



Ricerca di Sistema elettrico

# Caratterizzazione termica di un prototipo LHTES modulare con l'uso dell'impianto sperimentale Solteca3. Analisi ed interpretazione dei dati sperimentali

A. Miliozzi, R. Liberatore, G. Giorgi, G. Napoli, D. Nicolini

CARATTERIZZAZIONE TERMICA DI UN PROTOTIPO LHTES MODULARE  
CON L'UTILIZZO DELL'IMPIANTO SPERIMENTALE SOLTECA3.  
ANALISI ED INTERPRETAZIONE DEI DATI SPERIMENTALI.

A. Miliozzi, R. Liberatore, D. Nicolini (ENEA)

Dicembre 2019

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2019-21

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

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

Pacco di lavoro: 2 Accumulo termico

Linea di attività: LA2 Caratterizzazione termica di un prototipo di accumulo termico a cambiamento di fase di tipo modulare

Responsabile del Progetto: Giulia Monteleone, ENEA

Responsabile del Pacco di Lavoro: Raffaele Liberatore, ENEA

## Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	7
2.1 OBIETTIVO E METODO.....	7
2.1.1 Test #1 : Curva di Potenza del HTF in carico/scarico.....	7
2.1.2 Test #2 : Perdite termiche a temperatura costante.....	11
2.1.3 Test #3 : Perdite termiche a sistema inattivo durante un tempo t.....	12
2.1.4 Test #4 : Analisi carico/scarico TES in più cicli.....	12
2.2 IMPIANTO DI PROVA SOLTECA3.....	14
2.2.1 Il fluido termovettore.....	14
2.2.2 Dettagli sull'impianto Solteca3.....	17
2.3 IL PROTOTIPO ENEA-TES-LH01.....	24
2.4 RISULTATI DEL TEST#1.....	27
2.4.1 Test#1a.....	27
2.4.1.1 Fase di Riscaldamento preliminare.....	27
2.4.1.2 Fase di Carico.....	27
2.4.1.3 Fase di Scarico.....	28
2.4.1.4 Analisi del campo termico nel PCM.....	28
2.4.2 Test#1b.....	30
2.4.2.1 Fase di Riscaldamento.....	30
2.4.2.2 Fase di Carico.....	30
2.4.2.3 Fase di Scarico.....	30
2.4.2.4 Analisi del campo termico nel PCM.....	31
2.4.3 Test#1c.....	33
2.4.3.1 Fase di Riscaldamento.....	33
2.4.3.2 Fase di Carico.....	33
2.4.3.3 Fase di Scarico.....	33
2.4.3.4 Analisi del campo termico nel PCM.....	34
2.4.4 Riassunto risultati.....	36
2.5 RISULTATI DEL TEST#2.....	38
2.6 RISULTATI DEL TEST#3.....	40
2.7 RISULTATI DEL TEST#4.....	42
3 CONCLUSIONI.....	45
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	46
5 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	46
APPENDICE - TEST#1A.....	47
FASE DI RISCALDAMENTO.....	47
FASE DI CARICO.....	48
FASE DI SCARICO.....	49
APPENDICE - TEST#1B.....	51
FASE DI RISCALDAMENTO.....	51
FASE DI CARICO.....	52
FASE DI SCARICO.....	53
ANALISI DEL CAMPO TERMICO NEL PCM.....	54
APPENDICE - TEST#1C.....	55
FASE DI RISCALDAMENTO.....	55
FASE DI CARICO.....	56
FASE DI SCARICO.....	57

## Sommario

E' largamente condiviso che l'utilizzo di sistemi di accumulo termico (TES) finalizzati al recupero del calore di scarto e/o all'utilizzo di energie rinnovabili, rappresenti uno step fondamentale per l'efficientamento e la sostenibilità economica e ambientale dei processi energetici e produttivi. Un TES, oltre ad essere efficiente ed affidabile, deve essere compatto e modulare, al fine di una efficace integrazione con processi di diversa tipologia e scala. ENEA da diversi anni è operativa nell'ambito di questa tematica, attraverso lo sviluppo e la caratterizzazione di innovativi sistemi di accumulo ad alta efficienza, basso costo e alta densità energetica. In particolare i sistemi di accumulo a calore latente che utilizzano materiali a cambiamento di fase (PCM) sono stati di recente oggetto di studio e analisi per l'intrinseca compattezza e l'alta capacità di accumulo. A tal fine negli scorsi anni è stato realizzato presso il CR ENEA Casaccia un impianto sperimentale (ATES) dedicato alla caratterizzazione di PCM (sali solari) per applicazioni a media temperatura (fino a 400°C). Inoltre, partendo dalle conoscenze acquisite, è stato sviluppato e realizzato un prototipo di sistema di accumulo termico modulare a calore latente, denominato ENEA-TES-LH01, in cui sono state adottate soluzioni atte a valorizzare i fenomeni di scambio termico evidenziati in precedenza. Il prototipo LH01 è un sistema di accumulo termico di capacità nominale pari a circa 8.5 kWh, che utilizza sali solari (circa 100 kg) come PCM. Attraverso la caratterizzazione di tale prototipo si prevede di raccogliere sufficienti informazioni sulle prestazioni complessive di un sistema di maggiori dimensioni.

Obiettivo del presente lavoro è la caratterizzazione sperimentale del suddetto prototipo, allo scopo di verificarne le prestazioni termiche e i tempi caratteristici di carica e scarica del calore. La sperimentazione è stata eseguita utilizzando l'impianto sperimentale Solteca3, che movimentata, riscalda e raffredda un olio diatermico adottato come fluido termovettore: l'olio scambia calore con il modulo di accumulo oggetto dell'esperimento, simulando la carica e la scarica dell'accumulo.

I risultati ottenuti hanno evidenziato come l'energia massima caricata nel modulo di accumulo sia funzione della portata del fluido termovettore (tra 200 e 800 kg/h) e vari da 6.3 a 6.9 kWh, con tempi compresi tra 5 e 13.5 h. La potenza media di carico è risultata maggiore ad elevate portate: 1.8 kW a 800 kg/h, 1.29 kW a 400 kg/h e 0.8 kW a 200 kg/h. Durante la fase di scarica, invece, l'energia rilasciata dal PCM rimane sostanzialmente costante (4.98 kWh) nell'intervallo di portata 800-400 kg/h (circolazione del fluido in regime turbolento), mentre è inferiore (3.96 kWh) a 200 kg/h (regime laminare). Inoltre, diminuendo la portata crescono i tempi di scarica (da 6.5 a 8 h) e si riduce la potenza di scarica (da 0.49 a 0.27 kW). L'efficienza termica varia tra 36 e 20.2%. Le perdite termiche variano con la temperatura e sono mediamente pari a 250 W.

Infine è stata eseguita una prova di ciclaggio termico in cui l'accumulo termico effettivo è risultato pari a 4.5 kWh in 5h. Parte dell'energia caricata non è recuperata e rimane immagazzinata nel TES, incrementando ad ogni ciclo il valore massimo dell'energia accumulata (fino al 98% della capacità nominale). Durante la fase di scarica termica, il prototipo cede un'energia pari a 4.5 kWh per ogni ciclo, fornendo una potenza media di 850 W, con un fattore di utilizzo del 50%, indice di uno sfruttamento non ottimale del sistema. L'efficienza termica del sistema è risultata pari al 90%.

Nel prosieguo del lavoro verranno pertanto identificate soluzioni progettuali migliorative in termini di prestazioni e, conseguentemente, di costi.

## 1 Introduzione

L'utilizzo di sistemi di accumulo di energia termica, finalizzati al recupero del calore di scarto in impianti industriali o alla gestione di energie rinnovabili dalla sorgente incostante (come sole e vento), riveste un ruolo chiave nell'ambito delle strategie di riduzione delle emissioni di CO<sub>2</sub>.

A questi sistemi è richiesto di accumulare il calore in modo efficiente e di occupare il minore spazio possibile (alta densità di energia accumulata). ENEA da diversi anni è operativa in questo ambito tematico, attraverso lo sviluppo di nuovi concetti di TES (Thermal Energy Storage) efficienti, a basso costo e compatti.

In particolare i sistemi di accumulo a calore latente (LHTES) che utilizzano materiali a cambiamento di fase (PCM) sono stati di recente oggetto di studio e analisi per l'intrinseca compattezza e l'alta capacità di accumulo.

A tal fine negli scorsi anni è stato realizzato presso il CR ENEA Casaccia un impianto sperimentale denominato ATES [1] e mostrato in Figura 1, dedicato alla caratterizzazione di nuovi mezzi di accumulo termico per temperature operative fino a 400°C, mediante il quale sono stati studiati [2] i fenomeni fisici associati a PCM con temperature di fusione medio-alte (sali solari). Inoltre, partendo dalle conoscenze acquisite, è stato sviluppato e realizzato un prototipo di sistema di accumulo termico modulare a calore latente, denominato ENEA-TES-LH01 [3], che utilizza sali solari (circa 100 kg) come PCM e con capacità nominale pari a circa 8.5 kWh. Attraverso la caratterizzazione di tale prototipo si prevede di raccogliere sufficienti informazioni sulle prestazioni complessive di un sistema di maggiori dimensioni. Il prototipo LH01 è stato successivamente integrato con l'impianto ATES ed è stato sottoposto a una serie di test funzionali, oltre che ad un primo tentativo di caratterizzazione. Purtroppo, nonostante modifiche alla sezione di prova, l'impianto ATES non è risultato idoneo all'attività sperimentale prevista [4-5].



**Figura 1- Impianto sperimentale ATES con un prototipo installato LHTES (ENEA-TES-LH01) a fascio tubiero da circa 8MWh**

Più in dettaglio, si è rilevato che (i) la potenza massima fornita dal riscaldatore in uso (3 kW) è insufficiente ad assicurare ragionevoli tempi di carica termica e a mantenere la portata e la temperatura di ingresso al LHTES ai valori di target; (ii) l'incertezza di misura del salto termico tra ingresso e uscita del prototipo è troppo elevata, comparabile con l'errore di misura delle termocoppie utilizzate.

Per superare tali limitazioni, nell'ambito del presente lavoro è stato predisposto un diverso set-up sperimentale allo scopo di procedere alla completa caratterizzazione termica del prototipo LH01, sulla base di una serie di prove standardizzate suggerite in ambito SFERA [6] tese a valutare alcuni parametri caratteristici del sistema.

In particolare, nel presente studio è stato utilizzato l'impianto sperimentale Solteca3, già presente presso il C.R Casaccia dell'ENEA. Tale impianto ha una potenza di riscaldamento superiore ad ATES (circa 20 kW) ed è in grado di controllare in modo più preciso le condizioni operative dei test, quali la portata e la temperatura del fluido termovettore in ingresso. Inoltre l'adozione di termoresistenze ad elevata precisione (PT100) consente la misura del salto termico ingresso-uscita con minori incertezze.

## 2 Descrizione delle attività svolte e risultati

### 2.1 Obiettivo e metodo

Come precedentemente menzionato, l'obiettivo del presente lavoro è ottenere una completa caratterizzazione termica del prototipo LH01, misurando sia i tempi di carica e scarica termica che le prestazioni. Per prototipo di accumulo termico si intende un modello in scala di uno specifico sistema di immagazzinamento termico, capace di assorbire/fornire energia da/a un fluido termovettore (HTF) in determinate condizioni di lavoro, e le cui prestazioni possono essere studiate in un impianto di prova.

Un prototipo permette dunque la validazione di un concetto specifico di accumulo termico e le sue principali caratteristiche progettuali sono stabilite attraverso precedenti analisi di similarità, sia per la geometria che per le condizioni di prova, al fine di garantire che i risultati della caratterizzazione sperimentale siano funzionali alla progettazione di sistemi su scala reale. Si deve considerare che, in molti casi, la geometria non può semplicemente essere scalata, poiché l'influenza di alcune variabili dipende direttamente dalla dimensione del modulo di accumulo.

Se il fluido termovettore e il mezzo di accumulo (HSM - Heat Storage Medium) sono distinti, il trasferimento di calore si realizza attraverso uno scambiatore di calore intermedio, che può essere integrato nel prototipo stesso o nell'impianto di prova come componente aggiuntivo. In ogni caso, le prestazioni di un "prototipo di accumulo" comprendono anche le prestazioni termiche dello scambiatore di calore (se presente).

In questo lavoro, sulla base delle attività di ricerca condotte nell'ambito del progetto europeo SFERA [6] e in assenza di una normativa adeguata, sono state definite una serie di procedure di verifica per caratterizzare i prototipi di accumulo termico, utilizzando sia calore sensibile che latente. Tali procedure, adattate all'applicazione in oggetto [7], sono elencate in Tabella 1 e descritte in dettaglio nei paragrafi seguenti.

**Tabella 1 – Elenco procedure di test del prototipo LH01**

Test #	Descrizione
1/a	Curva di Potenza del HTF in carico/scarico a portata massima
1/b	Curva di Potenza del HTF in carico/scarico a portata media
1/c	Curva di Potenza del HTF in carico/scarico a portata minima
2	Perdite termiche ad una data temperatura
3	Perdite termiche a sistema inattivo durante un tempo t
4	Analisi carico/scarico TES in più cicli

#### 2.1.1 Test #1 : Curva di Potenza del HTF in carico/scarico

In questo tipo di prova, finalizzata a ricavare la curva di potenza caratteristica del prototipo di accumulo, si prevede di caricare il sistema fino a un livello di accumulo termico del 100% e, successivamente, di scaricarlo fino ad un livello di carico dello 0%.

Prima della fase di carico, il prototipo di accumulo viene preriscaldato a una temperatura prossima a quella nominale di carico (con uno scarto massimo inferiore a 10°C); il raggiungimento di questa condizione viene verificato misurando la temperatura all'interno del prototipo.

Il test in questione deve essere ripetuto con tre possibili livelli di potenza: massima, metà e minima. Ciò equivale, sostanzialmente, a variare la portata del sistema. Su tale base si analizzeranno i seguenti tre casi:

- **Test #1/a** Curva di Potenza del HTF con carico/scarico completo (portata massima)
- **Test #1/b** Curva di Potenza del HTF con mezzo carico/scarico (portata media)
- **Test #1/c** Curva di Potenza del HTF con carico/scarico minimo (portata minima)

Le condizioni di prova carico/scarico per i vati test sono le seguenti:

**Tabella 2 – Condizioni di prova per il Test#1 del prototipo LH01**

	Test #1/a	Test #1/b	Test #1/c
Portata in massa (kg/h)	800	400	200
Velocità HTF ingresso TES (m/s)	2	1	0.5
Carico –T ingresso (°C)	260	260	260
Scarico - T ingresso (°C)	200	200	200

Essendo il prototipo costituito internamente da due rami in parallelo, identici tra loro e ciascuno con una sezione pari alla sezione di ingresso, sia la portata che la velocità del fluido termovettore in ciascun ramo risulteranno dimezzate rispetto a quella di ingresso.

In ciascuna prova il procedimento prevede le seguenti fasi:

- Preriscaldare il prototipo TES ad una temperatura prossima alla nominale ( $T_{HSM}$ ) pari a **200°C** (con tolleranza di 10°C), verificandola attraverso una misura di temperatura nello HSM
- Caricare il TES fino ad un livello di accumulo del **100%**.
- Scaricare il TES al livello di accumulo **0%**.

Dopo la fase di preriscaldamento, l'intera procedura viene eseguita mantenendo costanti la portata e la temperatura d'ingresso del HTF.

Tra il carico e lo scarico si imposta un tempo  $t^*$  molto piccolo, il minimo necessario per il passaggio del HTF dalla temperatura nominale di carico alla temperatura nominale di scarico (la transizione avviene in configurazione di ricircolo, cioè senza far transitare il fluido termovettore nel TES) per poi riprendere il pompaggio senza invertire la direzione del flusso.

Le misurazioni, che hanno una velocità di campionamento di 15s, sono le seguenti:

- $T_{HTF,in}(t)$  : temperatura del HTF, al tempo  $t$ , all'ingresso del TES;
- $T_{HTF,out}(t)$  : temperatura del HTF, al tempo  $t$ , all'uscita del TES;
- $q_{HTF}(t)$  : portata volumetrica del HTF ( $m^3/s$ ), al tempo  $t$ ;
- $T_{HSM}^i(t)$ : distribuzione di temperatura del HSM, al tempo  $t$ , all'interno del TES, campionata in vari punti, con l'indice  $i$  che rappresenta i punti di campionamento.

Dai dati registrati è possibile calcolare la portata in massa, qualora fosse fornita la sola portata volumetrica, e la potenza trasferita dal HTF in carico/scarico ( $\dot{m}$  e  $P_{HTF}(t)$ ):

$$\bar{\rho}_{HTF}(t) = \frac{\rho_{HTF}(T_{HTF,in}(t)) + \rho_{HTF}(T_{HTF,out}(t))}{2}$$

$$\bar{c}_{p,HTF} = \frac{c_{p,HTF}(T_{HTF,in}(t)) + c_{p,HTF}(T_{HTF,out}(t))}{2}$$

$$\dot{m} = \bar{\rho}_{HTF} q_{HTF}(t)$$

$$\Delta T_{HTF}(t) = T_{HTF,out}(t) - T_{HTF,in}(t)$$

$$P_{HTF}(t) = \dot{m}(t)\bar{c}_{p,HTF}(t)\Delta T_{HTF}(t)$$

Sulla base delle curve di potenza del HTF per il carico e lo scarico, possono essere identificati i tempi caratteristici di risposta per il carico e lo scarico (vedi esempio di Figura 2) e da qui l'energia  $\phi$  assorbita/rilasciata dal sistema:

$$\phi(t) = \int_0^t P_{HTF}(\xi)d\xi$$

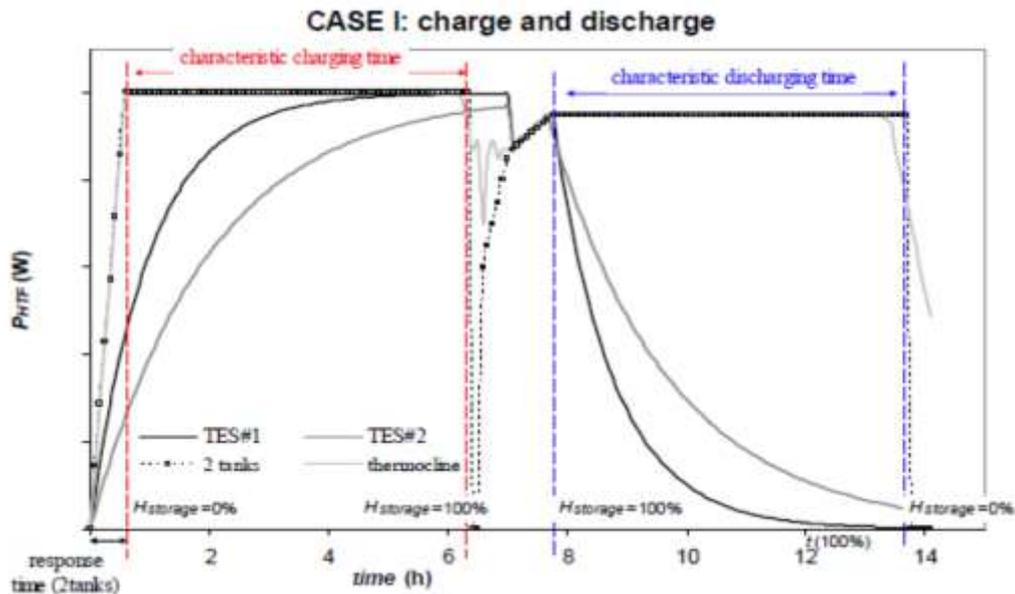


Figura 2- Esempio curve di Potenza del HTF per il Test#1 e differenti tipi di prototipi di accumulo. Risposta, tempi caratteristici e livelli di accumulo sono riportati per le curve dei sistemi a 2 serbatoi [6].

Dalle curve di carico/scarico del HTF è possibile ricavare:

- tempo caratteristico nominale di carico :  $t_{charge}^{0 \rightarrow 100}$ , tempo intercorso tra l'inizio della fase di carico e l'istante in cui la variazione di potenza si annulla ( $dP_{HTF}(t)/dt < \epsilon$ , dove  $\epsilon$  è un numero piccolo a piacere). Tale variazione è chiaramente nulla poiché a fine carico l'unica potenza costante fornita è quella per compensare le perdite di calore;
- tempo caratteristico nominale di scarico :  $t_{discharge}^{100 \rightarrow 0}$ , tempo intercorso tra l'inizio della fase di scarico e l'istante in cui la variazione di potenza si annulla ( $dP_{HTF}(t)/dt < \epsilon$ );
- capacità termica di progetto :  $\phi_{design} = \int_{t_{100}}^{t_0} P_{HTF}(t)dt$ ;
- potenza termica media per lo scarico completo :  $P_{100\%,mean} = \frac{\phi_{design}}{t_{discharge}^{100 \rightarrow 0}}$ ;
- efficienza termica (il livello di accumulo A da cui inizia il processo di scarico dipende dalle perdite termiche a sistema inattivo durante il tempo  $t^*$ , intervallo tra fine carico ed inizio scarico) ;

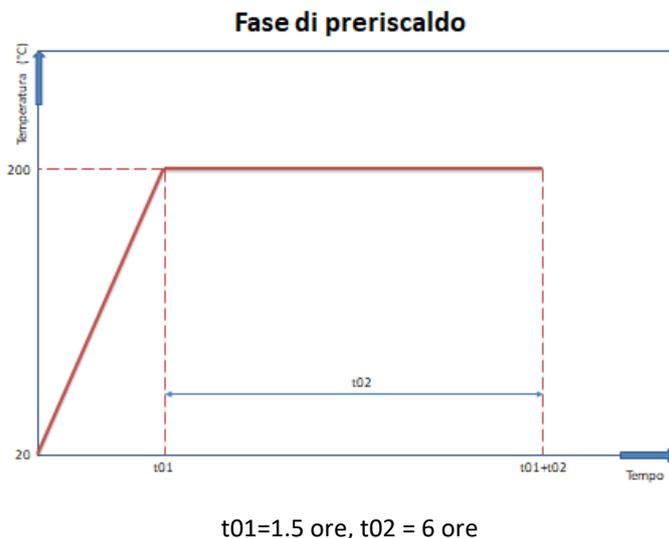
$$\eta_{t^*=0} = \frac{\int_{t_{100}}^{t_0} P_{HTF}(t)dt}{\int_{t_0}^{t_{100}} P_{HTF}(t)dt} \Bigg|_{t^*=0} = \frac{\phi_{design}}{\int_{t_0}^{t_{100}} P_{HTF}(t)dt} \Bigg|_{t^*=0}$$

- fattore di utilizzo:

$$U = \frac{\phi_{design}}{\phi_{max,PCM}}$$

**Fase PRERISCALDAMENTO**

Il preriscaldamento (Figura 3) si realizza facendo riscaldare e circolare direttamente (senza bypass) l’olio dalla temperatura ambiente fino a circa 200°C (rampa di 120 °C/h - tempo: t01). Successivamente questa temperatura viene mantenuta costante fin quando tutto il PCM non abbia raggiunto una temperatura uniforme (periodo di circa 6 ore, indicato con t02).

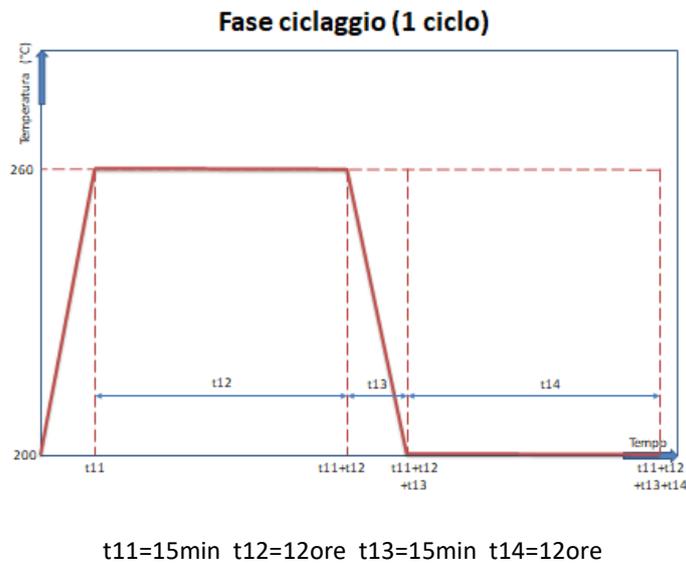


**Figura 3- Set-point della Temperatura per la fase di riscaldamento per il Test#1**

**Fase CICLAGGIO (1 ciclo)**

Effettuato il preriscaldamento è possibile far partire un ciclo di carico/scarico del sistema (Figura 4), che è composto dalle seguenti fasi:

- predisposizione del sistema in bypass per riscaldare l’olio da 200°C a 260°C. Ciò dovrebbe essere eseguito in un tempo t11 piuttosto breve, per limitare il raffreddamento del LHTES (rampa di circa 15 min);
- impostazione delle valvole per ottenere lo stesso senso di circolazione del preriscaldamento, mantenendo costante la temperatura del HTF a 260°C fin quando tutto il HSM sia termicamente uniforme (periodo di circa 12 ore, indicato con t12);
- predisposizione del sistema in bypass al fine di raffreddare l’olio da 260°C a 200°C. Ciò dovrebbe essere eseguito, anche in questo caso, in un tempo t13 piuttosto breve (rampa di circa 15 min);
- impostazione delle valvole per ottenere una circolazione identica alla precedente (o “in senso inverso” se richiesto) mantenendo costante la temperatura a 200°C fin quando tutto il HSM sia termicamente uniforme (periodo di circa 12 ore, indicato con t14).



**Figura 4- Set-point della temperatura d'ingresso del HTF per la fase di ciclaggio (1 ciclo) relativamente al Test#1**

### 2.1.2 Test #2 : Perdite termiche a temperatura costante

Le perdite termiche  $P_{lost}$  del prototipo in esame, anche se non possono essere estrapolate per sistemi TES più grandi, forniscono indicazioni di interesse sul prototipo in esame.

Per la valutazione delle perdite termiche si può fare riferimento alle condizioni di portata massima del Test#1a, per abbreviare i tempi. La procedura per quantificare le perdite termiche a temperatura fissata  $T_{SM}$  è la seguente:

- Preriscaldare il prototipo di accumulo, alla portata massima, a una temperatura prossima a  $T_{SM}$ . Questa condizione deve essere verificata misurando la temperatura all'interno del prototipo.
- Caricare, quindi, il prototipo TES finché la temperatura  $T_{SM}(t)=0.5 \cdot [T_{HTF,in}(t) + T_{HTF,out}(t)]$  sia costante (sistema isoterma) e pari a quella obiettivo. A tal fine è necessario misurare  $T_{HTF,in}(t)$ ,  $T_{HTF,out}(t)$  così come la temperatura ambiente  $T_{\infty}$ .
- Misurare la portata del HTF,  $q_{HTF}(t)$  e calcolare le perdite di potenza,  $P_{lost}$ , alla temperatura del HSM assunta costante,  $T_{SM}$ , bilanciandolo con la potenza del HTF in carico

$$P_{HTF}(t) = \rho_{HTF} q_{HTF}(t) \bar{c}_{p,HTF} (T_{HTF,out}(t) - T_{HTF,in}(t)) = P_{lost}(t, T_{SM} - T_{\infty})$$

La procedura dovrebbe essere ripetuta per diverse temperature, ad es.: 200°C, 220°C, 240°C, 260°C.

Una prova completa può essere strutturata nel modo seguente, in perfetta analogia a quanto mostrato in Figura 3, con i seguenti tempi:

<i>Fase 1: Preriscaldamento a 200°C:</i>	t_01 = 2 ore ;	t_02 = 6 ore
<i>Fase 2: Sistema da 200 a 220°C:</i>	t_01 = 15 min ;	t_02 = 3 ore
<i>Fase 3: Sistema da 220 a 240°C:</i>	t_01 = 15 min ;	t_02 = 6 ore
<i>Fase 4: Sistema da 240 a 260°C:</i>	t_01 = 30 min ;	t_02 = 5 ore

**2.1.3 Test #3 : Perdite termiche a sistema inattivo durante un tempo t**

Questo test va eseguito dopo il Test#1, una volta calcolata la potenza termica media per uno scarico completo, necessaria alle valutazioni che seguiranno:

$$P_{100\%,mean} = \frac{1}{t_{discharge}^{100 \rightarrow 0}} \int_{t_{100}}^{t_0} P_{HTF}(t) dt$$

Nel Test#3 occorre effettuare una nuova fase di carico termico fino ad avere il prototipo di accumulo completamente carico. Successivamente si interrompe la circolazione del HTF e si lascia il prototipo inattivo per un certo tempo t. A causa delle perdite termiche, il livello di accumulo, dopo il tempo t, si riduce al livello di accumulo A. Si sottolinea che in tale prova la temperatura ambiente dovrebbe essere il più possibile costante. A questo punto si effettua uno scarico completo, e si calcola la corrispondente potenza media,  $P_{A,mean}$ :

$$P_{A,mean} = \frac{1}{t_{discharge}^{A \rightarrow 0}} \int_{t_{1A}}^{t_0} P_{HTF}(t) dt$$

L'energia persa nell'intervallo temporale t,  $P_{idle\_lost,t}$ , sarà calcolata dalla seguente relazione

$$t P_{idle\_lost,t}^A = t_{discharge}^{100 \rightarrow 0} P_{100\%,mean} - t_{discharge}^{A \rightarrow 0} P_{A,mean}$$

Questo test può essere integrato al Test#2: al termine del Test#2, a 260°C, il sistema può essere considerato carico al 100%. Se il sistema rimane spento o in bypass per un tempo t, esso si porta ad un livello di carico A. A questo punto si riattiva la circolazione portando il sistema a circa 200°C, ad un livello di carico 0%.

**2.1.4 Test #4 : Analisi carico/scarico TES in più cicli**

Il Test#4 è perfettamente analogo al Test#1: si tratta di un tipico ciclo di carico/scarico, con durata di circa 12 ore, in cui la temperatura dell'olio viene regolata come segue (Figura 5):

- Riscaldamento olio: rampa da 200 a 260 °C in circa 1 ora, a cui segue una fase a temperatura costante di 30 minuti;
- Fase di carico: apertura circolazione olio nel TES, con olio a 260°C, per 5 ore;
- Raffreddamento olio: chiusura circolazione olio e rampa da 260 a 200 °C in circa 15 min, a cui segue una fase a temperatura costante di 15 minuti;
- Fase di scarico: apertura circolazione olio nel TES a percorrenza inversa, con olio a 200°C, per 5 ore.

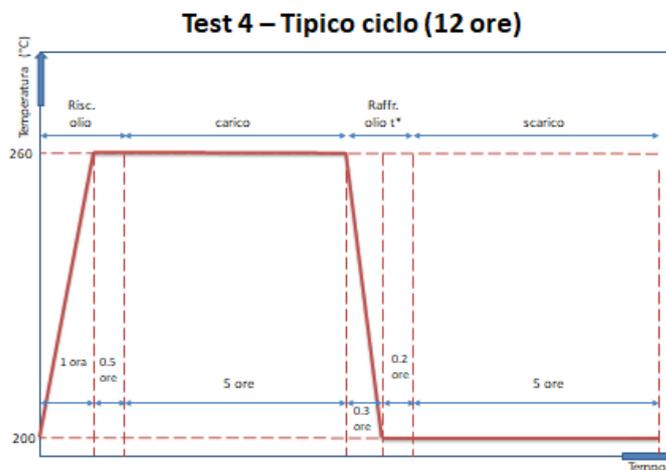


Figura 5- Set-point della Temperatura per un tipico ciclo del Test#4

Al primo ciclo seguiranno, con pari dinamica, altri (N-1) cicli al fine di verificare l'andamento delle prestazioni nel tempo. Nelle prove descritte il numero di cicli N è stato fissato pari a 8.

La portata in massa è pari a 400 kg/h, con velocità del fluido interna al TES di circa 0.5 m/s.

In sintesi il Test#4 prevede le seguenti azioni:

- Preriscaldare il prototipo TES ad una temperatura prossima a quella nominale  $T_{HSM}=200^{\circ}\text{C}$  o circa  $10^{\circ}\text{C}$  in meno, verificandone il valore attraverso una misura delle temperature interne al HSM;
- L'intera procedura viene eseguita in condizioni di portata  $q_{HTF}(t)$  e  $T_{HTF,in}(t)$  temperatura di ingresso del fluido mantenute costanti per il carico e per lo scarico;
- Caricare il TES fino a un livello di accumulo **A**, compatibile con il tempo di carico disponibile;
- Scaricarlo subito dopo a livello di carico **B**, compatibile con il tempo di scarico disponibile;
- Ripetere il ciclo carico-scarico per altri N-1 cicli

L'intervallo di tempo  $t^*$  tra il carico e lo scarico è molto piccolo, il minimo necessario per il passaggio del sistema alla temperatura nominale di scarico (stato di ricircolo), per poi riprendere il pompaggio con inversione di marcia. La prova è condotta in modo del tutto analogo al Test#1, in termini di grandezze registrate e grandezze calcolate, ma con una diversa dinamica della temperatura del HTF in ingresso.

## 2.2 Impianto di prova Solteca3

Nell'ambito dell'attività di ricerca condotte da ENEA su nuovi sistemi di accumulo termico, quali, ad esempio, quelli che utilizzano calcestruzzi o materiali a cambiamento di fase, è stato realizzato un impianto sperimentale denominato SOLTECA3 [8] per la caratterizzazione fino a 300°C di elementi di accumulo di medio-piccola dimensione in condizioni operative quasi reali di portata. Il limite operativo di temperatura è imposto dall'olio utilizzato come fluido termovettore.

Tale impianto, utilizzato anche per lo svolgimento del presente lavoro, è di seguito brevemente descritto.

### 2.2.1 Il fluido termovettore

Nell'impianto Solteca3 circola un fluido termovettore per il riscaldamento / raffreddamento del modulo di prova. Il fluido termovettore attualmente in uso è l'olio diatermico **Paratherm-NF**.

Esso può operare sino ad una temperatura massima di 330°C, con una pressione di vapore di circa 2.5 kPa e una densità di circa 780kg/m<sup>3</sup> a 200°C.

Le principali proprietà di questo olio, come dichiarate dal sito Web della PARATHERM [9], sono riportate in Tabella 3 e rappresentate in Figura 6.

Tali proprietà sono anche interpolabili, in funzione della temperatura operativa, con le seguenti correlazioni:

- Densità [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\rho(T) = -0.0008 * T^2 - 0.4017 * T + 891.08$
- Viscosità cinematica [mm<sup>2</sup>/s]  
 $\nu(T) = \exp(530 / (T + 80) - 1.8)$
- Viscosità dinamica [mPa s]  
 $\mu(T) = \nu(T) * \rho(T)$
- Calore specifico [kJ/(kg K)]  
 $c_p(T) = 3E-08 * T^3 - 2E-05 * T^2 + 0.0073 * T + 1.6548$
- Conducibilità termica [W/(m K)]  
 $k(T) = -8E-05 * T + 0.1098$
- Pressione di vapore [kPa]  
 $p_v(T) = -4E-13 * T^6 + 3E-10 * T^5 - 6E-08 * T^4 + 6E-06 * T^3 - 0.0002 * T^2 - 0.0005 * T + 0.0238$

**Tabella 3 – Proprietà del fluido termovettore PARATHERM™ NF**

T [°C]	Densità [kg/m <sup>3</sup> ]	Viscosità [mm <sup>2</sup> /s]	Viscosità dinamica [mPa s]	Calore specifico [kJ/(kg K)]	Conducibilità termica [W/(m K)]	Pressione di vapore [kPa]
-10	895	148.32	121	1.565	0.1106	0
0	891	89.74	75	1.639	0.1098	0
10	887	56.82	48	1.713	0.109	0
20	883	37.46	32	1.788	0.1082	0
30	878	25.61	22	1.862	0.1074	0
40	874	18.08	16	1.936	0.1066	0
50	869	13.14	11	2.006	0.1058	0
60	864	9.81	8.5	2.071	0.105	0
70	859	7.50	6.5	2.132	0.1042	0
80	854	5.85	5.1	2.188	0.1034	0.01
90	849	4.66	4	2.24	0.1026	0.01
100	843	3.78	3.3	2.289	0.1018	0.02
110	837	3.11	2.7	2.336	0.101	0.04
120	831	2.61	2.2	2.38	0.1002	0.07
130	825	2.21	1.9	2.423	0.0994	0.12
140	819	1.90	1.6	2.466	0.0986	0.21
150	813	1.65	1.4	2.509	0.0978	0.34
160	807	1.45	1.2	2.554	0.097	0.54
170	800	1.28	1.1	2.601	0.0962	0.84
180	793	1.15	0.93	2.651	0.0954	1.3
190	786	1.04	0.83	2.707	0.0946	1.9
200	779	0.94	0.75	2.768	0.0938	2.7
210	772	0.86	0.68	2.836	0.093	3.8
220	764	0.80	0.62	2.904	0.0922	5.2
230	757	0.74	0.57	2.973	0.0914	7.1
240	749	0.69	0.53	3.041	0.0906	9.3
250	741	0.65	0.49	3.109	0.0898	12
260	733	0.61	0.45	3.178	0.089	15
270	725	0.58	0.43	3.246	0.0882	19
280	716	0.55	0.4	3.314	0.0874	23
290	708	0.53	0.38	3.382	0.0866	27
300	699	0.51	0.36	3.451	0.0858	32
310	690	0.49	0.34	3.519	0.085	36
320	681	0.47	0.33	3.587	0.0842	41
330	672	0.46	0.31	3.656	0.0834	46
340	663	0.45	0.3	3.724	0.0827	51

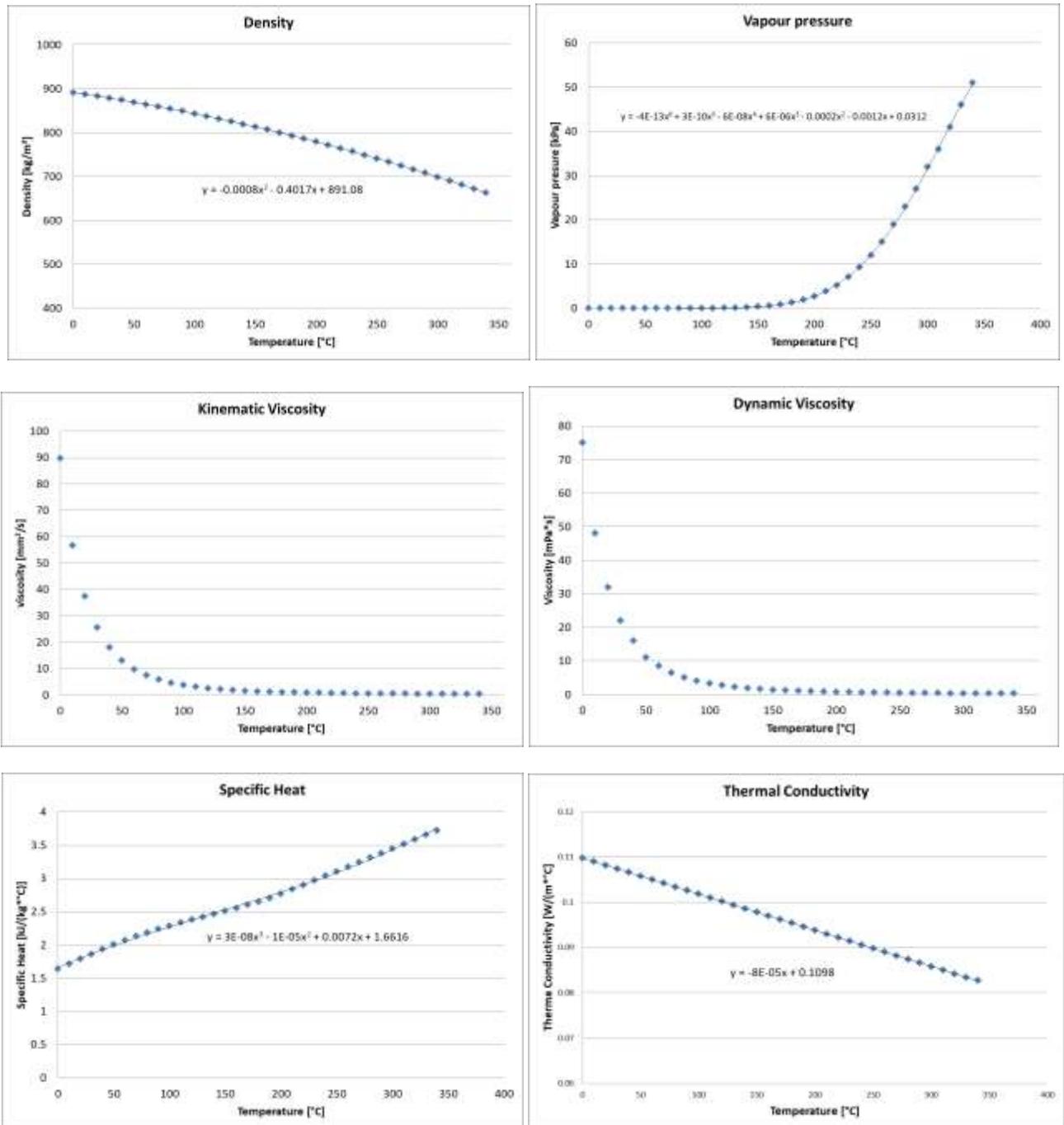


Figura 6- Proprietà del fluido termovettore PARATHERM™ NF in funzione della temperatura di lavoro

### 2.2.2 Dettagli sull'impianto Solteca3

L'impianto sperimentale Solteca3 è mostrato in Figura 7, mentre il corrispondente P&ID è riportato in Figura 8.



Figura 7- Alcune viste dell'impianto SOLTECA3

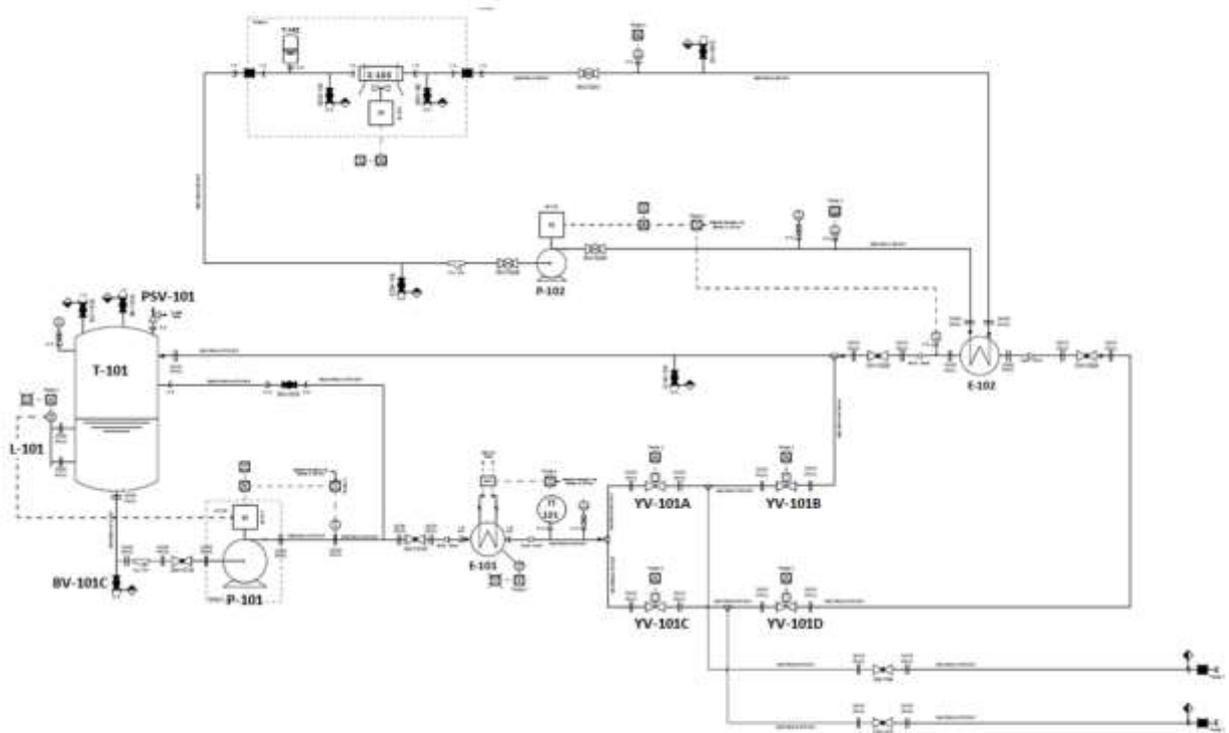
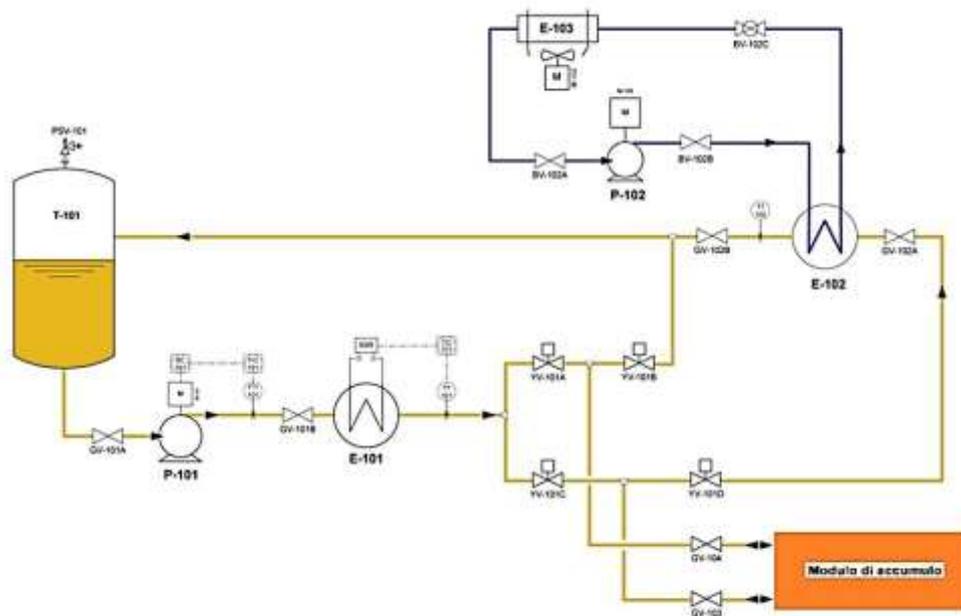


Figura 8- P&ID dell'impianto SOLTECA3

Nell'impianto sono presenti, come mostrato nello schema semplificato di Figura 9, due circuiti indipendenti: il circuito olio e il circuito di raffreddamento ad aria. Il primo consente di fornire energia termica al modulo di accumulo simulando il comportamento di un qualsiasi impianto di produzione di calore, il secondo invece consente di disperdere il calore accumulato nel TES simulando il comportamento di un'utenza termica. Il circuito ad aria non raffredda direttamente il modulo di accumulo, ma raffredda l'olio – circolante nel modulo di prova – attraverso uno scambiatore di calore.



**Figura 9- Schema semplificato impianto SOLTECA3**

Il serbatoio T-101 ha un volume di circa 50 litri, e contiene la maggior parte dell'olio presente nell'impianto. Opera a una pressione massima di 0.5 bar, regolata dalla valvola di sicurezza PSV-101.

La pompa P-101 è una pompa di circolazione centrifuga a trascinamento magnetico, a prova di possibili fuoriuscite di olio dalla girante. Essa è regolata da un inverter che controlla il numero di giri in base al valore impostato della portata. L'intervallo operativo è compreso tra **0 e 1000 kg/h**, anche se è necessario lavorare con velocità al di sopra del 15% del valore nominale per evitare oscillazioni di portata.

Nel serbatoio è installato un misuratore di livello, L-101, che interrompe l'alimentazione alla pompa in caso di basso livello per perdite di olio. Nella tubazione di scarico del serbatoio è presente una valvola, BV-101C, per il drenaggio dell'olio dal circuito.

Il componente E-101 è uno scambiatore di calore elettrico con potenza di circa **21 kWt**, che consente di riscaldare l'olio in ingresso al modulo di accumulo al valore desiderato di temperatura. Il controllo della potenza elettrica è effettuato sulla base della temperatura TT-101, in uscita dal componente. Per evitare il degrado dell'olio è presente un controllo di sicurezza sulla temperatura di pelle delle resistenze elettriche, che deve mantenersi inferiore a 340°C.

Poiché la massima temperatura operativa è di circa 340°C, tutti i principali componenti dell'impianto (serbatoio, scambiatori E-101 ed E-102, tubazioni) sono stati realizzati in acciaio al carbonio. Tutto l'impianto è adeguatamente coibentato per limitare le perdite termiche, utilizzando sia silicato di calcio che lana di roccia; in particolare, per le tubazioni sono state utilizzate coppelle rigide di lana di roccia da 5 cm di spessore. L'impianto è rivestito esternamente con lamierino di alluminio per contenere e proteggere la coibentazione.

L'elemento di accumulo è collegato all'impianto Solteca3 tramite le valvole GV-103 e GV-104.

Quattro diverse fasi operative del circuito olio possono essere selezionate, operando tramite le quattro elettrovalvole YV-101A, YV-101B, YV-101C e YV-101D, che abilitano il riscaldamento o il raffreddamento dell'olio (HTF), il caricamento o lo scaricamento del modulo (TES). Qui di seguito sono descritte le diverse fasi identificando i relativi schemi impiantistici.

## Riscaldamento olio

Questa fase consente di portare la temperatura dell'olio presente nel circuito alla temperatura di set-point. Per far questo è necessario aprire le valvole YV-101A e YV-101B, e mantenere chiuse le valvole YV-101C e YV-101D, come mostrato in Figura 10. Così facendo, l'olio circola solo attraverso il riscaldatore, mentre sono esclusi dal circuito il modulo di prova e lo scambiatore col raffreddamento ad aria. Inoltre occorre impostare i valori desiderati della portata dell'olio e della temperatura di uscita dal riscaldatore E-101. La portata dell'olio può essere ottenuta facendo funzionare la pompa P-101 in manuale, impostando la velocità (che va data in percentuale rispetto al valore massimo), oppure con la pompa in automatico impostando il valore della portata dell'olio in kg/h, e facendo variare la velocità di rotazione dal regolatore sulla base del segnale di portata nel misuratore FTI-101.

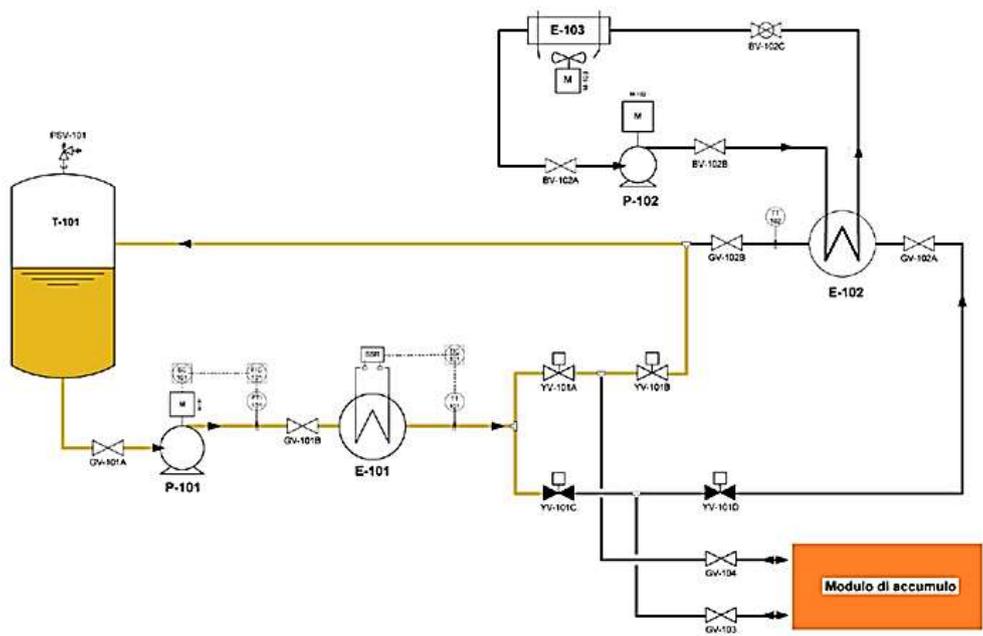


Figura 10- Schema riscaldamento olio

### Raffreddamento olio

Questa fase consente di raffreddare gran parte dell'olio presente nel circuito alla temperatura di set-point. Per far questo è necessario aprire le valvole YV-101C e YV-101D, e mantenere chiuse le valvole YV-101A e YV-101B, come mostrato in Figura 11, impostando i valori di set della portata dell'olio e della temperatura. L'olio pertanto circola attraverso il riscaldatore (presumibilmente spento, a meno che il raffreddamento non sia eccessivo) e attraversa lo scambiatore del circuito di raffreddamento ad aria.

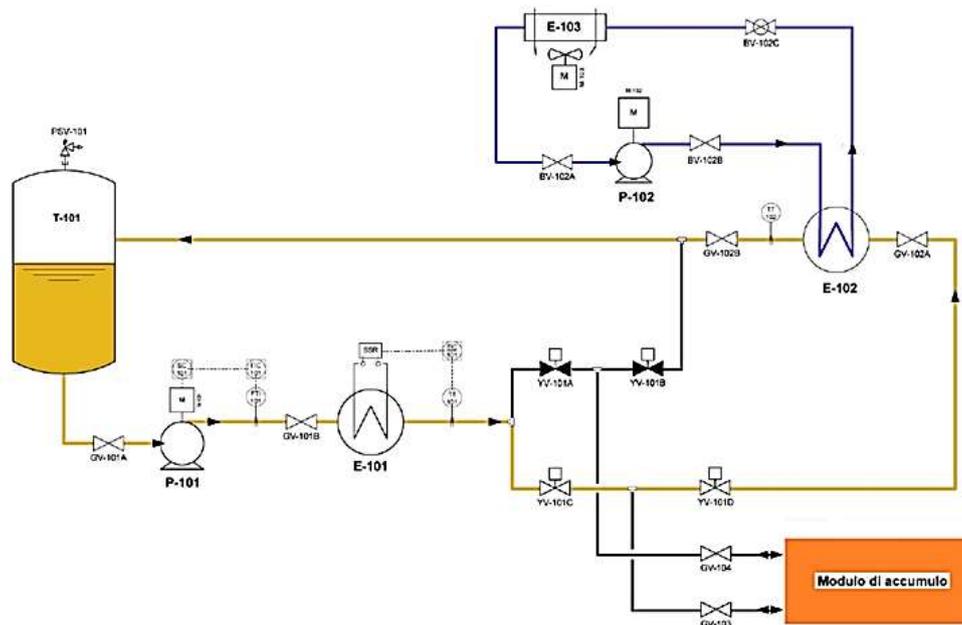


Figura 11- Schema raffreddamento olio

### Riscaldamento modulo

Questa modalità operativa consente di simulare il caricamento del modulo di accumulo trasferendo l'energia termica dall'olio al TES. Il riscaldatore E-101 in questo caso simula un impianto di produzione di calore. Per attivare questa modalità, è necessario aprire le valvole YV-101C e YV-101B, mantenendo chiuse le valvole YV-101A e YV-101D, come mostrato in Figura 12. L'olio, pertanto, attraversa il riscaldatore e il modulo di prova, ma non lo scambiatore del circuito ad aria. Prima di questa fase viene sempre effettuato uno step di riscaldamento dell'olio fino alla temperatura operativa; durante la fase di riscaldamento del modulo, la temperatura operativa viene mantenuta costante regolando la potenza termica del riscaldatore E-101, sulla base della temperatura TT-101.

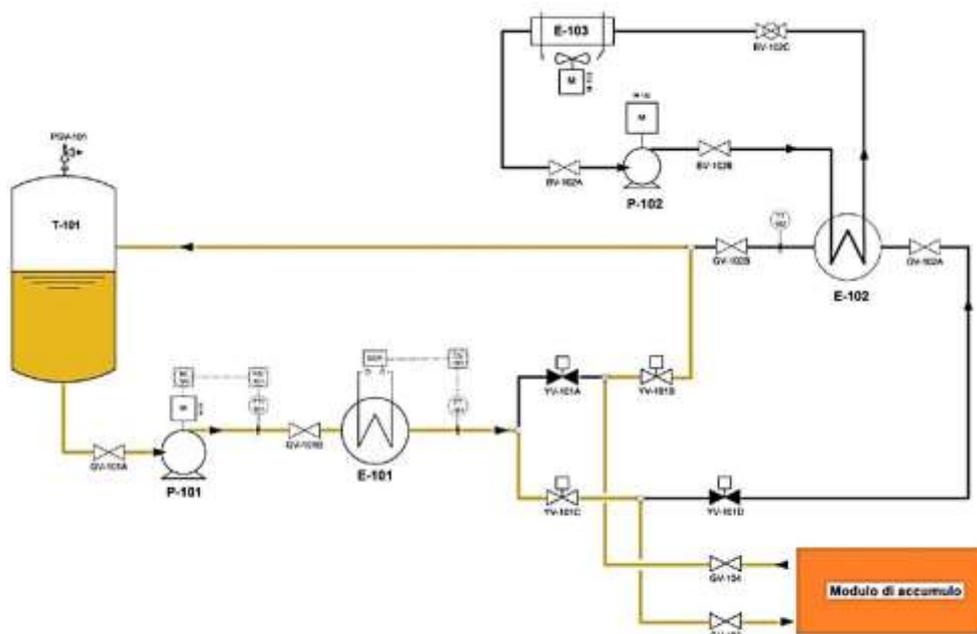


Figura 12- Schema riscaldamento modulo

### Raffreddamento modulo

Questa modalità operativa consente di simulare lo scaricamento termico del modulo di accumulo trasferendo all'olio l'energia termica immagazzinata nel TES. Il circuito di raffreddamento asporta la potenza termica trasferita all'olio e quindi simula un'utenza termica di un impianto CSP. Per attivare questa modalità, è necessario aprire le valvole YV-101A e YV-101D, mantenendo chiuse le valvole YV-101B e YV-101C, come mostrato in Figura 13. L'olio pertanto attraversa il riscaldatore, il modulo di prova e lo scambiatore del circuito di raffreddamento ad aria. Negli impianti reali, la portata dell'olio può essere diversa da quella impostata nella fase di riscaldamento del modulo, per rispondere alle tempistiche richieste dall'utenza, alla quale il TES è accoppiato. Per le esigenze di caratterizzazione di questo lavoro, tuttavia, si è preferito mantenere la portata costante ed identica a quella di riscaldamento.

Prima di questa fase, viene eseguito uno step di raffreddamento dell'olio fino alla temperatura operativa. Durante la fase di raffreddamento del modulo, il riscaldatore E-101 può intervenire per mantenere costante la temperatura in ingresso al modulo, TT-101, nel caso in cui il circuito di raffreddamento asporti più calore e non riesca a controllare la temperatura di uscita, TT-102.

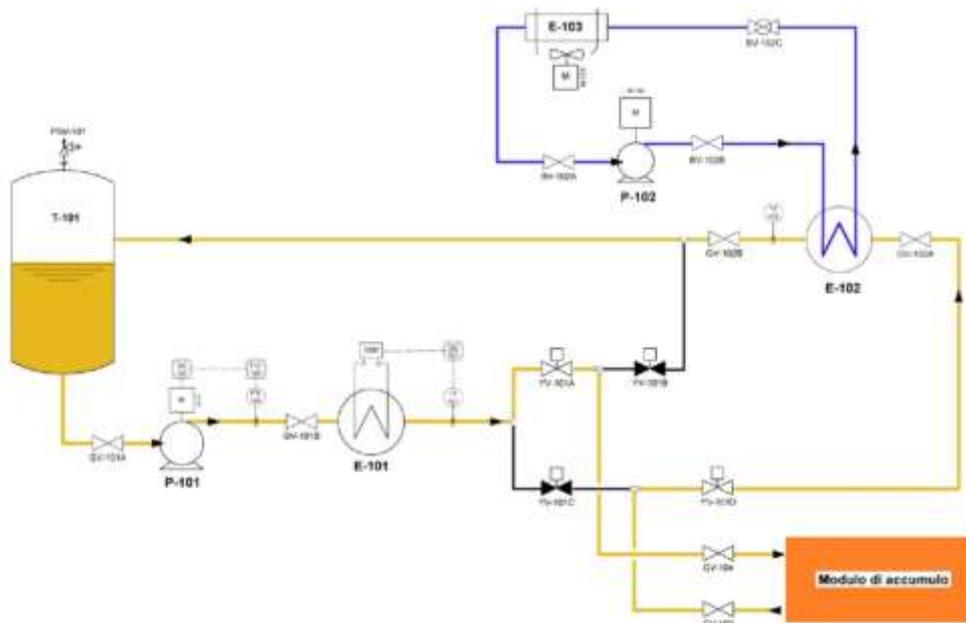


Figura 13- Schema raffreddamento modulo

Ogni modalità operativa prevede l'impostazione di determinati set-point di temperatura e portata dell'olio e dello stato di apertura delle quattro elettrovalvole. Queste operazioni possono essere effettuate in due modalità differenti di gestione: in locale e in remoto (programma di acquisizione dati e controllo: Labview). Nell'impianto sono installati tre regolatori per impostare i set-point della portata dell'olio (FIC-101), della temperatura di mandata dell'olio (TIC-101), e della temperatura di ritorno dell'olio (TIC-102). E' presente inoltre un regolatore di sicurezza (Tmax) nel riscaldatore E-101 per evitare il raggiungimento di temperature critiche sulla superficie delle resistenze elettriche ed il degrado dell'olio; questo regolatore è collegato direttamente al TIC-101 e interrompe l'alimentazione al riscaldatore E-101 fin quando la temperatura di pelle delle resistenze elettriche non torni al di sotto del livello massimo ammissibile.

L'impianto è adeguatamente strumentato e consente l'acquisizione e la registrazione delle principali grandezze per effettuare in maniera corretta le analisi funzionali dei moduli di accumulo. Le principali grandezze acquisite sono la portata e le temperature del fluido e del TES. La portata viene misurata utilizzando un rotametro della Yokogawa. Questo fornisce la portata in massa, kg/h, partendo dalla misura

della portata volumetrica in un range da 0 a 5 m<sup>3</sup>/h. La misura è resa disponibile come segnale 4÷20 mA. La misura della temperatura è realizzata utilizzando termocoppie di tipo K. Per la misura della temperatura del fluido, dove possibile sono stati utilizzati pozzetti per realizzare il contatto diretto della testa della termocoppia con il fluido, mentre in altri casi sono state installate le termocoppie sulla parete esterna della tubazione. In Figura 14 sono indicate le termocoppie installate sull'impianto per la lettura della temperatura dell'olio e dell'acqua; quelle identificate in rosso sono interne e leggono direttamente la temperatura del fluido.

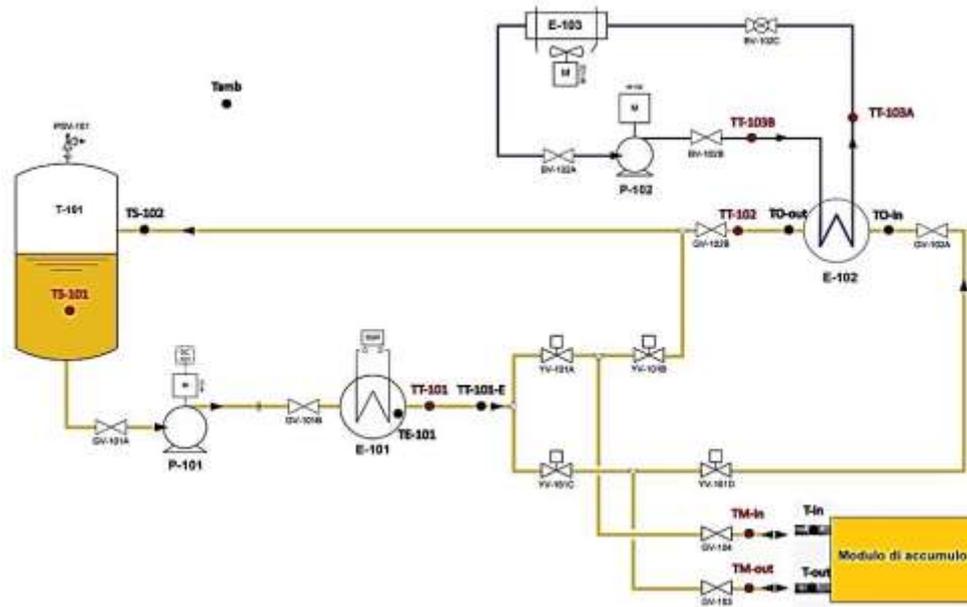


Figura 14- Schema disposizione punti di misura

In Figura 15 è mostrata l'interfaccia grafica del sistema di controllo e acquisizione in Labview.

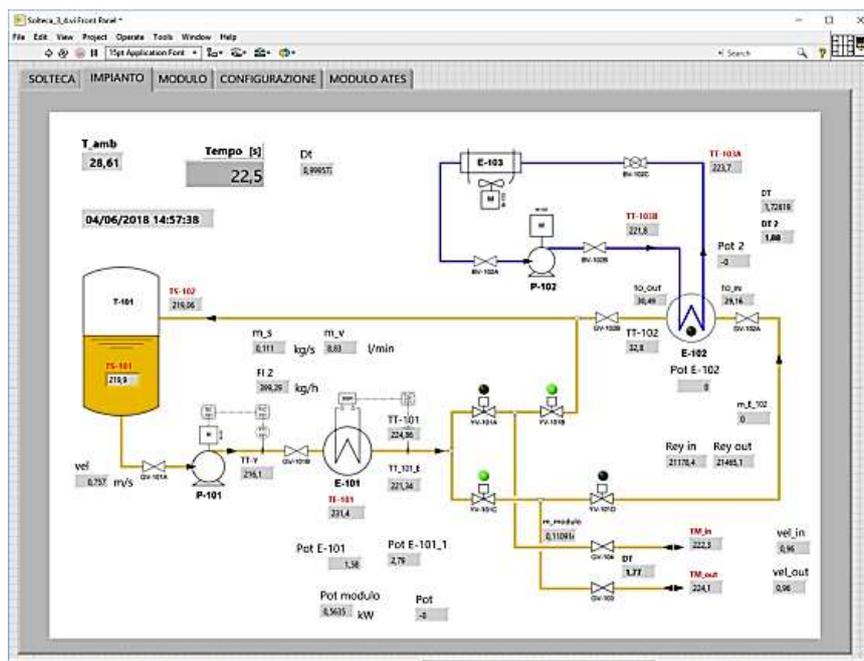


Figura 15- Schermata di controllo e acquisizione in Labview

### 2.3 Il prototipo ENEA-TES-LH01

Il prototipo di sistema di accumulo termico a calore latente denominato ENEA-TES-LH01, oggetto della presente caratterizzazione, è stato sviluppato e realizzato in una precedente attività [3]. In questo paragrafo vengono presentate le sue principali caratteristiche.

Il sistema è stato progettato con l'obiettivo di massimizzare lo scambio termico tra fluido termovettore e PCM e all'interno del PCM, e di incrementare compattezza e flessibilità del componente. La caratterizzazione del prototipo LH01 è ovviamente finalizzata a fornire indicazioni sulle prestazioni complessive di un sistema di maggiori dimensioni. Il prototipo è costituito da un contenitore esterno in acciaio di dimensioni 1600x280x140 mm con uno spessore di 3 mm. All'interno del contenitore sono alloggiati due tubazioni a serpentina, con sviluppo verticale, poste specularmente rispetto a un piano di simmetria (Figura 16). Ogni serpentina è costituita da un tubo di diametro esterno di 16 mm e interno di 13 mm, con una lunghezza complessiva superiore ai 6 m. Il contenitore è stato completamente coibentato con circa 15 cm di lana di roccia al fine di limitare la temperatura esterna a circa 35°C.

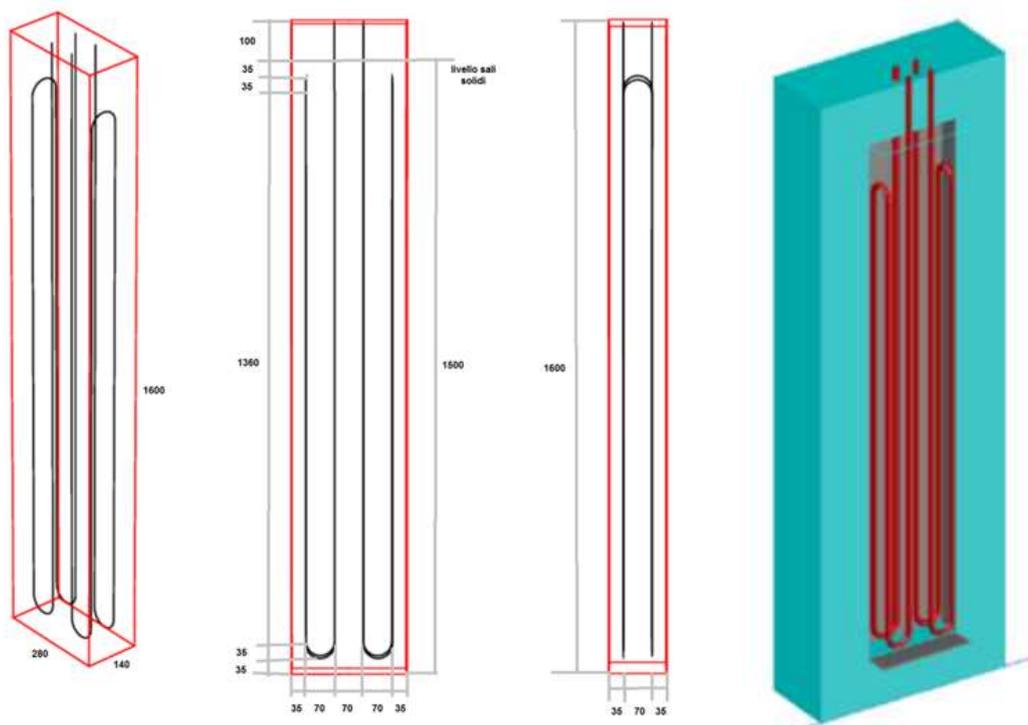


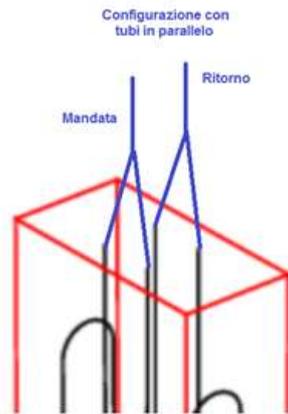
Figura 16- Layout prototipo LH01

Nel contenitore è stato inserito, come mezzo di accumulo termico a cambiamento di fase (PCM), il cosiddetto "sale solare", una miscela 60-40%<sub>wt</sub> di NaNO<sub>3</sub> e KNO<sub>3</sub>. Le caratteristiche del PCM sono di seguito elencate:

- |  |       |                   |      |
|--|-------|-------------------|------|
| • densità in fase liquida              | 1952  | kg/m <sup>3</sup> | [10] |
| • calore specifico:                    | 1648  | J/(kg °C)         | [11] |
| • viscosità dinamica:                  | 0.005 | Pa s              | [12] |
| • conducibilità termica:               | 0.49  | W/(m °C)          | [10] |
| • calore latente di fusione:           | 110   | kJ/kg             | [11] |
| • temperatura media di fusione:        | 226   | °C                | [11] |
| • variazione di volume solido-liquido: | 4.6   | %                 | [12] |

Il sistema, che contiene circa 100 kg di PCM, opera in un intervallo di temperatura di circa 60°C, tra 200 e 260°C e è in grado di accumulare circa 6 kWh, equamente distribuiti tra calore sensibile e calore latente. Tenendo conto anche del calore sensibile dell'olio e dell'acciaio, la capacità di accumulo globale del sistema potrebbe arrivare a circa 8 kWh (energia nominale).

Gli estremi delle due tubazioni interne si raccordano esternamente al contenitore, per fornire un unico punto di ingresso e di uscita del fluido termovettore (Figura 17).



**Figura 17- Schema del collegamento in parallelo dei tubi**

Per monitorare le temperature dello scambiatore, sono state installate 41 termocoppie di tipo K, così suddivise:

- 14 che misurano la temperatura del fluido termovettore (HTF) e rilevano l'evoluzione temporale dell'assorbimento o cessione energetica del PCM, durante le fasi di riscaldamento/cambiamento di fase/raffreddamento e viceversa;
- 11 che misurano la temperatura all'interno del PCM e ne rilevano l'evoluzione temporale durante il cambiamento di fase;
- 11 che misurano la temperatura del PCM e ne rilevano l'evoluzione temporale durante il cambiamento di fase nelle parti più periferiche dello scambiatore (mantello);
- 4 nei pozzetti appositamente realizzati nei 4 tubi entranti/uscenti dal contenitore, prima dei raccordi ad Y;
- 1 sul lamierino esterno che rileva l'evoluzione della temperatura esterna dello scambiatore per la valutazione delle perdite energetiche.

La Figura 18 mostra la disposizione delle termocoppie. In particolare sono evidenziate: nella parte a), i posizionamenti di alcune delle termocoppie poste sui due tubi e di quelle nei pozzetti (a); le termocoppie che monitorano la temperatura del PCM sia internamente che sul mantello, oltre alle principali sui tubi (b).

Le termocoppie interne escono da un'apposita apertura con tappo sul coperchio del contenitore, in posizione centrale, equidistante dai 4 terminali delle due tubazioni. Per quanto concerne le 4 termocoppie di ingresso ed uscita del fluido, occorre rilevare che, come evidenziato anche durante le prove sull'impianto ATES [45], l'incertezza sulla misura del salto termico tra ingresso ed uscita, grandezza fondamentale per il calcolo delle prestazioni del TES, è risultata troppo elevata e pertanto non compatibile con la valutazione del sistema. Per far fronte a questo problema sono state installate due termoresistenze Pt100 a 4 fili a isolamento minerale\* (-100/500°C), classe di precisione A DIN/IEC 60751 ( $\pm 0.35-0.75$  °C [100-300 °C]), alloggiati in apposite sezioni di misura collocate a valle del raccordo a Y.

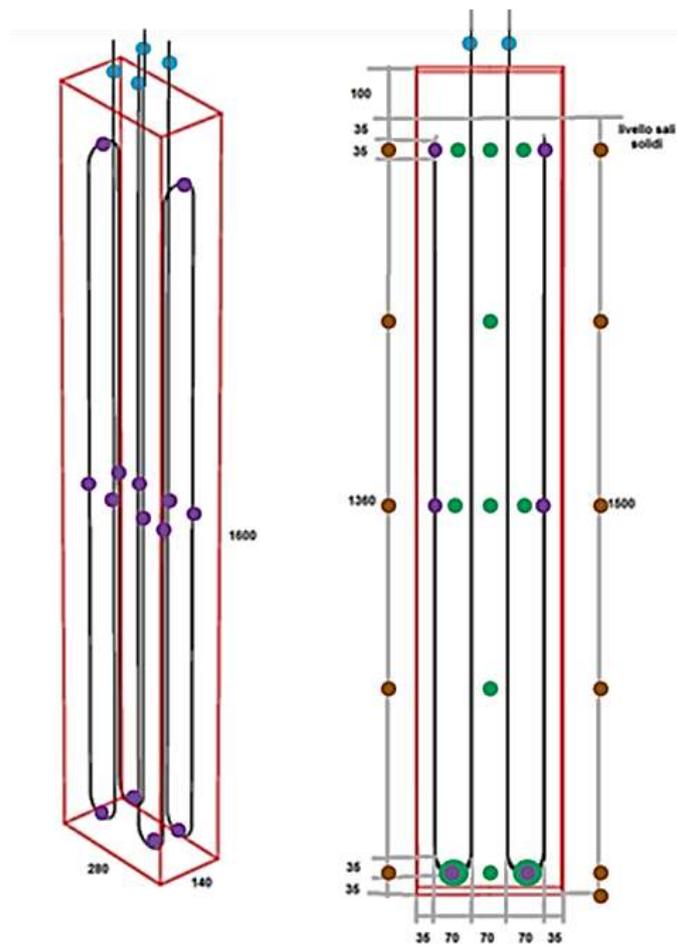


Figura 18- Posizionamento delle termocoppie in LH01

Infine, in Figura 19 è visibile il prototipo LH01 collegato all'impianto sperimentale Solteca3 e pronto per i test di caratterizzazione termica programmati.



Figura 19- Foto del prototipo LH01 collegato all'impianto Solteca3

## 2.4 Risultati del Test#1

Il Test#1 è finalizzato alla determinazione della curva di potenza del prototipo LH01 nelle seguenti tre ipotesi:

- Test #1/a Curva di carico/scarico a piena potenza (piena portata HTF: 800 kg/h)
- Test #1/b Curva di carico/scarico a metà potenza (metà portata HTF: 400 kg/h)
- Test #1/c Curva di carico/scarico a potenza minima (portata HTF minima: 200 kg/h)

Ogni test è articolato in tre fasi distinte:

- Riscaldamento
- Carico
- Scarico

Le misure sperimentali vengono acquisite ogni 15 secondi, ma nel presente report vengono considerati e riportati solo i valori medi in intervalli temporali di 5 minuti (un valore ogni 20 dati acquisiti).

La portata misurata, utilizzata per calcolare la potenza fornita/trasferita al LHTES, è nulla durante le fasi di riscaldamento e raffreddamento olio, poiché in tali casi il fluido termovettore non circola nel LHTES.

Una ulteriore analisi è effettuata considerando la distribuzione delle temperature interne al PCM e di parete.

### 2.4.1 Test#1a

#### 2.4.1.1 Fase di Riscaldamento preliminare

In questa fase, il modulo viene portato alla temperatura operativa iniziale. La configurazione della circolazione è analoga alla fase riscaldamento modulo.

La portata in massa dell'olio è di circa 820 kg/h, a cui corrisponde una velocità in ingresso al TES di circa 1.9 m/s. La temperatura di set-point del fluido è pari a 209°C; quella in ingresso al TES mantiene lo stesso andamento con una riduzione di circa 7°C, portandosi a 202°C. La temperatura in uscita dal TES è leggermente inferiore a quella in ingresso con una differenza che va dagli iniziali 0.6°C fino a circa 0.2°C.

La potenza termica assorbita dal TES è inizialmente di circa 300W, sino ad arrivare a circa 170W dopo 12 ore di riscaldamento; raggiunta la condizione stazionaria, la potenza assorbita è pari alle perdite termiche del sistema. Tali perdite sono estrapolabili dalla misura delle temperature di parete e di ambiente: infatti, nell'ipotesi di una superficie esterna di circa 4.38m<sup>2</sup> e di un coefficiente di scambio termico parete-aria di circa 5 W/(m<sup>2</sup> K), si ottiene una potenza dispersa verso l'ambiente di circa 170W.

La parete esterna del TES non supera i 27°C mentre quella ambiente è tra i 15 e i 21°C.

Il sistema raggiunge uno stato stazionario dopo circa 9 ore, caricando circa il 98% della massima energia accumulabile a 200°C in un tempo di 12 ore, ritenuto sufficiente per il raggiungimento dello stazionario di partenza.

#### 2.4.1.2 Fase di Carico

Dallo stato stazionario precedente, con il modulo a circa 200°C, il sistema TES è caricato fino a raggiungere un nuovo stato stazionario alla temperatura di 260°C nominali (stato di carico al 100%).

La portata in massa dell'olio è sempre di circa 820 kg/h, cui corrisponde una velocità in ingresso al TES di circa 1.9 m/s. La temperatura di set-point del fluido è pari a 270°C, mentre quella in ingresso al TES la segue con un riduzione di circa 5°C, portandosi a 265°C. La temperatura in ingresso è stata scelta leggermente superiore alla temperatura nominale per garantire il raggiungimento dei 260°C nel PCM. Il salto termico

ingresso-uscita del TES ha una forte variazione iniziale, pari a circa 10°C in circa 30 min, successivamente rimane compreso tra 4-5°C per un'ora, e quindi si riduce rapidamente arrivando a valori di circa 0.5°C dalla settima ora di transitorio in poi.

La potenza termica assorbita dal TES è, nelle prime 3 ore, pari ad una media di circa 3kW, con punte prossime ai 4 kW, fino ad arrivare a circa 240 W dopo 7 ore di riscaldamento. Tale potenza, in condizioni stazionarie, è pari alle perdite termiche del sistema a 260°C. Come sopra evidenziato, le perdite termiche sono facilmente estrapolabili dalla misura delle temperature di parete ed ambiente; nelle medesime ipotesi sopra riportate le perdite risultano pari a circa 260 W.

La parete esterna del TES non supera i 29°C, mentre quella ambiente è compresa nell'intervallo 14-17°C.

Il sistema raggiunge uno stato stazionario dopo circa 5 ore (tempo di carico), caricando circa il 98% della sua massima energia, ovvero 6.29 kWh.

L'energia fornita dal fluido termovettore è pari a 8.98 kWh e, quindi, la potenza media di carico risulta di circa 1.8 kW.

#### **2.4.1.3 Fase di Scarico**

Dallo stato stazionario precedente, con temperatura pari a circa 260°C, il sistema TES è scaricato fino a raggiungere un nuovo stazionario a 200°C nominali (stato di carico a 0%).

La portata in massa dell'olio è ancora di circa 820 kg/h, a cui corrisponde una velocità in ingresso al TES di circa 1.9 m/s. La temperatura di set-point del fluido è pari a 209°C mentre quella in ingresso al TES la segue con un riduzione di circa 7 °C, portandosi a 202°C. Il salto termico ingresso-uscita del TES ha una forte variazione iniziale, superiore a 10°C in circa 30 min, stabilizzandosi poi in circa 6.5 ore. Successivamente, tale variazione diviene negativa (circa -0.5°C) poiché non viene estratto più del calore dal sistema ma, al contrario, devono essere compensate le perdite dello stesso verso l'esterno.

La potenza termica estratta dal TES presenta un picco immediato di circa 4.3 kW, riducendosi poi progressivamente fino ad annullarsi dopo 6.5 ore. Successivamente si verifica invece un assorbimento che arriva fino a circa 275 W dopo 12 ore, in condizioni stazionarie: questo è pari alle perdite termiche del sistema. Tali perdite sono anche estrapolabili dalla misura della temperature di parete (inferiore a 29°C) ed ambiente (15-17°C), con un valore calcolato pari a circa 185W, leggermente inferiore al precedente.

Il sistema termina la fornitura di calore dopo circa 6.5 ore (tempo di scarico), scaricando circa il 79% della energia accumulata, ovvero 4.98 kWh.

L'energia fornita al fluido termovettore è pari a 3.19 kWh e, quindi, la potenza media di scarico risulta pari a circa 0.49 kW.

Sulla base dei dati di carico e scarico del sistema, il prototipo presenta una efficienza termica prossima al 36% (rapporto tra energia scaricata ed energia caricata nel TES dal HTF) e un fattore di utilizzo del 46% (rapporto tra energia scaricata ed energia di accumulo nominale).

#### **2.4.1.4 Analisi del campo termico nel PCM**

Per analizzare il comportamento termico del prototipo LH01 è possibile utilizzare la mappatura della temperatura delle termocoppie interne al PCM e di quelle sul contenitore.

In *Appendice Test#1a* è riportata l'evoluzione della temperatura misurata dalle singole termocoppie, suddivise in 5 piani di posizionamento. Dalla Figura si evidenzia come le temperature negli spigoli del modulo siano generalmente più basse delle altre, e probabilmente in quei punti non si raggiunge la completa fusione. La temperatura del piano superiore, a contatto con l'aria, e del piano inferiore, coibentato probabilmente in modo insufficiente, anche per effetto della presenza della valvola di scarico a congelamento, è inferiore rispetto a quella dei piani interni. La temperatura più bassa in assoluto è

naturalmente quella misurata dalla termocoppia E1, posizionata all'ingresso della valvola di scarico a congelamento.

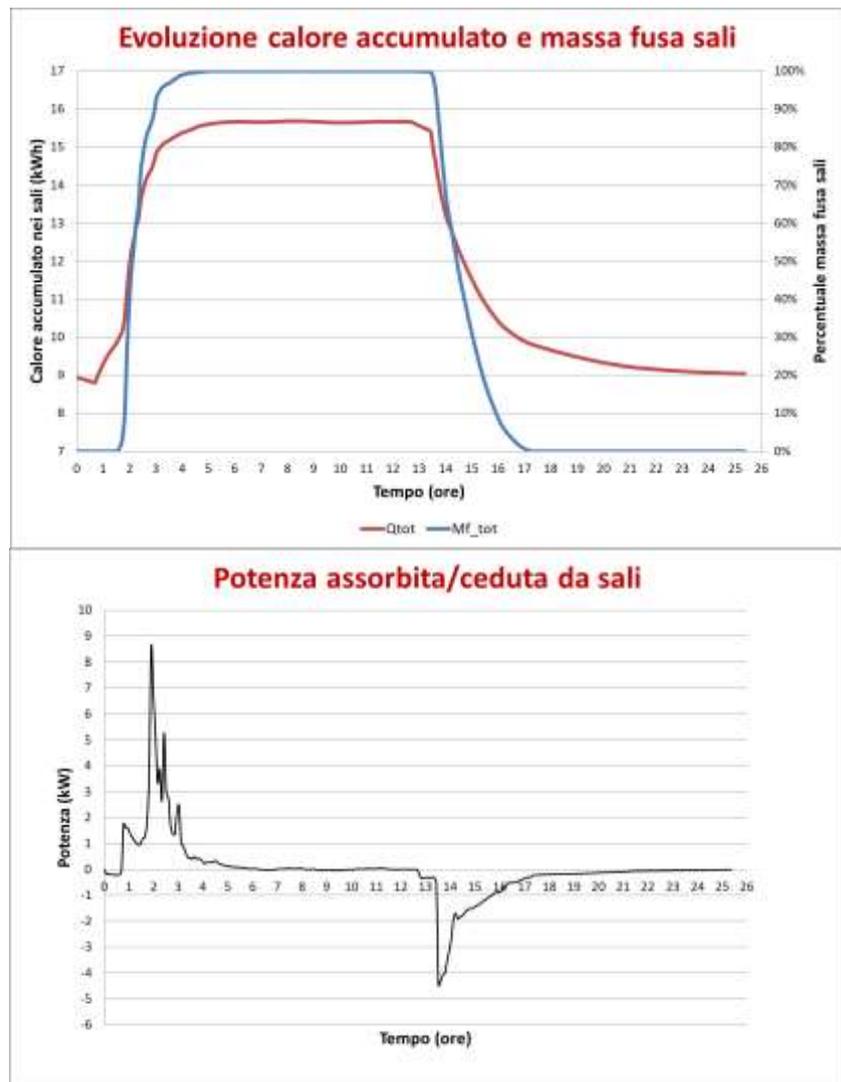
Attraverso la mappatura termica del modulo è anche possibile avere, mediante una tecnica basata su volumi finiti del PCM, un'idea dell'evoluzione del calore accumulato nel PCM, della frazione di PCM liquido presente, e della potenza assorbita o rilasciata dal mezzo di accumulo (Figura 20). In particolare si evince che:

- sia in fase di carico che di scarico il PCM scambia circa 6.7 kWh di calore;
- la transizione di fase solido-liquido avviene in circa 3 ore (tra  $t=1.5h$  e  $t=4.5h$ );
- la transizione di fase liquido-solido avviene in circa 4 ore (tra  $t=13.5h$  e  $t=17.5h$ );
- la potenza massima assorbita dal modulo è superiore a 8 kW mentre quella rilasciata è di circa 4 kW.

Incrociando questi dati con i precedenti si evidenzia l'influenza delle perdite del sistema sul comportamento termico. Una perdita di circa 200-250 W in 6 ore corrisponde a circa 1.5 kWh non utilizzati (grosso modo pari a  $\frac{1}{4}$  della capacità di accumulo nominale).

*Integrazione volumetrica  
su 21 volumi finiti  
identificati dalla posizione  
delle termocoppie interne*

E11	24	23	22	21	E6
	L	I	M		
	20	19	18	17	
E10		H			E5
	16	15	14	13	
E9	F	E	G		E4
	12	11	10	9	
E8		D			E3
	8	7	6	5	
E7	B	A	C		E2
	4	3	2	1	



**Figura 20- Evoluzione del calore accumulato, della frazione di massa fusa e della potenza assorbita/ceduta per il Test#1a utilizzando la mappatura delle temperature del PCM**

## 2.4.2 Test#1b

### 2.4.2.1 Fase di Riscaldamento

In questa fase, il modulo viene portato alla temperatura operativa iniziale. La configurazione della circolazione è analoga alla fase riscaldamento modulo. La portata in massa dell'olio è pari a circa 409 kg/h, cui corrisponde una velocità in ingresso al TES di circa 0.95 m/s. La temperatura di set-point del fluido è pari a 209°C mentre quella in ingresso al TES la segue con un riduzione di circa 7°C, portandosi a 202°C. La temperatura in uscita dal TES è leggermente inferiore a quella in ingresso, con una differenza di 0.7°C.

La potenza termica assorbita dal TES è pari a circa 190W; in condizioni stazionarie essa eguaglia le perdite termiche del sistema. Tali perdite sono anche estrapolabili dalla misura delle temperature di parete (inferiore a 23°C) ed ambiente (compresa tra 14 e 15°C): nell'ipotesi di una superficie esterna di circa 4.38m<sup>2</sup> e di un coefficiente di scambio termico parete-aria di circa 5 W/(m<sup>2</sup> K) le perdite termiche risultano pari a 170W.

### 2.4.2.2 Fase di Carico

Dallo stato stazionario raggiunto nella fase precedente (200°C), il sistema TES è caricato termicamente fino a raggiungere un nuovo stazionario a 260°C nominali (stato di carico al 100%).

La portata in massa dell'olio è pari a circa 403 kg/h, cui corrisponde una velocità in ingresso al TES di circa 1 m/s. La temperatura di set-point del fluido è pari a 270°C mentre quella in ingresso al TES la segue con un riduzione di circa 4°C portandosi a 266°C. Il salto termico ingresso-uscita del TES ha una forte variazione iniziale, pari a circa 10°C in circa 30 min, successivamente rimane compreso tra 7-9°C per due ore, e quindi si riduce rapidamente arrivando a valori di circa 1°C 0.5°C dalla settima ora di transitorio in poi.

La potenza termica assorbita dal TES è pari a una media di 2.5 kW nelle prime 3 ore, con picchi prossimi ai 4 kW, fino ad arrivare a circa 280 W dopo 7 ore di riscaldamento; in condizioni stazionarie, questa potenza è pari alle perdite termiche del sistema. Tali perdite sono anche estrapolabili dalla misura delle temperature di parete (inferiore a 31°C) e di ambiente (compresa tra 15 e 19°C): nell'ipotesi di una superficie esterna di circa 4.38 m<sup>2</sup> e un coefficiente di scambio termico parete-aria di circa 5 W/(m<sup>2</sup> K), le perdite termiche risultano pari a circa 255W.

Il sistema raggiunge lo stato stazionario dopo circa 7.5 ore (tempo di carico), accumulando circa il 98% della massima energia, ovvero 6.85 kWh.

L'energia fornita dal fluido termovettore è pari a 9.7 kWh e, pertanto, la potenza media di carico risulta pari a circa 1.29 kW.

### 2.4.2.3 Fase di Scarico

Dallo stato stazionario precedente (260°C), il sistema TES è scaricato fino a raggiungere un nuovo stazionario a 200°C nominali (stato di carico nullo).

La portata in massa dell'olio è pari a circa 411 kg/h, a cui corrisponde una velocità in ingresso al TES di circa 0.95 m/s. La temperatura di set-point del fluido è pari a 209°C, mentre quella in ingresso al TES è inferiore di circa 8°C (201°C). Il salto termico ingresso-uscita del TES ha una forte variazione iniziale, superiore a 10°C in circa 30 min, riducendosi fino ad annullarsi dopo circa 8.5 ore. Successivamente, tale variazione diviene negativa (circa -1°C) poiché non viene estratto più del calore dal sistema ma, al contrario, devono essere compensate le perdite dello stesso verso l'esterno.

La potenza termica estratta dal TES presenta un picco immediato di circa 4.3 kW, riducendosi poi progressivamente fino ad annullarsi dopo 7 ore. Successivamente si verifica un assorbimento termico da parte del sistema, che arriva sino a circa 300 W dopo 12 ore: tale assorbimento è pari alle perdite termiche del sistema. Tali perdite sono anche estrapolabili dalla misura delle temperature di parete (inferiore a 27°C)

ed ambiente (compresa tra 14 e 15°C): nell'ipotesi di una superficie esterna di circa 4.38 m<sup>2</sup> ed un coefficiente di scambio termico parete-aria di circa 5 W/(m<sup>2</sup> K), le perdite termiche risultano pari a circa 180 W.

Il sistema termina la fase di rilascio di calore dopo circa 7.5 ore (tempo di scarico), fornendo circa il 72% dell'energia accumulata, ovvero circa 4.98 kWh.

L'energia fornita al fluido termovettore è pari a 3.36 kWh e, quindi, la potenza media di scarico risulta pari a circa 0.45 kW.

Sulla base dei dati di carico e scarico del sistema, il prototipo risulta avere una efficienza termica prossima al 34.6% ed un fattore di utilizzo del 48%.

#### 2.4.2.4 Analisi del campo termico nel PCM

Per analizzare il comportamento termico del prototipo LH01 è possibile utilizzare la mappatura delle temperature delle termocoppie interne al PCM e di quelle sul contenitore.

In *Appendice Test#1b* è possibile vedere l'evoluzione della temperatura registrata dalle singole termocoppie suddivise in 5 piani di posizionamento. Dalla Figura si evidenzia come le temperature negli spigoli del modulo siano generalmente più basse delle altre, e probabilmente in quei punti non si raggiunge la completa fusione. La temperatura del piano superiore, a contatto con l'aria, e del piano inferiore, coibentato probabilmente in modo insufficiente, anche per effetto della presenza della valvola di scarico a congelamento, è inferiore rispetto a quella dei piani interni. La temperatura più bassa in assoluto è naturalmente quella misurata dalla termocoppia E1, posizionata all'ingresso della valvola di scarico a congelamento.

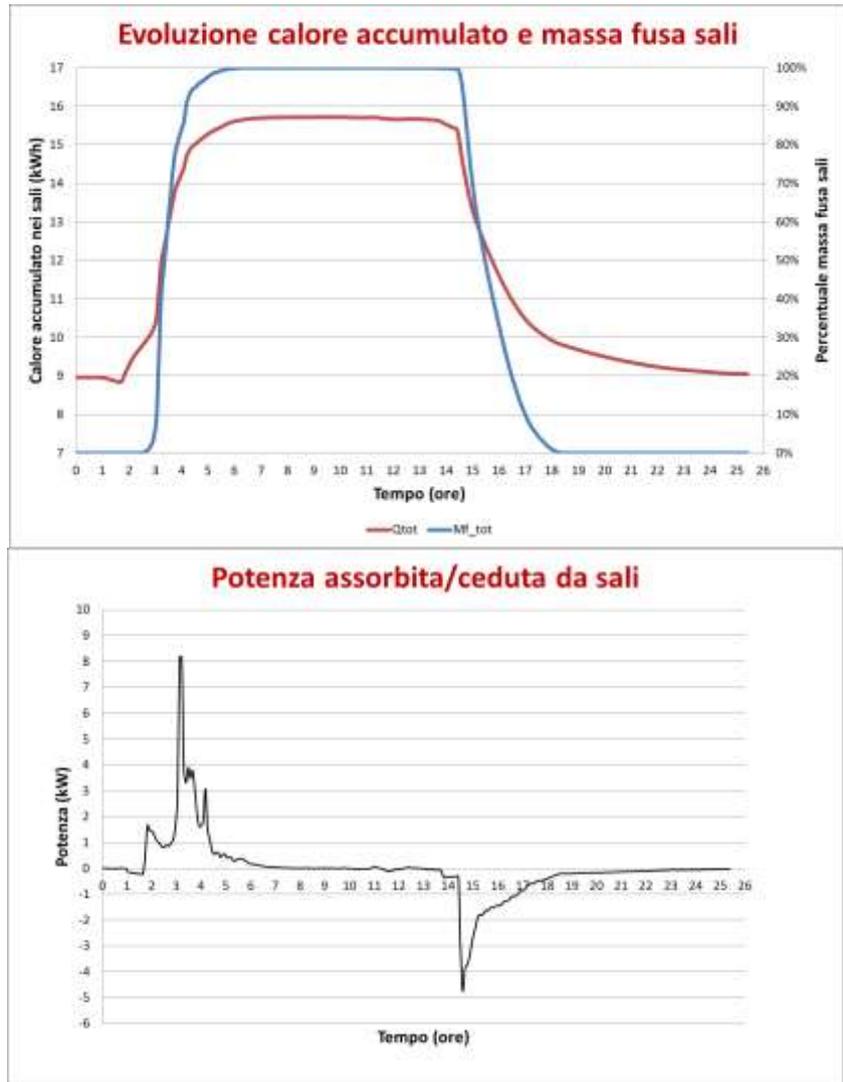
Attraverso la mappatura termica del modulo è anche possibile avere, attraverso una tecnica basata su volumi finiti del PCM, un'idea dell'evoluzione del calore accumulato nel PCM, della frazione di PCM liquido presente, e della potenza assorbita o rilasciata dal mezzo di accumulo (Figura 21). In particolare si evince che:

- sia in fase di carico che di scarico il PCM scambia circa 6.7 kWh di calore;
- la transizione di fase solido-liquido avviene in circa 3.5 ore (tra  $t=2.5h$  ed  $t=6h$ );
- la transizione di fase liquido-solido avviene in circa 4 ore (tra  $t=14.3h$  e  $t=18.3h$ );
- La potenza massima assorbita è superiore a 8 kW mentre quella rilasciata è circa 4.5 kW.

Incrociando questi dati con i precedenti è evidente l'influenza delle perdite del sistema sulla prestazione termica del modulo. Una perdita di circa 200-250 W in 6 ore corrisponde a circa 1.5 kWh non utilizzati (¼ della capacità di accumulo nominale).

*Integrazione volumetrica  
su 21 volumi finiti  
identificati dalla posizione  
delle termocoppie interne*

E11	24	23	22	21	E6
	L	I	M		
E10	20	19	18	17	E5
		H			
E9	16	15	14	13	E4
	F	E	G		
E8	12	11	10	9	E3
		D			
E7	8	7	6	5	E2
	B	A	C		
	4	3	2	1	



**Figura 21- Evoluzione del calore accumulato, della frazione di massa fusa e della potenza assorbita/ceduta per il Test#1b utilizzando la mappatura delle temperature del PCM**

### 2.4.3 Test#1c

#### 2.4.3.1 Fase di Riscaldamento

La portata in massa dell'olio è pari a circa 200 kg/h, a cui corrisponde una velocità in ingresso al TES di circa 0.47 m/s. La temperatura di set-point del fluido è pari a 209°C, mentre quella in ingresso al TES la segue con un riduzione di circa 8°C portandosi a 202°C. La temperatura in uscita dal TES è leggermente inferiore a quella in ingresso, con una differenza che va dagli iniziali 0.9°C fino a circa 1.3°C.

La potenza termica assorbita dal TES è inizialmente pari a circa 140 W e aumenta nel tempo, fino ad arrivare a 190 W dopo 1 ora di riscaldamento che, in condizioni stazionarie, è pari alle perdite termiche del sistema. Tali perdite sono anche estrapolabili dalla misura delle temperature di parete (inferiore a 25°C) ed ambiente (compresa tra 15 e 16°C): nell'ipotesi di una superficie esterna di circa 4.38 m<sup>2</sup> ed un coefficiente di scambio termico parete-aria di circa 5 W/(m<sup>2</sup> K) le perdite termiche risultano pari a 190 W.

#### 2.4.3.2 Fase di Carico

Dallo stato stazionario precedente, a circa 200°C, il sistema TES è riscaldato fino a raggiungere un nuovo stazionario a 260°C nominali (stato di carico al 100%).

La portata in massa dell'olio è pari a circa 200 kg/h, cui corrisponde una velocità in ingresso al TES di circa 0.5 m/s. La temperatura di set-point del fluido è pari a 270°C, mentre quella in ingresso al TES presenta una temperatura inferiore di circa 7°C (263°C). Il salto termico ingresso-uscita del TES ha una forte variazione iniziale, pari a oltre 20°C in circa 30 min, successivamente rimane a circa 11°C per 2 ore, e quindi si riduce rapidamente arrivando a valori di circa 2 °C dalla ottava ora di transitorio in poi.

La potenza termica assorbita dal TES è mediamente, nelle prime 4 ore, di circa 1.5 kW, con punte prossime a 4 kW, fino ad arrivare a circa 300 W dopo 8 ore di riscaldamento; in condizioni stazionarie questa potenza è pari alle perdite termiche del sistema. Tali perdite sono anche estrapolabili dalla misura delle temperature di parete (inferiore a 29°C) ed ambiente (compresa tra 14 e 18°C): nell'ipotesi di una superficie esterna di circa 4.38 m<sup>2</sup> ed un coefficiente di scambio termico parete-aria di circa 5 W/(m<sup>2</sup> K), le perdite termiche risultano pari a circa 245 W.

Il sistema raggiunge uno stato stazionario dopo circa 13.5 ore (tempo di carico), accumulando circa il 98% della energia massima, ovvero circa 6.93 kWh.

L'energia fornita dal fluido termovettore è pari a 10.6 kWh e, quindi, la potenza media di carico risulta pari a circa 0.8 kW.

#### 2.4.3.3 Fase di Scarico

Dallo stato stazionario precedente, a circa 260°C, il sistema TES è raffreddato fino a raggiungere un nuovo stato stazionario a 200°C nominali (stato di carico al 0%).

La portata in massa dell'olio è pari a circa 200 kg/h, cui corrisponde una velocità in ingresso al TES di circa 0.47 m/s. La temperatura di set-point del fluido è pari a 209°C mentre quella in ingresso al TES presenta una temperatura inferiore di circa 6°C (203°C). Il salto termico ingresso-uscita del TES ha una forte variazione iniziale, superiore a 10°C in circa 30 min, riducendosi fino ad annullarsi dopo circa 11 ore. Successivamente, tale variazione diviene negativa (circa -0.6°C) poiché non viene estratto più del calore dal sistema ma, al contrario, devono essere compensate le perdite dello stesso verso l'esterno.

La potenza termica estratta dal TES presenta un picco immediato di circa 2.8 kW, riducendosi poi progressivamente fino ad annullarsi dopo 8 ore. Successivamente si verifica invece un assorbimento termico che arriva fino a circa 90 W dopo 12 ore, in condizioni quasi stazionarie: questa potenza è pari alle perdite termiche del sistema. Tali perdite sono anche estrapolabili dalla misura delle temperature di parete

(inferiore a 29°C) ed ambiente (compresa tra 13 e 19°C): nell'ipotesi di una superficie esterna di circa 4.38 m<sup>2</sup> ed un coefficiente di scambio termico parete-aria di circa 5 W/(m<sup>2</sup> K), le perdite termiche risultano pari a circa 200 W.

Il sistema completa la fornitura di calore dopo circa 8 ore (tempo di scarico), rilasciando circa il 57% della energia accumulata, ovvero circa 3.96 kWh.

L'energia fornita al fluido termovettore è pari a 2.16 kWh e, quindi, la potenza media di scarico risulta di circa 0.27 kW.

Sulla base dei dati di carico e scarico del sistema, il prototipo presenta una efficienza termica prossima al 20% ed un fattore di utilizzo del 31%.

#### **2.4.3.4 Analisi del campo termico nel PCM**

Per analizzare il comportamento termico del prototipo LH01 è possibile utilizzare la mappatura delle temperature delle termocoppie interne al PCM e di quelle sul contenitore.

In *Appendice Test#1c* è riportato l'andamento della temperatura registrata dalle singole termocoppie suddivise in 5 piani di posizionamento. Dalla Figura si può evidenziare come le temperature negli spigoli del modulo siano generalmente più basse delle altre; probabilmente in quei punti non si raggiunge la completa fusione. La temperatura del piano superiore, a contatto con l'aria, e del piano inferiore, coibentato probabilmente in modo insufficiente, anche per effetto della presenza della valvola di scarico a congelamento, è inferiore rispetto a quella dei piani interni. La temperatura più bassa in assoluto è naturalmente quella misurata dalla termocoppia E1, posizionata all'ingresso della valvola di scarico a congelamento.

Attraverso la mappatura termica del modulo è anche possibile avere, attraverso una tecnica basata su volumi finiti del PCM, un'idea dell'evoluzione del calore accumulato nel PCM, della frazione di PCM liquido presente, e della potenza assorbita o rilasciata dal mezzo di accumulo (Figura 22). In particolare si evince che:

- In fase di carico il PCM accumula circa 6.5 kWh di calore;
- In fase di scarico il PCM cede oltre 7 kWh di calore;
- La transizione di fase solido-liquido avviene in circa 6 ore (tra  $t=2.8h$  ed  $t=8.8h$ );
- La transizione di fase liquido-solido avviene in circa 12 ore (tra  $t=17h$  ed  $t=29h$ );
- La potenza massima assorbita è superiore a 4.5 kW, mentre quella rilasciata è pari a circa 4 kW.

Integrazione volumetrica  
 su 21 volumi finiti  
 identificati dalla posizione  
 delle termocoppie interne

Spessore 140mm  
 70mm 70mm 70mm 70mm

24	23	22	21	E6
L	I	M		
20	19	18	17	E5
	H			
16	15	14	13	E4
F	E	G		
12	11	10	9	E3
	D			
8	7	6	5	E2
B	A	C		
4	3	2	1	

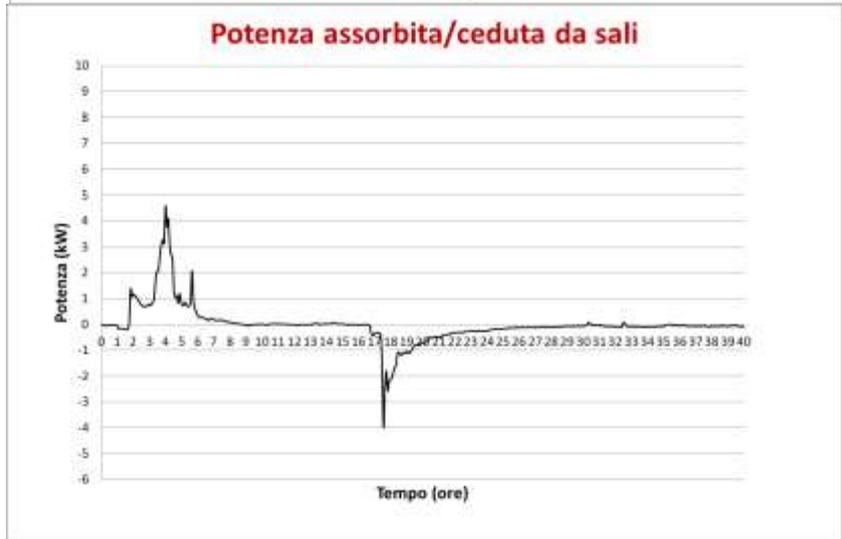


Figura 22- Andamento del calore accumulato, della frazione di massa fusa e della potenza assorbita/ceduta per il Test#1c utilizzando la mappatura delle temperature del PCM

#### 2.4.4 Riassunto risultati

I principali parametri operativi e i risultati ottenuti per il Test#1 sono di seguito sintetizzati:

**Tabella 4 – Tabella riassuntiva dei risultati sperimentali per il Test#1**

<b>Dato</b>	<b>Unità</b>	<b>Test#1a</b>	<b>Test#1b</b>	<b>Test#1c</b>
Portata HTF	kg/h	820	410	200
Velocità fluido	m/s	1.9	0.95	0.47
<i>RISCALDAMENTO</i>				
T parete esterna	°C	27	23	25
Perdite sperimentali 200°C	W	170	190	190
Perdite stimate 200°C	W	170	170	190
<i>CARICO</i>				
T parete esterna	°C	29	31	29
Perdite sperimentali 260°C	W	240	280	300
Perdite stimate 260°C	W	260	255	245
Energia caricata nel TES	kWh	6.29	6.85	6.93
Tempo di carico	h	5	7.5	13.5
Energia fornita da HTF	kWh	8.98	9.7	10.63
Potenza media carico	kW	1.80	1.29	0.8
<i>SCARICO</i>				
T parete esterna	°C	29	27	29
Perdite sperimentali 200°C	W	275	280	90
Perdite stimate 200°C	W	185	180	200
Energia rilasciata dal TES	kWh	4.98	4.98	3.96
Tempo di scarico	h	6.5	7.5	8
Energia ceduta a HTF	kWh	3.19	3.36	2.16
Potenza media scarico	kW	0.49	0.45	0.27
Efficienza termica	%	36	34.6	20.2
Fattore di utilizzo	%	46	48	31

I risultati ottenuti evidenziano la dipendenza delle prestazioni del sistema, a parità di altri parametri, dalla portata del fluido termovettore. Per meglio evidenziare questa variazione è possibile confrontare l'andamento della potenza fornita al TES nei tre casi sperimentali (Figura 23).

Si osserva che una variazione di portata da 800kg/h a 400kg/h produce un rallentamento nella trasmissione del calore tra fluido termovettore e PCM in ragione della ridotta velocità di transito del fluido stesso e, quindi, della riduzione della capacità di scambio termico (Nusselt) verso il PCM.

A questo proposito si evidenzia che, essendo il prototipo costituito da due tubazioni in parallelo di sezione totale pari a quella del circuito, la velocità interna al TES è circa la metà di quella registrata nel circuito.

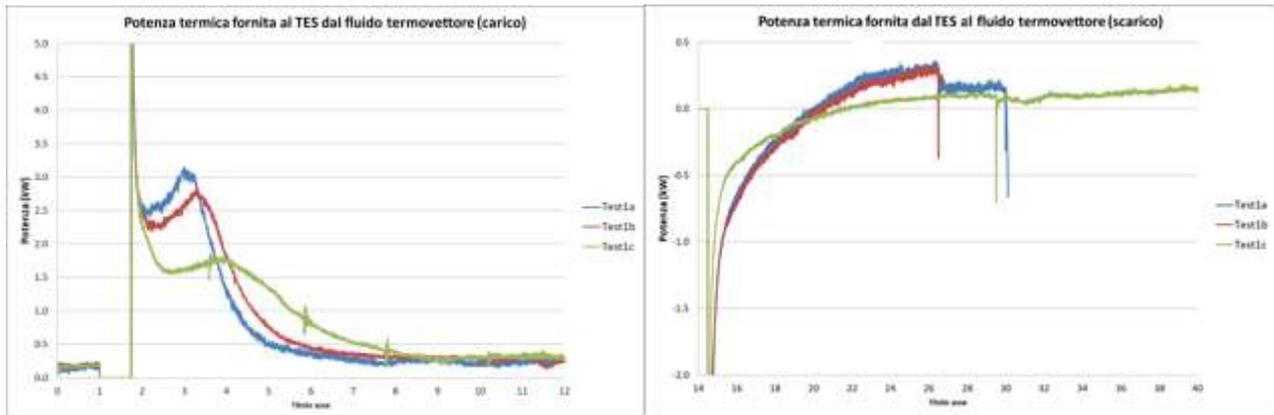
Passando poi a 200 kg/h il rallentamento e la conseguente perdita di prestazioni è ancora più evidente. Probabilmente, la riduzione di velocità del fluido è tale da portare lo scambio termico da un regime turbolento a un regime laminare o transitorio, riducendo in modo marcato il coefficiente di scambio convettivo fluido-parete.

Si può notare che, a velocità minori, l'energia dispersa dal sistema dipende in maniera più marcata dalle perdite verso l'esterno, poiché le perdite sono proporzionali alla durata del transitorio.

A parità di energia estratta dal TES, l'energia ceduta dall'HTF si riduce al diminuire della velocità, sempre a causa dell'aumento del tempo di scarica, proporzionale alle perdite termiche.

In corrispondenza dello stato stazionario, ovviamente, l'energia ceduta dal TES in fase di carica o scarica è quella necessaria a integrare le perdite; perciò la potenza media erogata va a diminuire sempre più, ma la cosa non ha importanza ai fini pratici.

Da ciò ne consegue anche la forte riduzione di prestazione nel Test#1c, in termini di efficienza termica e fattore di utilizzo, rispetto agli altri due casi.



**Figura 23- Evoluzione della potenza fornita al TES (carico) ed estratta dal TES (scarico) per i casi sperimentali con differente portata: Test#1a (800kg/h), Test#1b (400kg/h), Test#1c (200kg/h).**

## 2.5 Risultati del Test#2

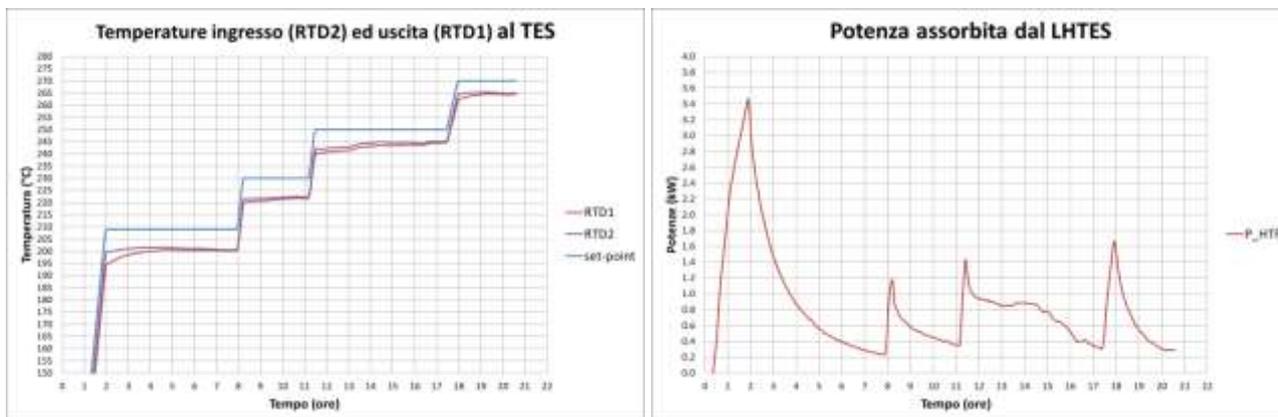
Il Test#2 è finalizzato alla valutazione delle perdite termiche del prototipo LH01 al variare della temperatura (200°C, 220°C, 240°C e 260 °C). In tutti i casi si ipotizza di aver portato il sistema in uno stato quasi stazionario, nel quale la potenza termica fornita è pari alle perdite termiche del sistema. Occorre osservare che due temperature centrali sono molto vicine alla temperatura media di fusione del mezzo di accumulo: questo rende tale valutazione più difficoltosa in quanto la temperatura tende a essere costante a causa del cambio di fase in corso e non per il raggiungimento di uno stazionario termico reale.

Una prima prova è stata condotta realizzando un unico transitorio tra 20 e 260°C nominali, cercando di ottenere per il sistema i quattro stati stazionari ipotizzati. La temperatura di set-point è mostrata in Tabella 5.

**Tabella 5 – Temperatura di set-point per il Test#2**

tempo	h	0	2	8	8.25	11.25	11.50	17.50	18	23
T	°C	20	209	209	230	230	250	250	270	270

La portata del fluido termovettore è stata fissata a 825 kg/h. In Figura 24 è possibile rilevare l’andamento della temperatura di ingresso e di uscita del fluido termovettore, della temperatura di set-point, e della potenza assorbita dal sistema. In Tabella 6 sono invece riportate le perdite termiche calcolate per le quattro temperature selezionate.



**Figura 24- Andamento della temperatura di ingresso ed uscita del fluido termovettore dal LHTES e potenza assorbita dallo stesso con portata di 825 kg/h.**

**Tabella 6 – Valutazione delle perdite per il Test#2**

Perdite termiche calcolate					
T	P <sub>HTF</sub>		DT <sub>est</sub>	P <sub>loss</sub>	h
°C	W	dev st	°C	W	W/(m <sup>2</sup> K)
200	240.17	6.91	6.76	148.31	8.10
220	382.09	26.70	8.60	188.58	10.13
240	353.44	37.95	9.12	199.93	8.84
260	290.79	3.81	10.27	225.35	6.45

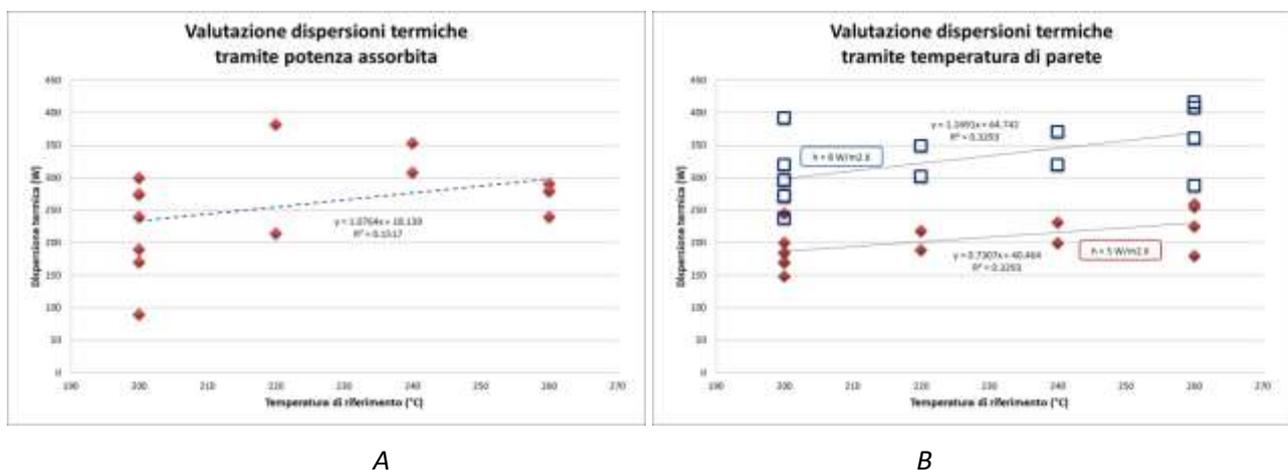
Le perdite medie relative alle temperature di 220 e 240°C risultano essere più elevate rispetto alle altre due e presentano una deviazione standard molto alta. Ciò dipende dal fatto che, come si era ipotizzato, i due stazionari intermedi non sono stati realmente raggiunti a causa del cambiamento di fase, che ha prolungato i tempi per raggiungere lo stato stazionario oltre quelli ipotizzati. Le perdite calcolate tramite le temperature esterne di parete corrispondono grossomodo a quelle valutate tramite la potenza assorbita, anche se generalmente inferiori. Ciò è probabilmente dovuto ad una sottostima del coefficiente di scambio termico, assunto pari a 5 W/(m<sup>2</sup> K), e verosimilmente compreso nell'intervallo tra 8-10 W/(m<sup>2</sup> K).

Al fine di disporre di dati più precisi, il Test#2 è stato parzialmente ripetuto alla temperatura di 220 e 240°C, con una portata di 408 kg/h e con tempi operativi più lunghi a temperatura costante (circa 12 ore). In Tabella 7 sono riportate le nuove valutazioni.

**Tabella 7 – Nuove valutazione delle perdite per il Test#2**

Valutazione perdite					
T	P <sub>HTF</sub>		DT <sub>est</sub>	P <sub>loss</sub>	h
°C	W	dev st	°C	W	W/(m <sup>2</sup> K)
220	214.09	3.24	9.95	218.28	4.90
240	308.18	12.48	10.56	231.69	6.65

Insieme alle stime sopra riportate, si può anche tener conto di quelle derivanti dalle prove effettuate nel Test#1 e riassunte in Tabella 4. L'insieme dei valori delle perdite termiche calcolate sulla base della potenza assorbita dal LHTES è riportato in Figura 25-A. Quelle invece derivanti da una valutazione effettuata sulla base della temperatura esterna del sistema e di un coefficiente di scambio convettivo ipotizzato h, sono riportate in Figura 25-B.



**Figura 25- Perdite termiche al variare della temperatura calcolate sulla base della potenza termica assorbita dal LHTES (A) o della temperatura esterna del sistema (B), con diverse ipotesi sul coefficiente di scambio convettivo parete-aria.**

I dati ottenuti indicano, per il prototipo LH01, perdite termiche che variano linearmente con la temperatura e sono comprese tra 200 e 250 W a 200°C e 250 e 300 W a 260°C.

### 2.6 Risultati del Test#3

Scopo del Test#3 è valutare le perdite di un sistema TES dopo che sia stato caricato al 100% e sia stato lasciato inattivo per un tempo di attesa di  $t$  ore. Successivamente, a partire dallo stato raggiunto (percentuale A del carico massimo), questo sarà scaricato fino a 0%.

La temperatura massima di carico è pari a 260°C mentre il tempo di attesa per questo test è fissato a 3 ore.

Il Test#3 è stato dapprima effettuato scaricando il sistema con una portata di circa 800 kg/h e successivamente ripetuto con una portata inferiore pari a circa 400 kg/h.

In Figura 26 e in Figura 27 sono mostrati gli andamenti temporali della potenza rilasciata e del bilancio energetico del prototipo dopo 3 ore di attesa con portata del HTF di 800 e 400 kg/h rispettivamente.

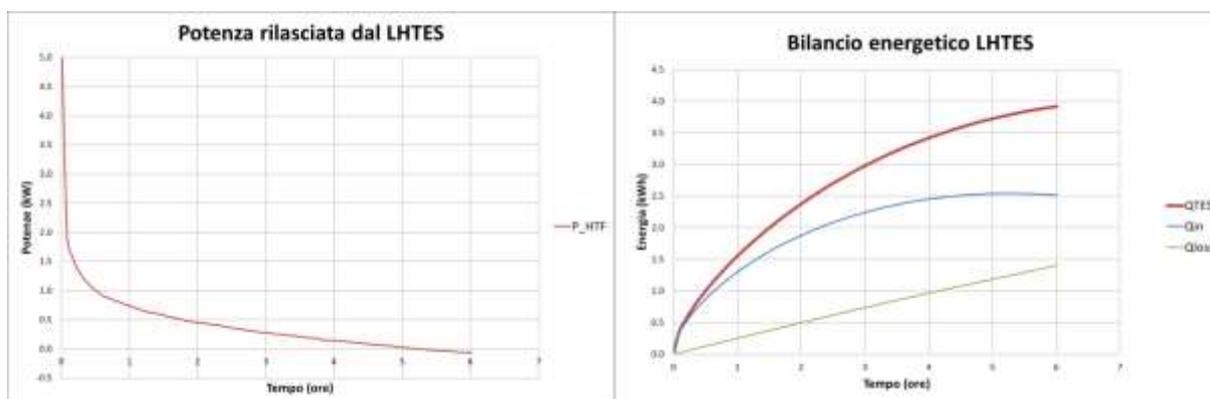


Figura 26- Andamento della potenza rilasciata e del bilancio energetico relative alla fase di scarico del prototipo durante il Test#3 con portata del HTF di 800 kg/h ( $Q_{TES}$ :energia totale ceduta da TES ;  $Q_{in}$ :energia estratta dal HTF;  $Q_{loss}$ :perdite energetiche).

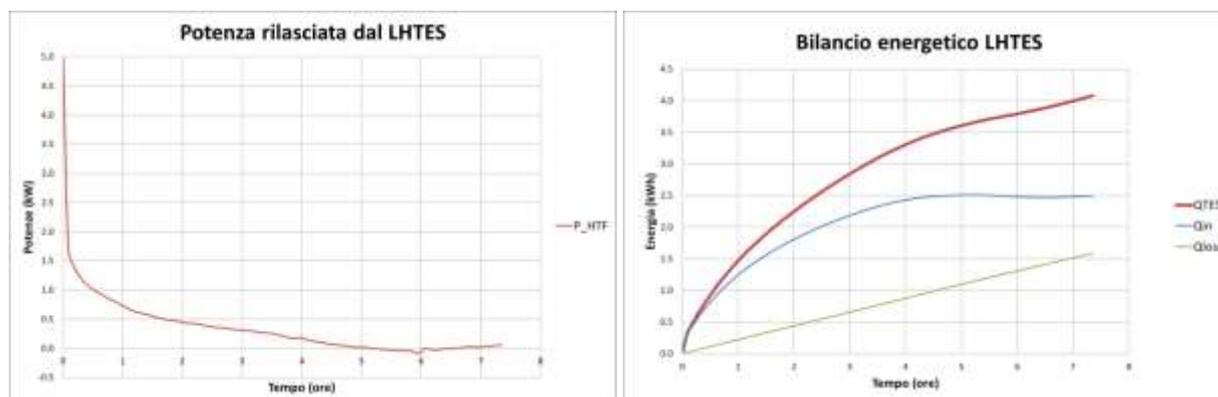


Figura 27- Andamento della potenza rilasciata e del bilancio energetico per la fase di scarico del prototipo durante il Test#3 con portata del HTF di 400 kg/h ( $Q_{TES}$ :energia totale ceduta da TES ;  $Q_{in}$ :energia estratta dal HTF;  $Q_{loss}$ :perdite energetiche).

I risultati ottenuti dal Test#3 sono riassunti in Tabella 8. I dati relativi allo scarico da 100% a 0%, senza tempi di attesa, sono ricavati dai risultati del Test#1.

**Tabella 8 – Risultati del Test#3 con tempo di attesa di 3 ore**

<b>tempo attesa</b>	<b>3</b>		<b>h</b>
<b>Portata HTF</b>	<b>830</b>	<b>414</b>	<b>kg/h</b>
t scarico 100%-0%	6.5	7.5	h
Potenza media 100%-0%	490	450	W
Energia estratta da HTF	2.54	2.51	kWh
t scarico A-0%	5.5	5.2	h
Potenza media A-0%	462.29	482.75	W
Percentuale A	79	74	%
<b>Perdite medie stimate</b>	<b>214</b>	<b>288</b>	<b>W</b>

Dai risultati ottenuti si evince che le perdite del prototipo LH01, rimasto 3 ore ad una temperatura di circa 260°C, sono mediamente stimabili in **250W**, con una leggera dipendenza dal valore della portata del HTF.

Questo dato è in linea con i risultati del Test#2.

### 2.7 Risultati del Test#4

Scopo del Test#4 è condurre una analisi ciclica delle prestazioni del prototipo LH01 simulando ciclaggi termici che abbiano un andamento compatibile con applicazioni reali.

Come evidenziato in Figura 28, si assume la portata del HTF costante durante le fasi di carica e scarica, e pari a quella impostata di circa 400 kg/h. La corrispondente velocità nel circuito è quindi 1 m/s.

Durante gli 8 cicli eseguiti, le temperature si ripetono senza significative variazioni e il comportamento è stabile nel tempo. E' possibile notare una piccola differenza solo per il primo ciclo (assestamento). Le temperature massime (carico) sono prossime a 265°C e quelle minime (scarico) di poco superiori a 205°C.

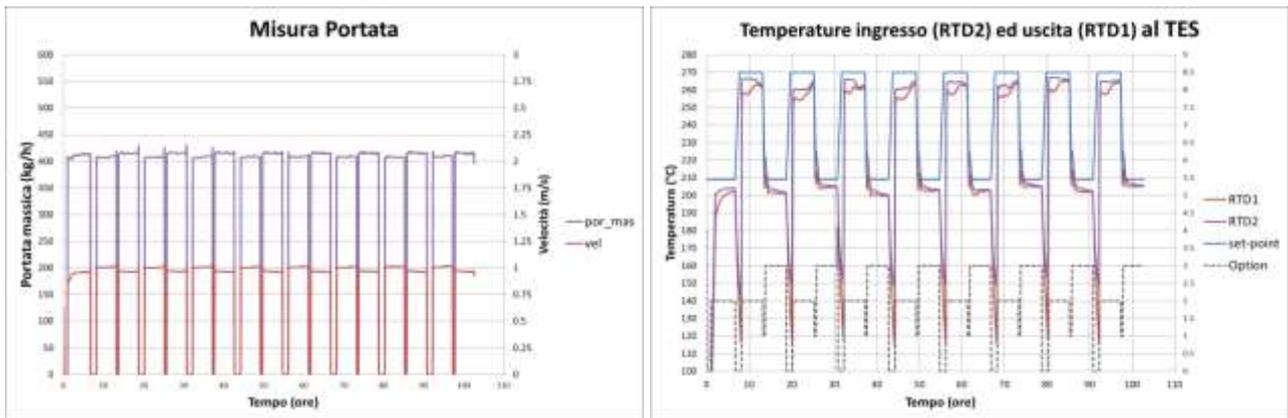


Figura 28- Evoluzione della portata e velocità del HTF e delle temperature di ingresso e uscita nel Test#4

Il salto termico ingresso-uscita nel LHTES e la potenza assorbita da questo (Figura 29) rimangono abbastanza costanti sia in fase di carico che di scarico. La fase di scarico risulta essere più difficoltosa della fase di carico, con salti termici e potenze rilasciate (valori negativi) inferiori.

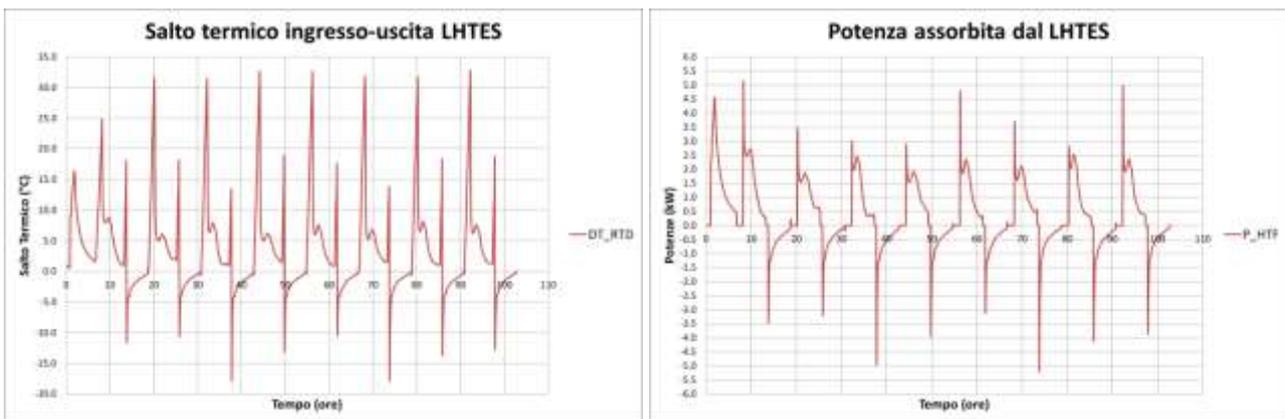


Figura 29- Evoluzione del salto termico ingresso-uscita nel LHTES e della potenza assorbita dal LHTES nel Test#4

Durante l'intera prova sperimentale, la temperatura ambiente varia tra 12 e 20°C mentre quella di parete tra 22 e 30°C. Le perdite valutate sulla base di queste temperature si assestano tra 200 e 250 W, in accordo con le valutazioni dei Test#2 e Test#3 (Figura 30).

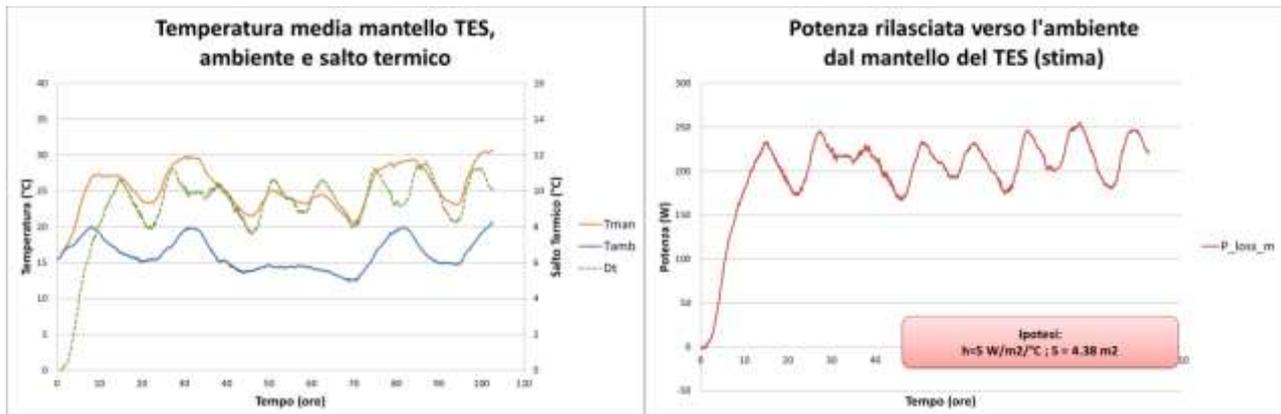


Figura 30- Andamento temperatura ambiente e temperatura parete esterna ed evoluzione della potenza dispersa dal prototipo nel Test#4

Per avere una migliore valutazione del comportamento termico del prototipo sono state effettuate delle valutazioni energetiche sui singoli cicli. In esse occorre tenere presente che: la capacità termica massima del sistema è risultata pari a circa 9.7 kWh (Test#1b), superiore a quanto precedentemente ipotizzato in modo conservativo; le perdite di calore sono state ipotizzate costanti e pari a 250W; la durata della fase di scarico è stata impostata a 5 ore. In **Tabella 9** sono riassunti i risultati di queste valutazioni. In particolare sono riportati per ogni ciclo:

- $Q_{HTF}$ , l'energia fornita dal HTF in fase di carico;
- $Q_{in}$ , l'energia assorbita dal TES in fase di carico;
- $Q_{out}$ , l'energia estratta dal HTF in fase di scarico;
- $Q_{in}-Q_{out}$ , l'energia netta rimasta nel TES nel ciclo corrente;
- TES  $Q_{residuo}$ , l'energia complessiva rimasta nel TES alla fine del ciclo;
- TES  $Q_{max}$ : energia massima accumulata durante il ciclo;
- % Capac.: rapporto percentuale tra energia massima accumulata e quella nominale;
- La potenza media fornita;
- Il fattore di utilizzo;
- L'efficienza termica.

**Tabella 9 – Valutazioni energetiche per i vari cicli del Test#4 ( $Q_{in}$ : energia assorbita dal TES in fase di carica ;  $Q_{out}$ : energia estratta dal HTF in fase di scarica,  $Q_{HTF}$ : energia fornita da HTF)**

Ciclo #	$Q_{HTF}$	$Q_{in}$	$Q_{out}$	$Q_{in}-Q_{out}$	TES $Q_{residuo}$	TES $Q_{max}$	% Capac.	Potenza media	Fatt. utilizzo	Effic. termica
	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	-	W		
1	8.22	6.60	4.45	2.15	2.15	6.60	68.0%	889.33	45.8%	67.4%
2	6.50	4.88	4.06	0.82	2.97	7.03	72.5%	811.68	41.8%	83.2%
3	6.15	4.53	4.82	-0.29	2.68	7.50	77.4%	963.93	49.7%	106.4%
4	6.48	4.86	4.47	0.39	3.07	7.55	77.8%	894.93	46.1%	92.0%
5	6.68	5.05	4.28	0.77	3.85	8.13	83.8%	856.05	44.1%	84.7%
6	6.60	4.97	4.46	0.51	4.36	8.82	90.9%	891.93	46.0%	89.7%
7	6.25	4.64	4.67	-0.03	4.33	9.00	92.8%	933.86	48.1%	100.7%
8	6.81	5.19	4.27	0.92	5.25	9.52	98.1%	854.38	44.0%	82.3%
	<i>Valori medi</i>								45.7%	91.3%

Il fluido termovettore fornisce al TES in fase di carico circa 4.5-5 kWh di calore, ad eccezione del primo ciclo dove, trovando un sistema più freddo, ne fornisce circa 6.6 kWh. Ciò si può vedere chiaramente in *Figura 31* dove, peraltro, si nota come parte dell'energia caricata non sia poi recuperata e quindi rimanga all'interno del TES. Infatti, questa energia non recuperata aumenta con il numero dei cicli (*Figura 32*), arrivando

all'ultimo ciclo a circa 5 kWh. Con i cicli, ovviamente, aumenta anche il valore massimo dell'energia accumulata nel TES (fine carico) che arriva a circa 9.5 kWh. Tale valore rappresenta il 98% dell'energia massima accumulabile dal prototipo (Figura 33). Come conseguenza, risulta che, durante la fase di scarico del prototipo, venga ceduta in modo quasi costante una energia di circa 4.5 kWh (Figura 34) per ogni ciclo, a cui quindi si associa una potenza media di 850 W (Figura 35). In Figura 36 sono riportati il fattore di utilizzo del sistema e la sua efficienza termica nei vari cicli. E' evidente che l'energia scaricata, rispetto alla capacità termica massima del sistema (fattore di utilizzo) sia abbastanza contenuta, con un valore medio inferiore al 50%. Ciò è sicuramente indice di uno sfruttamento non ottimale del sistema che, pur caricandosi lentamente a valori prossimi al massimo, non riesce poi a sfruttare l'energia accumulata. Invece, in termini di efficienza termica (rapporto tra energia fornita ed energia estratta dal HTF) il sistema presenta buone prestazioni, riuscendo ad avere valori medi di efficienza superiori al 90%. In sintesi, il sistema ha una buona efficienza ma solo perché nel TES c'è molto calore caricato ma non sfruttato (basso fattore di utilizzo).

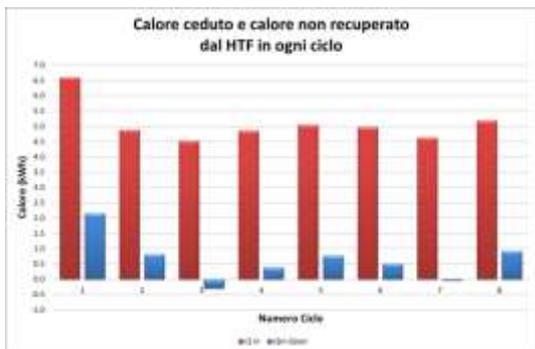


Figura 31- Calore ceduto e calore non recuperato dal HTF in ogni ciclo

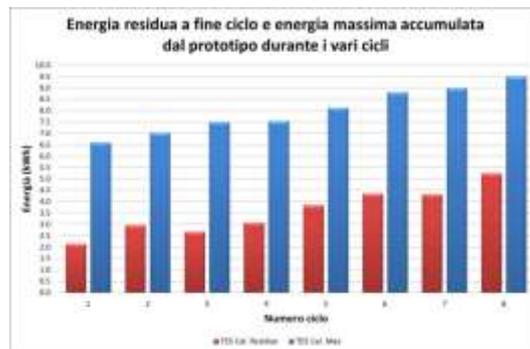


Figura 32- Energia residua a fine ciclo e energia massima accumulata dal prototipo durante i vari cicli

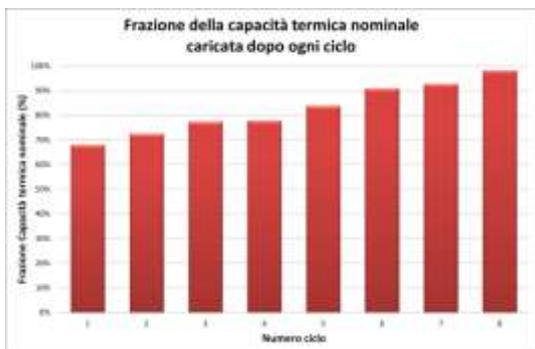


Figura 33- Frazione della capacità termica nominale caricata dopo ogni ciclo

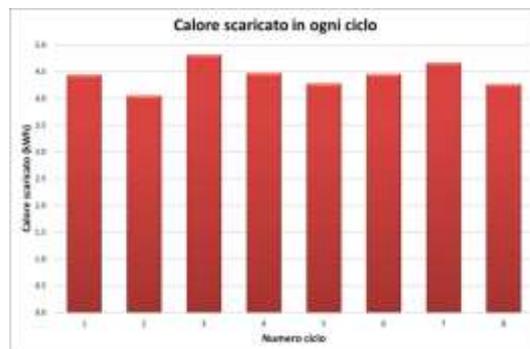


Figura 34- Calore scaricato in ogni ciclo

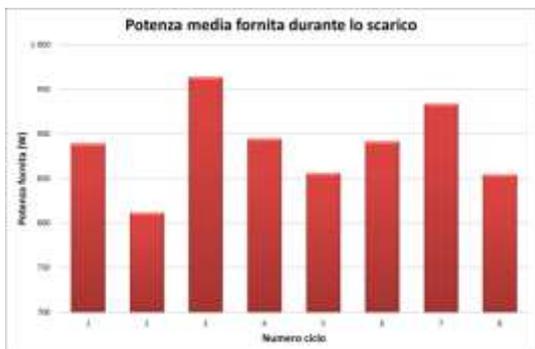


Figura 35- Potenza media fornita durante lo scarico in ogni ciclo

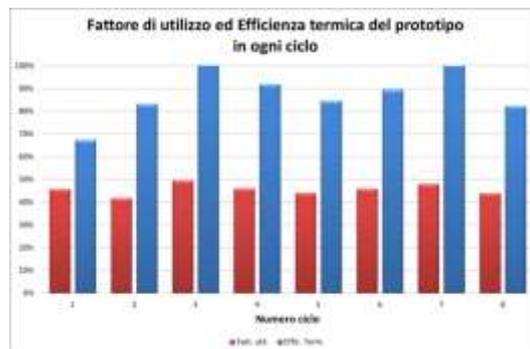


Figura 36- Fattore di utilizzo ed Efficienza termica del prototipo in ogni ciclo

### 3 Conclusioni

Lo scopo del presente lavoro è la caratterizzazione termica del prototipo ENEA-TES-LH01, il quale sfrutta principalmente il calore latente dei sali solari per accumulare energia termica. Il prototipo in esame è stato progettato per una capacità termica di circa 8.5 kWh, utilizzando circa 100 kg di una miscela di  $\text{NaNO}_3$  e  $\text{KNO}_3$  (60-40 wt %).

Dai test condotti, si osserva che il sistema raggiunge lo stato stazionario caricandosi termicamente in quantità inversamente proporzionale alla portata del fluido termovettore; il livello di caricamento termico varia da 6.29 a 6.93 kWh, a fronte però di un cospicuo incremento del tempo di carica, che va da 5 a 13.5 h. La potenza media di carico cresce all'aumentare della portata di HTF: 1.8 kW a circa 800 kg/h contro 1.29 kW a 400 kg/h e 0.8 kW a 200 kg/h. La potenza di carico ha una fase iniziale crescente per poi diminuire bruscamente, con tempi decisamente più brevi a portate più elevate: portate elevate producono potenza massima di carico alta e tempi di raggiungimento del picco bassi.

In fase di scarica, invece, l'energia rilasciata dal PCM è sostanzialmente identica (4.98 kWh) per portate di olio che garantiscano il regime turbolento all'interno dei tubi dello scambiatore (circa 800 e 400 kg/h), mentre è inferiore (3.96 kWh) in corrispondenza di una portata pari a circa 200 kg/h, a cui è associabile un regime laminare. Come nel caso del carico, i tempi vanno dilatandosi con la riduzione della portata del HTF, passando da 6.5 a 8 h, e conseguentemente la potenza di scarico diminuisce da 0.49 a 0.27 kW.

L'efficienza termica, intesa come rapporto tra l'energia rilasciata dal sistema e quella caricata, è direttamente proporzionale alla portata del HTF, passando dal 20.2%, al 34.6%, al 36% al crescere della portata.

Per quanto riguarda le perdite termiche, a parità di portata, esse variano linearmente con la temperatura e sono comprese tra 200 e 250 W in corrispondenza di 200°C, e tra 250 e 300 W in corrisponde di 260°C.

La prova ciclica, infine, ha portato a un accumulo di 4.5-5 kWh in 5h per ciascun ciclo, ad eccezione del primo ciclo dove, partendo da un sistema più freddo, si immagazzinano circa 6.6 kWh. Peraltro, si nota come, con cicli della durata scelta, parte dell'energia caricata non sia poi recuperata e quindi rimanga all'interno del TES.

Questa energia non recuperata cresce con il numero dei cicli, arrivando a circa 5 kWh in corrispondenza dell'ultimo ciclo. Con il numero di cicli, ovviamente, cresce anche il valore massimo dell'energia accumulata nel TES (fine carico) che arriva a circa 9.5 kWh. Tale valore rappresenta il 98% dell'energia massima accumulabile dal prototipo LH01. Durante la fase di scarico, il prototipo cede, in modo quasi costante, un'energia di circa 4.5 kWh per ogni ciclo, fornendo quindi una potenza media di 850 W.

Infine, l'energia scaricata, rispetto alla capacità termica massima del sistema (fattore di utilizzo) presenta valori medi inferiori al 50%. Ciò è sicuramente indice di uno sfruttamento non ottimale del sistema che, pur caricandosi lentamente a valori prossimi al massimo, non riesce poi a cedere l'energia accumulata. Invece, in termini di efficienza termica, cioè il rapporto tra energia fornita ed energia estratta dal HTF, il sistema presenta buone prestazioni, riuscendo ad ottenere valori medi di efficienza superiori al 90%, proprio in ragione della grande quantità di calore caricato/disponibile ma non sfruttato (basso fattore di utilizzo).

Dai risultati ottenuti è evidente che si rendano necessari interventi di revisione progettuale del prototipo al fine di incrementare le prestazioni del sistema e di ridurre i costi. In particolare, occorrerà ottimizzare le dimensioni del prototipo al fine di ridurre le perdite termiche (minimizzare rapporto superficie/volume) e, contemporaneamente, aumentare la capacità di scambio termico tra HTF e PCM per incrementare il fattore di utilizzo di quest'ultimo, attualmente troppo bassa.

## 4 Riferimenti bibliografici

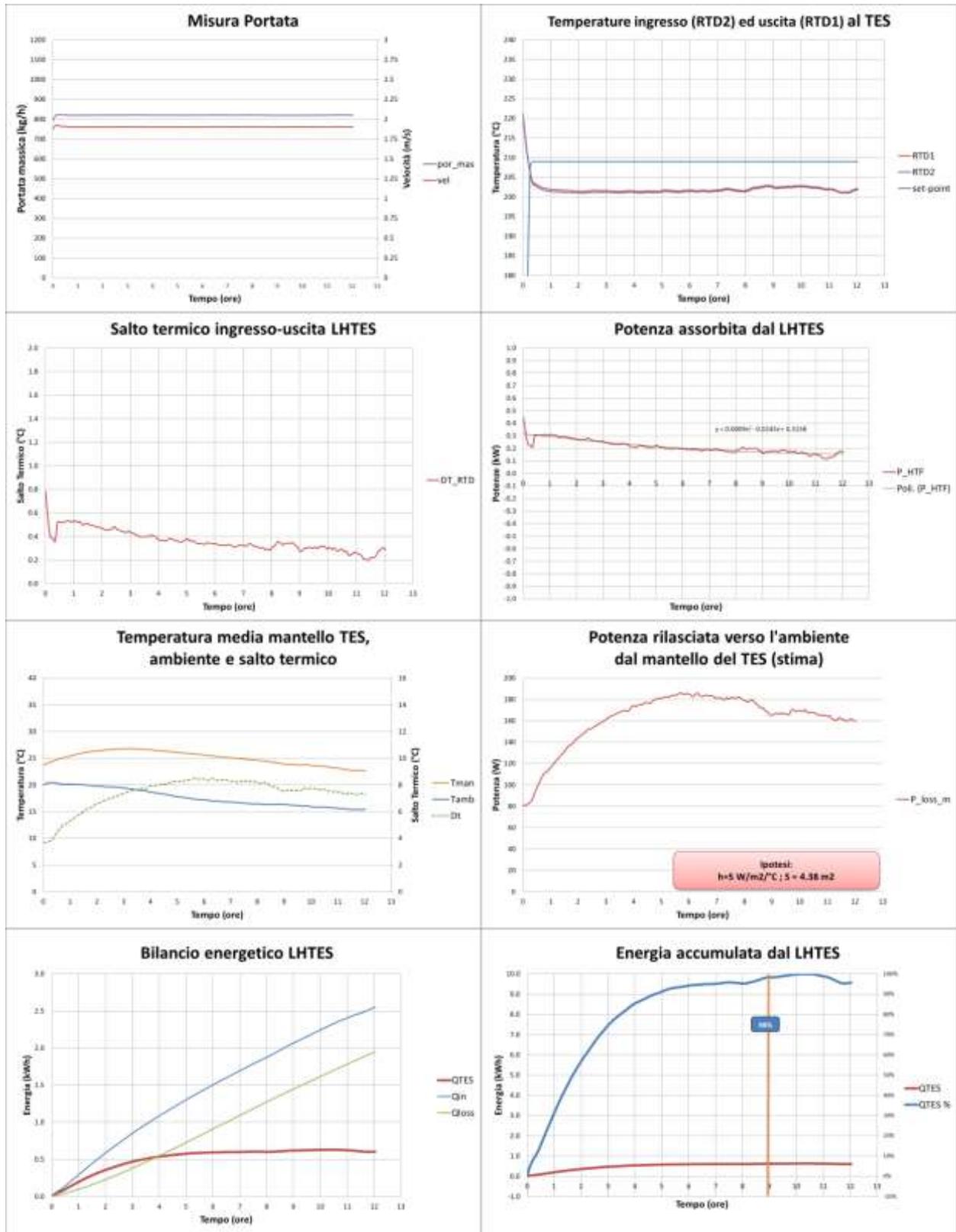
1. A. Miliozzi, R. Liberatore, D. Nicolini, D. Mele, G. Napoli, G. Giorgi, Realizzazione di un circuito sperimentale ATES per l'analisi di un sistema di accumulo termico a cambiamento di fase a sali fusi per media temperatura, DTE/STT/2017/29
2. A. Miliozzi, R. Liberatore, G.M. Giannuzzi, D. Mele, G. Napoli, E. Giovannini, Analisi sperimentale e numerica del comportamento termodinamico di sistemi elementari di accumulo termico a calore latente, Report RdS/PAR2014/116
3. A. Miliozzi, R. Liberatore, D. Nicolini, M. Dotti, E. Giovannini, G. Giorgi, D. Mele, G. Napoli, Studio, progettazione, realizzazione e caratterizzazione sperimentale di un prototipo di LHTES a fascio tubiero. Valutazione di layout alternativi, DTE/STT/2017/11
4. A. Miliozzi, Prototipo LHTES: analisi della prova preliminare condotta il 24 settembre 2016, DTE/STT/2017/22
5. A. Miliozzi, R. Liberatore, D. Nicolini, D. Mele, G. Napoli, G. Giorgi, Caratterizzazione termica del prototipo di accumulo termico a calore latente a media temperatura ENEA-TES/LH/01 realizzato da ENEA, DTE/STT/2018/16Miliozzi
6. E. Rojas. R. Bayón, R. Adinberg, L. Valenzuela, D. Laing, X. Py, T. Bauer, F. Fabrizi, Definition of standardized procedures for testing thermal storage prototypes for concentrating solar thermal plants, D15.2, SFERA Project, Dec 2011
7. A. Miliozzi, Sistemi di Accumulo Termico: indici chiave di prestazione (KPI) e metodi per valutare le prestazioni ed i costi DTE/STT/2017/07
8. G.M. Giannuzzi, G. Giorgi, D. Mele, D. Mazzei, Modifiche all'impianto SOLTECA 3. Prove sperimentali su un modulo di accumulo termico in materiale cementizio, DTE-STT/2017/32
9. Sito PARATHERM:
10. T. Bauer, N. Breidenbach, N. Pflieger, D. Laing, M. Eck - Overview of molten salt storage systems and material development for solar thermal power plants - Paper presented at the World Renewable Energy Forum, WREF 2012, Including World Renewable Energy Congress XII and Colorado Renewable Energy Society (CRES) Annual Conference (2012), 2 837-844
11. M. Chieruzzi, G.F. Cerritelli, A. Miliozzi, J. M. Kenny. Effect of nanoparticles on heat capacity of nanofluids based on molten salts as PCM for thermal energy storage. Nanoscale Research Letters 2013, 8:448
12. A.B. Zavoico Solar Power Tower Design Basic Design. Sandia National Laboratories 2001.
13. A. Miliozzi, Analisi dell'incertezza di una misura. Applicazione all'impianto ATES, DTE/STT/2017/09

## 5 Abbreviazioni ed acronimi

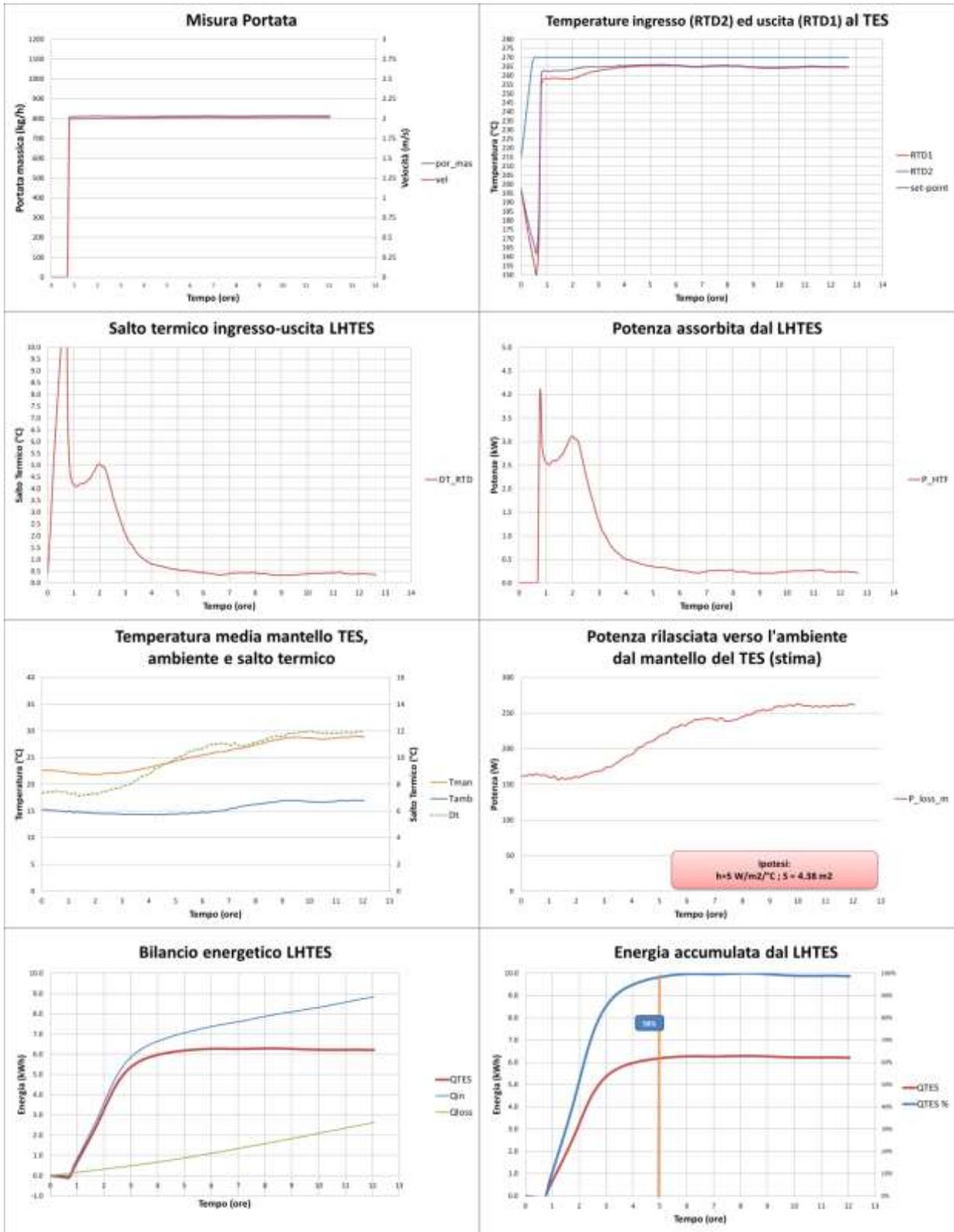
CFD	Computational Fluid Mechanics
HTF	Heat Transfer Fluid
LHTES	Latent Heat Thermal Energy Storage
PAR	Piano Annuale di Ricerca
PCM	Phase Change Material
Re	Numero di Reynolds.

# Appendice - Test#1a

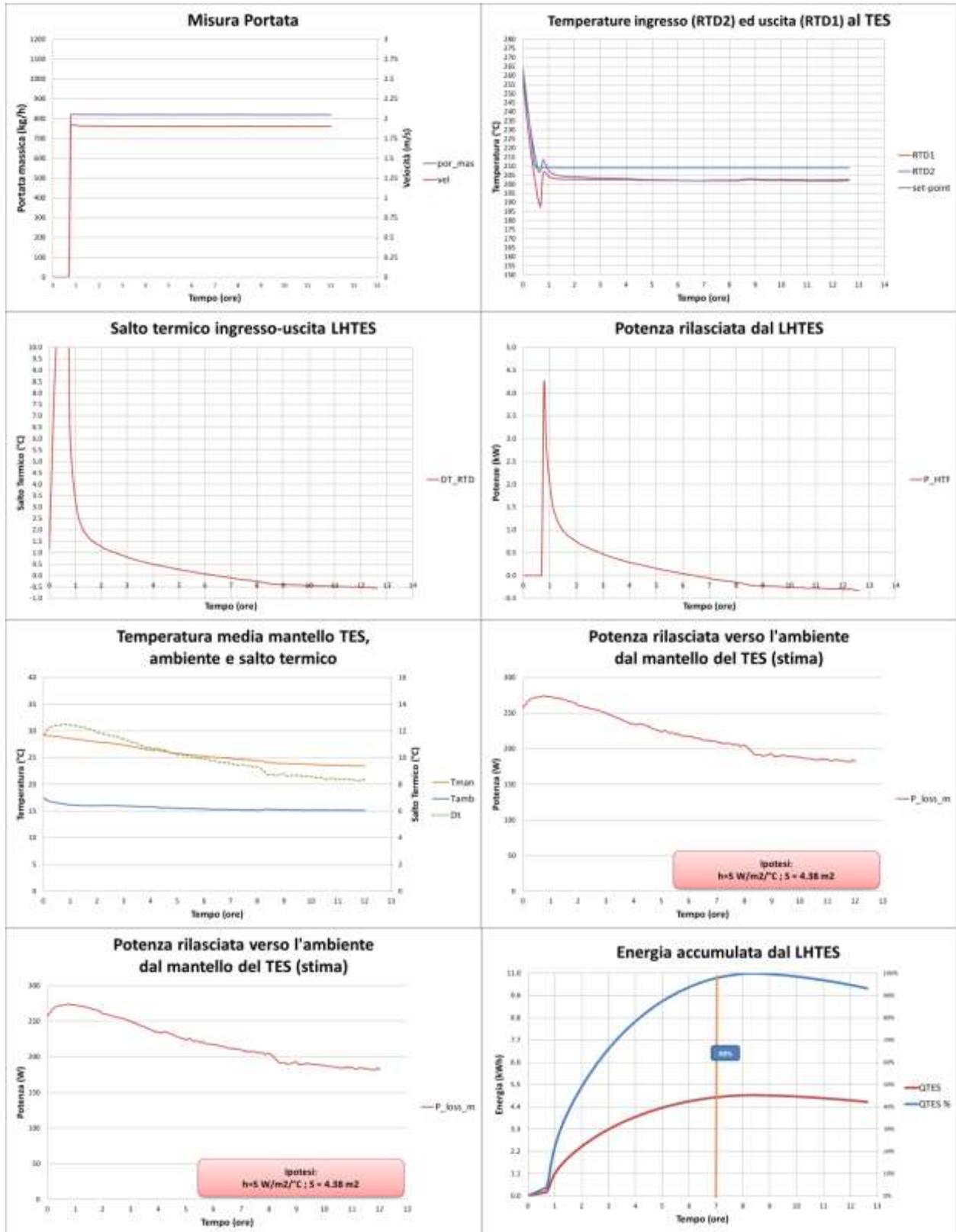
## Fase di Riscaldamento



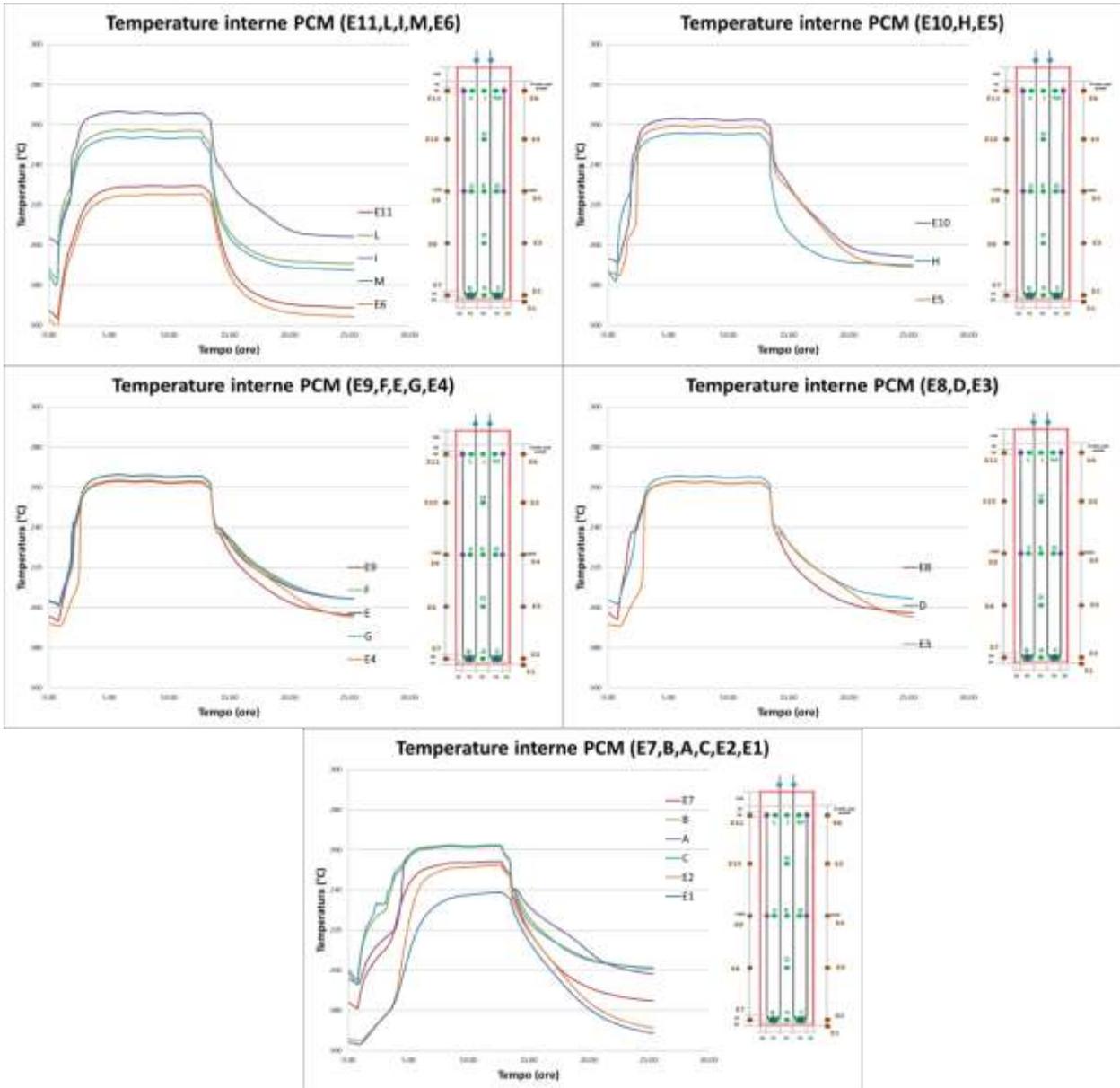
Fase di Carico



### Fase di Scarico

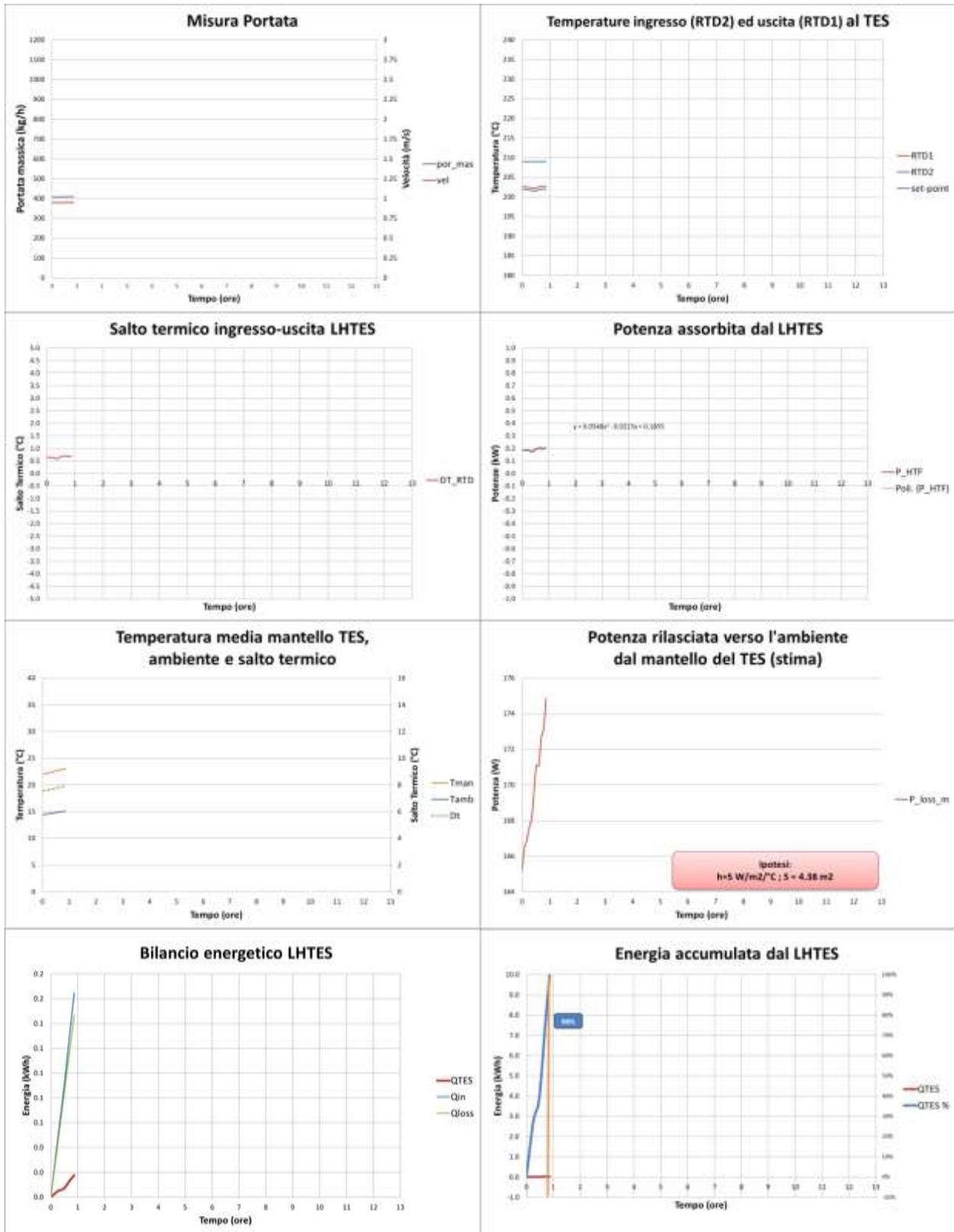


Analisi del campo termico nel PCM

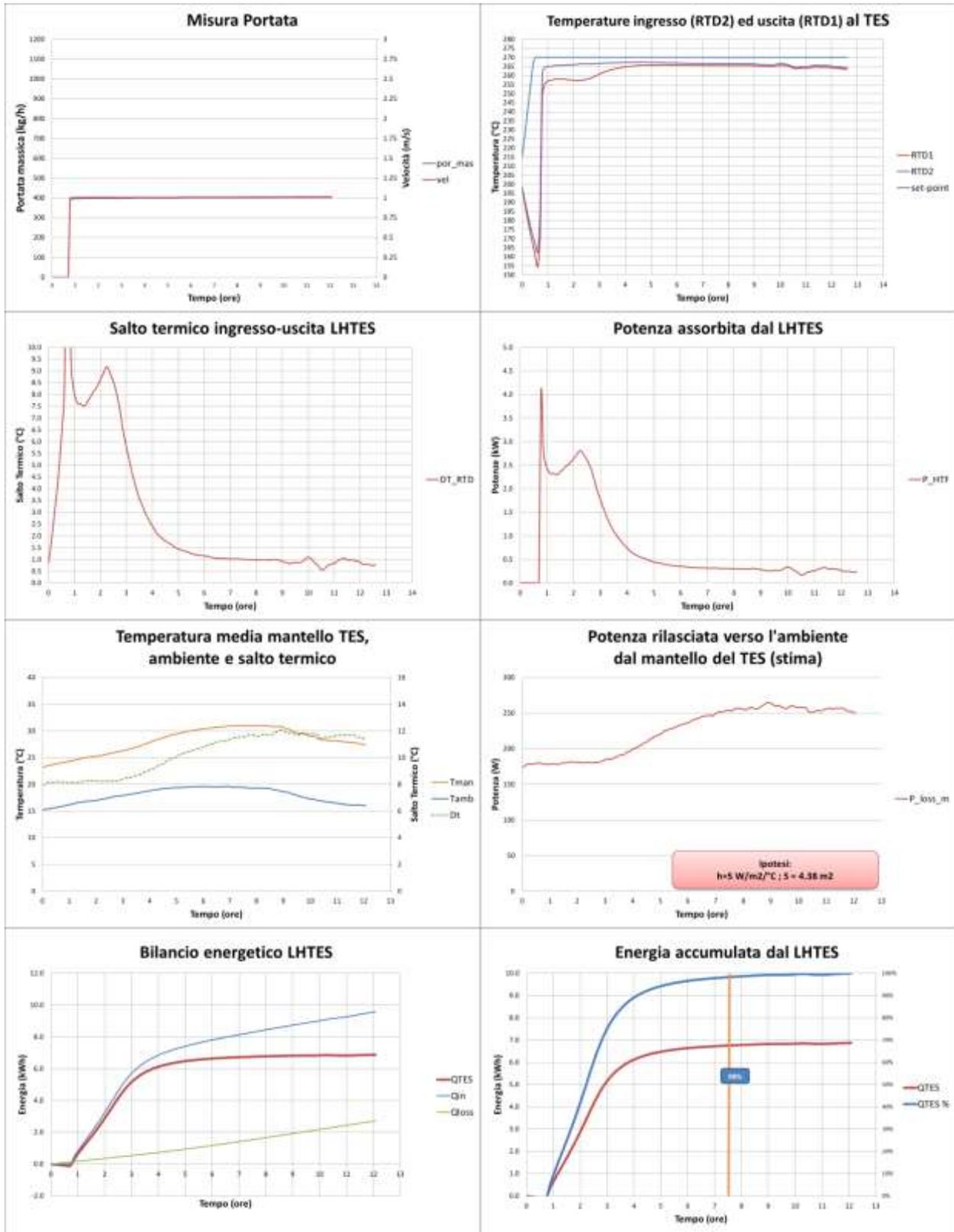


# Appendice - Test#1b

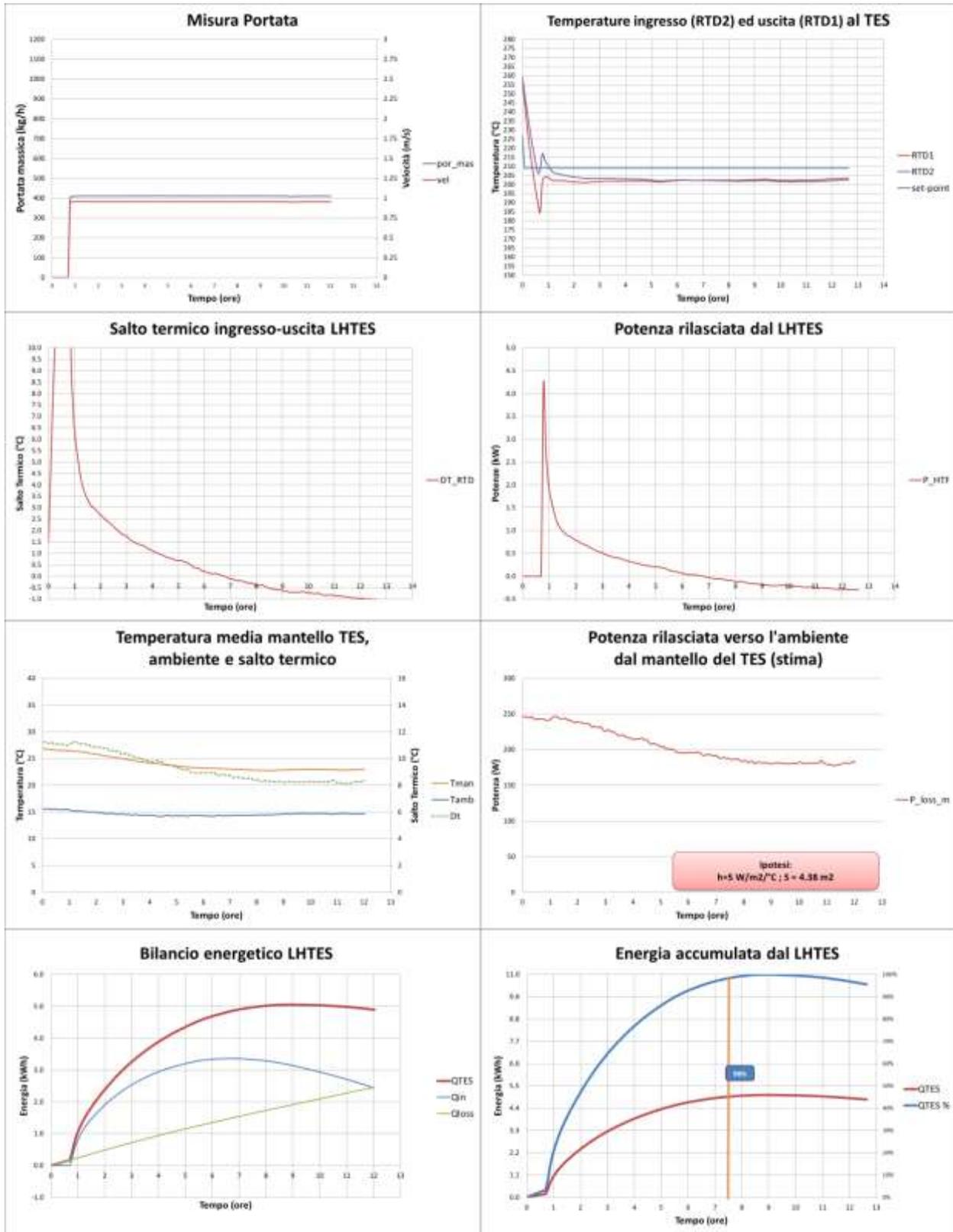
## Fase di Riscaldamento



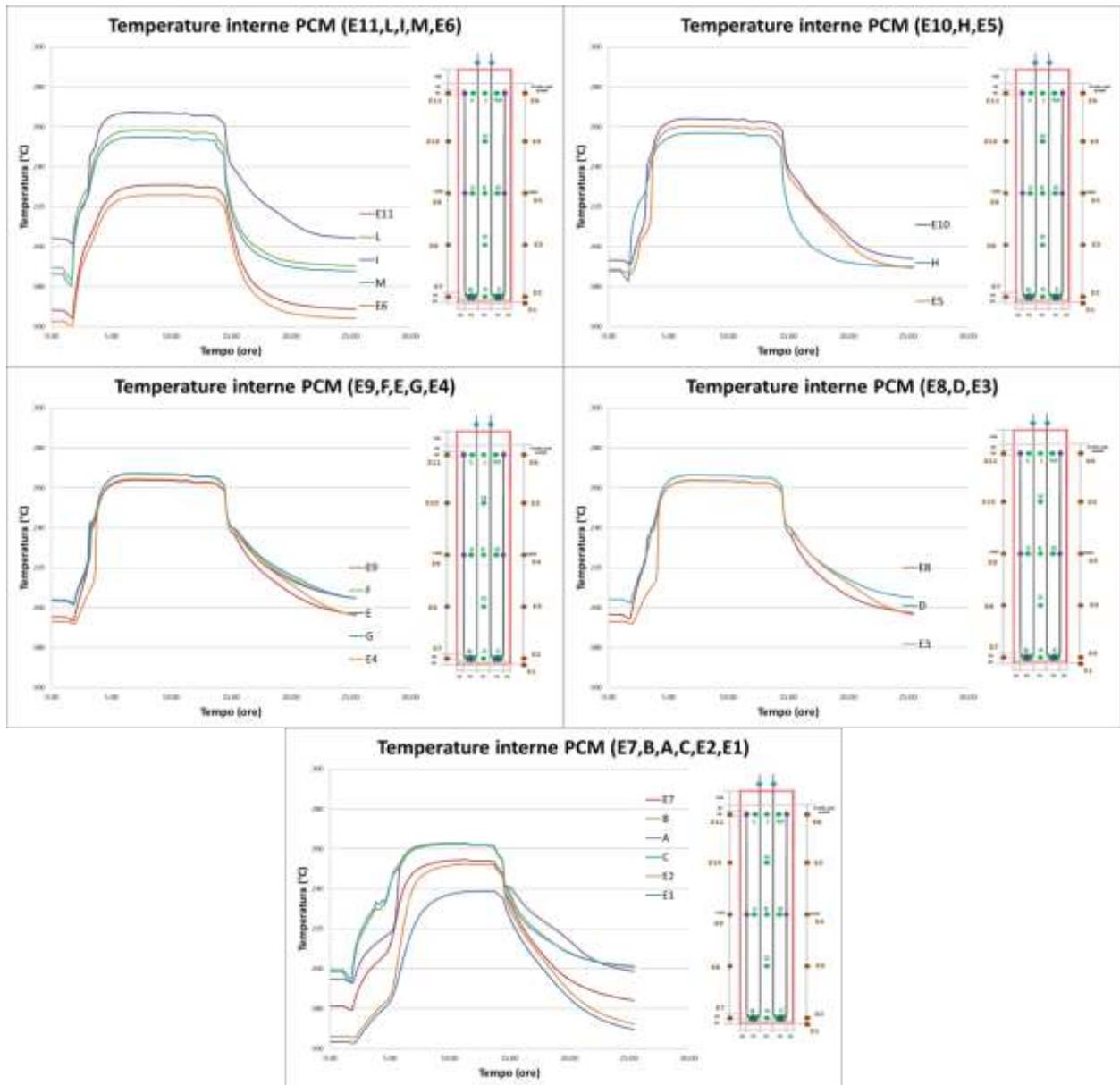
Fase di Carico



## Fase di Scarico



Analisi del campo termico nel PCM

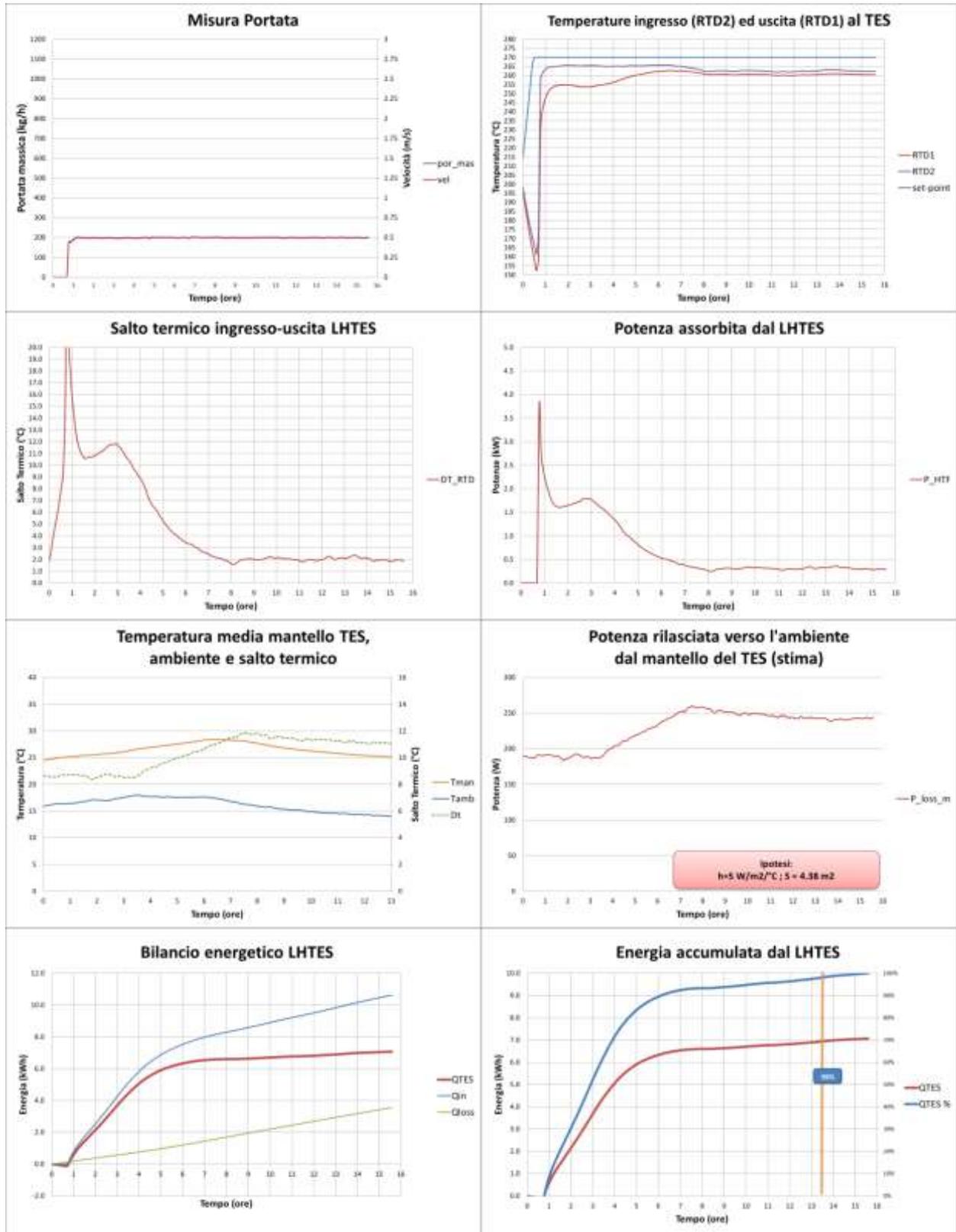


# Appendice - Test#1c

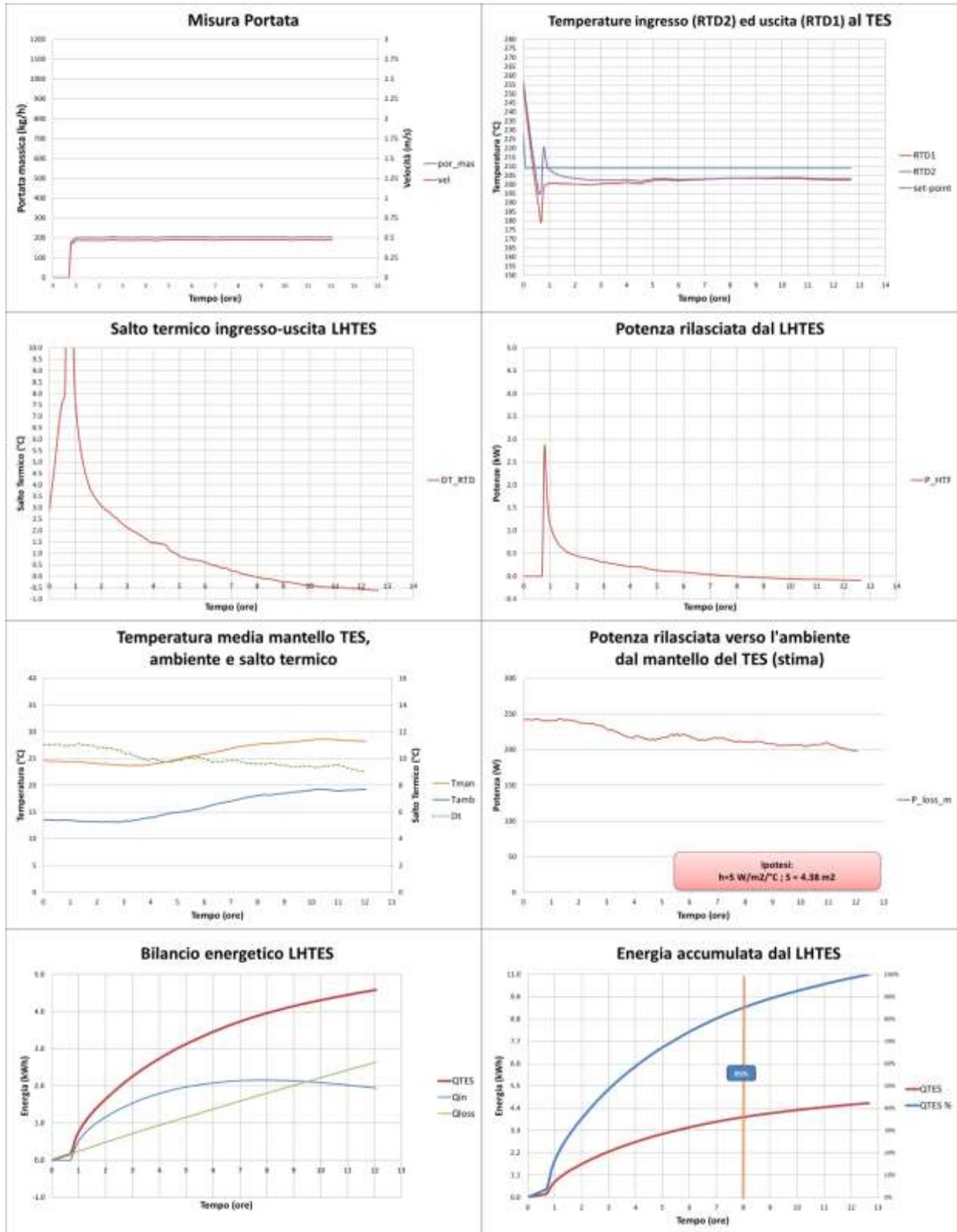
## Fase di Riscaldamento



Fase di Carico



## Fase di Scarico



Analisi del campo termico nel PCM

