



Ricerca di Sistema elettrico

## Analisi sperimentale di sistemi di accumulo del freddo innovativi per applicazioni residenziali

L. Mongibello, M. Caliano, G. Ciniglio, M. Di Somma, G. Graditi

ANALISI SPERIMENTALE DI SISTEMI DI ACCUMULO DEL FREDDO INNOVATIVI PER APPLICAZIONI  
RESIDENZIALI

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

Settembre 2018

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

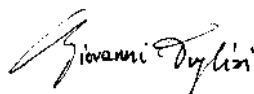
Piano Annuale di Realizzazione 2017

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

Handwritten signature of Giovanni Puglisi in black ink.

## Indice

SOMMARIO.....	4
1 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE.....	5
2 APPARATO SPERIMENTALE .....	6
2.1 IMPIANTO PROVA ACCUMULO FREDDO .....	6
2.2 SERBATOIO CONVENZIONALE CON ACQUA E PCM MACRO-INCAPSULATO.....	8
2.3 SERBATOIO DI PCM CON MANTELLO IN PLEXIGLASS.....	9
3 CARATTERISTICHE DELLE SIMULAZIONI SPERIMENTALI .....	11
3.1 UTENZA SIMULATA .....	11
3.2 STRATEGIE DI FUNZIONAMENTO IMPLEMENTATE.....	12
3.3 CARATTERISTICHE DEI SISTEMI DI ACCUMULO REALIZZATI ED ANALIZZATI SPERIMENTALMENTE.....	15
3.3.1 <i>Serbatoio di accumulo del freddo con acqua e PCM macro-incapsulato</i> .....	15
3.3.2 <i>Serbatoio di PCM con mantello in plexiglass</i> .....	18
4 RISULTATI SPERIMENTALI .....	20
4.1 SERBATOIO CON ACQUA E PCM MACRO-INCAPSULATO.....	20
4.1.1 <i>Funzionamento con parzializzazione del flusso</i> .....	20
4.1.2 <i>Funzionamento senza parzializzazione del flusso (caso UNINA)</i> .....	23
4.2 SERBATOIO DI PCM CON MANTELLO IN PLEXIGLASS.....	24
5 CONCLUSIONI.....	27
RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	28

## Sommario

Questo documento presenta le attività svolte ed i risultati ottenuti dal gruppo di lavoro del laboratorio DTE-FSN-FOSG dell'ENEA nel corso della terza annualità del progetto RdS PAR 2015-2017 (progetto d.1 obiettivo b), riguardanti l'utilizzo di materiale a cambiamento di fase (PCM) come materiale di accumulo per sistemi di accumulo del freddo innovativi per applicazioni residenziali. In particolare, in questo report sono presentati i risultati ottenuti dalle varie prove sperimentali effettuate mediante l'impianto prove accumulo freddo presso il laboratorio LPSAT (Laboratorio Prova Sistemi di Accumulo Termico) del CR Enea Portici, realizzato nell'ambito del presente progetto. Le prove sperimentali sono state effettuate utilizzando i due differenti sistemi per l'accumulo del freddo dimensionati nel corso del PAR 2016 del presente progetto [1] mediante codici di calcolo dedicati. Inoltre, in questo documento sono riportati i risultati ottenuti dalla prova sperimentale realizzata per validare il modello sviluppato dal Dipartimento di Ingegneria Industriale (DII) dell'Università degli Studi di Napoli Federico II nell'ambito dell'Accordo di Collaborazione *“Sviluppo di un modello non stazionario per la simulazione termo-fluidodinamica di un sistema di accumulo del freddo basato sull'impiego di acqua e un materiale a cambiamento di fase (PCM – phase change material) macro-incapsulato come materiali di accumulo”* stipulato tra ENEA e DII.

Nella prima parte del report è riportato un diario delle attività svolte e sono descritti l'apparato sperimentale utilizzato per i test e le caratteristiche dell'utenza residenziale simulata sperimentalmente. Successivamente, vengono mostrati e discussi i risultati sperimentali relativi a ciascuno dei due sistemi di accumulo del freddo analizzati. Infine, sono riportate le conclusioni del presente studio, sulla base delle quali sono state stabilite le attività da effettuare nel periodo di estensione del presente progetto.

## 1 Descrizione delle attività svolte

Di seguito sono descritte, brevemente, le attività svolte nel corso della corrente annualità.

1. La prima fase delle attività è stata finalizzata alla realizzazione degli apparati sperimentali utilizzati per le prove, ovvero dei due sistemi di accumulo del freddo, caratterizzati da:
  - un serbatoio convenzionale con acqua e PCM macro-incapsulato;
  - un serbatoio di PCM con mantello in plexiglass.
2. La seconda fase, ha previsto l'implementazione delle strategie operative selezionate, per ciascun sistema di accumulo del freddo considerato.
3. Infine, la terza fase ha previsto l'analisi dei risultati ottenuti dalle prove sperimentali.

## 2 Apparato sperimentale

In questo capitolo sono descritti i componenti principali dell'apparato sperimentale utilizzato per l'analisi dei sistemi per l'accumulo del freddo progettati e realizzati nell'ambito del presente progetto. Tali sistemi sono stati dimensionati in funzione dell'utenza residenziale simulata, ovvero una abitazione mono-familiare situata nella zona climatica E, ed utilizzando i codici di calcolo sviluppati nel corso della precedente annualità.

### 2.1 Impianto prova accumulo freddo

Le figura 1 e 2 mostrano rispettivamente il layout e una foto dell'impianto, realizzato presso il laboratorio LPSAT del Centro Ricerche ENEA Portici. I componenti principali dell'impianto sono il chiller, utilizzato per simulare la produzione del refrigeratore, lo scambiatore di calore che simula i carichi dell'utenza, ed il serbatoio di accumulo del freddo.

Il chiller, visibile sul lato destro della foto in figura 2, 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  $\pm 0,1^\circ\text{C}$ . La figura 3 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 m<sup>2</sup>. 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 è pari a 15 kW. Le misure di temperatura nel circuito dell'impianto sono tutte realizzate mediante termocoppie di tipo T classe 1, caratterizzate da un'accuratezza di  $\pm 0,5^\circ\text{C}$ , mentre le misure di portata sono effettuate con flussometri magnetici "Comac Flow 38 mass flow meter", caratterizzati da un'accuratezza dello 0,2% del valore misurato, fino a un minimo di 0,05 litri/s.

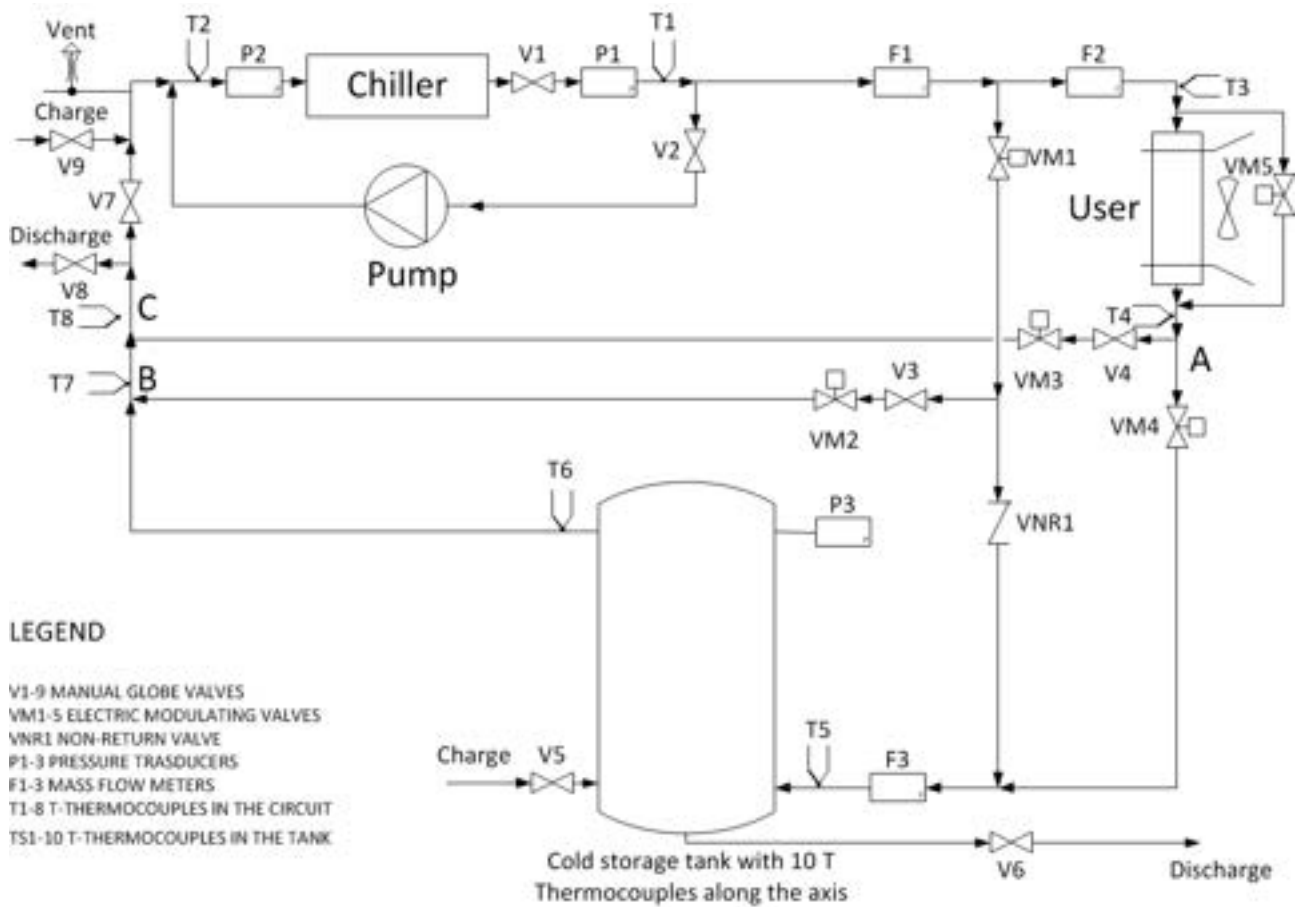


Figura 1. Layout dell'impianto prova accumulo freddo.



Figura 2. Impianto prova accumulo freddo presso il CR Enea Portici.



Figura 3. Scambiatore di calore utilizzato per simulare i carichi di refrigerazione

## 2.2 Serbatoio convenzionale con acqua e PCM macro-incapsulato

Le figura 4 e 5 mostrano, rispettivamente, il disegno e una foto del serbatoio cilindrico da 320 litri utilizzato per l'accumulo del freddo con acqua e PCM macro-incapsulato come materiale di accumulo, mentre la figura 6 mostra una delle bottiglie di alluminio utilizzate per il contenimento del PCM, quest'ultimo avente temperatura di fusione pari a 15°C. Il serbatoio è provvisto di un isolamento termico realizzato con uno strato di 5 cm di poliuretano espanso sulle pareti esterne, ed è equipaggiato con 9 termocoppie (tipo T classe 1), utilizzate per misurare la temperatura dell'acqua lungo l'asse del serbatoio, ed una flangia posta sulla parte bassa del serbatoio per l'inserimento delle bottiglie con il PCM. Il serbatoio è equipaggiato anche con uno scambiatore a serpentina a doppia elica, avente diametro pari a 1", e superficie di scambio pari a 4 m<sup>2</sup>, che però non è stato impiegato nelle simulazioni sperimentali. Invero, nelle prove sperimentali, il fluido termovettore (acqua demineralizzata) entra direttamente nel serbatoio, attraverso uno dei manicotti presenti nella parte bassa del serbatoio, ed esce attraverso il condotto di uscita posto sulla parte alta del serbatoio. Le prove sperimentali sono state effettuate con serpentino vuoto, e pertanto, il volume occupato dal serpentino, pari a 20 litri circa, non rappresenta volume utile per l'accumulo del freddo.

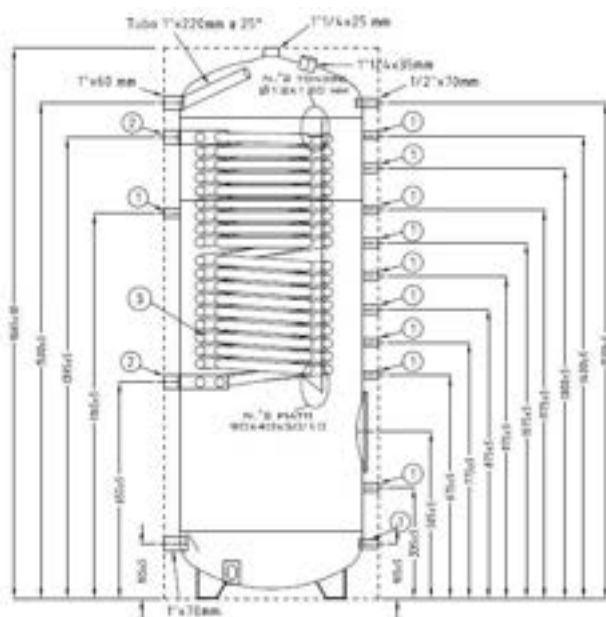


Figura 4. Disegno del serbatoio di accumulo da 320 l contenente acqua e PCM macro-incapsulato.



Figura 5. Foto del serbatoio.



Figura 6. Bottiglia di alluminio per il contenimento del PCM.

Tabella 1. Proprietà termofisiche del PCM.

Proprietà	Valore
Temperatura di fusione (°C)	15
Calore latente (kJ kg <sup>-1</sup> )	182
Conducibilità termica (W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	
Solido	0,25
Liquido	0,15
Densità (kg m <sup>-3</sup> )	
Solido	950
Liquido	860
Calore specifico (J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	
Solido	2250
Liquido	2560

Infine, la tabella 1 mostra le proprietà termofisiche del PCM utilizzato. Si può notare che la densità del PCM è inferiore rispetto a quella dell'acqua, pertanto sono state aggiunte delle sferette di acciaio nelle bottiglie al fine di confinarle nella parte bassa del serbatoio.

### 2.3 Serbatoio di PCM con mantello in plexiglass

Le figure 7 e 8 mostrano, rispettivamente, il disegno e una foto del serbatoio con mantello in plexiglass realizzato per effettuare test utilizzando soltanto il PCM come materiale di accumulo. Tale serbatoio è stato simulato e dimensionato mediante il modello non stazionario basato sul metodo  $\epsilon$ -NTU, sviluppato nel corso della precedente annualità. Il serbatoio è composto dai seguenti componenti principali: 1. fascio tubiero costituito da 66 tubi da 3/8" schedula 40s, di acciaio austenitico AISI 316, distribuiti secondo una maglia triangolare; 2. plenum inferiore in acciaio AISI 316, con un tubo da 3/4", filettato esternamente, saldato tangenzialmente al mantello del plenum per l'ingresso del fluido termovettore (acqua a 1,5 bar); 3. plenum superiore in acciaio AISI 316, anch'esso con un tubo da 3/4", filettato esternamente, saldato tangenzialmente al mantello del plenum per l'uscita del fluido termovettore, e da una valvola di sfiato 1/2" in testa al plenum; 4. mantello in plexiglass trasparente, con diametro interno 500 mm e spessore 5 mm, per il contenimento del PCM.

Sul mantello sono calettate 25 termocoppie di tipo T classe 1 (5 termocoppie su 5 piani a quote differenti) mediante raccordi a compressione, ognuna delle quali con la giunzione calda posizionata in ben preciso punto all'interno del materiale di accumulo. I piani di misura distano 0,195 m l'uno dall'altro, con il primo a partire dal basso a 0,195 m dalla base del mantello, e su ogni piano di misura, una sonda misura la temperatura sull'asse del serbatoio mentre le altre quattro misurano le temperature ai semi-raggi, con i punti di misura posizionati a formare una croce. Il mantello è anche dotato di una valvola su tubo dritto da 1/2" per il caricamento/scaricamento del materiale di accumulo in fase liquida, posizionata nella parte bassa del mantello. L'altezza del mantello è pari a 1,350 m ed è tale da ottenere un'apertura verso l'ambiente esterno tra il bordo superiore del mantello e il plenum superiore. In altre parole, il mantello non tocca la base del plenum superiore, per cui il pelo libero del PCM si trova a pressione ambiente.

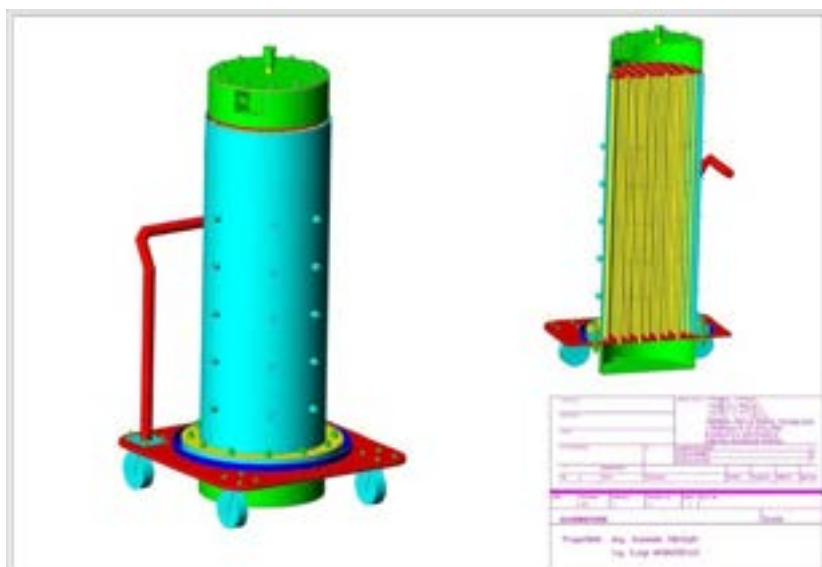


Figura 7. Disegno complessivo del serbatoio con mantello in plexiglass.



Figura 8. Foto del serbatoio con mantello in plexiglass.

### 3 Caratteristiche delle simulazioni sperimentali

Questo capitolo descrive in dettaglio i casi simulati sperimentalmente relativi all'applicazione dei sistemi di accumulo del freddo ad un'utenza residenziale italiana. Nella prima parte si riportano i carichi di raffrescamento relativi all'utenza simulata. Successivamente, vengono descritte le strategie di funzionamento implementate, e nella parte finale sono dettagliate le caratteristiche dei sistemi di accumulo utilizzati per le simulazioni sperimentali.

#### 3.1 Utenza simulata

L'utenza considerata è stata selezionata al fine di simulare in laboratorio carichi termici reali e non in scala ridotta. Pertanto, è stata considerata l'utenza domestica rappresentata da una casa monofamiliare, caratterizzata da una superficie utile di 150 m<sup>2</sup>, un fattore di forma di 0,9 m<sup>-1</sup>, e situata nella zona climatica E.

La domanda 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. [2]. In particolare, i suddetti carichi sono stati calcolati considerando il condizionamento ambientale nella stagione estiva limitato ai mesi di giugno, luglio e agosto, e che è realizzato mediante un chiller elettrico a compressione di vapore con sistema idronico. La domanda termica annuale per il condizionamento ambientale estivo è stata fissata a 21 kWh/m<sup>2</sup>/anno, e per tutti i giorni di funzionamento sono stati considerati gli stessi profili orari relativi ai carichi termici ed elettrici. La figura 9 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 10 mostra 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 9, appare chiaro che, nel caso in cui non è presente alcun sistema di accumulo del freddo integrato nell'impianto di condizionamento dell'aria, per l'utenza considerata è necessario adottare un chiller di almeno 1,6 kW di potenza elettrica nominale, corrispondente al massimo carico elettrico orario durante la giornata standard, al fine di soddisfare pienamente la domanda termica per il condizionamento ambientale estivo, considerando le perdite termiche pari al 5%. La stima delle perdite termiche è stata effettuata in base ai risultati delle simulazioni sperimentali effettuate.

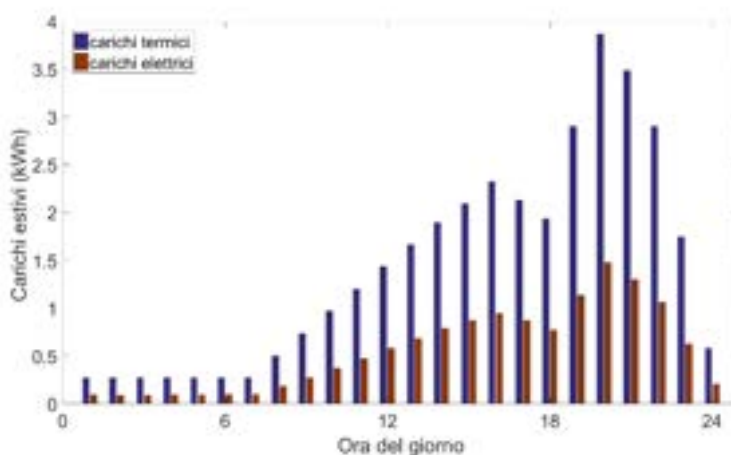


Figura 9. Carichi termici ed elettrici per il condizionamento ambientale estivo.

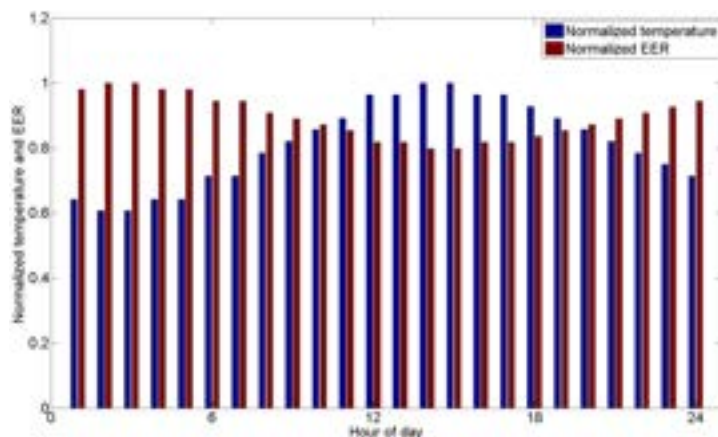


Figura 10. Profili orari normalizzati della temperatura ambiente e del COP.

### 3.2 Strategie di funzionamento implementate

Così come descritto nel report relativo allo studio effettuato nella seconda annualità del presente progetto [1], il dimensionamento dei componenti di un impianto di raffrescamento con accumulo del freddo integrato non può prescindere dal modo in cui vengono gestiti la produzione del freddo ed il suo accumulo.

Con riferimento ai carichi riportati in figura 9, 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, al fine di limitare il numero di arresti e riavvii e la potenza nominale del chiller, nel presente caso il dimensionamento preliminare del chiller ed il calcolo della capacità dei sistemi di accumulo del freddo sono stati effettuati considerando un accumulo del freddo "parziale", ed in base alle seguenti assunzioni sul funzionamento del chiller:

1. Il chiller, durante il suo funzionamento, deve lavorare a potenza costante, portata del fluido termovettore costante, e temperatura di uscita, che indicheremo con  $T_{c,out}$ , 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.

L'assunzione n. 1 implica che anche la temperatura di ingresso al chiller del fluido termovettore, che indicheremo con  $T_{c,in}$ , deve essere costante. Le suddette assunzioni determinano in maniera univoca la potenza nominale del chiller e la capacità del sistema di accumulo del freddo, per l'utenza considerata. La figura 11 mostra la potenza termica erogata e la potenza elettrica assorbita dal chiller durante la giornata standard, mentre la figura 12 mostra sullo stesso grafico la potenza termica erogata dal chiller ed i carichi termici, risultanti dai calcoli realizzati in base alle suddette assunzioni. Si può notare che la potenza termica di refrigerazione del chiller è pari a 1,92 kW, con un valore massimo della potenza elettrica assorbita di 0,79 kW, che è pari a circa la metà del massimo valore 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 13 mostra, per ciascun'ora del giorno, i minuti di funzionamento del chiller risultanti. 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 14 mostra, per ciascun'ora del giorno, la differenza tra la generazione di freddo del chiller e il carico per il raffrescamento. La quantità totale di freddo da accumulare è pari a 6,3 kWh, che rappresenta circa il 18% del carico termico di refrigerazione giornaliero dell'utenza.

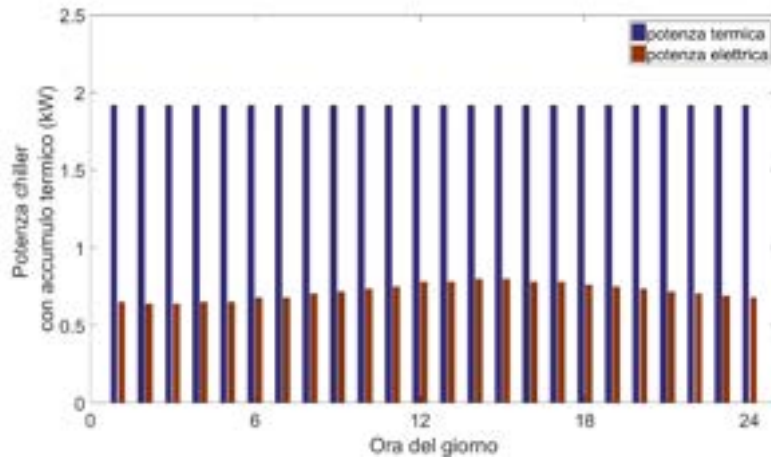


Figura 11. Potenza refrigerante erogata e potenza elettrica assorbita dal chiller con accumulo del freddo.

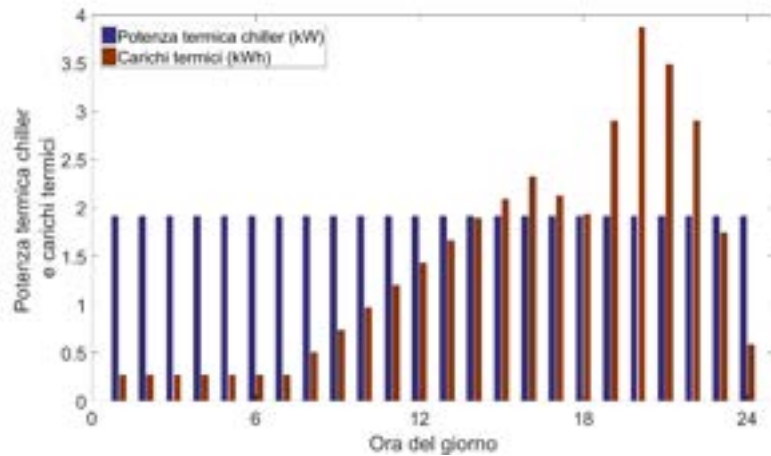


Figura 12. Potenza refrigerante erogata dal chiller e carichi termici.

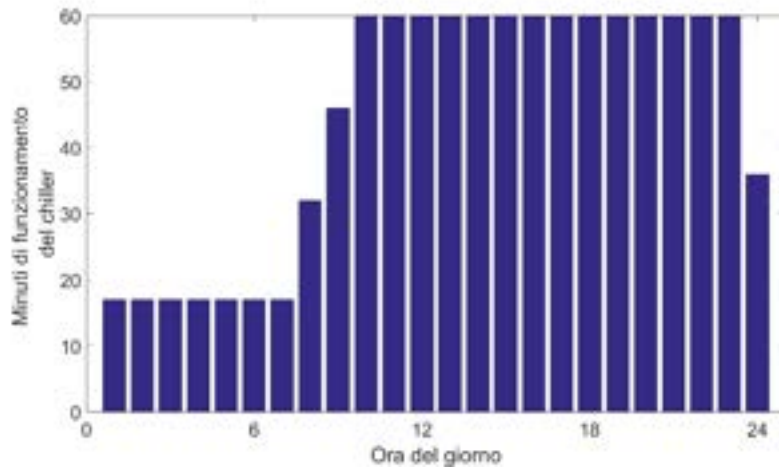


Figura 13. Minuti di funzionamento del chiller.

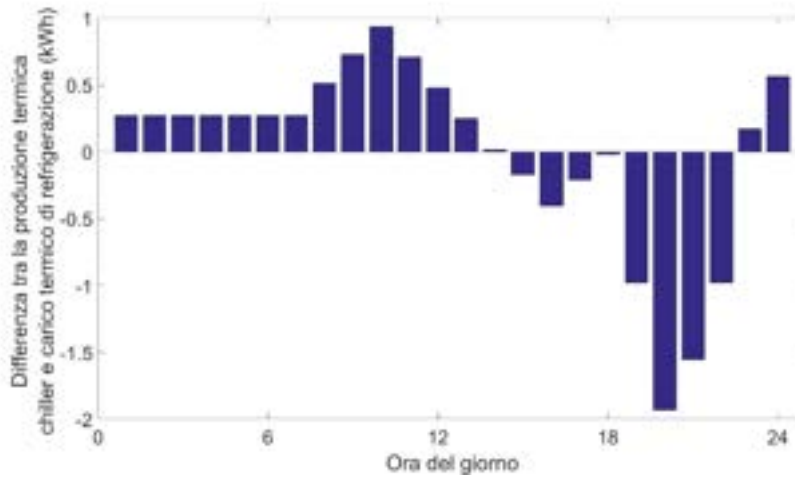


Figura 14. Differenza tra produzione del freddo e carichi.

La suddetta strategia operativa è stata messa in pratica utilizzando l'impianto prova accumulo freddo, di cui si riporta in figura 15 un layout semplificato.

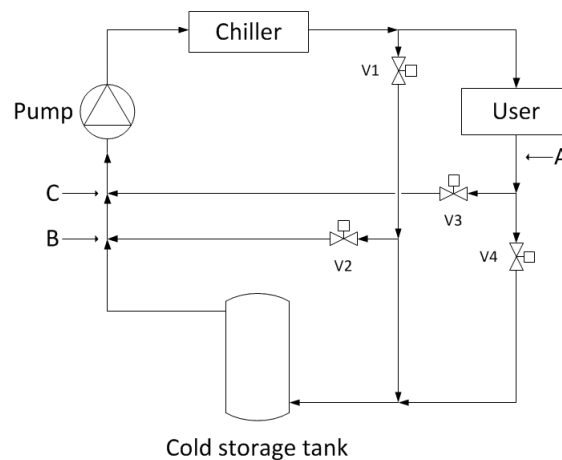


Figura 15. Layout semplificato dell'impianto prova accumulo freddo.

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 dell'utenza, ovvero al punto A, sia 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. Altrimenti, nel caso in cui 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 1 e 2 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.

Oltre alla strategia operativa di cui sopra, sulla quale, come già detto, si è basato il calcolo della capacità dei sistemi di accumulo realizzati ed analizzati sperimentalmente nell'ambito del presente progetto, è stato implementato anche un funzionamento dell'impianto con accumulo termico senza alcuna parzializzazione della portata. In questo caso, il chiller funziona in maniera continua, e tutta la portata del fluido termovettore in uscita dal chiller alla temperatura nominale  $T_{c,out}$  è inviata all'utenza, ovvero allo scambiatore che simula l'utenza, e successivamente al serbatoio di accumulo del freddo. In questo caso, che presenta le valvole V1, V2 e V3 sempre chiuse, mentre la valvola V4 sempre aperta, il serbatoio di accumulo è caricato quando il carico è relativamente basso, mentre viene scaricato quando il carico è alto, ovvero nelle ore di picco.

### 3.3 *Caratteristiche dei sistemi di accumulo realizzati ed analizzati sperimentalmente*

I risultati del paragrafo precedente derivanti dalla scelta della strategia operativa sono stati impiegati per dimensionare il chiller e per ricavare le quantità di PCM da inserire nei due differenti serbatoi per l'accumulo del freddo analizzati sperimentalmente, ovvero il serbatoio da 320 litri con acqua e PCM macro-incapsulato come materiali di accumulo, ed il serbatoio con mantello in plexiglass contenente soltanto PCM. La potenza erogata dal chiller e la quantità di PCM per ciascun serbatoio sono state ricavate a mezzo dei codici di calcolo per la simulazione numerica del comportamento non stazionario dei sistemi di accumulo sviluppati nel corso della precedente annualità e descritti in dettaglio nel relativo report [1].

#### 3.3.1 *Serbatoio di accumulo del freddo con acqua e PCM macro-incapsulato*

La potenza erogata dal chiller e la quantità di PCM nel serbatoio da 320 litri sono state calcolate attraverso la seguente procedura:

1. simulazione del funzionamento del chiller e di un ipotetico serbatoio di accumulo del freddo avente soltanto acqua come materiale di accumulo;
2. calcolo del numero di moduli di PCM da inserire all'interno del serbatoio considerando le dimensioni effettive del serbatoio (320 l);

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

La simulazione numerica del serbatoio di accumulo del freddo con acqua è stata fatta assumendo che il fluido termovettore esce 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 0,075 kg/s. 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 tra la temperatura di ingresso e quella di uscita dal chiller, ovvero  $13,1^{\circ}\text{C}$  e  $7^{\circ}\text{C}$ , rispettivamente. Esso è dato dalle seguente espressione:

$$V_{w,tot} = \frac{SC}{\rho_w c_{p_w} (T_{c,in} - T_{c,out})} \quad (1)$$

dove  $SC$  rappresenta la capacità massima di accumulo del freddo risultante dal pre-design, ovvero 6,3 kWh (22,7 MJ). Il volume d'acqua risultante è pari a circa 890 litri. L'altezza del serbatoio dalla sua superficie inferiore è stata considerata pari a 2 m (senza isolamento) e l'intera superficie esterna del serbatoio isolata con uno strato di 0,1 m di poliuretano espanso rigido. I risultati della simulazione numerica riportati in questo paragrafo si riferiscono a una discretizzazione spaziale del serbatoio realizzata con 50 nodi, e a un delta temporale di 60 sec. L'indipendenza dei risultati dalla discretizzazione spaziale e temporale è stata assicurata.

I principali output del codice Matlab realizzato per simulare il serbatoio ad acqua sono le temperature nei nodi del serbatoio, e la temperatura di uscita dell'acqua dal serbatoio. Ad ogni passo di tempo, la temperatura e la portata massica dell'acqua in ingresso al serbatoio sono stati calcolati in base alla strategia di funzionamento adottata. A ogni ora, il chiller è attivo e la portata di massa è diversa da zero, solo per il numero di minuti corrispondenti riportati in figura 13. I risultati che seguono si riferiscono a condizioni periodiche, ottenute a partire da una temperatura iniziale dell'acqua del serbatoio pari a  $13,1^{\circ}\text{C}$ .

La figura 16 mostra l'evoluzione temporale della temperatura dell'acqua all'ingresso e all'uscita del serbatoio durante la giornata standard, e l'evoluzione temporale della temperatura dell'acqua nella sezione di ingresso del chiller, mentre la figura 17 mostra la portata massica dell'acqua attraverso il serbatoio e l'utenza. Con riferimento alla figura 16, si può notare che, intorno a  $h = 12$ , la temperatura dell'acqua all'ingresso del chiller è leggermente inferiore rispetto al valore atteso di  $T_{c,in}$ , ovvero  $13,1^{\circ}\text{C}$ . Ciò è dovuto al fatto che, a questo punto della giornata, la temperatura dell'acqua all'uscita del serbatoio è inferiore a  $13,1^{\circ}\text{C}$ , 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 dell'acqua all'uscita costante e pari a  $7^{\circ}\text{C}$ . Si può notare inoltre che, alla fine della fase di scaricamento, la temperatura dell'acqua all'uscita del serbatoio, e quella in ingresso al chiller sono superiori a  $13,1^{\circ}\text{C}$ . In questo caso, il chiller deve lavorare ad una potenza superiore a quella di pre-design, ovvero a 0,96 kW, per mantenere la temperatura di uscita costante e pari a  $7^{\circ}\text{C}$ . Questo significa che il chiller operante a una potenza elettrica assorbita costante e pari a 0,79 kW, assieme al serbatoio di accumulo del freddo considerato, non sono sufficienti per soddisfare la domanda di potenza refrigerante dell'utenza.

Le considerazioni di cui sopra sono ancora più evidenti analizzando la figura 18, 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, dalla simulazione è emerso che 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. 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 0,96 kW, che è ancora molto più bassa rispetto a quella del caso senza accumulo, vale a dire 1,60 kW.

I risultati della simulazione sono stati utilizzati per calcolare la quantità di PCM da aggiungere all'acqua nel serbatoio da 320 litri. In figura 18 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 quasi tutta l'energia refrigerante prevista nel pre-design, ovvero 22,7 MJ. Si è considerato, quindi, che una parte della suddetta capacità massima del serbatoio di accumulo del freddo venga accumulata dal PCM sotto forma di calore latente. In particolare, per le simulazioni sperimentali realizzate con il serbatoio commerciale da 320 litri, son stati impiegati 114 litri di PCM liquido, equamente distribuito in 120 bottiglie di alluminio da 1 litro, e 193 litri d'acqua.

Infine, si ribadisce che il dimensionamento del serbatoio di accumulo del freddo con acqua e PCM macro-incapsulato 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 le capsule (bottiglie) contenenti il PCM siano in grado di garantire un tasso di accumulo e rilascio del freddo tale da ottenere gli andamenti temporali delle temperature riportati in figura 16.

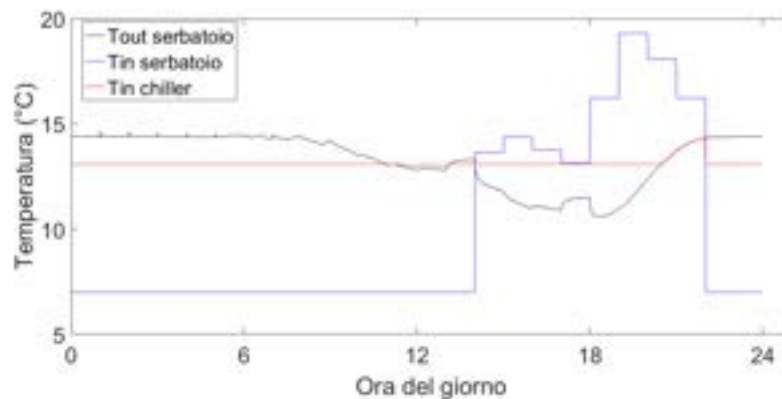


Figura 16. Andamento della temperatura dell'acqua all'ingresso e all'uscita del serbatoio, e all'ingresso del chiller.

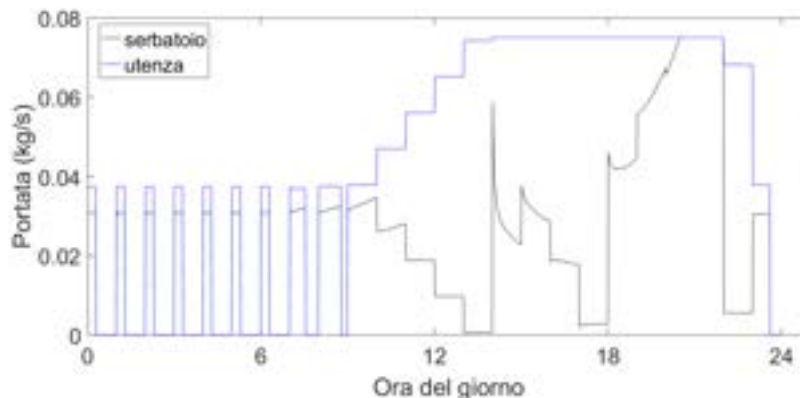


Figura 17. Portata dell'acqua attraverso il serbatoio e l'utenza.

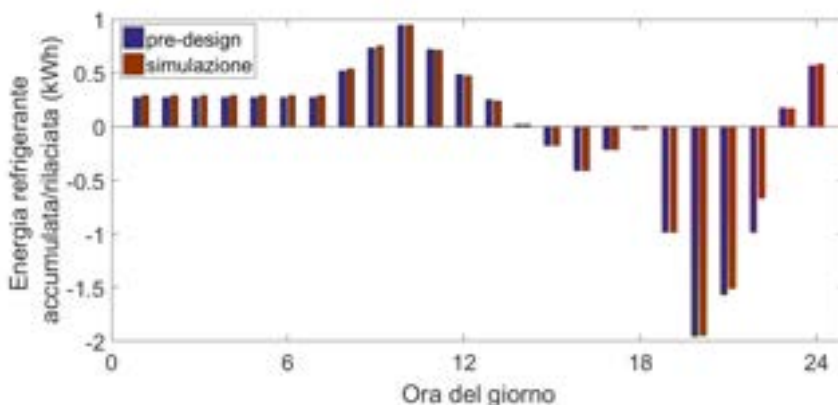


Figura 18. Energia refrigerante accumulata e rilasciata dal serbatoio di accumulo del freddo.

### 3.3.2 Serbatoio di PCM con mantello in plexiglass

In questo caso, il volume di PCM liquido nel serbatoio con mantello in plexiglass è stato calcolato considerando il totale dell’energia refrigerante da accumulare, pari a 6,3 kWh, e che il freddo venga accumulato soltanto sotto forma di calore latente. Il volume risultante è pari a 145 litri, a cui corrisponde un’altezza effettiva della colonna liquida di PCM nel serbatoio pari a 0,83 m, e una superficie di scambio con il fascio tubiero composto da 66 tubi paralleli da 3/8” di 2,74 m<sup>2</sup>.

Anche in questo caso, la simulazione numerica del serbatoio di accumulo del freddo con PCM è stata fatta assumendo che il fluido termovettore esce 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 0,075 kg/s. Per ciascun’ora, il calcolo della portata d’acqua attraverso il fascio tubiero e della temperatura dell’acqua al suo ingresso è stato fatto in accordo con la strategia operativa riportata precedentemente. E ancora, 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  $T_{c,in}=13,1^{\circ}\text{C}$ .

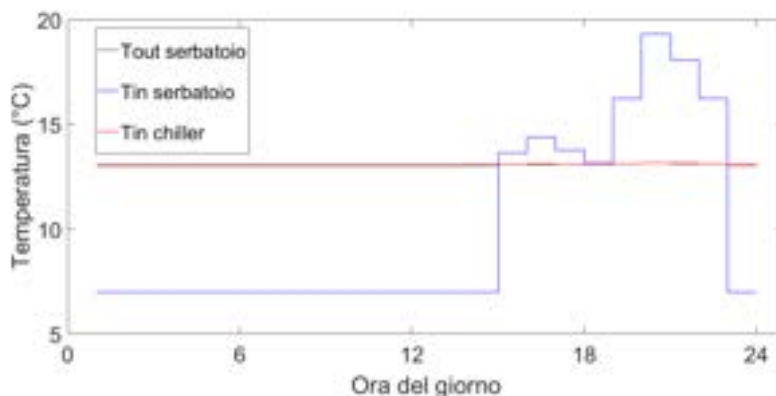


Figura 19. Andamento della temperatura dell’acqua all’ingresso e all’uscita del fascio tubiero, e all’ingresso del chiller.

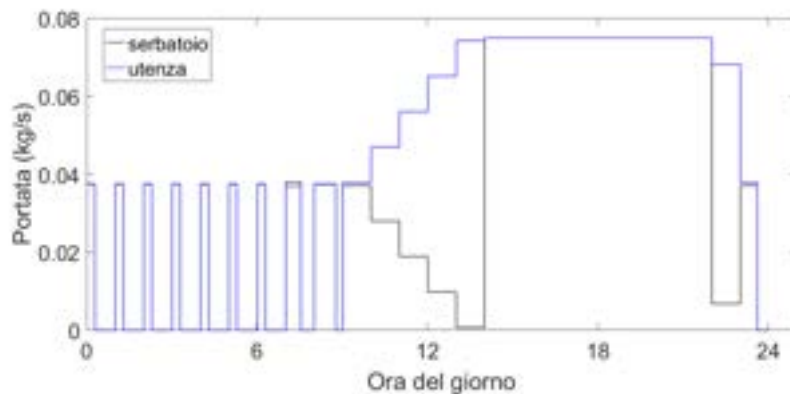


Figura 20. Portata dell'acqua attraverso il fascio tubiero e l'utenza.

La figura 19 mostra l'andamento temporale della temperatura dell'acqua all'ingresso e all'uscita del serbatoio, e all'ingresso del chiller, mentre la figura 20 mostra la portata massica dell'acqua attraverso il fascio tubiero e l'utenza. Si può notare in figura 20 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, tutta la portata d'acqua è inviata al sistema di accumulo per il pre-raffreddamento, ed è consistente col fatto che la temperatura all'ingresso del chiller è uguale a quella in uscita dal fascio tubiero durante tutta la fase di scaricamento, come mostrato dalla figura 19. La figura 19 mostra inoltre che la temperatura dell'acqua 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  $0,79\text{ kW}$ , 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 21, 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.

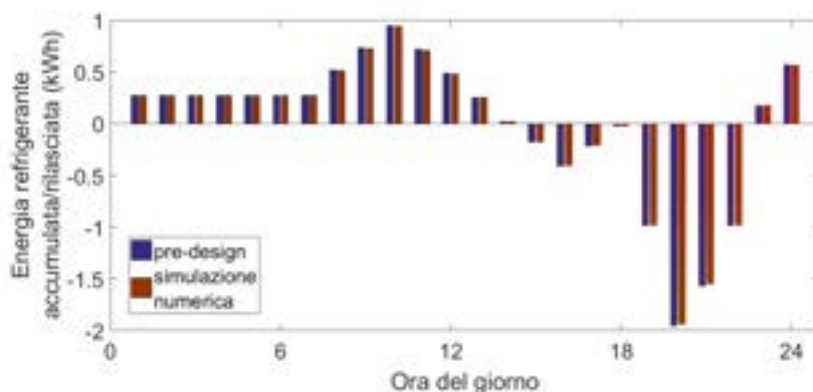


Figura 21. Energia refrigerante accumulata e rilasciata dal serbatoio di accumulo del freddo.

## 4 Risultati sperimentali

In questo capitolo sono riportati e discussi i risultati dei casi simulati sperimentalmente utilizzando l'impianto prova accumulo freddo ed i due serbatoi descritti nel secondo capitolo di questo report, realizzati nell'ambito del presente progetto. Nella prima parte sono mostrati i risultati ottenuti con il serbatoio da 320 litri con acqua e PCM macro-incapsulato come materiale di accumulo, mentre la seconda parte è dedicata al caso con il serbatoio con mantello in plexiglass contenente soltanto PCM. In ognuno dei casi analizzati, sono stati simulati più giorni standard consecutivi al fine di ottenere le condizioni di periodicità per quanto riguarda il funzionamento del chiller giorno dopo giorno. Pertanto, tutti i risultati mostrati in questo capitolo si riferiscono a condizioni periodiche di funzionamento del chiller, ottenute in tutti i casi già a partire dal secondo giorno di simulazione. Infine, si precisa che i risultati relativi al caso con acqua e PCM macro-incapsulato come materiali di accumulo del freddo sono stati ottenuti inserendo 55 bottiglie di PCM in fondo al serbatoio, e non le 120 bottiglie previste dal dimensionamento riportato nel capitolo precedente. Le prove sperimentali con 120 bottiglie di PCM saranno effettuate nel periodo di estensione del presente progetto, ed i risultati saranno mostrati e discussi nel relativo report.

### 4.1 Serbatoio con acqua e PCM macro-incapsulato

Come precisato sopra, i risultati mostrati in questo paragrafo si riferiscono ad una configurazione del serbatoio di accumulo caratterizzata dalla presenza di 55 bottiglie di PCM in fondo al serbatoio da 320 litri, mentre il volume restante è occupato dall'acqua.

#### 4.1.1 Funzionamento con parzializzazione del flusso

In questo caso, la strategia di funzionamento implementata è quella che prevede la parzializzazione del flusso, secondo la logica descritta nel paragrafo 3.2. Con riferimento allo schema di figura 5, la temperatura di set-point all'uscita del chiller è fissata a 7°C ed è controllata dal controller del chiller, la portata nel ramo chiller e quella nel ramo user controllate ai valori di set-point di figura 17 mediante, rispettivamente, la pompa di bypass, in parallelo al chiller, e la valvola modulante VM1 presente nel circuito, la temperatura al nodo A controllata ai valori relativi al carico termico con la valvola VM5, la temperatura al nodo B controllata a 13,1°C mediante la valvola VM2, e quella al nodo C controllata a 13,1°C mediante la valvola VM3.

Le figure 22, 23 e 24 mostrano, rispettivamente, la potenza termica refrigerante generata dal chiller e la potenza termica scambiata dallo scambiatore di calore che simula il carico (user), la temperatura dell'acqua all'uscita dello user, e le portate massiche dell'acqua nei rami del chiller, dello user e del serbatoio, durante la giornata. Con riferimento alla figura 22, si può notare che, per effetto della presenza del sistema di accumulo del freddo, nelle prime ore della giornata la potenza generata dal chiller è maggiore rispetto a quella scambiata dallo user che corrisponde ai carichi termici di figura 12, mentre è inferiore nelle ore di picco. Si nota inoltre che, come prescritto dalla strategia di funzionamento con parzializzazione del flusso, il funzionamento del chiller non è continuo nelle prime ore del giorno. Ciò è evidente anche se si considerano le figure 23 e 24. Infatti, nei periodi in cui il chiller è spento, le portate nei rami del circuito sono tutte nulle, e la temperatura all'uscita dello user tende ad aumentare fino a raggiungere la temperatura ambiente.

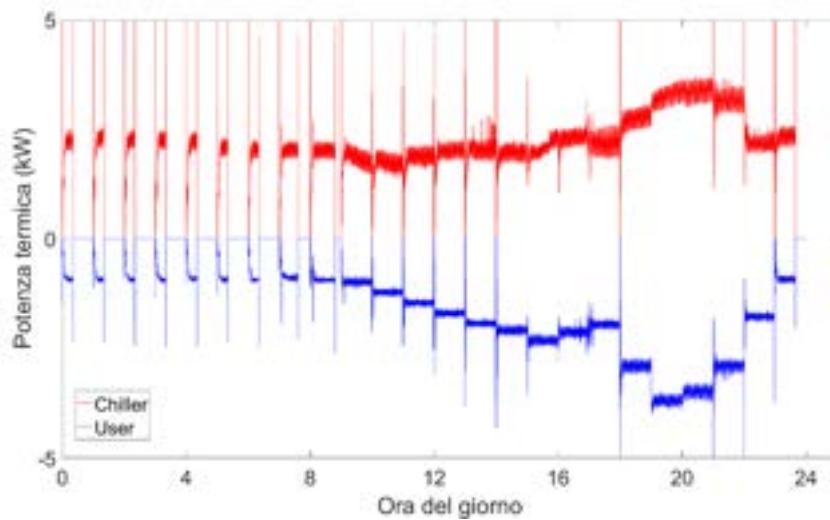


Figura 22. Andamento temporale della potenza termica refrigerante generata dal chiller e potenza termica scambiata dallo scambiatore di calore che simula il carico (user).

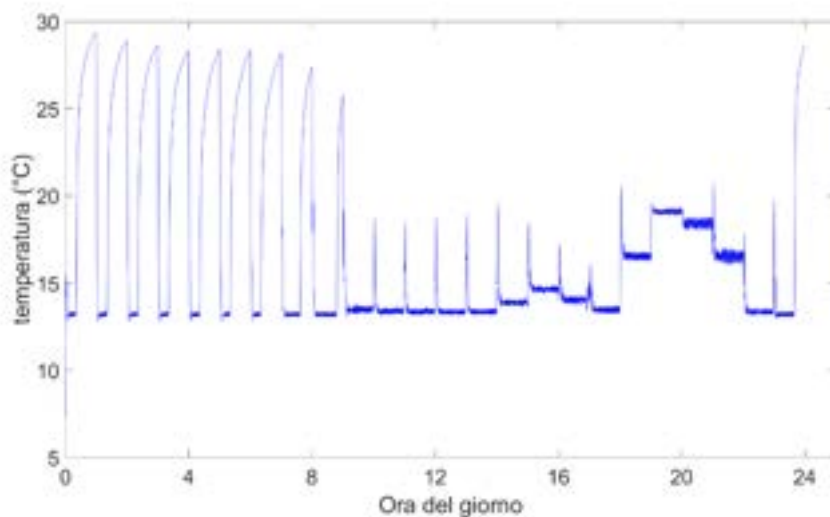


Figura 23. Temperatura dell'acqua all'uscita dello user durante la giornata.

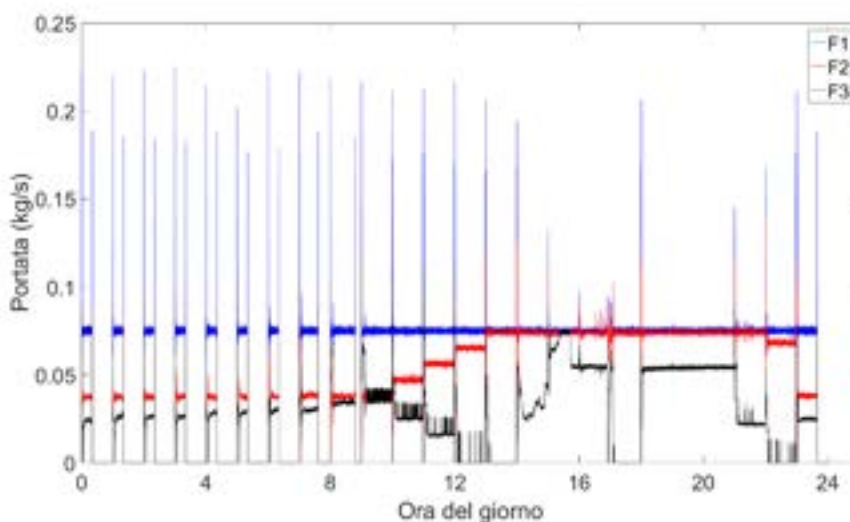


Figura 24. Portate massiche dell'acqua nel ramo chiller (F1), nel ramo user (F2), e nel serbatoio (F3) durante la giornata.

La figura 25 mostra le medie orarie dell'energia termica refrigerante accumulata nel serbatoio di accumulo del freddo, valutata attraverso un bilancio entalpico considerando l'ingresso e l'uscita del serbatoio, mentre la figura 26 mostra le medie orarie della potenza refrigerante generata dal chiller. Le due figure sono abbastanza distanti rispetto a quanto previsto nella fase di dimensionamento dei componenti dell'impianto, ovvero rispetto ai dati riportati nel paragrafo 3.3.1. Infatti, con riferimento alla figura 26, considerando che, come riportato in figura 13, il funzionamento del chiller è continuo dall'ora 10 all'ora 23, il valore medio massimo che si ottiene all'ora 21, pari a 3,37 kW<sub>t</sub>, può essere assunto come valore di picco giornaliero della potenza refrigerante generata dal chiller. A tale valore corrisponde una potenza elettrica assorbita dal chiller di 1,26 kW<sub>e</sub>, ottenuta considerando che il COP relativo all'ora 21 è pari a 2,67 (da figura 10), più alta rispetto a quel 0,96 kW<sub>e</sub> calcolato nella fase di dimensionamento dei componenti dell'impianto. Questo risultato è dovuto chiaramente al fatto che la capacità del serbatoio è più bassa rispetto a quella calcolata nella fase di dimensionamento, e anche al tasso di scambio termico tra acqua e bottiglie di PCM nel serbatoio, di cui, come più volte precisato, non si è tenuto conto nel calcolo della quantità di PCM nel serbatoio.

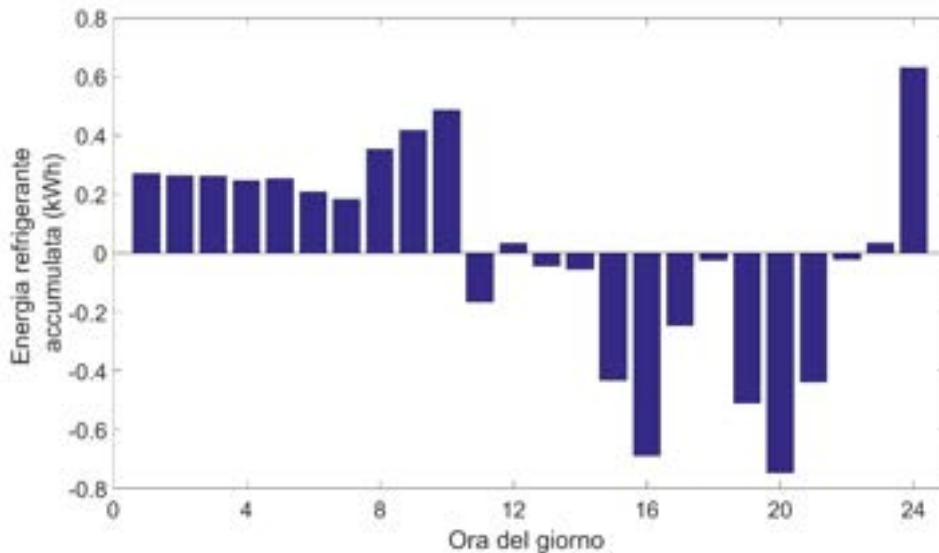


Figura 25. Medie orarie dell'energia termica refrigerante accumulata dal serbatoio.

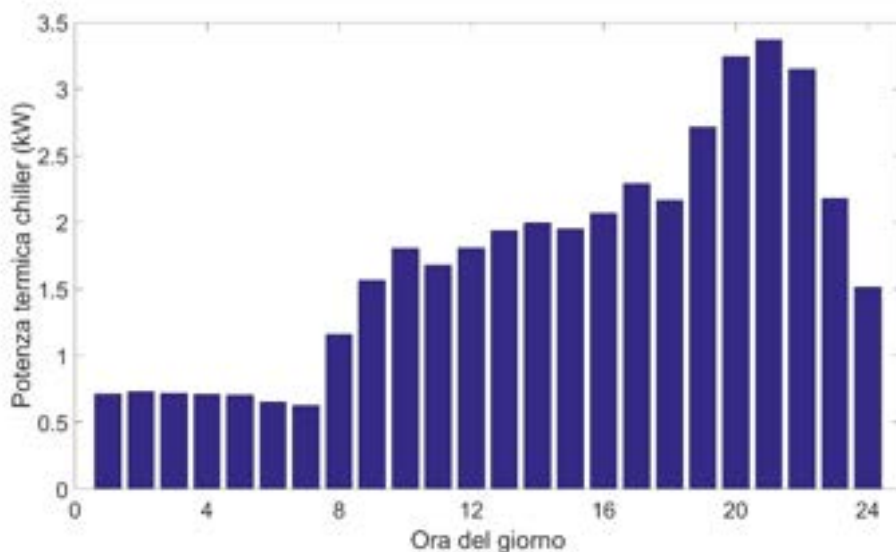


Figura 26. Media orarie della potenza termica refrigerante generata dal chiller.

Infine, la figura 27 mostra l'andamento della temperatura media dell'acqua nel serbatoio durante la giornata. Come si può notare, la temperatura media ad inizio giornata coincide con quella media a fine giornata, il che rappresenta una condizione necessaria affinché si verifichi la periodicità dei risultati giorno dopo giorno.

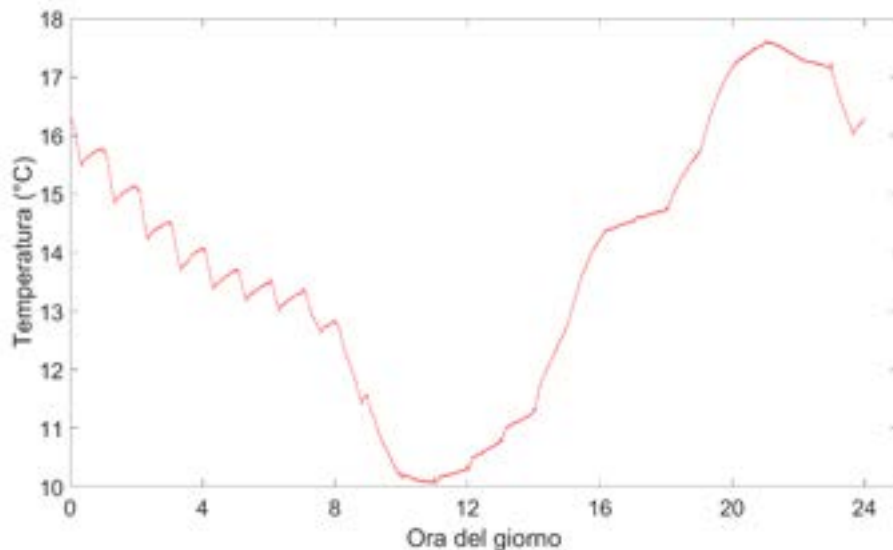


Figura 27. Temperatura media dell'acqua nel serbatoio di accumulo del freddo durante la giornata.

#### 4.1.2 Funzionamento senza parzializzazione del flusso (caso UNINA)

Secondo questa strategia di funzionamento il chiller funziona in maniera continua durante tutta la giornata, e tutta la portata del fluido termovettore in uscita dal chiller alla temperatura nominale di 7 °C e a 0,075 kg/s è inviata allo scambiatore che simula l'utenza, e successivamente al serbatoio di accumulo del freddo. La figura 28 mostra le medie orarie dell'energia termica refrigerante accumulata nel serbatoio di accumulo, mentre la figura 29 mostra le medie orarie della potenza refrigerante generata dal chiller. Dal confronto tra le figure 28 e 25 si nota che, come era da attendersi, nel caso con parzializzazione del flusso si ha un caricamento più lungo e uniforme ed uno scaricamento più corto e irregolare, mentre senza parzializzazione del flusso si ha uno scaricamento più lungo e regolare ed un caricamento più corto e concentrato soprattutto nelle prime tre ore della fase di caricamento. Infine, confrontando le figure 26 e 29, si può notare che nel caso senza parzializzazione la potenza di picco è leggermente più alta rispetto al caso con parzializzazione, il che implica una maggior efficacia della strategia operativa con parzializzazione del flusso nell'effettuare il peak-shaving del carico relativamente al presente caso.

I risultati sperimentali ottenuti in questo caso sono stati utilizzati per la validazione del modello sviluppato dal gruppo di lavoro del dipartimento DII dell'Università di Napoli Federico II, per la simulazione numerica del serbatoio con acqua e PCM macro-incapsulato, nell'ambito dell'accordo di collaborazione stipulato tra ENEA e DII in questa annualità.

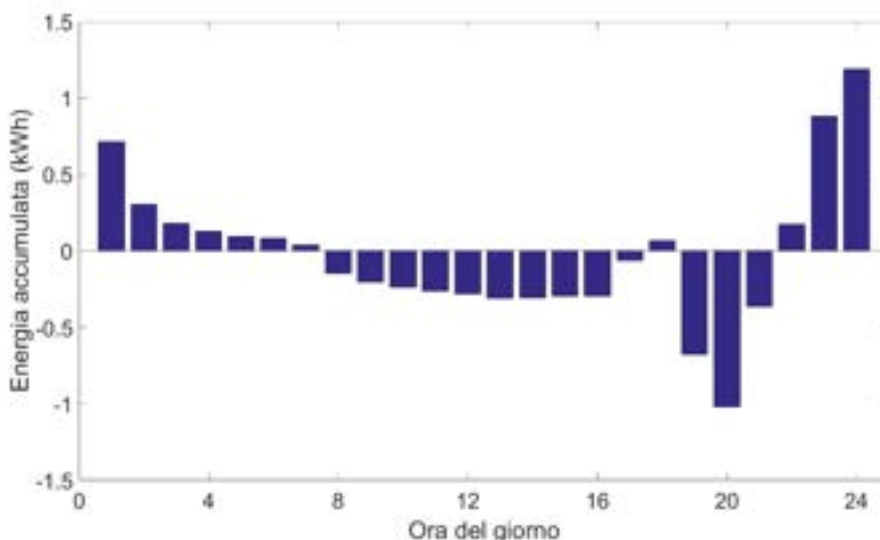


Figura 28. Medie orarie dell’energia termica refrigerante accumulata dal serbatoio.

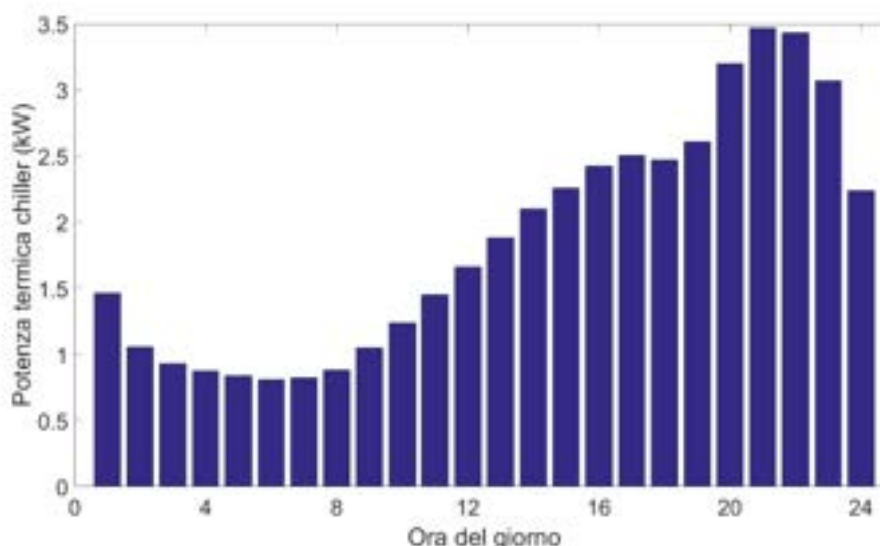


Figura 29. Media orarie della potenza termica refrigerante generata dal chiller.

#### 4.2 Serbatoio di PCM con mantello in plexiglass

I risultati ottenuti in questo caso hanno evidenziato un problema che era stato sottovalutato nella fase di dimensionamento e progettazione del serbatoio con mantello in plexiglass, ovvero lo scambio termico tra il PCM e l’ambiente esterno attraverso il mantello in plexiglass. Infatti, non si provveduto a progettare e realizzare un adeguato sistema di isolamento termico per il mantello in plexiglass, rimuovibile all’occorrenza per effettuare le indagini visive. Risultato di ciò è il fatto che il mantello in plexiglass presenta delle perdite termiche del freddo molto elevate dovute principalmente all’elevata temperatura ambientale che si registra nel laboratorio indoor durante le prove sperimentali, che hanno compromesso le varie prove effettuate, soprattutto quella con la parzializzazione del flusso, che presenta una fase di scaricamento praticamente inesistente. Invero, tutto il freddo accumulato durante il caricamento termico viene perso attraverso il mantello in plexiglass.

La figura 30 mostra le medie orarie dell’energia termica refrigerante accumulata nel serbatoio di PCM del mentre la figura 31 mostra le media orarie della potenza refrigerante generata dal chiller, nel caso

senza parzializzazione del flusso, e con una colonna liquida di PCM di altezza pari a 1,3 m, valore quest'ultimo nel più grande rispetto all'altezza risultante dal pre-design del sistema. Come si può notare, in questo caso quasi tutta l'energia refrigerante accumulata viene dispersa attraverso il mantello in plexiglass, e la produzione termica totale di energia termica refrigerante da parte del chiller supera di gran lunga il carico totale relativo all'utenza considerata. Infine, la figura 32 mostra alcune quattro foto del serbatoio di PCM con mantello in plexiglass, scattate all'inizio di quattro differenti ore del secondo giorno di simulazione sperimentale.

Nel periodo di estensione del presente progetto si provvederà a dimensionare ed installare sul mantello in plexiglass un strato di materiale isolante. Saranno altresì rifatti i test sperimentali, i cui risultati saranno mostrati nel report finale.

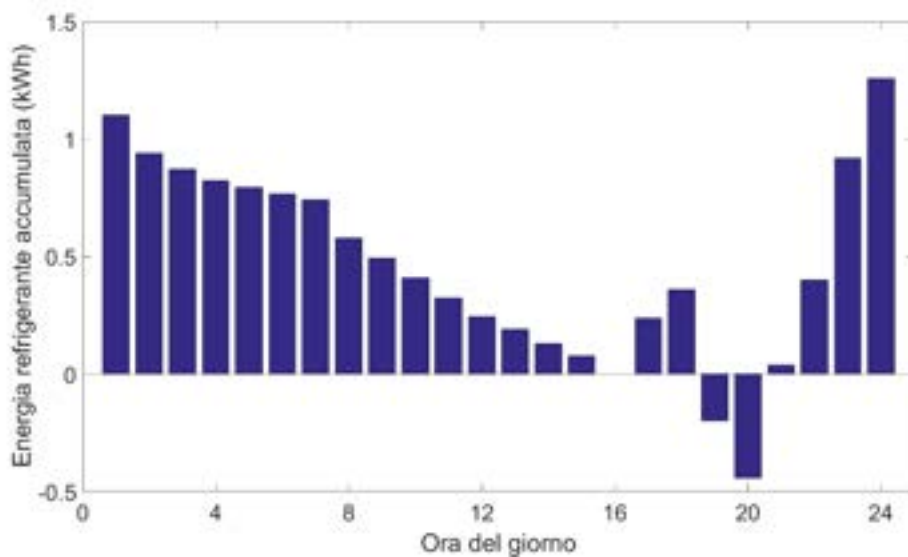


Figura 30. Medie orarie dell'energia termica refrigerante accumulata dal serbatoio.

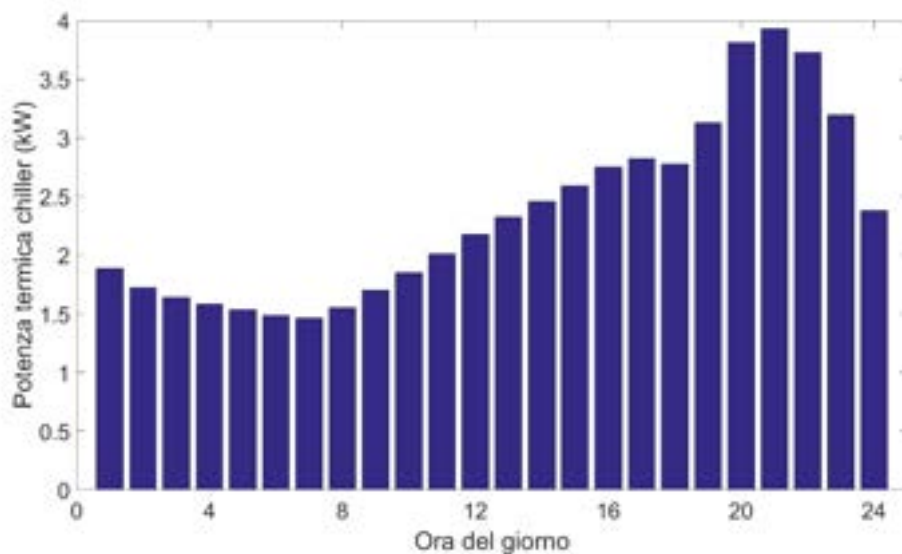


Figura 31. Medie orarie della potenza termica refrigerante generata dal chiller.

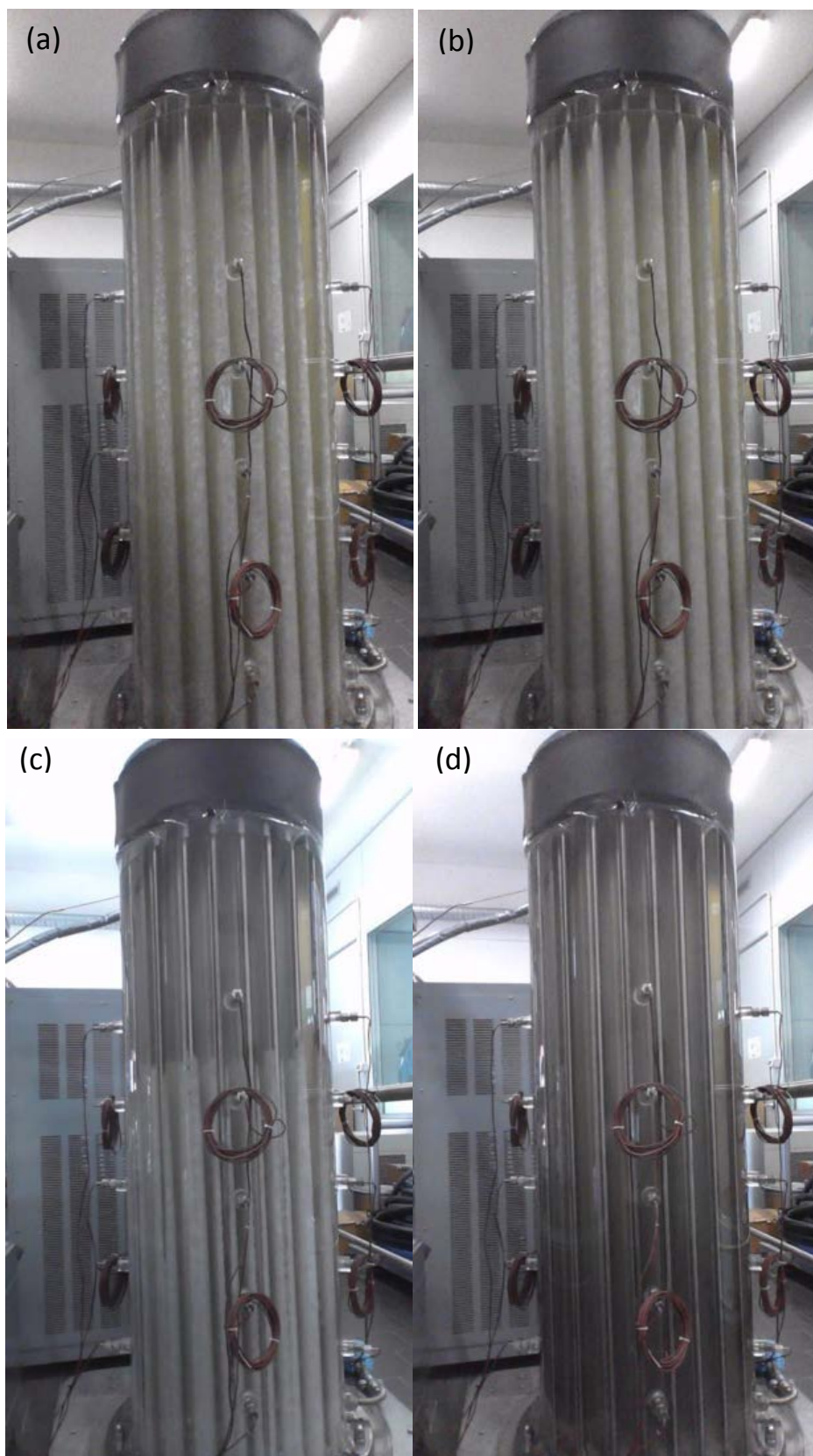


Figura 32. Foto del serbatoio di PCM con mantello in plexiglass: (a) ora 5; (b) ora 11; (c) ora 17; (d) ora 23.

## 5 Conclusioni

In questo report sono stati presentati i risultati ottenuti dai test sperimentali dei due differenti sistemi di accumulo del freddo realizzati nel corso del progetto RdS PAR 2015-2017 (progetto d.1 obiettivo b), entrambi basati sull'uso di PCM come materiale di accumulo. I due sistemi di accumulo del freddo analizzati consistono in un serbatoio da 320 litri con acqua e PCM macro-incapsulato come materiale di accumulo, e un serbatoio con mantello in plexiglass contenente soltanto PCM. I test sperimentali sono stati effettuati mediante l'impianto prove accumulo freddo presso il laboratorio LPSAT (Laboratorio Prova Sistemi di Accumulo Termico) del CR Enea Portici, realizzato anch'esso nell'ambito del presente progetto, e i casi simulati sperimentalmente fanno riferimento all'applicazione dei sistemi di accumulo del freddo ad un'utenza residenziale italiana, di cui sono stati dettagliati i carichi termici di raffrescamento.

I risultati ottenuti con il serbatoio contenente acqua e PCM macro-incapsulato come materiali di accumulo hanno evidenziato l'effetto di "peak-shaving" dovuto alla presenza dell'accumulo del freddo, tuttavia tale effetto risulta sottodimensionato rispetto alle stime realizzate in fase di dimensionamento del serbatoio, e ciò è dovuto alla minore quantità di PCM presente nel serbatoio rispetto alla quantità prevista in fase di dimensionamento (pre-design). Nel periodo di estensione del progetto saranno effettuate altri test, utilizzando differenti quantità di PCM nel serbatoio, tra cui la quantità risultante dalla fase di dimensionamento, ed i risultati saranno documentati nel relativo report.

I risultati ottenuti con il serbatoio di PCM con mantello in plexiglass hanno evidenziato un problema che era stato sottovalutato nella fase di dimensionamento e progettazione del serbatoio, ovvero lo scambio termico tra il PCM e l'ambiente esterno attraverso il mantello in plexiglass. Infatti, le prove realizzate sono state caratterizzate da perdite termiche di energia di raffrescamento attraverso il mantello molto elevate, che ne hanno compromesso l'esito. Pertanto, in questo caso, nel periodo di estensione del progetto, si provvederà ad adottare gli opportuni accorgimenti tecnici finalizzati al buon esito delle prove, ovvero ad installare sul mantello in plexiglass un strato di materiale isolante al fine di minimizzare le perdite termiche, e saranno rifatti i test sperimentali, i cui risultati saranno mostrati nel report finale.

## Riferimenti bibliografici

- [1] 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). [RDS/PAR/2016/](#)
- [2] 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.