



Ricerca di Sistema elettrico

Realizzazione di un impianto indoor per l'analisi sperimentale di sistemi di accumulo del freddo basati sull'impiego di materiale a cambiamento di fase (PCM)

Luigi Mongibello, Martina Caliano, Marialaura Di Somma, Giorgio Graditi

REALIZZAZIONE DI UN IMPIANTO INDOOR PER L'ANALISI SPERIMENTALE DI SISTEMI DI ACCUMULO DEL FREDDO BASATI SULL'IMPIEGO DI MATERIALE A CAMBIAMENTO DI FASE (PCM)

Luigi Mongibello, Martina Caliano, Marialaura Di Somma, Giorgio Graditi (ENEA)

Ottobre 2017

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2016

Area: Efficienza energetica e risparmio di energia negli usi finali elettrici e interazione con altri vettori energetici

Progetto: D.1 Tecnologie per costruire gli edifici del futuro

Obiettivo: B. Reti termiche distribuite

Responsabile del Progetto: Giovanni Puglisi, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
1 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE.....	6
2 INDIVIDUAZIONE E CARATTERIZZAZIONE DELL'UTENZA RESIDENZIALE.....	7
3 FUNZIONAMENTO DELL'IMPIANTO E PRE-DESIGN.....	8
3.1 ASSUNZIONI E PRE-DESIGN.....	8
3.2 FUNZIONAMENTO DEL SISTEMA DI CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA CON L'ACCUMULO DEL FREDDO.....	9
3.3 RISULTATI DEL PRE-DESIGN.....	10
4 DIMENSIONAMENTO DEL CHILLER E DEI SISTEMI DI ACCUMULO DEL FREDDO.....	11
4.1 DIMENSIONAMENTO CHILLER E SERBATOIO DI ACCUMULO DEL FREDDO CON PCM.....	12
4.1.1 <i>Modello per la simulazione del serbatoio di accumulo del freddo con PCM</i>	12
4.1.2 <i>Risultati</i>	14
4.2 DIMENSIONAMENTO CHILLER E SERBATOIO DI ACCUMULO DEL FREDDO CON ACQUA E PCM MACRO-INCAPSULATO.....	16
4.2.1 <i>Modello per la simulazione del serbatoio di accumulo del freddo con acqua</i>	16
4.2.2 <i>Risultati</i>	18
4.3 STIME DEI COSTI.....	22
5 IMPIANTO SPERIMENTALE.....	23
6 ATTIVITÀ SPERIMENTALE SVOLTA.....	27
6.1 APPARATO E PROVE SPERIMENTALI.....	27
6.2 RISULTATI DELLE PROVE SPERIMENTALI.....	30
7 CONCLUSIONI.....	32
8 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	34

Sommario

L'impiego dell'accumulo del freddo nei sistemi di climatizzazione consente l'ottenimento del cosiddetto "peak-shaving" del carico elettrico, ovvero lo spostamento, parziale o completo, della richiesta di energia elettrica dalle ore di picco a quelle fuori picco. Ciò determina, generalmente, una riduzione dei costi di esercizio e delle apparecchiature, consentendo l'immagazzinamento di freddo, la riduzione delle dimensioni dei refrigeratori e dell'aumento delle ore di funzionamento a pieno carico di compressori, pompe, refrigeratori e torri di raffreddamento. Tuttavia, in generale, l'uso di un sistema di accumulo del freddo in un impianto di refrigerazione presenta, rispetto al caso senza accumulo, anche alcuni inconvenienti, rappresentati dall'elevato costo iniziale, da un funzionamento più complicato, da maggiori costi di manutenzione e da un maggiore ingombro [1,2].

L'efficacia dell'accumulo del freddo al fine di ottenere un vantaggioso effetto di peak-shaving del carico elettrico dei sistemi di refrigerazione è stata dimostrata da numerosi lavori scientifici. Sono diverse le strategie di controllo testate, così come i materiali di accumulo impiegati, tra cui i più utilizzati sono certamente l'acqua refrigerata ed il ghiaccio. Lin et al. [3] hanno effettuato un'analisi termo-economica di un impianto di climatizzazione dell'aria con accumulo di acqua refrigerata. Yan et al. [4] hanno ottimizzato la progettazione di un sistema di condizionamento dell'aria con accumulo del freddo di tipo stagionale basato sull'utilizzo di ghiaccio e heat pipe. Soler et al. [5] hanno analizzato le prestazioni di un sistema di refrigerazione composto da otto refrigeratori con differenti capacità e Coefficienti di Prestazione (COP), e un sistema di accumulo del freddo impiegato per massimizzare l'efficienza operativa dei refrigeratori e per ridurre al minimo il numero degli arresti e dei riavvii. Meyer e Emery [6] hanno ottimizzato, dal punto di vista economico, il funzionamento di un impianto di climatizzazione dell'aria composto da due refrigeratori, uno destinato al caricamento di un sistema di accumulo a ghiaccio, l'altro destinato al raffrescamento diretto. Habeebullah [7] ha esaminato la fattibilità economica del retrofitting di un sistema di accumulo del freddo a ghiaccio per un sistema di condizionamento d'aria, analizzando sia la soluzione con accumulo completo che quella con accumulo parziale.

Inoltre, negli ultimi anni, grande attenzione è stata rivolta ai materiali a cambiamento di fase per l'accumulo del freddo diversi dal ghiaccio, i quali hanno il potenziale di ridurre significativamente la dimensione dello stoccaggio e, di conseguenza, il suo ingombro, che rappresenta uno dei limiti principali di tali sistemi [8-10].

Nel presente report, sono riportate nel dettaglio le attività svolte dal gruppo di lavoro del laboratorio DTE-FSN-FOSG dell'ENEA nel corso della seconda annualità dell'Accordo di Programma 2015-2017 sulla Ricerca di Sistema Elettrico, riguardanti lo studio dei materiali a cambiamento di fase utilizzati per sistemi di accumulo del freddo. In particolare, in linea con il PAR 2015, il lavoro svolto ha avuto come obiettivo la realizzazione di un impianto indoor per l'accumulo termico necessario allo svolgimento di test sperimentali finalizzati alla valutazione delle performance energetiche e/o economiche di diversi sistemi di accumulo del freddo, utilizzati in ambito residenziale, basati sull'utilizzo combinato di acqua e materiali a cambiamento di fase, e operanti secondo diverse strategie operative innovative, che saranno implementate al fine di individuare quelle più idonee a massimizzare i benefici associati all'impiego di tali sistemi. Con tale attività, inoltre, ci si propone di fornire una base sperimentale con cui poter effettuare la validazione di opportuni modelli analitici, sviluppati al fine di simulare numericamente vari sistemi di accumulo del freddo a PCM.

L'attività della corrente annualità ha previsto, inoltre, la realizzazione di prove sperimentali finalizzate alla valutazione delle performance di scambio termico di due differenti sistemi di accumulo del freddo, uno composto da solo PCM, l'altro caratterizzato, anche, dalla presenza di una schiuma metallica. Tale attività, oltre ad evidenziare le principali differenze tra i due sistemi di accumulo testati e i relativi punti di forza, ha

permesso la definizione di opportuni fattori/parametri di input necessari alla simulazione numerica dei due differenti sistemi di accumulo, e ha reso fruibili i dati sperimentali con cui è stato possibile effettuare l'attività di validazione dei modelli analitici sviluppati dal Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Napoli Federico II, come mostrato nel report *“Sviluppo di un modello non stazionario per la simulazione termo-fluidodinamica di un modulo cilindrico per l'accumulo del freddo, contenente un materiale a cambiamento di fase (PCM – phase change material), con e senza la presenza di una schiuma metallica immersa nel PCM atta a favorire la trasmissione del calore”*.

1 Descrizione delle attività svolte

Di seguito sono descritte le attività svolte nel corso della seconda annualità.

1. La prima fase delle attività si è concentrata sull'individuazione e la caratterizzazione del tipo di utenza per la quale prevedere l'integrazione di un sistema di accumulo del freddo nell'impianto utilizzato per il condizionamento ambientale estivo.
2. La seconda fase ha previsto il dimensionamento dell'impianto per i test sperimentali. A tal fine, è stato necessario:
 - 2.1. determinare il layout dell'impianto e la strategia di funzionamento;
 - 2.2. dimensionare il chiller e il sistema di accumulo del freddo sia per il caso in cui il materiale di accumulo sia caratterizzato da solo PCM, sia nel caso in cui l'accumulo del freddo venga realizzato con acqua e PCM macro-incapsulato.
3. La terza fase ha previsto la realizzazione dell'impianto sperimentale.
4. L'ultima fase, infine, ha previsto la realizzazione di un'attività sperimentale finalizzata alla valutazione delle performance di scambio termico di due differenti moduli di accumulo del freddo: uno composto da solo PCM, l'altro composto dal sistema combinato PCM – schiuma metallica.

2 Individuazione e caratterizzazione dell'utenza residenziale

La prima fase del presente studio ha riguardato la definizione dell'utenza residenziale Italiana, ovvero dei carichi termici da simulare. L'utenza considerata è stata selezionata tenendo conto essenzialmente dei vincoli economici del progetto, e della volontà di voler simulare in questo studio carichi termici reali e non in scala ridotta. Pertanto, è stata considerata l'utenza domestica rappresentata da un'abitazione monofamiliare, caratterizzata da una superficie utile di 200 m², da un fattore di forma di 0,9 m⁻¹, e situata nella zona climatica italiana E.

La richiesta termica annuale e i profili giornalieri dei carichi elettrici e termici per il condizionamento ambientale estivo sono stati calcolati utilizzando come riferimento il lavoro di Mongibello et al. [11]. In particolare, i suddetti carichi sono stati calcolati considerando il condizionamento ambientale estivo limitato ai mesi di Giugno, Luglio e Agosto, e realizzato mediante un chiller elettrico a compressione di vapore con sistema idronico. La richiesta termica annuale per il condizionamento ambientale estivo è stata fissata a 21 kWh/m²/anno, e i profili orari relativi ai carichi termici ed elettrici sono stati considerati uguali per tutti i giorni di funzionamento. La figura 1 mostra i profili delle medie orarie dei carichi termici ed elettrici per il condizionamento ambientale estivo dell'utenza considerata, relativi alla giornata standard estiva. Il profilo relativo ai carichi elettrici è stato costruito considerando il COP del chiller dipendente dalla temperatura ambiente. La figura 2, mostra, invece, l'andamento del COP del chiller in funzione delle medie orarie della temperatura ambiente durante la giornata standard. Nella stessa figura, i valori delle medie orarie della temperatura ambiente e quelli relativi al COP sono stati normalizzati usando, rispettivamente, la massima temperatura media, pari a 28°C, e il massimo COP, fissato pari a 3.

Con riferimento alla figura 1, appare chiaro che, nel caso di assenza del sistema di accumulo del freddo nell'impianto di condizionamento dell'aria, al fine di soddisfare pienamente la domanda termica per il condizionamento ambientale estivo, per l'utenza considerata è necessario adottare un chiller di almeno 2 kW di potenza elettrica nominale, corrispondente proprio al massimo carico elettrico orario durante la giornata standard.

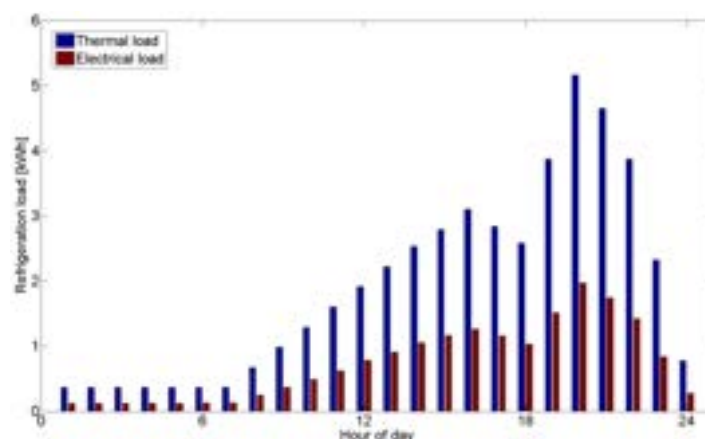


Figura 1. Carichi termici ed elettrici per la condizionamento ambientale estivo.

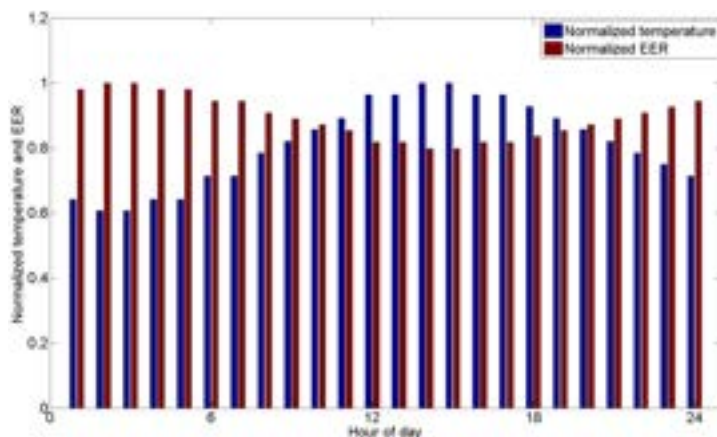


Figura 2. Profili orari normalizzati della temperatura ambiente e del COP.

3 Funzionamento dell’impianto e pre-design

Dopo la fase di individuazione e caratterizzazione dell’utenza, si è passati alla fase di progettazione dell’impianto. Allo scopo di effettuare in maniera opportuna il dimensionamento e l’integrazione del sistema di accumulo del freddo nel sistema di condizionamento dell’aria dell’utenza considerata, è stata fatta un’analisi preliminare per identificare la metodologia più vantaggiosa, dal punto di vista economico, tra quella che prevede un accumulo parziale e quella con accumulo totale. Tale analisi è stata condotta considerando che lo scenario italiano permette agli utenti privati di beneficiare di una tariffa ridotta per l’elettricità consumata durante le ore notturne, ovvero nel periodo fuori picco. Ciò potrebbe indurre a pensare che la soluzione ad accumulo totale del freddo, in cui tutto il freddo necessario all’utenza è prodotto dal chiller elettrico durante le ore notturne, accumulato, e quindi utilizzato durante il giorno, sia la soluzione più conveniente dal punto di vista economico. Invero, è emerso che l’accumulo parziale risulta essere più conveniente rispetto all’accumulo totale, essenzialmente perché non vi è una grande differenza tra la tariffa nelle ore di picco e quella ridotta nelle ore fuori picco. Inoltre, l’accumulo totale richiederebbe un serbatoio per l’accumulo del freddo molto grande, ed un chiller con potenza nominale non sensibilmente più bassa rispetto al caso senza accumulo. Per tali motivi, per un’abitazione monofamiliare, l’accumulo parziale è preferibile rispetto a quello totale. Per tali motivi, l’approccio con accumulo parziale è quello utilizzato nel presente studio.

Il dimensionamento dei componenti dell’impianto non può prescindere dal modo in cui vengono gestiti la produzione del freddo ed il suo accumulo. Nei paragrafi che seguono, sono illustrate le scelte fatte in merito alla strategia di gestione dell’intero impianto, e sono mostrati gli effetti di tali scelte sul dimensionamento dei componenti principali dell’impianto, ovvero sono esposte le metodologie di gestione implementate, ed i risultati ottenuti nella fase di pre-design.

3.1 Assunzioni e pre-design

Con riferimento ai carichi riportati in figura 1, è chiaro che, senza un sistema di accumulo del freddo, e per un fissato valore di set-point della temperatura di comfort all’interno dell’abitazione, il funzionamento del chiller non può essere continuo durante le ore caratterizzate da un carico di refrigerazione più basso rispetto alla minima potenza refrigerante che il chiller può erogare. In quelle ore, il controller del sistema di condizionamento dell’aria implementerebbe diversi arresti e riavvii, che incidono negativamente sulle

performance e sulla vita utile dei componenti dell'impianto. Infatti, in quelle ore il controller arresterebbe il chiller ogni qualvolta la temperatura interna raggiunge un predeterminato valore di set-point. Alla luce di ciò, nel presente studio la quantità di freddo da accumulare e la potenza nominale del chiller, nel caso in cui è presente un sistema di accumulo del freddo, sono stati calcolati inizialmente sulla base delle seguenti assunzioni:

1. il chiller, durante il suo funzionamento, deve lavorare a potenza costante, con portata del fluido termovettore costante, e temperatura di uscita ($T_{c,out}$), costante;
2. il rapporto tra la potenza refrigerante trasferita all'utilizzatore e la potenza refrigerante erogata dal chiller deve essere maggiore o uguale a un valore minimo predeterminato, altrimenti il chiller si arresta;
3. il chiller non può alimentare soltanto il sistema di accumulo, ovvero il freddo può essere accumulato solo nei periodi in cui il chiller deve fornire potenza refrigerante all'utilizzatore.

Chiaramente, l'assunzione n. 1 implica che anche la temperatura di ingresso al chiller ($T_{c,in}$) del fluido termovettore deve essere costante. Le suddette assunzioni determinano in maniera univoca la potenza nominale del chiller e la capacità massima del sistema di accumulo del freddo, per l'utenza considerata. In seguito, è mostrato chiaramente come questo approccio operativo comporti l'utilizzo di un sistema di accumulo del freddo di dimensioni relativamente ridotte, una sensibile riduzione della potenza nominale del chiller rispetto al caso senza accumulo del freddo, ed inoltre una riduzione del numero di arresti e riavvii del chiller stesso. I risultati della fase di pre-design sono stati utilizzati nella fase successiva del lavoro per fissare le taglie del chiller e del sistema di accumulo, e per impostare le simulazioni numeriche dei sistemi di accumulo del freddo analizzati. Infine, i risultati delle simulazioni numeriche sono stati utilizzati per calcolare le taglie effettive del chiller e del sistema di accumulo.

3.2 Funzionamento del sistema di condizionamento dell'aria con l'accumulo del freddo

La figura 3 mostra il layout del sistema di condizionamento dell'aria adottato al fine di implementare la strategia operativa descritta nel paragrafo precedente, nel caso in cui è presente un serbatoio di accumulo del freddo.

Quando il chiller è in funzione, la portata massica del fluido termovettore (HTF) attraverso l'utenza è controllata mediante la valvola V1 in maniera tale che la temperatura all'uscita dall'utenza, ovvero al punto A, è uguale a $T_{c,in}$. Nel caso in cui la valvola V1 è parzialmente aperta, il fluido termovettore che attraversa la valvola V1 va al serbatoio di accumulo del freddo, caricandolo. Un ulteriore controllo è applicato mediante la valvola V2 al fine di mantenere la temperatura al punto B uguale a $T_{c,in}$. In questo caso, la valvola V3 è completamente aperta mentre la valvola V4 è completamente chiusa. Quando, invece, la valvola V1 è completamente chiusa, il che implica che tutta la portata di fluido termovettore in uscita dal chiller va all'utenza, e che la temperatura del fluido termovettore all'uscita dell'utenza è più alta rispetto a $T_{c,in}$, il sistema di accumulo del freddo è scaricato. In questo caso, un controllo è applicato attraverso la valvola V3 in maniera tale che la temperatura del fluido termovettore al punto C è mantenuta uguale a $T_{c,in}$, e la valvola V2 è completamente chiusa.

Le assunzioni di cui ai punti 1 e 2 (paragrafo 3.1) relative alla strategia di funzionamento implicano che la portata massica del fluido termovettore attraverso l'utenza deve essere maggiore o uguale rispetto a un valore minimo. Tale valore è stato fissato pari alla metà della portata nominale del fluido termovettore attraverso il chiller. Nel caso in cui, per effetto dei controlli, la portata del fluido termovettore attraverso l'utenza scende al di sotto del suddetto valore minimo, il chiller viene arrestato.

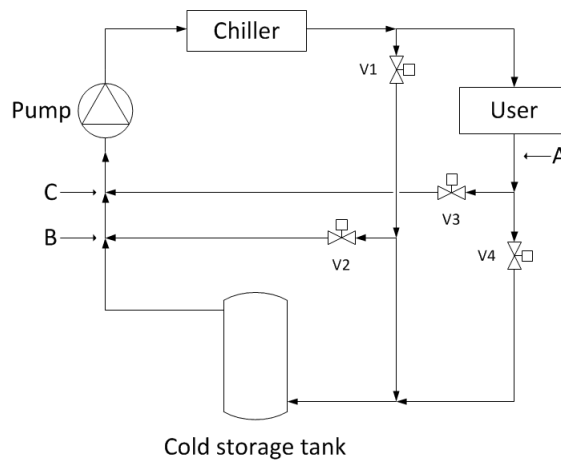


Figura 3. Layout del sistema di condizionamento dell'aria.

3.3 Risultati del pre-design

In questo paragrafo sono riportati i risultati più importanti della fase di pre-design, che includono una prima stima della taglia del chiller e della capacità massima del sistema di accumulo del freddo. La figura 4 mostra la potenza termica erogata e la potenza elettrica assorbita dal chiller durante la giornata standard, mentre la figura 5 illustra, sullo stesso grafico, la potenza termica erogata dal chiller ed i carichi termici, risultanti dalla fase di pre-design. Si può notare che, implementando la strategia operativa descritta nei precedenti paragrafi, la potenza termica di refrigerazione del chiller, risultante dal pre-design, è pari a 2,55 kW, con un valore massimo della potenza elettrica assorbita di 1,05 kW, che è circa la metà del valore massimo della potenza assorbita dal chiller nel caso senza accumulo del freddo. Inoltre, è possibile notare l'effetto di peak-shaving dovuto alla presenza dell'accumulo del freddo. La figura 6 mostra, per ciascun'ora del giorno, i minuti di funzionamento del chiller risultanti dalla fase di pre-design. Si può notare che, con l'approccio operativo adottato, il funzionamento del chiller risulta essere continuo e senza arresti per gran parte della giornata, e che la produzione del chiller resta concentrata nelle ore di picco.

La figura 7 mostra, per ciascun'ora del giorno, la differenza tra la generazione di freddo del chiller e il carico per il raffreddamento. La quantità totale di freddo da accumulare risultante dalla fase di pre-design è 8,4 kWh, che rappresenta circa il 18% del carico termico di refrigerazione giornaliero dell'utenza.

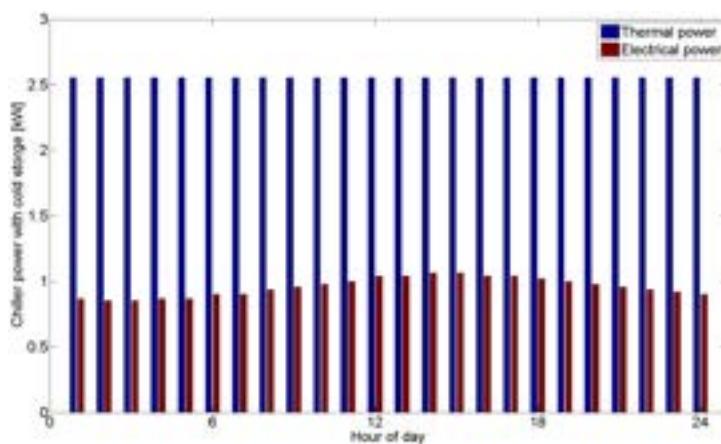


Figura 4. Potenza refrigerante erogata e potenza elettrica assorbita dal chiller con accumulo del freddo.

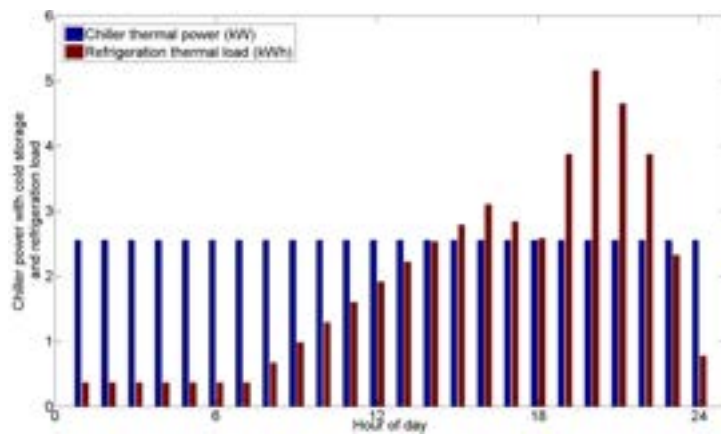


Figura 5. Potenza refrigerante erogata dal chiller e carichi termici.

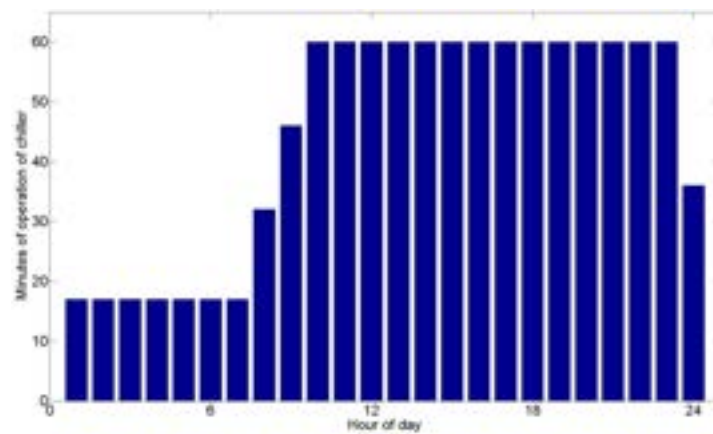


Figura 6. Minuti di funzionamento del chiller.

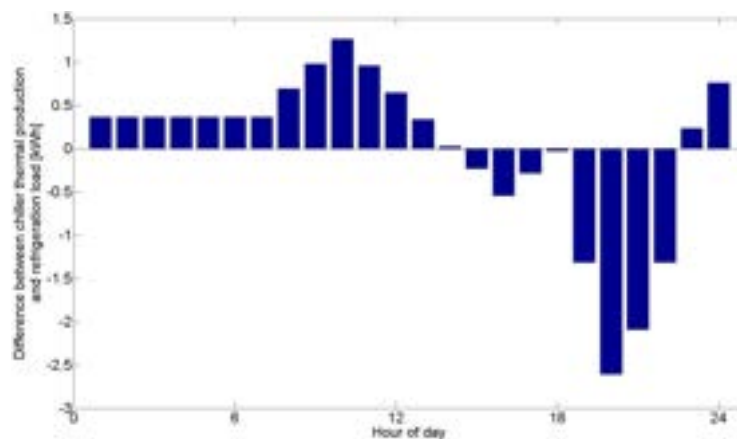


Figura 7. Differenza tra produzione del freddo e carichi.

4 Dimensionamento del chiller e dei sistemi di accumulo del freddo

I risultati ottenuti nella fase di pre-design sono stati successivamente impiegati per ricavare le dimensioni effettive dei componenti principali dell'impianto. Come detto in precedenza, nel presente studio sono state valutate due soluzioni per quanto concerne l'accumulo del freddo, una costituita da un serbatoio di

accumulo contenente soltanto PCM, l'altra rappresentata da un serbatoio d'acqua contenente PCM macro-incapsulato. In questo capitolo sono dettagliate le metodologie impiegate per dimensionare i suddetti componenti nei due casi analizzati, e sono riportati i risultati ottenuti applicando le suddette metodologie, ovvero le dimensioni effettive del chiller e dei sistemi di accumulo del freddo.

4.1 Dimensionamento chiller e serbatoio di accumulo del freddo con PCM

4.1.1 Modello per la simulazione del serbatoio di accumulo del freddo con PCM

La figura 8 mostra uno sketch del serbatoio cilindrico adottato nel caso di accumulo del freddo con PCM. Il plenum di inflow e quello di outflow del fluido termovettore sono connessi mediante tubi paralleli da 1/4", che insieme compongono lo scambiatore di calore, e che attraversano il materiale di accumulo posto nella parte centrale del serbatoio.

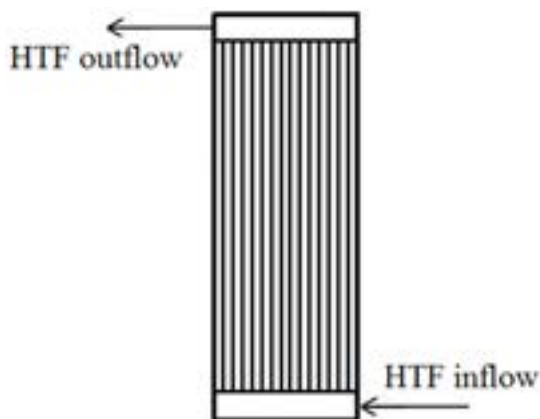


Figura 8. Sketch del serbatoio di accumulo con PCM.

La tabella 1 riporta le principali caratteristiche termo-fisiche del PCM considerato per il dimensionamento del serbatoio di accumulo. In questo caso, si è considerato il fluido termovettore composto da acqua.

Tabella 1. Caratteristiche del PCM.

Densità	900 kg/m ³
Conducibilità termica	0,2 W/m/K
Calore latente di fusione	18*10 ⁴ J/kg
Temperatura di fusione	13°C

Si è supposto che i processi di caricamento e scaricamento del freddo siano isotermi, e che avvengano alla temperatura di transizione solido/liquido, ovvero che il freddo venga accumulato soltanto sotto forma di calore latente. Pertanto, il volume di PCM necessario per accumulare una certa quantità di freddo (E_c) è calcolato come:

$$V_{PCM} = \frac{E_c}{LH_{PCM} \rho_{PCM}} \quad (1)$$

dove LH_{PCM} and ρ_{PCM} sono rispettivamente il calore latente di fusione e la densità del PCM.

La taglia dello scambiatore di calore è stata calcolata mediante il metodo ϵ -NTU [12], implementato su base oraria. Questo metodo è tipicamente impiegato per dimensionare scambiatori di calore, ed è stato

recentemente adottato da Tay et al. [13] e Mongibello et al. [14] per dimensionare sistemi di accumulo a calore latente. Quindi, per ciascun tubo dello scambiatore di calore, la potenza termica scambiata tra il PCM ed il fluido termovettore è data da:

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{m} c_{p,HTF} \Delta T \quad (2)$$

dove ΔT rappresenta la differenza tra la temperatura del fluido termovettore all'ingresso del tubo e la temperatura di fusione del PCM, \dot{m} è la portata massica del fluido termovettore attraverso il tubo, ed ε l'efficienza dello scambiatore di calore, data da:

$$\varepsilon = 1 - e^{-(NTU)} \quad (3)$$

Il numero di unità di trasmissione del calore NTU è calcolato utilizzando la seguente espressione:

$$NTU = \frac{1}{R_{tot} \dot{m} c_{p,HTF}} \quad (4)$$

La resistenza termica totale è data da:

$$R_{tot} = R_{HTF} + R_{wall} + R_{PCM} \quad (5)$$

dove la resistenza termica tra la superficie esterna del tubo ed il PCM è calcolata come:

$$R_{PCM} = \frac{1}{C(\delta)k_{PCM}} \quad (6)$$

Nell'equazione (6), il parametro $C(\delta)$ è riferito alla conduzione termica tra la superficie esterna del tubo ed il fronte di transizione di fase del PCM, supposto concentrico rispetto al tubo, ed è funzione del parametro δ che rappresenta il rapporto tra il volume liquefatto di PCM ed il volume totale. Considerando che il fronte di cambiamento di fase si muove durante il caricamento, l'efficienza dello scambiatore di calore ε risulta essere dipendente dal tempo. Pertanto, per ciascun'ora di funzionamento, nell'equazione (2) è usato il valore medio dell'efficienza, e l'equazione (2) diventa:

$$\dot{Q} = \bar{\varepsilon} \dot{m} c_{p,HTF} \Delta T \quad (7)$$

Per un dato valore della portata, dei minuti di funzionamento del chiller, della temperatura del fluido termovettore all'ingresso del serbatoio di accumulo, del freddo da accumulare ad ogni ora, per un dato volume del PCM nel serbatoio di accumulo, e per un fissato aspect ratio del serbatoio, il numero di tubi dello scambiatore di calore può essere calcolato attraverso la seguente procedura iterativa:

1. fissare un valore di tentativo per il numero di tubi;

2. dividere il volume totale di PCM per il numero di tubi al fine di valutare il volume di PCM che circonda ogni singolo tubo, supposto concentrico rispetto al tubo;
3. sulla base della conoscenza della quantità di freddo da accumulare o rilasciare e dei minuti di funzionamento ad ogni ora, calcolare la potenza termica da scambiare ad ogni ora, e calcolare ad ogni ora la frazione di volume di PCM intorno ai tubi che fonde o solidifica usando l'equazione (1);
4. conoscendo la frazione di PCM che cambia fase, calcolare ad ogni ora l'efficienza media dello scambiatore usando le equazioni (3-6);
5. per ciascun'ora, calcolare la potenza termica scambiata usando l'equazione (7);
6. per ciascun'ora, confrontare le potenze termiche scambiate calcolate allo step 5 con quelle calcolate allo step 3. Se il massimo dei valori assoluti delle differenze delle potenze alle varie ore del giorno è inferiore a un certo valore di tolleranza, allora arrestare la procedura ed accettare il numero di tubi; altrimenti, incrementare o ridurre il numero di tubi, in funzione delle differenze tra le potenze termiche valutate precedentemente, e tornare allo step 2.

Una volta dimensionato lo scambiatore, il bilancio energetico ai tubi permette di calcolare la temperatura di uscita dal serbatoio di accumulo del freddo.

Il valore di tentativo iniziale del numero di tubi deve essere abbastanza basso da evitare di creare condizioni in cui il freddo può essere accumulato soltanto sotto forma di energia sensibile. Infatti, questo modello non può essere applicato nei casi che prevedono anche un accumulo a calore sensibile, come ad esempio nel caso in cui il caricamento viene fatto anche dopo che tutto il PCM si è già completamente solidificato, oppure quando lo scaricamento viene effettuato anche dopo che tutto il PCM si è fuso.

Una procedura simile può essere applicata per calcolare il volume totale di PCM per un fissato valore dell'aspect ratio del serbatoio. In questo caso, si fissa il numero di tubi ad un valore ragionevole, e il volume di PCM viene variato al fine di far combaciare le potenze scambiate. Analogamente al caso in cui viene calcolato il numero di tubi, in questo caso il valore iniziale di tentativo del volume totale di PCM deve essere grande abbastanza da evitare di creare condizioni in cui il freddo può essere accumulato soltanto sotto forma di energia sensibile.

4.1.2 Risultati

La simulazione numerica del serbatoio di accumulo del freddo con PCM è stata fatta mediante un codice di calcolo realizzato in ambiente Matlab, assumendo che il fluido termovettore esca dal chiller ad una temperatura costante e pari a $T_{c,out}=7,0^{\circ}\text{C}$, e ad una portata totale costante e pari a 0,1 kg/s. Per ciascun'ora, il calcolo della portata del fluido termovettore attraverso lo scambiatore di calore e della temperatura del fluido termovettore all'ingresso dello scambiatore è stato fatto in accordo con la strategia operativa riportata precedentemente. L'aver assunto la potenza del chiller costante implica un valore atteso della temperatura del fluido termovettore in ingresso al chiller pari a $T_{c,in}=13,1^{\circ}\text{C}$.

Il volume del PCM nel serbatoio è stato calcolato mediante l'equazione (1), considerando il totale dell'energia refrigerante da accumulare risultante dal pre-design. Il volume risultante del serbatoio è pari a 190 litri, con inclusi circa 170 kg di PCM. La taglia dello scambiatore, considerato composto da tubi paralleli da $\frac{1}{4}$ ", è stata calcolata mediante la procedura iterativa riportata nel paragrafo precedente. In particolare, la superficie totale di scambio termico è stata calcolata fissando un aspect ratio pari a 4, il valore iniziale di

tentativo pari a 2 m^2 , e una tolleranza per la condizione di stop pari all'1%. La superficie risultante dello scambiatore è pari a $3,8 \text{ m}^2$.

La figura 9 mostra l'andamento temporale della temperatura del fluido termovettore all'ingresso e all'uscita dello scambiatore, e all'ingresso del chiller, mentre la figura 10 mostra la portata del fluido termovettore attraverso lo scambiatore e l'utenza. Si può notare, in figura 10, che i due profili sono sovrapposti per valori di h nel range 0-9 durante la fase di caricamento, e per h nel range 15-22 durante la fase di scaricamento, ovvero per tutta la fase di scaricamento. Quest'ultimo risultato indica che, durante la fase di scaricamento, tutto il fluido termovettore è inviato al sistema di accumulo per il pre-raffreddamento, ed è consistente col fatto che la temperatura all'ingresso del chiller sia uguale a quella in uscita dallo scambiatore durante tutta la fase di scaricamento, come mostrato dalla figura 9. Tale figura mostra, inoltre, che la temperatura del fluido termovettore all'ingresso del chiller è sempre uguale a $13,1^\circ\text{C}$, che rappresenta il valore di $T_{c,in}$ risultante dal pre-design, il che implica che il chiller lavora a potenza costante sia durante la fase di caricamento che durante quella di scaricamento. Quindi, in questo caso, l'uso combinato del chiller funzionante con una potenza elettrica assorbita costante e pari a $1,05 \text{ kW}$, ovvero la potenza assorbita risultante dal pre-design, e del sistema di accumulo con PCM considerato, permette di soddisfare pienamente la richiesta di potenza refrigerante dell'utenza. Questo risultato è confermato dalla figura 11, la quale mostra che l'energia refrigerante accumulata e rilasciata dal serbatoio di accumulo del freddo durante la giornata è praticamente uguale a quella calcolata nella fase di pre-design.

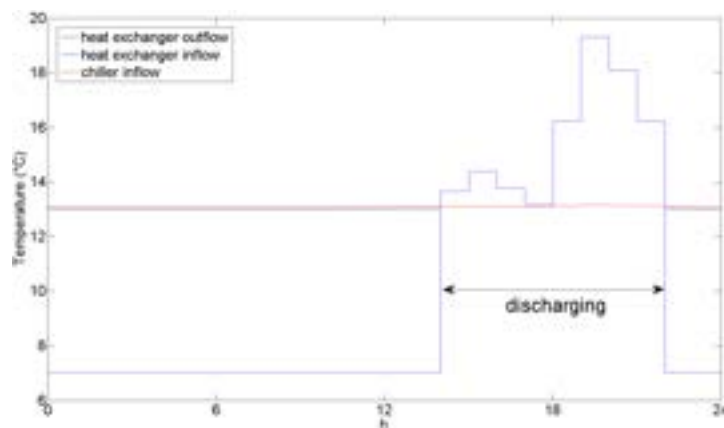


Figura 9. Andamento della temperatura del fluido termovettore all'ingresso e all'uscita dello scambiatore, e all'ingresso del chiller.

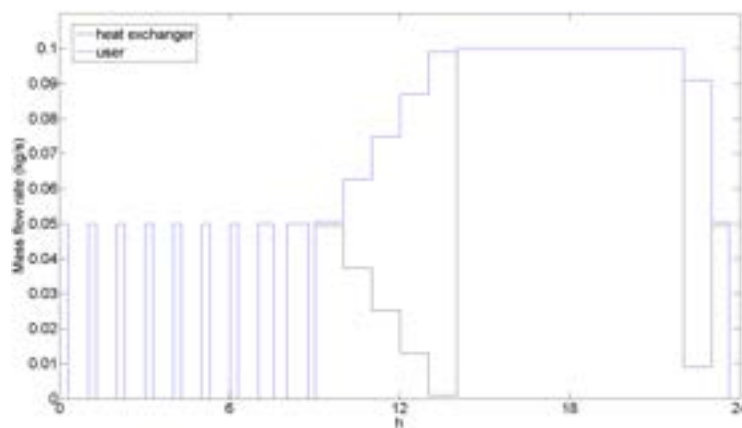


Figura 10. Portata del fluido termovettore attraverso lo scambiatore e l'utenza.

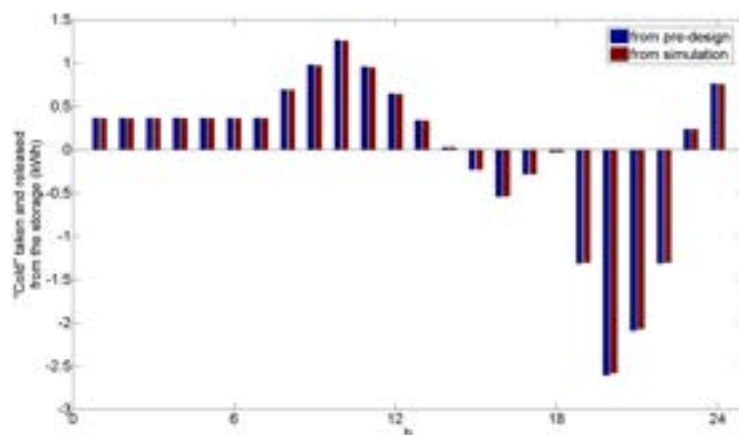


Figura 11. Energia refrigerante accumulata e rilasciata dal serbatoio di accumulo del freddo.

4.2 Dimensionamento chiller e serbatoio di accumulo del freddo con acqua e PCM macro-incapsulato

Il dimensionamento del chiller e del sistema di accumulo termico basato sull'utilizzo di acqua e moduli di PCM immersi nell'acqua, come materiale di accumulo, è stato effettuato attraverso la seguente procedura:

1. dimensionamento del chiller e di un serbatoio di accumulo del freddo ad acqua;
2. ricalcolo delle dimensioni del serbatoio di accumulo del freddo considerando l'aggiunta di moduli di PCM.

L'adozione di tale approccio, che chiaramente produce risultati approssimati, si è resa necessaria poiché, in tale fase del lavoro, ancora non si disponeva del modello per simulare i moduli di PCM immersi nell'acqua.

4.2.1 Modello per la simulazione del serbatoio di accumulo del freddo con acqua

La simulazione del serbatoio di accumulo del freddo ad acqua e dello scambiatore di calore immerso nel serbatoio è stata fatta utilizzando due modelli monodimensionali [15]. La figura 12 mostra uno sketch del serbatoio e dello scambiatore a serpentina considerati. Questa configurazione del serbatoio di accumulo del freddo, nella quale il fluido termovettore, che scorre nello scambiatore, è separato dall'acqua nel serbatoio, permette di utilizzare anche fluidi termovettori diversi dall'acqua, e di conseguenza permette di lavorare con temperature del fluido termovettore in uscita dal chiller ($T_{c,out}$) di poco superiori allo 0°C, come ad esempio 1°C o 2 °C. Questo non sarebbe possibile utilizzando solo acqua come fluido termovettore, poiché questa potrebbe congelare nel circuito interno del chiller.

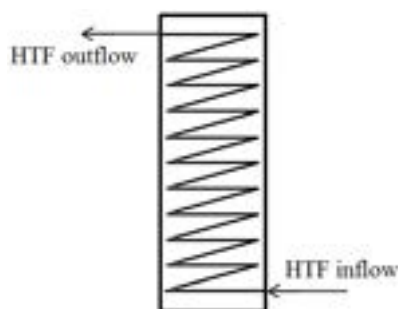


Figura 12. Sketch del serbatoio per l'accumulo del freddo con acqua.

Il volume interno del serbatoio è considerato diviso in un certo numero di nodi isotermi, rappresentanti layer di acqua di egual volume. Il bilancio dell'energia totale per ciascun nodo è:

$$\rho_w V_w c_{p_w} \frac{dT_w}{dt} = \frac{(T_{HTF} - T_w)}{R_{coil}} + Q_{cond} - \frac{(T_w - T_{amb})}{R_{tank}} \quad (8)$$

dove Q_{cond} rappresenta la potenza scambiata tra layer adiacenti per conduzione termica. La resistenza termica totale relative alla parete del serbatoio è data da:

$$R_{tank} = R_{conv_int} + R_{cond} + R_{conv_ext} \quad (9)$$

dove

$$R_{conv_int} = \frac{1}{h_{int_tank} A_{int_tank}} \quad (10)$$

Il coefficiente di scambio termico convettivo relativo alla superficie interna del serbatoio nell'equazione (10) è calcolato usando la correlazione per il numero di Nusselt relativa alla convezione naturale su lastra piana [12].

La resistenza termica conduttiva è stata calcolata come:

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_{out_tank}}{r_{in_tank}}\right)}{2\pi k_{ins} \Delta_{layer}} \quad (11)$$

Si è assunto lo spessore della parete del serbatoio uguale a quello dello strato di isolante (0,1 m di poliuretano espanso), ovvero che la resistenza conduttiva relativa allo strato di acciaio al carbonio sia trascurabile.

La resistenza termica convettiva relativa alla superficie esterna della parete del serbatoio è data da:

$$R_{conv_ext} = \frac{1}{h_{ext_tank} A_{ext_tank}} \quad (12)$$

Per ciascun nodo, ad ogni step temporale, il bilancio di energia è risolto utilizzando il metodo di Eulero implicito. L'algoritmo "reversion-elimination" [16,17] è stato adottato per includere gli effetti della convezione naturale sulla stratificazione della temperatura nei vari strati che compongono l'intero volume d'acqua presente nel serbatoio.

Un modello instazionario monodimensionale è stato adottato anche per la simulazione del campo di temperature relative al fluido termovettore all'interno dello scambiatore di calore immerso nel serbatoio. Il fluido termovettore è acqua.

Anche nel caso della serpentina, l'intero volume di fluido termovettore è stato suddiviso in un certo numero di nodi isotermi rappresentanti porzioni di egual volume. Per ciascun nodo, il bilancio dell'energia totale si scrive:

$$\rho_{HTF} V_{nod} c_{p,HTF} \frac{dT_{HTF}}{dt} = \frac{(T_{tank} - T_{HTF})}{R_{coil}} + \rho_{HTF} \dot{V}_{HTF} c_{p,HTF} (T_{HTF_{in}} - T_{HTF_{out}}) \quad (13)$$

La resistenza termica totale tra il fluido termovettore e l'acqua nel serbatoio è data da:

$$R_{coil} = R_{conv_int} + R_{conv_ext} + R_{cond} \quad (14)$$

dove

$$R_{conv_int} = \frac{1}{h_{int_coil} A_{int_coil}} \quad (15)$$

Il coefficiente di scambio termico convettivo relativo alla superficie interna dello scambiatore, nell'equazione (15), è calcolato usando la correlazione di Gnielinski per scambiatori a serpentina elicoidale [18].

La resistenza termica convettiva esterna è data da:

$$R_{conv_ext} = \frac{1}{h_{ext_coil} A_{ext_coil}} \quad (16)$$

Nell'equazione (16), il coefficiente di scambio termico convettivo è stato calcolato usando la correlazione di Morgan per cilindri orizzontali [19].

La resistenza conduttiva del materiale di cui è composto la serpentina è stata trascurata poiché è molto più bassa rispetto a quelle convettive.

Per ciascun nodo, ad ogni step temporale, il bilancio di energia è risolto, anche in questo caso, utilizzando il metodo di Eulero implicito.

L'accoppiamento tra le equazioni del bilancio relative all'acqua nel serbatoio e il fluido termovettore nello scambiatore è stato risolto attraverso una procedura iterativa.

4.2.2 Risultati

Anche la simulazione numerica del serbatoio di accumulo del freddo con acqua è stata fatta assumendo che il fluido termovettore esca dal chiller ad una temperatura costante e pari a $T_{c,out}=7,0^{\circ}\text{C}$, e ad una portata totale costante e pari a 0,1 kg/s. Quindi, anche in questo caso, l'aver assunto la potenza del chiller costante implica un valore atteso della temperatura del fluido termovettore in ingresso al chiller pari a $T_{c,in}=13,1^{\circ}\text{C}$.

Il volume dell'acqua nel serbatoio è stato calcolato usando la differenza di temperatura tra quella all'ingresso e quella all'uscita al chiller, ovvero $13,1^{\circ}\text{C}$ e $7,0^{\circ}\text{C}$, rispettivamente. Esso è, quindi, dato dalla seguente espressione:

$$V_{w,tot} = \frac{SC}{\rho_w c_{p_w} (T_{c,in} - T_{c,out})} \quad (17)$$

dove SC rappresenta la massima capacità di accumulo del freddo risultante dal pre-design, ovvero 8,4 kWh (30,27 MJ). Il volume d'acqua risultante è pari a circa 1200 litri. Infine, per la simulazione è stata utilizzata una taglia commerciale per il serbatoio cilindrico, ovvero 1000 litri. L'altezza del serbatoio dalla sua superficie inferiore è pari a 2 m (senza isolamento) e l'intera superficie esterna del serbatoio è isolata per mezzo di uno strato di 0,1 m di poliuretano espanso rigido. Il serbatoio è dotato di una singola serpentina da 1", con superficie di scambio termico di 8 m², e la capacità del serbatoio non include il volume occupato dalla serpentina. La sezione di inflow della serpentina è posta a 5 cm dalla superficie inferiore del serbatoio, mentre l'uscita a 5 cm dalla superficie superiore del serbatoio. I risultati della simulazione numerica riportati in questo paragrafo si riferiscono a una discretizzazione spaziale del serbatoio realizzata con 50 nodi, mentre la discretizzazione della serpentina è stata fatta in modo che i suoi nodi rappresentino le porzioni di serpentina incluse negli strati di serbatoio corrispondenti ai nodi. È stato adottato un delta temporale di 60 sec, ed è stata assicurata l'indipendenza dei risultati dalla discretizzazione spaziale e temporale.

I principali output del codice Matlab realizzato per implementare il modello descritto nel precedente paragrafo sono le temperature nei nodi del serbatoio e della serpentina. Ad ogni passo di tempo, la portata massica del fluido termovettore che scorre attraverso lo scambiatore di calore del serbatoio, e la temperatura del fluido termovettore all'ingresso dello scambiatore di calore sono stati calcolati in base alla strategia di funzionamento adottata. A ogni ora, il chiller è attivo e la portata massica è diversa da zero, solo per il numero di minuti corrispondenti riportati in figura 6. Infine, i seguenti risultati si riferiscono a condizioni periodiche, ottenute a partire da una temperatura iniziale dell'acqua del serbatoio e del fluido termovettore nella serpentina pari a 13,1°C.

La figura 13 mostra l'evoluzione temporale della temperatura del fluido termovettore all'ingresso e all'uscita dello scambiatore di calore durante la giornata standard, e l'evoluzione temporale della temperatura del fluido termovettore nella sezione di ingresso del chiller, mentre la figura 14 mostra la portata massica del fluido termovettore attraverso la serpentina e l'utenza. Con riferimento alla figura 13, si può notare che, intorno a h=12, la temperatura del fluido termovettore all'ingresso del chiller è leggermente inferiore rispetto al valore atteso di $T_{c,in}$, ovvero 13,1°C. Ciò è dovuto al fatto che, a questo punto della giornata, la temperatura del fluido termovettore all'uscita della serpentina è inferiore a 13,1°C, il che significa che il chiller in quel periodo deve lavorare ad una potenza inferiore, rispetto a quella risultante dal pre-design, per mantenere la temperatura del fluido termovettore all'uscita costante e pari a 7,0°C.

Si può notare inoltre che, alla fine della fase di scaricamento, la temperatura del fluido termovettore all'uscita della serpentina, e quella in ingresso al chiller sono superiori a 13,1°C. In questo caso, il chiller deve lavorare ad una potenza superiore a quella di pre-design, ovvero a 1,3 kW, per mantenere la temperatura di uscita costante e pari a 7,0°C. Questo significa che il chiller operante a una potenza elettrica assorbita costante e pari a 1,05 kW, assieme al serbatoio di accumulo del freddo considerato, non sono sufficienti a soddisfare la domanda di potenza refrigerante dell'utenza.

Le considerazioni di cui sopra sono ancora più evidenti analizzando la figura 15, che mostra l'energia refrigerante accumulata e rilasciata dal sistema durante il giorno risultanti dal pre-design, e quelle risultanti dalla simulazione numerica. Infatti, si può notare che, quando h è pari a 11, 12 e 13, il sistema di accumulo considerato non riesce ad arrivare ai livelli di accumulo del pre-design. Inoltre, si può vedere che alla fine

della fase di scaricamento, l'energia refrigerante rilasciata dal sistema di accumulo è molto più bassa di quella del pre-design. Questi risultati sono dovuti alle perdite attraverso le pareti del serbatoio ed al degrado della stratificazione della temperatura all'interno del serbatoio. Le figure 16 e 17 mostrano rispettivamente l'evoluzione del profilo di temperatura dell'acqua nel serbatoio durante la fase di caricamento e quella di scaricamento.

Quindi, considerando la strategia di funzionamento e le dimensioni del serbatoio di accumulo del freddo risultanti dalla simulazione, nel caso con accumulo del freddo è necessario disporre di un chiller, dotato di inverter, caratterizzato da una massima potenza elettrica assorbita di circa 1,3 kW, che è ancora molto più bassa rispetto a quella del caso senza accumulo, vale a dire 2 kW.

I risultati della simulazione sono stati utilizzati per fissare le dimensioni del serbatoio di accumulo con acqua e PCM. In figura 15 si può notare che il serbatoio di accumulo con acqua, anche se nelle ultime ore della fase di scaricamento non è in grado di rilasciare la potenza refrigerante prevista dal pre-design, durante il caricamento termico riesce ad accumulare tutta l'energia refrigerante prevista nel pre-design, ovvero 30,27 MJ. Si è imposto, quindi, che una parte della suddetta capacità massima del serbatoio di accumulo del freddo venga accumulata dal PCM sotto forma di calore latente. Attraverso dei semplici passaggi si può calcolare che, utilizzando un serbatoio commerciale da 420 litri, opportunamente modificato in modo che la serpentina abbia la stessa taglia di quella utilizzata nella simulazione, sono necessari circa 133 litri di PCM e 287 litri d'acqua.

Infine, si ribadisce che il dimensionamento del serbatoio di accumulo del freddo con acqua e PCM non è basato su un modello validato per la simulazione numerica dello scambio termico tra il PCM macro-incapsulato e l'acqua nel serbatoio, ma bensì sull'ipotesi che il PCM ed il suo contenitore, o contenitori, siano in grado di garantire un tasso di accumulo e rilascio del freddo tale da ottenere gli andamenti temporali delle temperature riportati nelle figure 13 e 14.

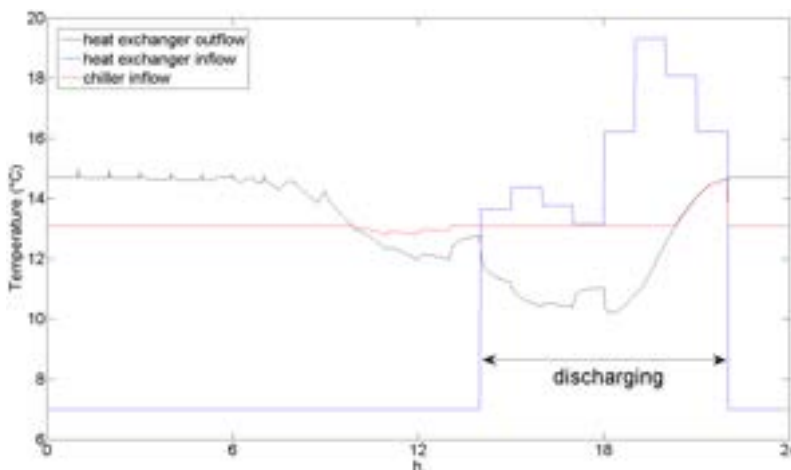


Figura 13. Andamento della temperatura del fluido termovettore all'ingresso e all'uscita dello scambiatore, e all'ingresso del chiller.

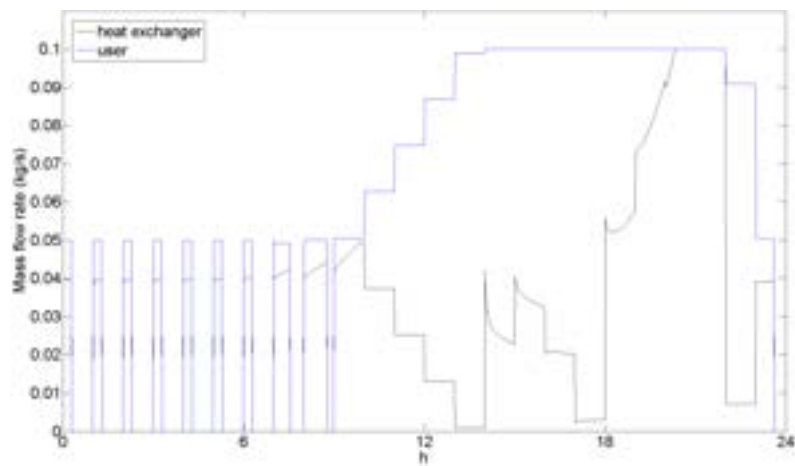


Figura 14. Portata del fluido termovettore attraverso lo scambiatore e l'utenza.

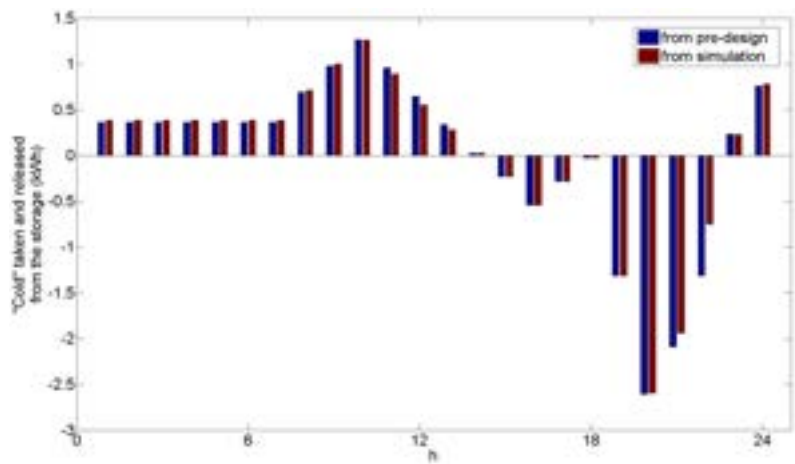


Figura 15. Energia refrigerante accumulata e rilasciata dal serbatoio di accumulo del freddo.

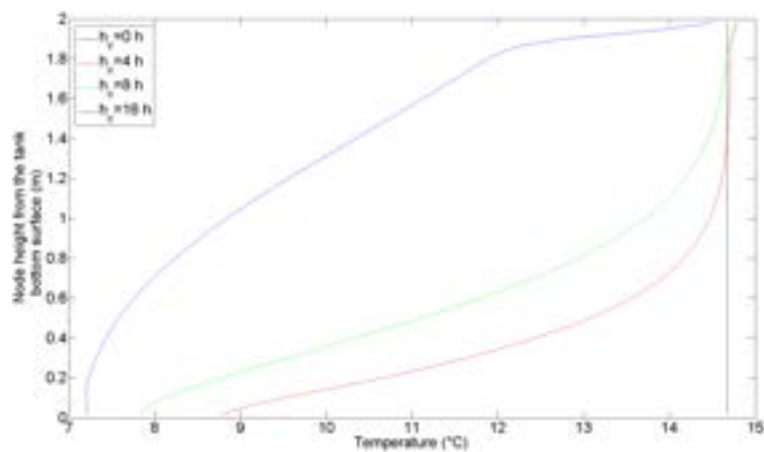


Figura 16. Profili di temperatura nel serbatoio di accumulo durante la fase di caricamento ($t_c=0$ h si riferisce all'inizio della fase).

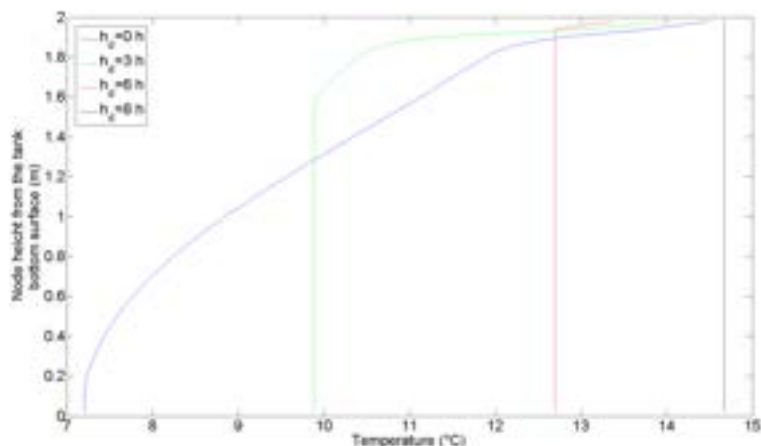


Figura 17. Profili di temperatura nel serbatoio di accumulo durante la fase di scaricamento ($h_d=0$ h si riferisce all'inizio della fase).

4.3 Stime dei costi

Dal punto di vista economico, i prezzi del serbatoio di accumulo e del chiller sono stati valutati sulla base dei prezzi reali del mercato italiano. Il prezzo di mercato dei chiller a compressione di vapore con sistema idronico dipende chiaramente dalla taglia del refrigeratore: la taglia minima di 2 kW_e, è presente sul mercato ad un costo medio di 2500 €. La taglia del chiller nel caso di accumulo composto da acqua e PCM, ossia 1,3 kW_e, è inferiore alla dimensione minima disponibile in commercio. Pertanto, il suo costo è stato estrapolato considerando un costo unitario medio di tali chiller, nella fascia tra 2 e 10 kW_e, pari a 800 €/kW_e. Poiché la differenza tra la potenza elettrica assorbita dal chiller nei casi senza e con accumulo è pari a 700 W, la differenza di costo è di 560 €. Relativamente al costo del serbatoio di accumulo da 420 litri, considerando che si tratta di un sistema chiuso, non utilizzato per acqua potabile, e che la taglia dello scambiatore a serpentina non corrisponde a quella standard per il suddetto volume del serbatoio, il suo costo può essere assunto pari a 750 €. Relativamente al costo del PCM, assumendo un costo target per PCM+contenitore di 3 €/litro, risulterebbe un costo totale di 399 €. Tutti gli altri costi d'investimento sono stati considerati uguali nei casi con e senza accumulo.

Per quanto riguarda il consumo di energia elettrica, questo è praticamente lo stesso nei casi con e senza accumulo, e questo è dovuto al fatto che, nel caso con accumulo, il surplus di consumo elettrico a causa della maggiore potenza necessaria alla fine della fase di scaricamento è compensato dal maggiore funzionamento del chiller nelle ore notturne, con un COP più elevato. Infine, nel caso senza accumulo, è necessario disporre di una potenza elettrica massima superiore a 3 kW, per evitare interruzioni di corrente durante le ore di punta. Ciò comporta un costo fisso annuo di 150 € dovuto alla quota potenza, che è evitato nel caso con accumulo.

Quindi, per l'utenza considerata, l'installazione di un chiller a compressione di vapore con sistema idronico e accumulo del freddo con acqua e PCM comporterebbe un costo di investimento di circa 590 € superiore rispetto a quello relativo al caso senza accumulo del freddo. Tuttavia, a causa del costo fisso annuo evitato di 150 €, nel caso con accumulo del freddo, il costo d'investimento più elevato, applicando un tasso d'interesse del 5%, rientrerebbe in meno di 5 anni.

Nel caso di utilizzo del sistema di accumulo del freddo basato soltanto sul PCM, si avrebbe un risparmio per l'acquisto del chiller di circa 800 €. Utilizzando il costo target del PCM riportato sopra, si ha un costo totale del PCM pari a 570 €. Il valore commerciale che avrebbe il serbatoio di circa 200 litri schematizzato in figura 8, qualora venga prodotto su larga scala, non è facilmente stimabile. Tuttavia, è verosimile ipotizzare

che, anche in questo caso, il costo di investimento totale del sistema con accumulo del freddo sia maggiore rispetto al caso senza accumulo. In questo caso, la differenza tra i costi di investimento rientrerebbe in meno di 5 anni se il costo del serbatoio è inferiore a 820 €.

5 Impianto sperimentale

A valle del dimensionamento del chiller e dei sistemi di accumulo del freddo, si è passati alla fase di realizzazione dell'impianto sperimentale. La figura 18 mostra il layout finale dell'impianto sperimentale, mentre la figura 19 mostra una foto dell'impianto, realizzato nel laboratorio prove accumulo termico del Centro Ricerche ENEA Portici. Nella foto sono indicati i componenti principali dell'impianto, ovvero il chiller, lo scambiatore di calore che simula i carichi dell'utenza, e il serbatoio di accumulo del freddo.

Il chiller è di tipo elettrico a compressione di vapore. Si tratta, in particolare, del modello ThermoFlex24000 della Thermo Scientific, caratterizzato da un range di regolazione della temperatura del fluido di processo che va da 5°C a 40°C, con una potenza massima di refrigerazione, a 50 Hz e con temperatura in uscita di 5°C, di 15 kW. Esso può operare con valori della temperatura ambiente nel range che va da 10°C a 40°C, ed è dotato di una pompa con prevalenza massima, a 50 Hz, di circa 4 bar. L'accuratezza con cui viene regolata la temperatura del fluido di processo è di $\pm 0,1^\circ\text{C}$. In figura 18 è possibile notare la presenza di un ramo di parallelo al chiller su cui sono montate una pompa e una valvola manuale. Tale ramo è stato previsto al fine di controllare la portata del fluido termovettore, e quindi la potenza refrigerante, verso l'utenza e l'accumulo, ovvero la portata misurata dal sensore F1, dato che la potenza refrigerante massima che il chiller può erogare è maggiore rispetto a quella necessaria per simulare il chiller asservito all'utenza considerata, calcolata nel capitolo precedente. La figura 20 mostra una foto del ramo di regolazione.

La figura 21 mostra una foto dello scambiatore di calore che simula sperimentalmente i carichi termici dell'utenza relativi al condizionamento dell'aria nel periodo estivo. Esso è uno scambiatore di calore a tubi alettati, con tubi in rame e alette in alluminio, con una superficie di scambio termico totale di 38 m². Esso è dotato di 2 ventole con motori trifase da 100 W ognuno, con velocità di rotazione controllabile tramite un inverter, e la massima potenza termica che è in grado di trasferire al fluido termovettore, nelle condizioni operative del chiller descritte nei capitoli precedenti, e con una temperatura ambiente di 20°C, è pari a 15 kW.

La figura 22 mostra il serbatoio cilindrico di accumulo del freddo, con acqua e PCM macro-incapsulato come materiale di accumulo. A sinistra si possono vedere gli attacchi dello scambiatore a serpentina al processo, mentre a destra si vedono le termocoppie di tipo T per la misura della distribuzione della temperatura lungo l'asse del serbatoio. Le dimensioni del serbatoio sono quelle ricavate mediante la simulazione numerica del sistema di accumulo, ovvero la capacità del serbatoio è di 420 litri. Per lo scambiatore di calore, non è stato possibile alloggiare una serpentina da 8 m² di superficie di scambio termico, valore questo utilizzato nelle simulazioni, all'interno del serbatoio. Difatti, la superficie di scambio della serpentina immersa nel serbatoio di figura 21 è di 4 m². Infine, in testa al serbatoio è stata saldata una flangia, con diametro di 290 mm, per l'inserimento del PCM macro-incapsulato. La soluzione individuata per l'incapsulamento del PCM è rappresentata da contenitori cilindrici di alluminio, come quello mostrato in figura 23, capaci ognuno di contenere circa 3 litri di PCM.

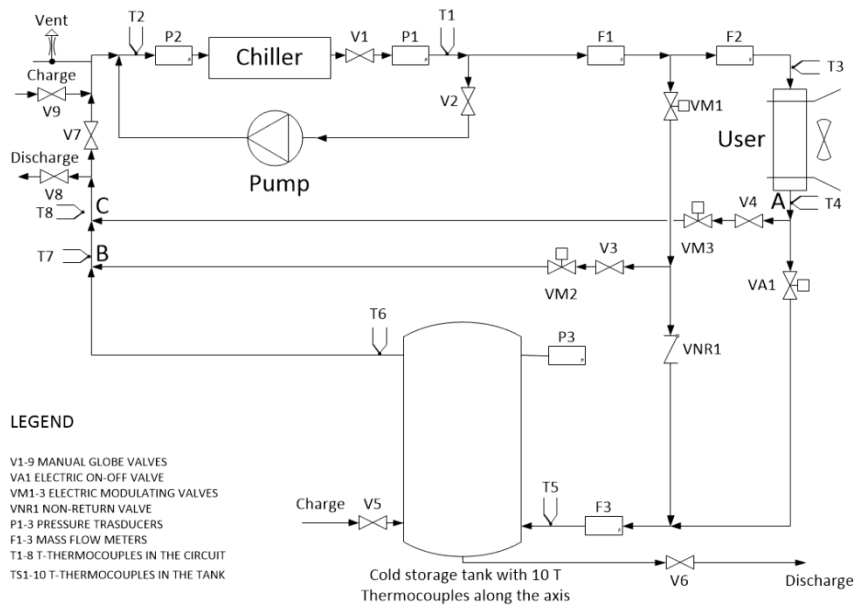


Figura 18. Layout finale dell'impianto sperimentale.

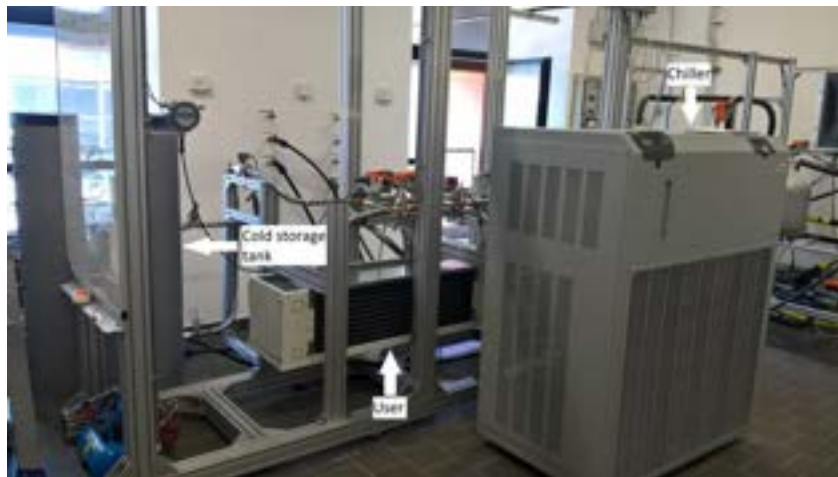


Figura 19. Foto dell'impianto sperimentale.



Figura 20. Ramo per la regolazione della potenza refrigerante allo user.



Figura 21. Foto dello scambiatore di calore utilizzato per simulare i carichi di refrigerazione dell'utenza.



Figura 22. Serbatoio di accumulo del freddo con acqua e PCM macro-incapsulato.



Figura 23. Contenitore di alluminio per il PCM.

La figura 24 mostra una foto delle valvole elettriche a sfera utilizzate per il controllo delle portate. Come già descritto in precedenza, all'uopo sono utilizzate tre valvole elettriche modulanti e una valvola elettrica on/off, tutte con velocità di chiusura/apertura di 10°/s. In figura 18 si può notare che, oltre alle valvole elettriche, sono utilizzate anche delle valvole manuali. Queste servono per effettuare delle regolazioni preliminari delle perdite di carico, al fine di garantire il controllo delle portate in tutti i range di funzionamento previsti. Le portate sono misurate tramite sensori magnetici, uno dei quali mostrato in figura 25, caratterizzati da una precisione pari allo 0,5% del valore misurato.



Figura 24. Valvole per il controllo delle portate.



Figura 25. Sensore di portata.

6 Attività sperimentale svolta

L'ultima fase del lavoro ha riguardato la realizzazione di un'attività sperimentale finalizzata alla valutazione e al confronto delle performance di scambio termico di due differenti moduli di accumulo del freddo, uno composto da solo PCM, l'altro caratterizzato dalla presenza di PCM e di una schiuma metallica in esso immersa. Tale attività ha richiesto una fase di studio preliminare, svolta nella precedente annualità dell'accordo di programma, e riportata nel Report tecnico ENEA "Studio ed analisi dei materiali a cambiamento di fase per l'accumulo del freddo e delle relative applicazioni", il cui scopo è stato quello di analizzare e comprendere le principali caratteristiche e potenzialità offerte dai materiali a cambiamento di fase utilizzati nell'ambito dell'accumulo del freddo, presenti oggi in commercio, al fine di identificare quei materiali le cui caratteristiche, in termini di capacità di accumulo e temperatura di fusione, fossero in grado di soddisfare le esigenze di accumulo del freddo nel settore residenziale. Tale attività ha permesso, quindi, di identificare il materiale di accumulo utilizzato per le prove sperimentali, ovvero un materiale a cambiamento di fase della PureTemp, con temperatura di fusione pari a 15°C e calore latente di 182 J/g. Per quanto riguarda la schiuma metallica, la scelta è ricaduta su una schiuma metallica di alluminio 6101, 10 PPI e con una densità relativa compresa nell'intervallo 4,5-6,5.

6.1 Apparato e prove sperimentali

Sono stati condotti due test differenti: il primo relativo al caso di accumulo del freddo con solo PCM ed il secondo relativo al caso con PCM e schiuma metallica.

Al fine di effettuare un confronto tra le performance di scambio termico dei due differenti sistemi di accumulo del freddo, è stata utilizzata la medesima quantità di materiale di accumulo, fissata a 2,402 kg in modo tale che nel caso di sistema di accumulo con sistema combinato PCM – schiuma metallica, quest'ultima, alta 20 cm, fosse completamente immersa nel PCM. La figura 26 mostra la schiuma metallica utilizzata, mentre le figure 27a) e 27b) mostrano i moduli di accumulo riempiti, rispettivamente, con solo PCM, e con PCM e schiuma metallica.



Figura 26. Schiuma metallica di alluminio 6101.

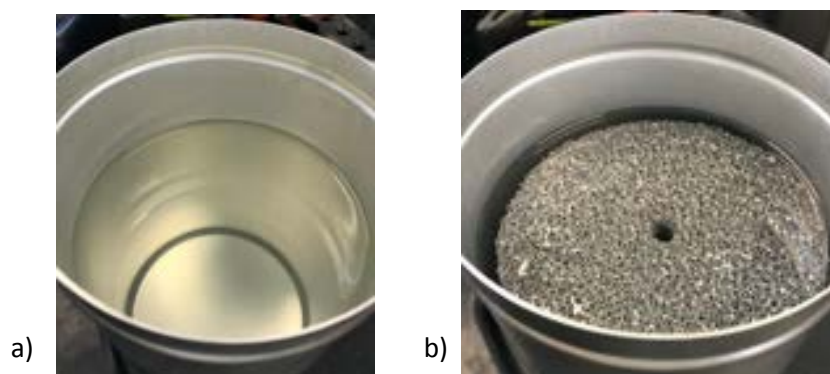


Figura 27. Moduli di accumulo: a) con solo PCM; b) con PCM e schiuma metallica.

Le misurazioni della temperatura sono state effettuate con termocoppie di tipo T classe 1, introdotte all'interno dei moduli di accumulo mediante dei fori praticati sul coperchio dei cilindri. Nel caso con solo PCM, sono state utilizzate 5 termocoppie: una posizionata lungo l'asse del cilindro; le altre 4 a metà raggio, come mostrato in figura 28; mentre nel caso di sistema di accumulo con PCM e schiuma metallica è stata utilizzata un'unica termocoppia, posizionata, come mostrato in figura 29, lungo l'asse del cilindro. In tutti i casi le misurazioni sono state effettuate ad un'altezza di 9 cm dal fondo dei recipienti.

Le misure di temperatura sono state acquisite mediante il modulo di acquisizione della *National Instruments NI 9213*, usando il controller *NI cRIO 9066*.



Figura 28. Posizionamento delle termocoppie per effettuare le misure di temperatura nel caso di sistema di accumulo con solo PCM.



Figura 29. Posizionamento delle termocoppie per effettuare le misure di temperatura nel caso di sistema di accumulo con PCM e schiuma metallica.

I due differenti test sperimentali sono stati eseguiti mediante la camera climatica *TPS Tenney*, mostrata in figura 30, nel seguente modo:

1. inizialmente è stata impostata una rampa di un'ora per portare la camera climatica dalla temperatura ambiente a $7,0^{\circ}\text{C}$, a valle della quale è stato introdotto il modulo di accumulo;
2. la temperatura nella camera è stata, poi, fissata a $7,0^{\circ}\text{C}$ per 10 ore;
3. a seguire è stata impostata una rampa di un'ora per portare la temperatura nella camera da $7,0^{\circ}\text{C}$ a 23°C ;
4. infine, la temperatura nella camera è stata mantenuta a 23°C per 10 ore.

Nei due test, le fasi di caricamento dei moduli non ha avuto la stessa durata, essendo l'inizio di questa dipendente dall'effettivo inserimento del modulo all'interno della camera. Nel dettaglio, nel caso con solo PCM, la fase di caricamento è durata 7 ore e 52 minuti, mentre la fase di scaricamento 8 ore e 15 minuti.



Figura 30. Camera climatica utilizzata per le prove sperimentali.

6.2 Risultati delle prove sperimentali

Le figure 31 e 32 riportano, rispettivamente, i profili di temperatura ottenuti nel caso con solo PCM e quelli relativi al caso con PCM e schiuma metallica. Per ciascun caso, le figure evidenziano la fase di caricamento e di scaricamento, e per quest'ultima, inoltre, è evidenziata la fase di rampa che è stata effettuata al fine di portare la camera climatica da 7 a 23°C.

Dai profili riportati, risulta evidente che il PCM utilizzato sia soggetto al fenomeno del sottoraffreddamento; esso, infatti, pur essendo caratterizzato da una temperatura di fusione di 15°C, inizia a solidificare a circa 13,7°C, ben al di sotto della temperatura di fusione dichiarata.

Dalle figure mostrate, si nota che in entrambi i casi, fino a circa 3000 s i moduli sono soggetti ad un forte decremento della temperatura fino a circa 13,7°C; dopodiché la fase di caricamento prosegue a temperatura pressoché costante. Come ci si attendeva, i profili di temperatura ottenuti nella parte iniziale del caricamento fino a circa 3000s, nei due casi, sono abbastanza sovrapponibili: per entrambi i sistemi analizzati, infatti, in questo intervallo temporale, il meccanismo di scambio termico predominante per quanto concerne il trasferimento di calore dall'ambiente esterno al PCM, risulta essere quello convettivo; ciò implica che l'aggiunta della schiuma metallica, la cui presenza occorre a favorire lo scambio termico conduttivo, non provochi differenze apprezzabili. Col proseguire del caricamento, il PCM inizia a solidificare, ed il meccanismo di scambio termico predominante inizia ad essere quello conduttivo. In questo range, come risulta chiaramente dall'analisi dei profili della fase di scaricamento, la presenza della schiuma garantisce che una quantità maggiore di PCM sia soggetta a solidificazione, rispetto al caso di sistema di accumulo composto da solo PCM.

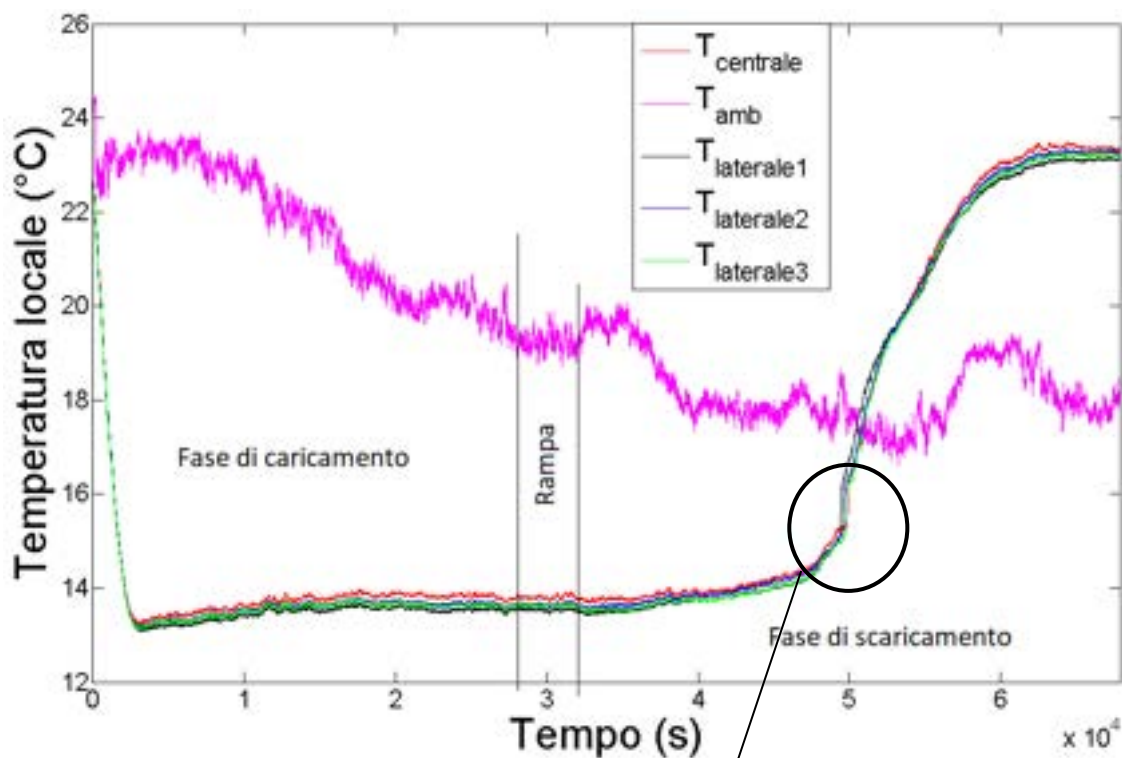


Figura 31a. Profili di temperatura ottenuti nel caso di unità di accumulo con solo PCM.

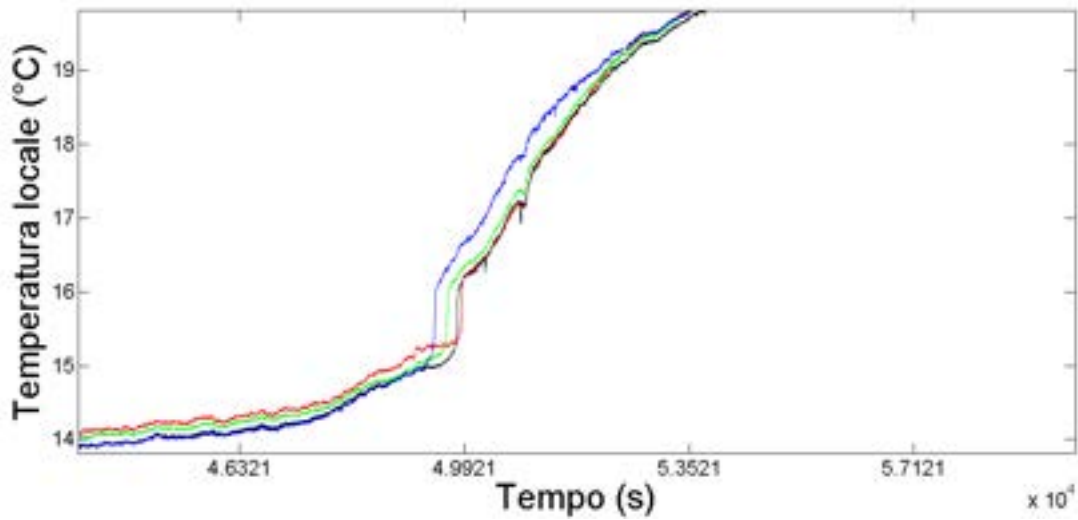


Figura 31b. Ingrandimento della figura 30a.

Per quanto concerne i profili di scaricamento, dopo aver subito un iniziale incremento di temperatura, in entrambi i casi, la temperatura dei moduli si assesta per un certo tempo, diverso per ciascun caso, a 15°C, ovvero alla temperatura di fusione nominale. Nel caso con solo PCM, ciò accade per un tempo molto ridotto (figura 31b)), mentre nel caso con PCM e schiuma metallica, tale fenomeno interessa il modulo di accumulo per un tempo più prolungato. Il motivo di ciò risiede nel fatto che nel caso di assenza della schiuma, per effetto della minore conducibilità dell'intero sistema, la quantità di PCM soggetta a solidificazione, in fase di caricamento, risulta essere minore rispetto a quella del caso con schiuma metallica, e confinata sulle pareti del contenitore.

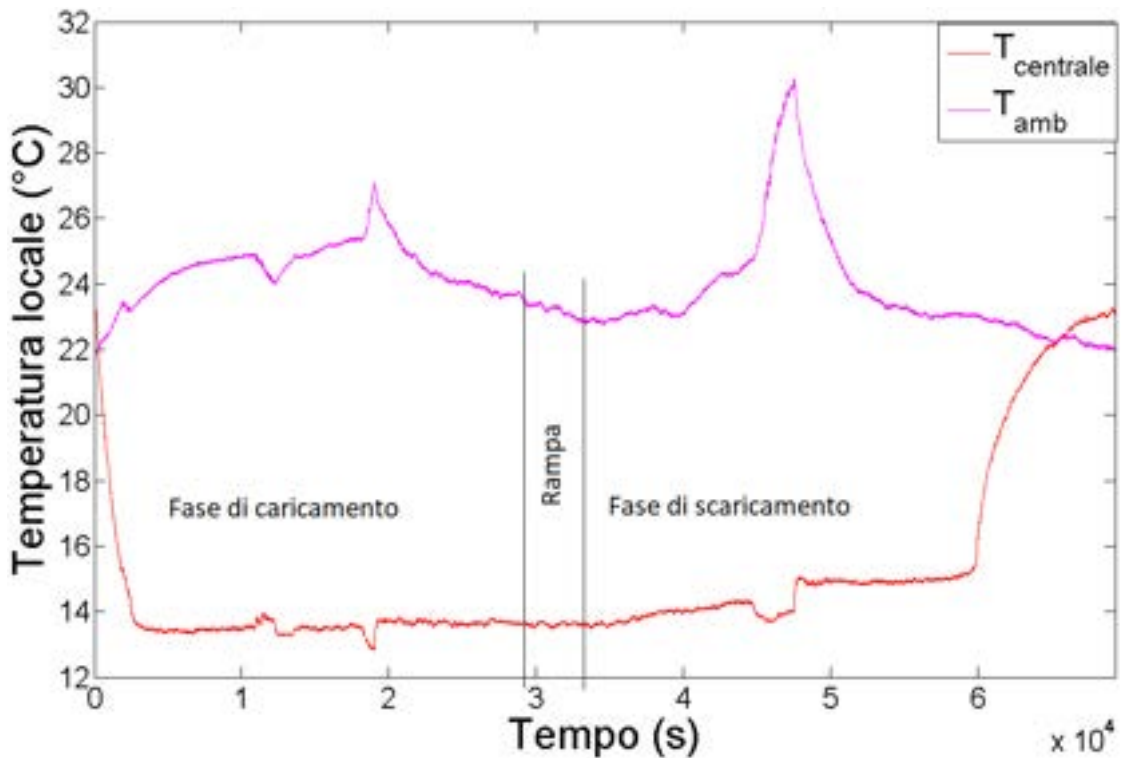


Figura 32. Profili di temperatura ottenuti nel caso di unità di accumulo con PCM e schiuma metallica.

7 Conclusioni

In questo report sono descritte le attività svolte dal gruppo di lavoro del laboratorio DTE-FSN-FOSG dell'ENEA riguardanti l'utilizzo di PCM come materiale di accumulo per sistemi di accumulo del freddo, come previsto dal PAR 2016 del progetto Ricerca di Sistema PAR 2015-2017. In particolare, in linea con il PAR 2015, il lavoro svolto ha avuto come obiettivo la realizzazione di un impianto indoor finalizzato allo svolgimento di test sperimentali per la valutazione delle performance energetiche e/o economiche di diversi sistemi di accumulo del freddo, utilizzati in ambito residenziale, basati sull'utilizzo combinato di acqua e materiali a cambiamento di fase, e operanti secondo diverse strategie operative. L'attività ha, inoltre, previsto la realizzazione di prove sperimentali finalizzate alla valutazione delle performance di scambio termico di due differenti sistemi di accumulo del freddo, uno composto da solo PCM, l'altro caratterizzato, inoltre, dalla presenza di una schiuma metallica.

La prima parte del lavoro svolto, relativo alla realizzazione dell'impianto di accumulo del freddo, può essere schematizzato in 4 attività principali: individuazione e caratterizzazione dell'utenza per la quale prevedere l'integrazione di un sistema di accumulo del freddo nell'impianto per il condizionamento ambientale per la stagione estiva; selezione della strategia operativa e pre-design; dimensionamento dell'impianto per i test sperimentali; realizzazione dell'impianto sperimentale.

La prima fase di questa prima parte ha riguardato, quindi, la selezione dell'utenza residenziale Italiana, ovvero dei carichi termici da simulare mediante l'impianto sperimentale. L'utenza selezionata è rappresentata da un'abitazione monofamiliare, le cui caratteristiche sono riportate nel capitolo 2.

Nella seconda fase, è stata studiata una strategia per il funzionamento dell'impianto, ed è stato effettuato un dimensionamento preliminare dei componenti dell'impianto sperimentale sulla base di tale strategia operativa. Le scelte fatte in merito alla strategia di gestione dell'intero impianto, e gli effetti di tali scelte sul dimensionamento preliminare dei componenti principali dell'impianto sono espone nel terzo capitolo.

I risultati ottenuti nella seconda fase sono stati impiegati nella fase successiva per ricavare le dimensioni definitive dei componenti principali dell'impianto. In questo studio sono state valutate due soluzioni differenti per quanto concerne l'accumulo del freddo, una costituita da un serbatoio di accumulo contenente soltanto PCM, l'altra rappresentata da un serbatoio d'acqua contenente PCM macro-incapsulato. Nel quarto capitolo sono dettagliate le metodologie impiegate per dimensionare i suddetti componenti nei due casi analizzati, e sono riportati i risultati ottenuti applicando le suddette metodologie, ovvero le dimensioni definitive del chiller e dei sistemi di accumulo del freddo.

A valle del dimensionamento del chiller e dei sistemi di accumulo, è stata effettuata la realizzazione dell'impianto sperimentale indoor. Nel capitolo 5 sono riportate delle foto dell'impianto, e sono riportate le caratteristiche principali dei componenti reali.

La seconda parte del lavoro svolto, descritta nel capitolo 6, ha riguardato la realizzazione di un'attività sperimentale finalizzata alla valutazione delle performance di scambio termico di due differenti sistemi di accumulo del freddo: uno composto da solo PCM, l'altro caratterizzato dalla presenza di PCM e di una schiuma metallica. Da tale attività è emerso come la presenza della schiuma metallica, all'interno del modulo di accumulo a PCM, ne determini un incremento delle performance di scambio termico, e consenta di incrementare l'energia termica accumulata e, quindi, rilasciata dall'intero sistema. Con tale attività, quindi, sono stati resi fruibili dati sperimentali, e opportuni fattori di input, con cui rendere possibile la validazione di modelli analitici sviluppati al fine di valutare numericamente le performance dei due particolari sistemi testati.

Per il PAR 2017, si prevede di impiegare l'impianto sperimentale per determinare le effettive strategie operazionali e i criteri di integrazione per i sistemi di accumulo analizzati e dimensionati nel corso della presente annualità. L'attività consentirà, inoltre, di avere un quadro completo in merito alle effettive performance energetiche ed economiche di diversi sistemi di accumulo del freddo (serbatoio con acqua e PCM macro-incapsulato, serbatoio con PCM, sistema convenzionale ad acqua fredda), per un'applicazione nell'ambito del contesto residenziale italiano.

8 Riferimenti bibliografici

- [1] Silveti, B., MacCracken, M. Thermal storage and deregulation. *ASHRAE Journal*, 1998, 4, 55–59.
- [2] Wang, S.K. *Handbook of air conditioning and refrigeration*, 2nd ed.; McGraw-Hill, 2001. [3] Sillman S. Performance and economics of annual storage solar heating systems. *Solar Energy* 1981;27(6):513–28.
- [3] Lin H, Li XH, Cheng PS, Xu BG. Thermo-economic evaluation of air conditioning system with chilled water storage. *Energy Conversion and Management*, 2014, 85, 328–332.
- [4] Yan C, Shi W, Li X, Zhao Y. Optimal design and application of a compound cold storage system combining seasonal ice storage and chilled water storage. *Applied Energy*, 2016, 171, 1–11.
- [5] Soler MS, Sabaté CC, Santiago VB, Jabbari F. Optimizing performance of a bank of chillers with thermal energy storage. *Applied Energy*, 2016, 172, 275–285.
- [6] Kintner-Meyer M, Emery A. Optimal control of an HVAC system using cold storage and building thermal capacitance. *Energy and Buildings*, 1995, 23(1), 19–31.
- [7] Habeebullah BA. Economic feasibility of thermal energy storage systems. *Energy and Buildings*, 2007, 39, 355–363.
- [8] Sun Y, Wang S, Xiao F, Gao D. Peak load shifting using different cold thermal energy storage facilities in commercial buildings: A review. *Energy Conversion and Management*, 2013, 71, 101–114.
- [9] Navidbakhsh M, Shirazi A, Sanaye S. Four E analysis and multi-objective optimization of an ice storage system incorporating PCM as the partial cold storage for air-conditioning applications. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 58(1-2), 30–41.
- [10] Oró E, Depoorter V, Plugrad NSJ. Overview of direct air free cooling and thermal energy storage potential energy savings in data centres. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 85, 100–110.
- [11] Mongibello L, Bianco N, Caliano M, Graditi G. Influence of heat dumping on the operation of residential micro-CHP system. *Applied Energy*, **2015**, 160, 206–220.
- [12] Bejan, A.; Kraus, A.D. *Heat Transfer Handbook*, John Wiley & Sons Inc. Hoboken, 2003.
- [13] Tay, N.H.S.; Belusko, M.; Bruno, F. An effectiveness-NTU technique for characterising tube-in-tank phase change thermal energy storage systems. *Applied Energy*, 2012, 91, 309-319.
- [14] Mongibello, L.; Capezzuto, M.; Graditi, Technical and cost analyses of two different heat storage systems for residential micro-CHP plants. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 71, 636-642.
- [15] Mongibello, L.; Bianco, N.; Caliano, M.; de Luca, A.; Graditi, G. Transient analysis of a solar domestic hot water system using two different solvers. *Energy Procedia*, 2015, 81, 89-99.
- [16] Mather, D.W.; Hollands, K.G.T.; Wright, J.L. Single- and Multi-Tank energy storage for solar heating systems: Fundamentals. *Solar Energy*, 2002, 73, 3-13.
- [17] Newton, B.J., Schmid, M.; Mitchell, J.W.; Beckman, W.A. Storage tank models. *Proceedings of ASME/JSME/JSES International Solar Energy Conference*, Maui, Hawaii, 1995.
- [18] Gnielinski Y. Heat transfer and pressure drop in helically coiled tubes. *8th International Heat Transfer Conference* 1986, 6, 2847–2854.
- [19] Morgan, V.T., The overall convective heat transfer from smooth circular cylinders, *Adv Heat Transfer*, 1975, 11, 199-264.