

ColdPeak - Sistema prototipale di accumulo frigorifero con materiale a cambiamento di fase

ColdPeak – PCM based cold storage prototype system

DE FALCO MARCELLO^{1,4} – DOSE GIACOMO² – MANNO MICHELE³ – ZACCAGNINI ALESSANDRO^{2,3}

¹ *Upgrading Services S.p.A. – Bari*

² *Labor S.r.l. – Roma*

³ *Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università di Roma "Tor Vergata" – Roma*

⁴ *Facoltà di Ingegneria, Università Campus Bio-Medico di Roma – Roma*

RIASSUNTO

Viene presentata una soluzione innovativa (brevettata) per stoccare energia frigorifera in forma di calore latente di solidificazione di materiali a cambio di fase (PCM). Un innovativo sistema di scambio termico implementato nell'unità di stoccaggio permette di migliorare la dinamica di accumulo e rilascio di energia, garantendo il raggiungimento di elevati valori di potenza specifica sia nella fase di carica che in scarica. Grazie a questa soluzione il dimensionamento in potenza del sistema di accumulo è sostanzialmente indipendente da quello in energia (legato alla quantità di PCM stoccata).

A dimostrazione delle potenzialità della tecnologia, è stato sviluppato e testato un prototipo da 5 kWh di energia frigorifera e 5 kW di potenza media, che viene qui presentato unitamente ad alcuni risultati sperimentali.

Il sistema prototipale di stoccaggio frigorifero è adatto ad applicazioni residenziali (temperature in/out tipiche per il circuito primario pari a 7-12 °C) in quanto il freddo viene stoccato a 5,5 °C. Modificando il tipo di PCM utilizzato è però possibile lavorare in altri range di temperatura realizzando anche accumuli caldi.

SUMMARY

An innovative (patented) solution to store cold energy by means of the solidification latent heat of PCMs is presented. An innovative heat exchanger system implemented in the storage unit allows the increase of energy charge/release dynamics and, therefore, leads to high specific power both in charge and release phases. Thanks to this solution, in the design of the storage system, the power can be considered substantially unconnected to the energy (which is related to the amount of PCM stored)

The 5 kWh (and 5 kW of mean power) prototype developed and tested is illustrated, together with some experimental results, demonstrating the technology application potentialities.

The cold storage prototype system is suitable for residential application (typical in/out primary circuit temperature = 7-12°C) since it stores cold energy at 5.5°C; nevertheless, modifying the PCM adopted, it is possible to vary the temperature working range (e.g. also hot storage systems can be implemented).

Parole chiave: accumuli termici, efficienza energetica, tecnologie avanzate

Key words: thermal storage, energy efficiency, advanced technologies

1. INTRODUZIONE

Le tecnologie di stoccaggio energetico sono da tempo oggetto di grande interesse da parte della comunità scientifica in quanto rappresentano una delle possibili vie da percorrere per il raggiungimento dei sempre più elevati livelli di efficienza richiesti ai moderni sistemi energetici nonché per massimizzare lo sfruttamento delle fonti rinnovabili non programmabili. Lo stoccaggio permette infatti di limitare alcune inefficienze connesse alla necessità di produrre energia elettrica, termica e frigorifera, al momento in cui ne è richiesto il consumo anziché quando più energeticamente e/o economicamente conveniente.

A causa dell'incremento della diffusione dei sistemi di condizionamento dell'aria in edifici residenziali e negli uffici, la curva di carico giornaliera dei consumi elettrici nazionali mostra elevati e crescenti picchi durante i mesi estivi, al punto che da diversi anni si è registrato lo spostamento del massimo picco dei consumi su base annua dalla stagione invernale a quella estiva.

Per limitare l'entità dei picchi estivi e ridurre il consumo di elettricità è possibile sviluppare sistemi di condizionamento dotati di uno stoccaggio frigorifero che li renda capaci di produrre e immagazzinare nelle ore notturne (ore vuote) parte dell'energia frigorifera richiesta nelle ore più calde (ore piene). Tale approccio al problema permette di ottenere, oltre all'appiattimento della curva dei consumi a beneficio del sistema nazionale di distribuzione elettrica, anche la riduzione della potenza nominale richiesta per il chiller e un miglioramento dell'efficienza di conversione dell'energia elettrica in energia frigorifera, cioè un incremento del COP medio di impianto, che si traduce in una riduzione dei consumi di energia elettrica con benefici non solo economici per il gestore dell'impianto ma anche energetici ed ambientali per il sistema nazionale.

Infatti la disponibilità di un sistema di stoccaggio permette di ottimizzare la gestione economica ed energetica della macchina frigorifera, che non deve più seguire istantaneamente le richieste dell'utenza, sfruttando le condizioni più favorevoli di produzione dell'energia frigorifera offerte sia dalle basse temperature esterne delle ore notturne (alle quali possono essere associati anche minori costi dell'energia elettrica) sia dalla possibilità di far funzionare la macchina a regime mediamente costante e in condizioni prossime al massimo rendimento. Globalmente tutti questi benefici portano a riduzioni dei consu-

mi elettrici che variano sensibilmente con gli scenari applicativi e che in alcuni casi possono arrivare a superare il 20% (Guizzi e Manno, 2010).

Nell'ambito degli accumuli termici esistenti quelli basati sui materiali a cambio di fase, meglio noti come PCM (Phase Change Materials), risultano essere particolarmente interessanti (Mehling e Cabeza, 2008; Regin et al., 2008, Zalba et al., 2003; Castell et al., 2011). Nel caso delle applicazioni frigorifere questi materiali immagazzinano energia sotto forma di calore latente di solidificazione durante la carica e la rilasciano nel passaggio opposto, da solido a liquido, durante la scarica. La densità energetica riferita al solo PCM è molto elevata (nel range dei 35-60 kWh/m³)¹ e durante il passaggio di fase la temperatura del materiale si mantiene circa costante, pertanto i sistemi di accumulo che integrano al loro interno PCM risultano fortemente concorrenziali rispetto ai sistemi più tradizionali basati sul solo calore sensibile.

La principale criticità applicativa nell'impiego di tali materiali risiede nella individuazione di tecnologie che siano efficaci sia nel contenimento del PCM sia nel processo di trasferimento del calore dal fluido termovettore al PCM stesso. Le due soluzioni proposte, attualmente in commercio, in grado di garantire elevate superfici di scambio termico sono il macroincapsulamento e il microincapsulamento, quest'ultimo impiegato anche nella realizzazione di miscele a cambiamento di fase (Phase Change Slurry, PCS). In tali sistemi la potenza di scambio termico è strettamente dipendente dalla superficie totale di scambio e quindi, fissate la geometrie, dalla quantità di PCM costituente il sistema.

Nel presente lavoro viene descritta una soluzione tecnologica innovativa, denominata ColdPeak (brevetto De Falco e Zaccagnini, 2014), che consente di massimizzare il trasferimento di energia frigorifera tra il PCM e il fluido refrigerante sia durante la fase di immagazzinamento che durante la fase di rilascio di energia, garantendo densità energetiche complessive di stoccaggio estremamente elevate. Grazie a questa soluzione, il dimensionamento in potenza del sistema di accumulo è sostanzialmente indipendente da quello in energia che resta chiaramente legato alla quantità di PCM stoccata. Vengono inoltre illustrate le caratteristiche del primo prototipo realizzato (5 kWh di energia frigorifera e 5 kW di potenza media in carica e scarica) e presentati alcuni risultati sperimentali.

2. DESCRIZIONE DEL PROTOTIPO

2.1. Principio di funzionamento

L'unità di stoccaggio termico presentata in questo lavoro (brevetto De Falco e Zaccagnini, 2014) è costituita da un serbatoio cilindrico coibentato (v. Figura 1) che contiene una miscela eterogenea di acqua distillata e PCM nella quale è immerso uno scambiatore di calore a serpentina coassiale attraverso cui avvengono gli scambi energetici tra il sistema di accumulo e il circuito primario dell'impianto di condizionamento.

Globalmente lo scambio termico si compone di due contributi: il primo e più importante utilizza l'acqua della miscela eterogenea come mezzo intermedio di scambio tra

¹ Valori di riferimento calcolati sulla base dei dati di calore latente di solidificazione e densità della fase liquida forniti nelle opere citate.

il circuito primario e il PCM, mentre il secondo è dovuto allo scambio diretto tra il fluido del primario che percorre il canale esterno dello scambiatore coassiale e il PCM nel quale lo stesso scambiatore è immerso.

Il principio di funzionamento del primo contributo di scambio termico, sia nella fase di carica che in quella di scarica, è basato sulla naturale separazione tra le due sostanze liquide costituenti la miscela, che devono quindi essere immiscibili e di diversa densità. Nel caso specifico del prototipo realizzato il PCM ha una densità inferiore a quella dell'acqua tanto nella fase liquida (760 kg/m^3) che in quella solida (880 kg/m^3) e pertanto in ogni condizione di funzionamento galleggia su questa. Tale separazione fa sì che nel circuito secondario circoli solo l'acqua costituente la miscela eterogenea. L'acqua viene infatti aspirata dal fondo del serbatoio mediante l'apposita pompa di circolazione e inviata al canale interno della serpentina coassiale nella quale scambia calore in controcorrente con il fluido proveniente dal circuito primario. All'uscita dalla serpentina l'acqua del secondario viene inviata ad un condotto di distribuzione a pioggia posizionato nella parte più alta del serbatoio e quindi, attraversando in caduta il battente di PCM, scambia calore con questo realizzando un contatto diretto acqua-PCM a bassissima resistenza termica.

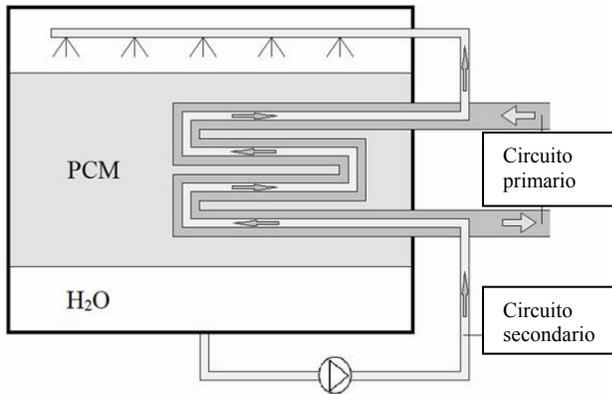


Figura 1 – Layout dell'unità di stoccaggio integrata con scambiatore termico.

Durante la fase di carica, quando la temperatura dell'acqua del circuito secondario in uscita dallo scambiatore diviene inferiore a quella di solidificazione del PCM questo comincia a solidificare a causa del contatto con l'acqua in caduta. Il progredire del cambiamento di fase non inibisce lo scambio termico del sistema in quanto l'acqua (se ben distribuita all'interno del serbatoio) mantiene sempre il contatto diretto con il PCM liquido non ancora solidificato. Ugualmente lo scambio termico all'interno della serpentina coassiale tra il fluido del primario e del secondario (che rimangono sempre in fase liquida) non risulta limitato dalla formazione del PCM solido.

Viceversa, con riferimento al secondo contributo di scambio termico, la solidificazione del PCM in prossimità della serpentina, che inizia non appena il fluido del primario scende sotto la temperatura di solidificazione del PCM, quindi con un certo anticipo rispetto alla solidificazione causata dall'acqua del secondario, risulta sempre più inibita

con l'avanzamento del processo a causa dell'effetto isolante prodotto sulla parete esterna della serpentina dallo strato di PCM già solidificato. Tale fenomeno di rallentamento dello scambio termico con il procedere della solidificazione è generalmente presente in tutti i sistemi che prevedono una superficie di separazione tra PCM e fluido termovettore. Normalmente si cerca di ovviare a tale inconveniente incrementando le superfici di scambio (macroincapsulamenti e microincapsulamenti) a scapito dell'incremento degli ingombri del sistema di stoccaggio.

La soluzione qui presentata risulta invece estremamente compatta e permette di migliorare, rispetto ai sistemi oggi adottati, la dinamica di accumulo e rilascio di energia frigorifera garantendo, come dimostrato sperimentalmente, una rapida solidificazione di tutto il PCM contenuto nel serbatoio e quindi il raggiungimento di elevati valori di densità di energia stoccata e di potenza specifica, sia nella fase di carica che in scarica.

Inoltre è evidente che il dimensionamento del sistema in potenza richiede di dimensionare lo scambiatore coassiale, le pompe di circolazione del primario e del secondario e il sistema di distribuzione dell'acqua, e pertanto risulta entro certi limiti svincolato da quello in energia, che è invece direttamente legato alla sola quantità di PCM contenuta nel serbatoio.

2.2. Prototipo sistema accumulo

Applicando il principio di funzionamento sopra esposto è stato progettato e realizzato un prototipo di stoccaggio frigorifero adatto ad applicazioni residenziali (temperature in/out tipiche per il circuito primario pari a 7-12 °C), che adotta come PCM un materiale organico con temperatura di fusione/solidificazione prossima a 5,5°C e calore latente di circa 220 kJ/kg. In Tabella I vengono riportati tutti i dati caratteristici del sistema di stoccaggio prototipale realizzato. Il contenuto di PCM nominale è di 90 litri (68,4 kg) a cui vanno aggiunti 50 litri di acqua, per uno stoccaggio energetico complessivo di 4,93 kWh, di cui 4,18 kWh in forma di calore latente e 0,75 kWh di calore sensibile calcolato nel range di temperatura 4-12 °C.

Tabella I – Caratteristiche geometriche del sistema di stoccaggio.

Caratteristica	Valore	
Diametro esterno serbatoio cilindrico	660 mm	
Diametro interno serbatoio cilindrico	600 mm	
Altezza serbatoio cilindrico	600 mm	
Volume utile complessivo serbatoio	0,14 m ³	
Scambiatore coassiale:	n° 2 serpentine in parallelo	
diametro esterno tubo esterno	22 mm	
diametro esterno tubo interno	14 mm	
spessore tubi	1 mm	
diametro spira	378 mm	
passo della spira	26 mm	
lunghezza singola serpentina	6200 mm	

2.3. Apparato sperimentale

Per il testing del serbatoio di stoccaggio è stato realizzato un apparato sperimentale in grado di simulare un impianto idronico residenziale semplificato della potenza frigorifera fornita all'utenza di circa 5 kW. Il sistema è quindi costituito da tre unità: un gruppo frigorifero, un fan coil e il sistema di stoccaggio stesso.

Come rappresentato schematicamente in Figura 2, la soluzione circuitale adottata prevede due circolatori (uno per il primario e uno per il secondario) e 3 valvole a 3 vie (V1, V2 e V3) che garantiscono che il sistema di stoccaggio sia in parallelo all'utenza in fase di carica e in parallelo al chiller in fase di scarica. Inoltre la disposizione delle valvole e del circolatore del primario garantiscono che lo scambio tra l'acqua (glicolata) del primario e l'acqua del secondario nello scambiatore coassiale sia sempre in controcorrente.

Nello specifico la valvola V1, gestita in modalità on/off permette di passare dalla configurazione della fase di carica a quella di scarica collegando la mandata del circuito primario rispettivamente con l'ingresso o con l'uscita del canale esterno dello scambiatore coassiale.

Durante la carica la valvola V2 (miscelatrice) permette di modulare la distribuzione dell'acqua del primario (in uscita dal chiller) tra lo stoccaggio e l'utenza, mentre la valvola V3 chiude completamente il ramo dello stoccaggio e lascia passare solo l'acqua destinata al chiller.

Viceversa durante la scarica la valvola V3 (deviatrice) modula la distribuzione dell'acqua del primario (in uscita dall'utenza) tra lo stoccaggio e il chiller, mentre la valvola V2 chiude completamente il ramo dello stoccaggio e lascia passare solo l'acqua proveniente dall'utenza.

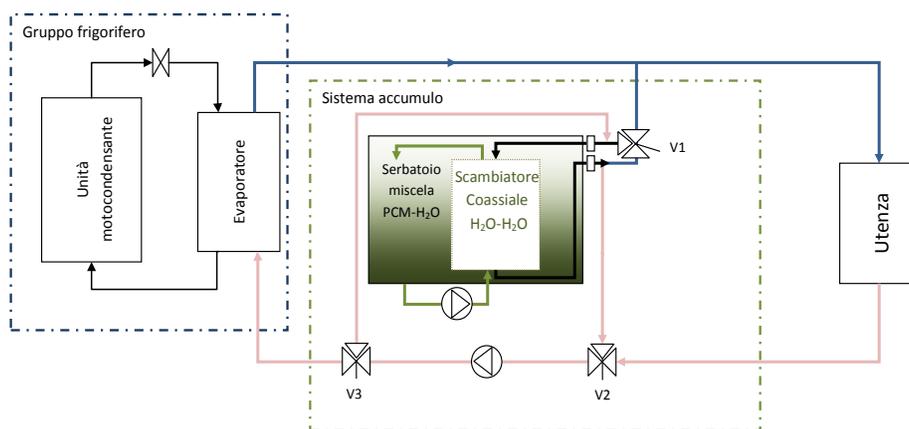


Figura 2 – Schema di integrazione "in parallelo" del sistema di accumulo nell'apparato sperimentale.

L'apparato sperimentale è completato da un sistema di monitoraggio e controllo sviluppato in ambiente LabVIEW.

I punti di misura corrispondono ai due ingressi e alle due uscite dello scambiatore coassiale nei quali sono installati quattro sensori di temperatura (PT100) e due flussimetri (SMC PF3W740). Un terzo flussimetro dello stesso tipo misura la portata elaborata dalla pompa di circolazione del circuito primario. Sono inoltre disponibili le misure di temperature (fornite della macchina frigorifera stessa) di ingresso e uscita dell'acqua glicolata dall'evaporatore.

3. RISULTATI PROVE SPERIMENTALI

Il sistema prototipale nella prima versione adottava pompe di circolazione che permettevano, in entrambi i circuiti, di ottenere una portata massima di acqua prossima a $0,9 \text{ m}^3/\text{h}$ (inferiore a quelle di progetto) e montava nel sistema di distribuzione a pioggia dell'acqua all'interno del serbatoio 4 ugelli del tipo a lamina. I risultati sperimentali ottenuti in detta configurazione (presentati in De Falco et al., 2015) hanno permesso di validare la potenzialità della tecnologia, sebbene le potenze misurate siano risultate inferiori alle attese.

Si è pertanto proceduto con la sostituzione delle due pompe di circolazione con modelli più potenti e la sostituzione dei 4 ugelli a lamina con 60 ugelli a cono (v. Figura 3) migliorando sensibilmente lo scambio termico tra acqua e PCM.

Di seguito vengono presentati i risultati ottenuti con prove di carica pura (utenza esclusa) e scarica pura (chiller spento) condotte mantenendo costantemente una portata di acqua di $1,0 \text{ m}^3/\text{h}$ nel circuito primario e di $1,3 \text{ m}^3/\text{h}$ nel circuito secondario. Il serbatoio, non completamente pieno durante le prove, conteneva 78 litri di PCM e 48 litri di acqua, per cui l'energia stoccabile massima risultava pari a 3,62 kWh in forma di calore latente e 0,71 kWh in forma di calore sensibile (riferimento 4-12 °C).



Figura 3 – Vista dall'alto del serbatoio aperto nella configurazione originaria con ugelli a lamina (a sinistra) e in quella modificata con ugelli a cono (a destra).

3.1. Carica

La carica è stata condotta con una temperatura ambiente di 26 °C (inizio prova) e una temperatura iniziale del sistema prossima a 23 °C.

Nella seguente Figura 4 vengono riportati gli andamenti delle temperature dei fluidi in ingresso/uscita dai tubi della serpentina coassiale (S1 primario, S2 secondario) mentre nella Figura 5 vengono riportati gli andamenti delle potenze e delle rispettive energie scambiate dal fluido primario e dal secondario.

Per il calcolo approssimativo dell'energia utile stoccata non si è considerato il periodo iniziale di pre-raffreddamento dell'intero sistema, stimato pari ai primi 1120 secondi (v. segmento verticale nelle Figure 4 e 5). Si è infatti assunto come riferimento per l'inizio carica l'istante in cui la temperatura T_{S1_in} dell'acqua glicolata del primario in ingresso allo scambiatore è risultata inferiore a $5,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, avendo contemporaneamente potuto verificare visivamente la formazione del primo strato di PCM solido sulle pareti della serpentina. In quell'istante al primario risultavano scambiati $1,75\text{ kWh}$ di calore sensibile.

La prova è stata interrotta quando la potenza scambiata dal fluido primario è risultata inferiore a $4,3\text{ kW}$. In quell'istante la temperatura media all'interno del serbatoio era prossima a 4°C e da un calcolo approssimato sulle energie scambiate risulterebbe uno stoccaggio netto di $4,06\text{ kWh}$ composto da $0,71\text{ kWh}$ di calore sensibile e $3,35\text{ kWh}$ di calore latente a cui corrisponde una solidificazione del PCM vicina al 92%.

Durante l'intervallo temporale di effettiva carica, come sopra definita, la temperatura media di mandata del chiller è stata pari a $-0,83\text{ }^{\circ}\text{C}$ e la potenza media scambiata al primario è risulta pari a $5,06\text{ kW}$, mentre quella al secondario pari a $2,95\text{ kW}$. Nell'istante finale la potenza era $4,29\text{ kW}$ al primario e $2,51\text{ kW}$ al secondario. Va precisato che si è verificato sperimentalmente che la presenza del flusso di acqua all'interno del serbatoio ha, come prevedibile, un effetto benefico anche sullo scambio termico tra serpentina e PCM.

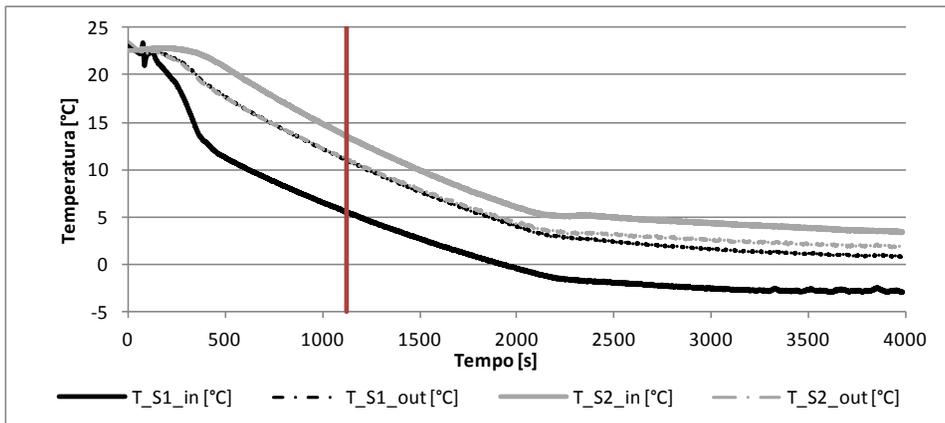


Figura 4 – Andamento delle temperature dei fluidi primario e secondario in/out dallo scambiatore coassiale (carica).

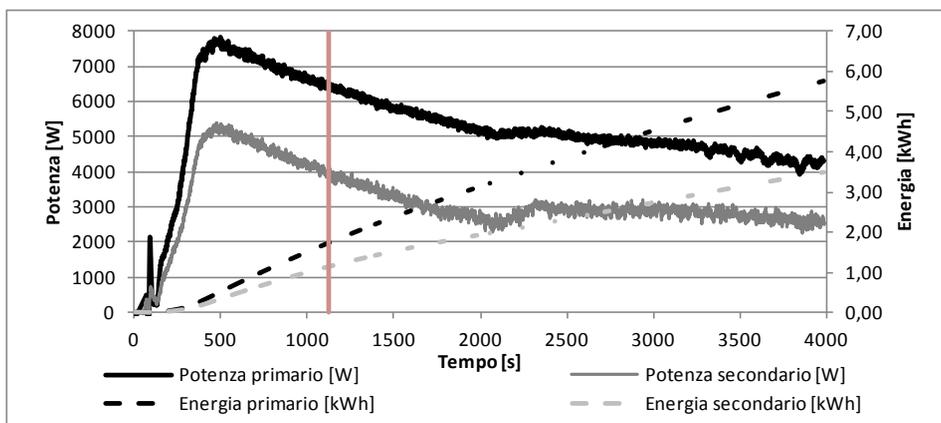


Figura 5 – Andamento delle potenze e delle energie scambiate dai fluidi primario e secondario nello scambiatore coassiale(carica).

3.2. Scarica

La carica è stata condotta immediatamente a valle della carica, la temperatura ambiente ad inizio prova era salita a 28 °C. Nella seguente Figura 6 vengono riportati gli andamenti delle temperature dei fluidi in ingresso/uscita dai tubi della serpentina coassiale mentre nella Figura 7 vengono riportati gli andamenti delle potenze e delle rispettive energie scambiate dal fluido primario (corrispondente a quella inviata all’utenza) e dal secondario.

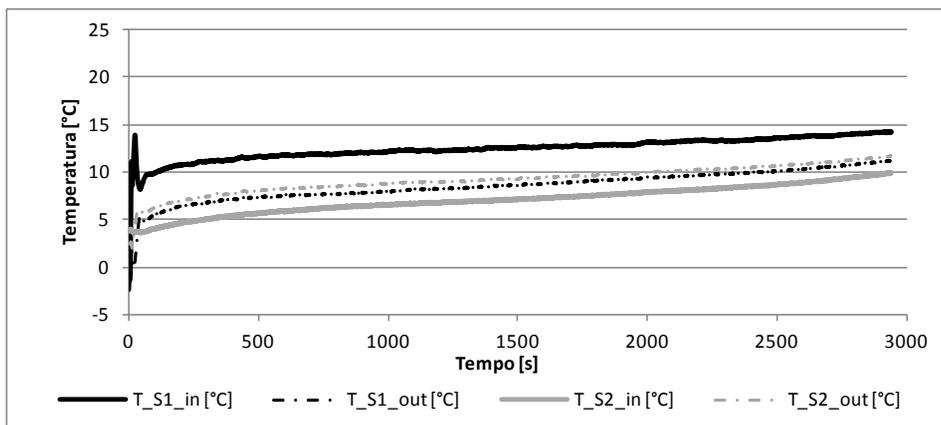


Figura 6 – Andamento delle temperature dei fluidi primario e secondario in/out dallo scambiatore coassiale (scarica).

La prova è stata interrotta quando la potenza scambiata dal fluido primario è risultata inferiore a 3,5 kW. In quell'istante la temperatura media all'interno del serbatoio era di poco inferiore a 10°C. L'energia totale trasferita all'utenza è risultata essere pari a 3,78 kWh di cui 0,53 kWh riconducibili a calore sensibile e 3,25 kWh a calore latente, a cui corrisponde una fusione di PCM prossima al 90% del totale. Durante la prova la temperatura media dell'acqua inviata all'utenza è stata di 8,5°C (minimo 5,0°C, massimo 11,2°C) e la potenza media scambiata al primario è risulta di 4,59 kW, mentre quella scambiata al secondario di 3,40 kW.

Nell'istante finale la potenza era 3,49 kW al primario e 2,82 kW al secondario.

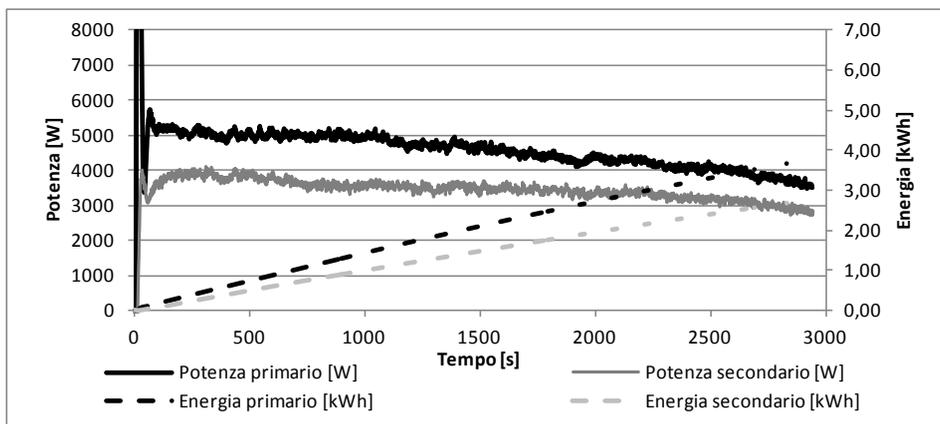


Figura 7 – Andamento delle potenze e delle energie scambiate dai fluidi primario e secondario nello scambiatore coassiale (scarica).

3.3. Analisi dei risultati

I risultati ottenuti in termini di energia frigorifera stoccata si possono considerare soddisfacenti considerando che le prove sono state condotte con un quantitativo di PCM leggermente inferiore a quello nominale (- 13%). In termini di potenza, durante la carica si è potuto verificare il valore medio nominale, registrando una potenza istantanea ancora superiore a 4 kW a fine prova, quando oltre il 90 % del PCM risultava già solidificato. Diversamente durante la scarica la potenza nominale è stata mantenuta solo per circa metà della prova per poi diminuire progressivamente. È però facile osservare che la scarica, oltre ad operare con differenze più contenute di temperatura (tra i due fluidi in ingresso allo scambiatore coassiale), è risultata penalizzata anche dalla non completa solidificazione del PCM riscontrata nella precedente fase di carica.

CONCLUSIONI

Il sistema di stoccaggio frigorifero brevettato ColdPeak, qui presentato, utilizza un PCM con temperatura di fusione prossima a 5,5 °C ed è stato pensato primariamente per affrontare le problematiche del picco di consumo in applicazioni di climatizzazione residenziali con temperature in/out tipiche per il circuito primario pari a 7-12°.

Le evidenze sperimentali ad oggi ottenute hanno permesso di dimostrare il corretto funzionamento del sistema, confermando sostanzialmente le prestazioni energetiche attese (5 kWh di energia frigorifera e 5 kW di potenza media). E' allo studio lo sviluppo di un prototipo da 30 kWh di energia frigorifera stoccata e 30 kW di potenza per applicazioni nel terziario.

Lavorando nello stesso range di temperatura un'applicazione frigorifera alternativa potrebbe essere quella in impianti di solar cooling, per incrementare il coefficiente di sfruttamento della energia solare. Infine adottando la stessa tecnologia ma modificando il tipo di PCM utilizzato è possibile lavorare in altri range di temperatura realizzando accumuli caldi. Si ritiene pertanto che tale tecnologia possa aumentare in maniera significativa le potenzialità applicative dei sistemi di accumulo termico.

SIMBOLOGIA

T_{S1_in}	Temperatura dell'acqua glicolata (circuito primario) in ingresso al tubo esterno dello scambiatore coassiale, °C.
T_{S1_out}	Temperatura dell'acqua glicolata (circuito primario) in uscita dal tubo esterno dello scambiatore coassiale, °C.
T_{S2_in}	Temperatura dell'acqua (circuito secondario) in ingresso al tubo interno dello scambiatore coassiale, °C.
T_{S2_out}	Temperatura dell'acqua (circuito secondario) in uscita dal tubo interno dello scambiatore coassiale, °C.

BIBLIOGRAFIA

- Castell A., Belusko M., Bruno F., Cabeza L.F. 2011. Maximisation of heat transfer in a coil in tank PCM cold storage system. *Applied Energy*, 88, 4120-4127
- De Falco M., Zaccagnini A. 2014. Sistema di stoccaggio di energia frigorifera o termica mediante materiali a cambio di fase (PCM). Italian patent n. RM2014 A000500
- De Falco M., Dose G., Zaccagnini A. 2015. PCM-Cold storage system: an innovative technology for air conditioning energy saving. *Chemical Engineering Transactions*, 43, 1981-1986 DOI: 10.3303/CET1543331
- Guizzi G.L., Manno M. 2010. Analysis of thermal storage in air conditioning systems to reduce summer peak power consumption. *Atti del IV Congresso Nazionale AIGE*, Roma, 26-27 Maggio 2010
- Mehling H, Cabeza L.F. 2008. Heat and Cold Storage with PCM – An up to date introduction into basics and applications. New York: Springer
- Regin A.F., Solanki S.C., Saini J.S. 2008. Heat transfer characteristics of thermal energy storage system using PCM capsules: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12, 2438–2458
- Zalba B., Marin J. M., Cabeza L.F., Mehling H. 2003. Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications. *Applied Thermal Engineering*, 23, 251–283