circ\text{C}$, $T_L=210^\circ\text{C}$);
- fluido utilizzato per lo scambio termico (olio diatermico);
- materiale utilizzato per lo stoccaggio termico (sali solari nel caso di PCM).

Partendo dalle simulazioni fatte precedentemente sul modulo elementare di accumulo di diametro esterno del PCM pari a 0.07m, e diametro del tubo di acciaio all'interno del quale scorre il fluido termovettore pari a 0.016 m, si è cercato di replicarlo su dimensioni maggiori.

Considerando che l'energia termica accumulata come calore latente è definita pari a 17 MWht, si può determinare la quantità di materiale di accumulo termico conoscendo la sua densità ed il suo calore latente di fusione già definiti per le simulazioni del modulo elementare:

$$E = \rho * \lambda * V$$

- $\rho=1850 \text{ kg/m}^3$
- $\lambda=110000 \text{ J/kg}$

Una volta calcolato il volume V che risulta essere pari a circa 300 m^3 , la sezione del serbatoio viene determinata imponendo il numero di tubi per il fluido termovettore ($N_t=1000$) e considerando che questi hanno un diametro interno pari a 0.014 m, ed un passo p tra di loro di 0,14 m pari a due volte il diametro esterno dell'elemento base PCM (0.14 m, Figura 21). In questo modo otteniamo un serbatoio con almeno 5 m di diametro.

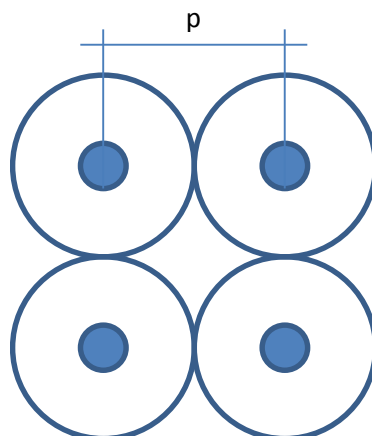


Figura 21 – Schema tubi interni allo storage

Conoscendo quindi il diametro del serbatoio e quello dei tubi interni è possibile ricavare la frazione ε e l'altezza del serbatoio:

$$\varepsilon = N_t \frac{d^2}{D^2} = 0.00784$$

$$H = \frac{4V}{\pi D^2 (1 - \varepsilon)} = 16.32 \text{ m}$$

A questo punto sono state simulate le due fasi di carica e scarica separatamente ed abbiamo ottenuti i seguenti risultati.

Nella Figura 22 è mostrato l'andamento della temperatura sia del fluido termovettore (curve tratteggiate) che del PCM (curve continue) durante la fase di carica a differenti quote del serbatoio.

In questo caso si è ipotizzata una temperatura costante del fluido in ingresso al serbatoio di accumulo pari a 260°C. Per il sistema sono considerate nulle le dispersioni termiche verso l'esterno.

Analizzando i dati si può valutare che in fase di carica l'energia fornita dal fluido termovettore è pari a 37 MWh considerando esclusivamente il calore latente necessario a fondere completamente tutta la massa di PCM e corrispondente ad un tempo di carica di circa 24,5 h ad una potenza termica media fornita pari a circa 1,4 MWt .

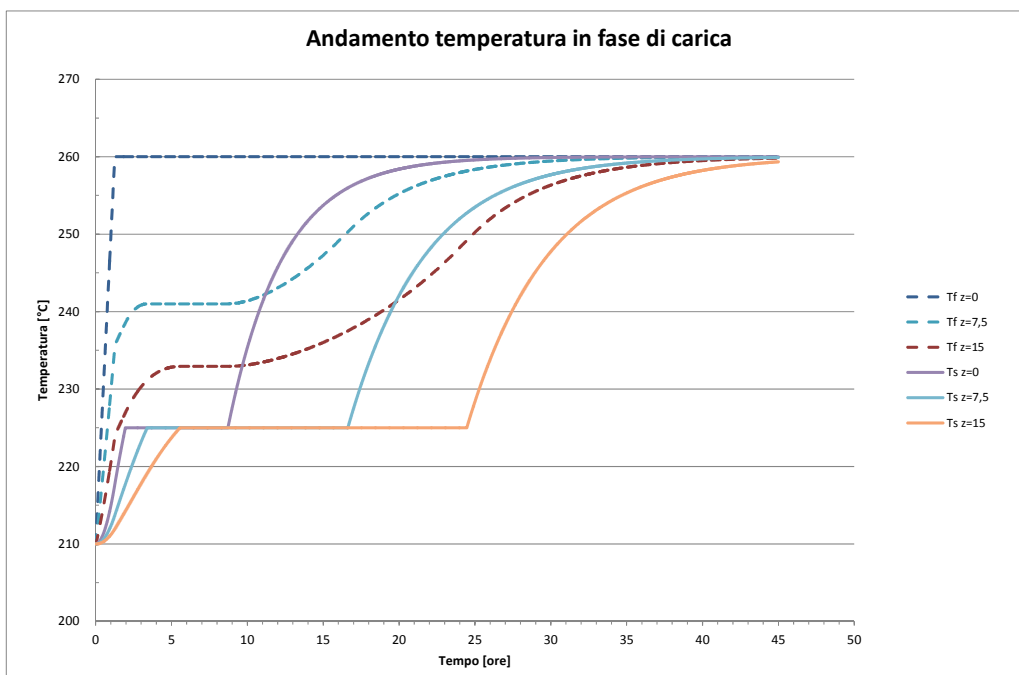


Figura 22 – Temperatura in fase di carica

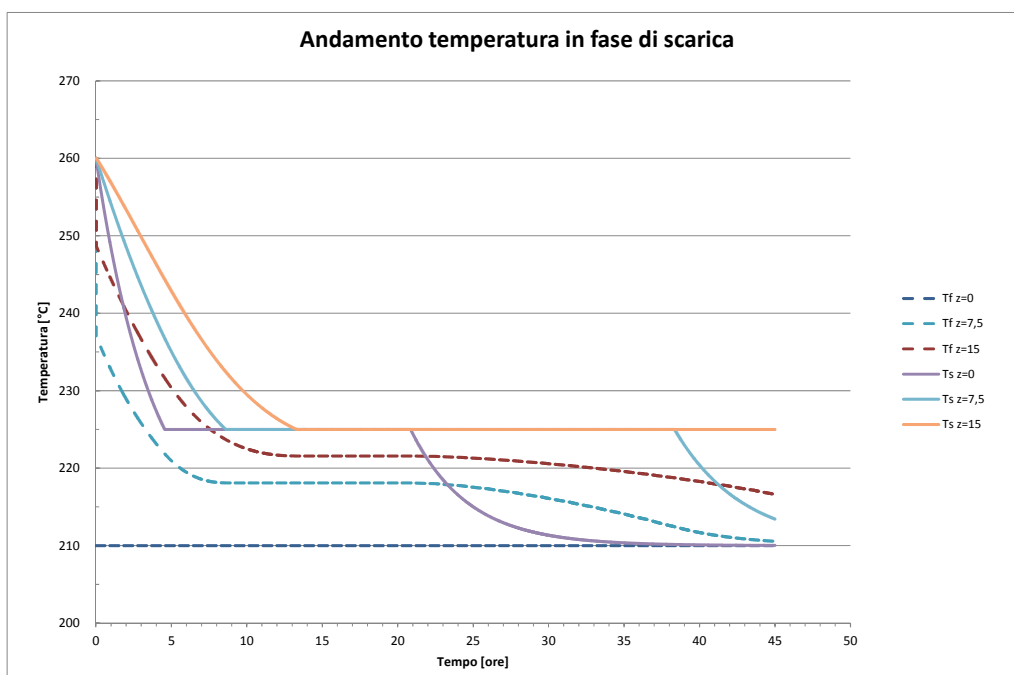


Figura 23 – Temperatura in fase di scarica

Nella Figura 23 è mostrato l’andamento della temperatura sia del fluido termovettore che del PCM durante la fase di scarica a differenti quote del serbatoio. In questo caso la temperatura del PCM ad inizio scarica viene fissata a 260 e si fa l’ipotesi che il fluido entri costantemente nel sistema di accumulo a 210°C. Analizzando i dati si può valutare che il tempo simulato (45h) non è sufficiente a scaricare tutto l’accumulo, infatti la solidificazione del PCM è di circa il 98%. L’energia termica fornita all’utenza è pari a 34,4 MWht corrispondente ad una potenza media pari a 0.76 MWt. Per limitare il tempo di scarica è necessario ridurre la temperatura media dell’utenza portando ad esempio la temperatura di ingresso del fluido a 180°C a cui corrisponde una potenza termica media di 2,3 MWt ed un tempo di scarica di circa 13 h; in questo caso l’86% del PCM è solido.

5.2 Dimensionamento di un sistema di stoccaggio termico con cemento

Un discorso analogo al sistema di stoccaggio che utilizza i materiali a cambiamento di fase per l’accumulo termico è stato sviluppato per un sistema che utilizza al loro posto il cemento.

Utilizzando sempre il modello esposto precedentemente, (ovviamente quello senza le equazioni per il cambiamento di fase), si può anche in questo caso effettuare una valutazione di un sistema di accumulo con gli stessi dati di progetto del precedente.

Per il dimensionamento del sistema di accumulo si parte dall’energia richiesta dall’utenza, in questo caso pari a 17 MWh e si ricava il volume di stoccaggio in funzione delle caratteristiche termofisiche del materiale.

Nel caso del cemento abbiamo:

- $\rho=2400 \text{ kg/m}^3$;
- $C_p=820 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$;
- $K=2 \text{ W/m}^2\text{C}$.

Come risultato del dimensionamento del sistema di accumulo otteniamo un TES di diametro pari a 5 m ed altezza pari a 42 m.

In Figura 24 è mostrato l'andamento nel tempo della temperatura sia del fluido termovettore (olio diatermico, curve tratteggiate), che del cemento (curve intere) a differenti sezioni del serbatoio durante la fase di carica.

Analizzando i dati si può valutare che in fase di carica l'energia fornita dal fluido termovettore è circa 11 MWh corrispondente ad una potenza media intorno a 1 MW.

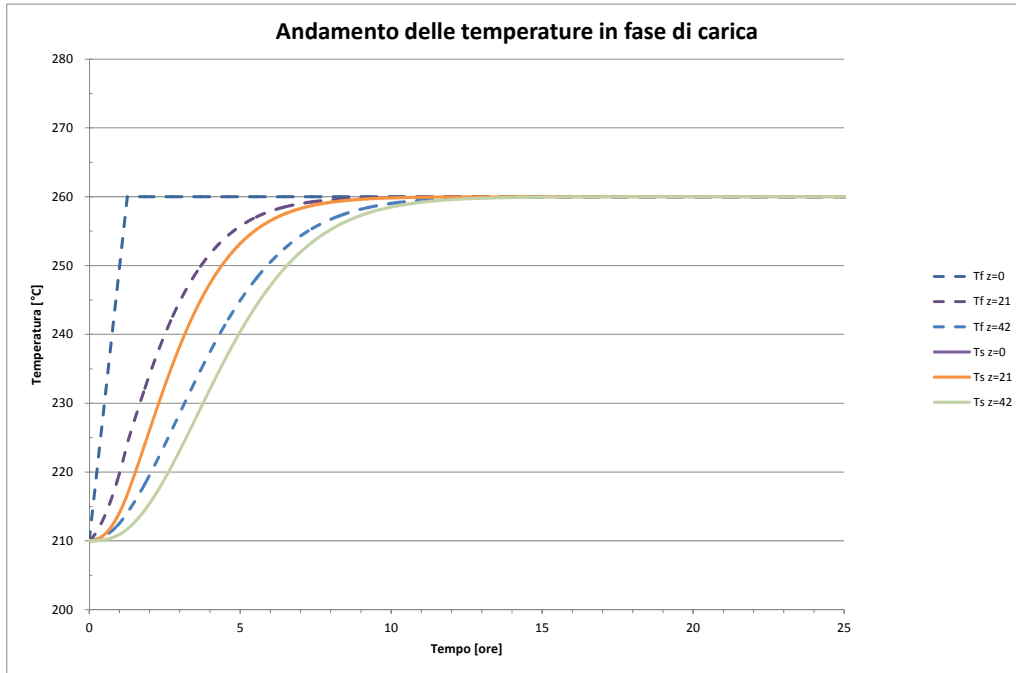


Figura 24 – Temperature in fase di carica

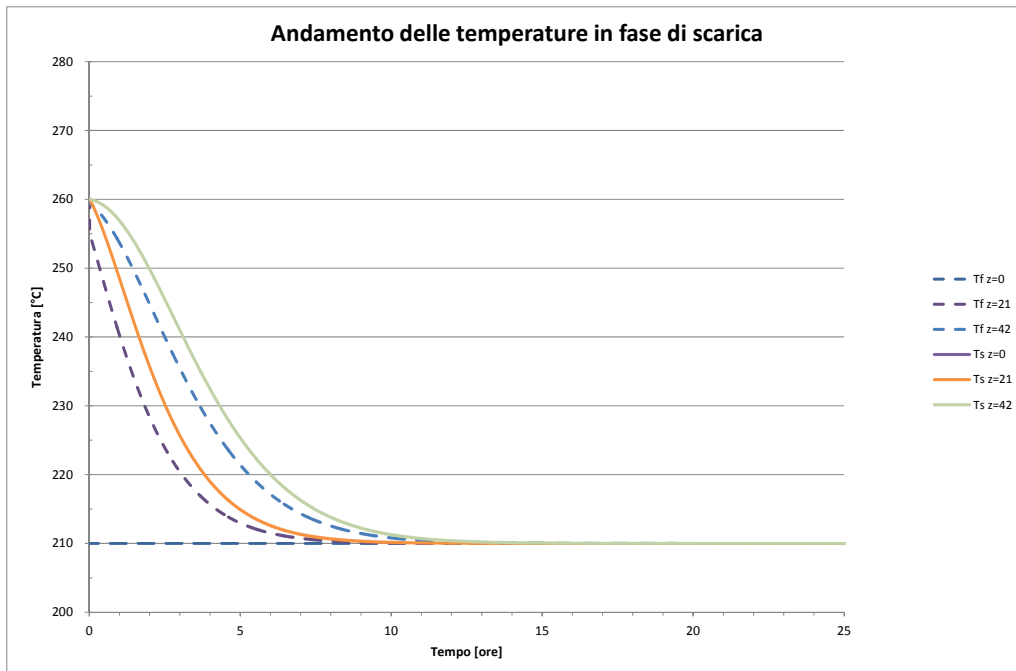


Figura 25 – Temperature in fase di scarica

Nella Figura 25 è mostrato l'andamento della temperatura sia del fluido termovettore che del PCM durante la fase di scarica a differenti quote del serbatoio.

Analizzando i dati si può valutare che in fase di scarica l'energia fornita è pari a 11 MWh corrispondente ad una potenza media pari a circa 1 MW esattamente come nella fase di carica.

Dalle immagini si può anche notare come i due processi di carica e scarica abbiano la stessa tempistica a differenza del caso con i PCM.

5.3 Simulazione con campo solare

A questo punto si è provato ad inserire i due sistemi di accumulo simulati all'interno di un impianto solare a concentrazione.

E' stato ipotizzato un campo solare composto da 2 stringhe da 4 collettori ciascuna, che lavori a portata costante nel range di temperatura di 210-280°C. Tutta l'energia raccolta dal campo solare viene utilizzata esclusivamente per il caricamento del sistema di accumulo. Quest'ultimo è stato dimensionato in modo tale da avere un tempo di scarica pari a 6,8 ore corrispondente ad una potenza termica richiesta dall'utenza pari a 17 MWh. Nel momento in cui la temperatura di uscita dell'olio dal campo solare scende al di sotto della temperatura di cambio di fase del PCM, l'olio viene fatto circolare esclusivamente attraverso l'utenza al fine di scaricare l'accumulo.

Di seguito è possibile vedere i risultati di una prima simulazione. In Figura 26 viene riportato l'andamento della temperatura in ingresso all'accumulo (linea tratteggiata) e le temperature del PCM in corrispondenza di tre differenti sezioni orizzontali. Si può notare che quando la temperatura del fluido scende sotto la temperatura di cambio fase, l'olio in ingresso all'accumulo proviene dall'uscita dell'utenza e quindi alla temperatura costante di 210°C; inoltre si può notare come l'ultima parte del serbatoio di accumulo non sia completamente caricata.

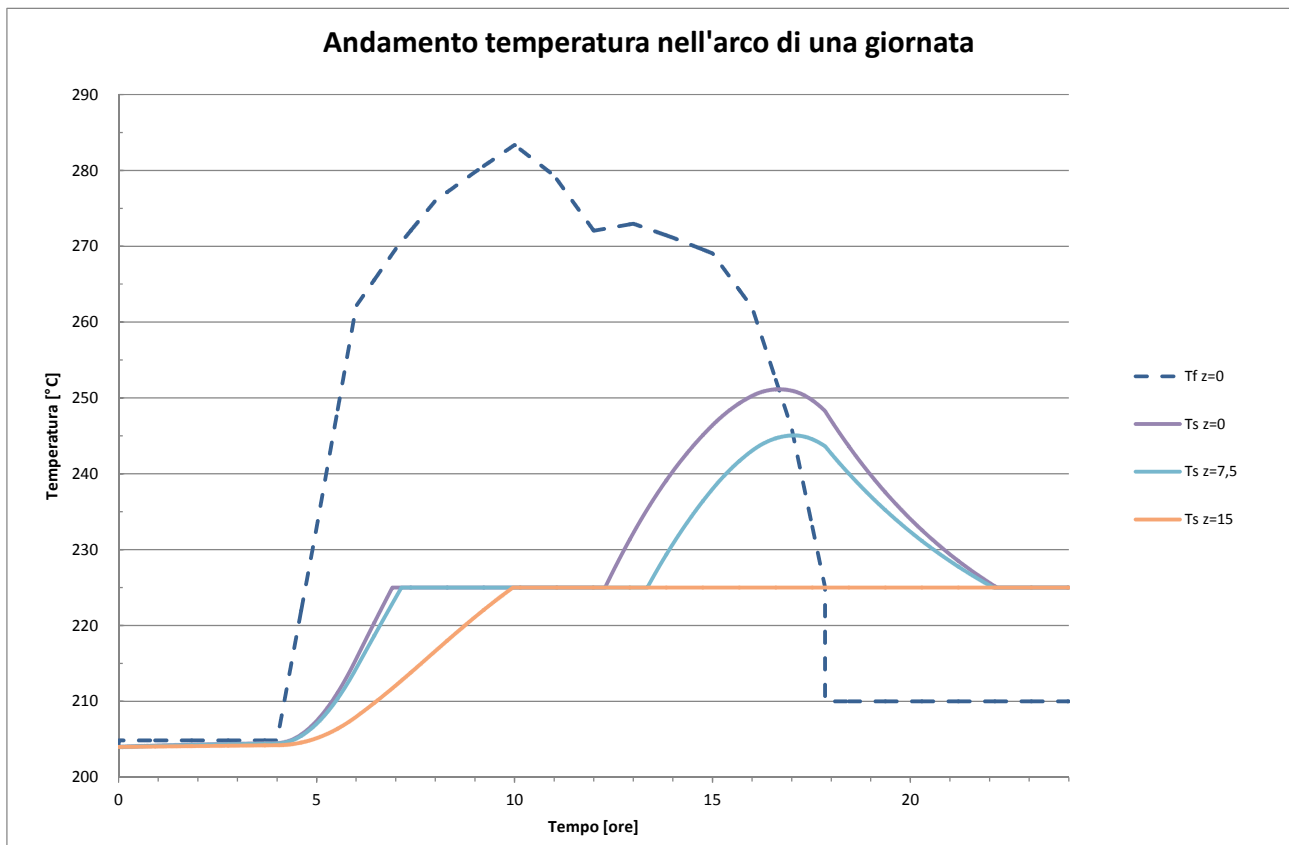


Figura 26 – Profilo di temperatura per accumulo a PCM

In Figura 27 vengono mostrate nuovamente la temperatura del fluido proveniente dal campo solare (linea tratteggiata) e la temperatura dell'accumulo, in questo caso composto da cemento, in corrispondenza di diverse sezioni trasversali.

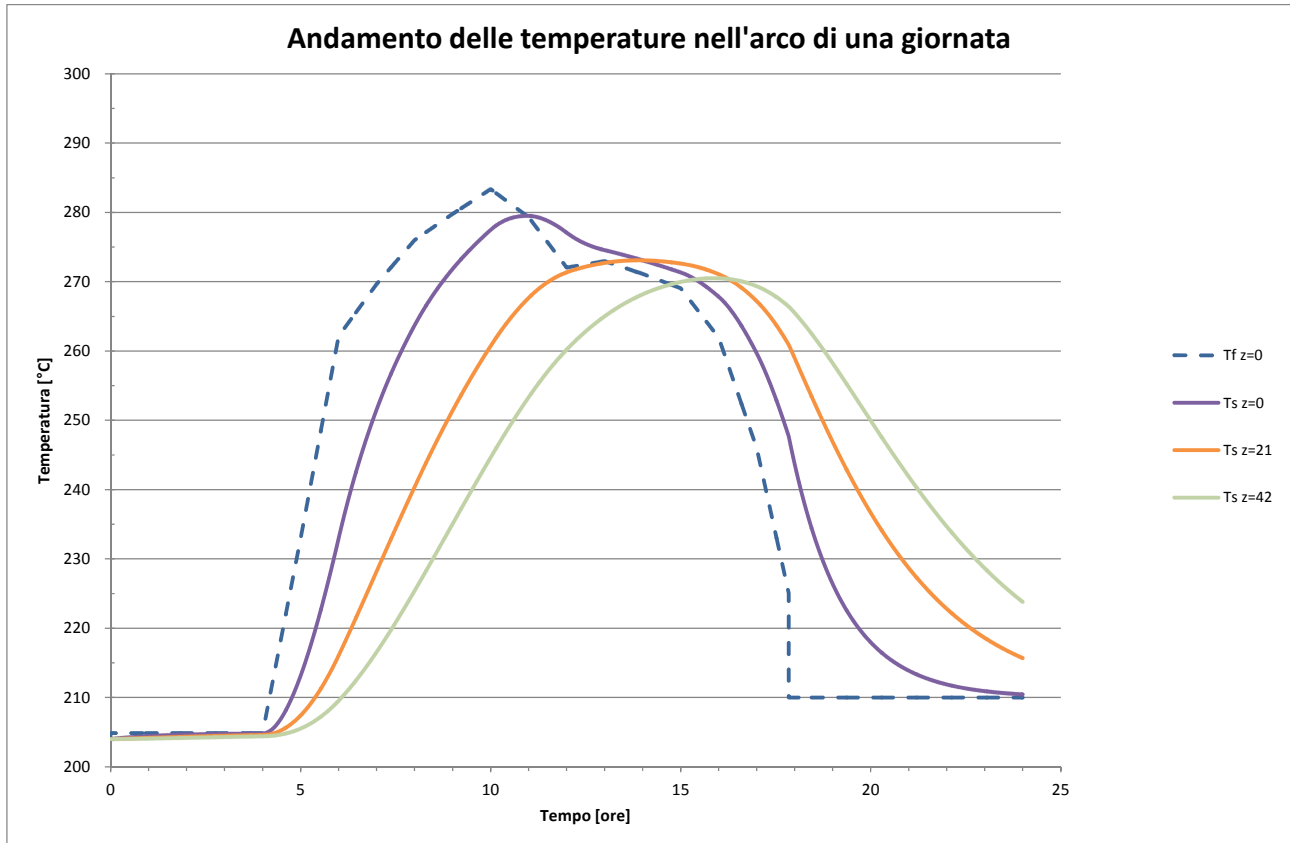


Figura 27 – Profilo di temperatura per accumulo con cemento

6 Conclusioni

Scopo del lavoro, è stato quello di realizzare un modello semplificato del sistema di accumulo a calore latente che utilizza come materiale a cambiamento di fase il sale solare.

Con il modello sono state riprodotte le stesse prove effettuate in laboratorio su un piccolo impianto sperimentale denominato ATEs e si è visto come il modello abbia evidenziato una ottima capacità predittiva sia in termini di temperature raggiunte sia di dinamica temporale (tempi di carico e scarico del sistema), mettendo altresì in luce l'importanza di alcuni parametri di scambio termico sui risultati finali.

Successivamente si è studiato l'integrazione del presente sistema di accumulo in un impianto solare di piccola taglia utilizzando sia lo stoccaggio a cambiamento di fase che quello con il cemento.

Nel caso di accumulo con PCM si sono utilizzati sali nitrati con una temperatura media di fusione di 230°C. Dai risultati della simulazione si è osservato, che oltre al calore latente, viene accumulata una parte di calore sensibile, in quanto le condizioni operative del sistema di accumulo richiedono un intervallo di temperature, anche se limitato, intorno alla temperatura di fusione del PCM. Anche l'aspetto geometrico della superficie di scambio del fluido con il PCM evidenzia l'importanza della scelta nel numero e nella distanza dei tubi all'interno del sistema di accumulo; nella nostra analisi abbiamo ipotizzato una distanza tra i tubi ($Nt=1000$) di 0,14 m e l'effetto è stato una dilatazione nei tempi nella fase di cambiamento di stato da solido a liquido e viceversa.

A questo va aggiunto anche l'effetto della bassa conducibilità termica del PCM avendo impiegato sali nitrati senza l'introduzione di nanoparticelle metalliche. Nel caso di accumulo con calore sensibile si è ipotizzato di utilizzare come materiale di accumulo una miscela di cemento con caratteristiche termomeccaniche tali da poter operare fino a temperature di 300-350°C. Anche in questo caso è stato fissato un intervallo operativo del sistema di accumulo di 50°C (260-210°C) al fine di lavorare alle stesse condizioni in cui lavora l'accumulo a PCM. In questo caso non si nota la dilatazione dei tempi che si ha nel cambiamento di fase quindi si può affermare che il tempo di carica e scarica dell'accumulo è minore.

Di contro uno dei vantaggi dell'accumulo a PCM rispetto a quelli con calore sensibile è la riduzione dei volumi e dei costi ma anche la bassa inerzia termica del sistema.

Ultimo passo svolto nell'ambito del seguente progetto è stata la realizzazione di una simulazione delle 24 ore dei due sistemi di accumulo inseriti in un campo solare a collettori parabolici lineari composto da 2 stringhe da 4 collettori ciascuna.

Riferimenti bibliografici

- [1] ENEA – Report RdS/PAR2013/226 – “Selezione e caratterizzazione di una miscela di materiali a cambiamento di fase e nanoparticelle per lo sviluppo di un sistema di accumulo termico nell’intervallo di temperatura 200-250°C”, A. Miliozzi, E. Veca
- [2] ENEA – Report RdS/PAR2013/227 – “Studio, produzione e caratterizzazione di un nanoPCM, sia in forma massiva che micro-incapsulata, con temperatura di fusione prossima ai 220°C”, J.M. Kenny, M. Chieruzzi
- [3] ENEA – Report RdS/PAR2013/228 – “Simulazione del comportamento termo-dinamico di un elemento base di accumulo a calore latente e sua progettazione”, A. Miliozzi, G.M. Giannuzzi, R. Liberatore, E. Giovannini, A. Miliozzi, E. Veca
- [4] ENEA – Report RdS/PAR2013/230-“Prove sperimentali del comportamento termico di un elemento base di accumulo”, A. Miliozzi, G.M. Giannuzzi, T. Crescenzi, R. Liberatore, E. Giovannini, G. Napoli, D. Mele
- [5] ENEA – Report RdS/2013/079 – “Individuazione e caratterizzazione di miscele di materiali a cambiamento di fase e nanoparticelle, da impiegare come sistemi alternativi di accumulo termico”, A. Miliozzi, E. Veca, S. Sau
- [6] Università di Perugia – Report RdS/2013/081 – “Studio e sviluppo di un mezzo di accumulo termico a calore latente a media temperatura costituito da una miscela di sali e nanoparticelle”, Josè Maria Kenny, Manila Chieruzzi
- [7] Definition of standardised procedures for testing thermal storage prototypes for concentrating solar thermal plants – SFERA Report – December 2011
- [8] Pei Wen Li, Jon Van Lew, Wafaa Karaki, Cho Lik Chan, Jake Stephens and James. E. O’Brien, Transient Heat Transfer and Energy Transport in Packed Bed Thermal Storage Systems, Developments in Heat Transfer, Cap. 20, Edited by Dr. Marco Aurelio Dos Santos Bernardes, Intech, 2011
- [9] Pei Wen Li, Jon Van Lew, Wafaa Karaki, Cho Lik Chan, Jake Stephens, Analysis of Heat Storage and Delivery of a Thermocline Tank Having Solid Filler Material, Journal of Solar Energy Engineering, MAY 2011, Vol. 133/021003-1

Abbreviazioni ed acronimi

| | |
|--------------|--|
| PAR | Piano Annuale di Ricerca |
| CSP | Potenza solare concentrata (Concentrating Solar Power) |
| LCOE | Costo livellato dell'energia (Levelized Cost Of Energy) |
| TES | Accumulo energia termica (Thermal Energy Storage) |
| LHTES | Accumulo energia termica a calore latente (Latent Heat Thermal Energy Storage) |
| PCM | Materiali a cambiamento di fase (Phase Change Materials) |
| NFPCM | PCM con aggiunta di nanoparticelle (Nano Fluid Phase Change Materials) |
| HSM | Materiale di accumulo termico (Heat Storage Medium) |
| HTF | Fluido termovettore (Heat Transfer Fluid) |
| FEM | Metodo agli elementi Finiti (Finite Element Method) |
| CFD | Fluido-dinamica Computazionale (Computational Fluid Dynamics) |