



Ricerca di Sistema elettrico

# Micro-cogenerazione accoppiata a pompe di calore elettriche: analisi del funzionamento e delle prestazioni di un caso studio

Fabio Zanghirella, Matteo Caldera

## MICRO-COGENERAZIONE ACCOPPIATA A POMPE DI CALORE ELETTRICHE: ANALISI DEL FUNZIONAMENTO E DELLE PRESTAZIONI DI UN CASO STUDIO

Fabio Zanghirella, Matteo Caldera (ENEA)

Settembre 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: D3 "Efficienza energetica nel settore industria"

Obiettivo: a "Etichettatura energetica per l'efficientamento di macchinari"

Responsabile del Progetto: Ilaria Bertini, ENEA



Gli autori desiderano ringraziare il Dott. Antonio Manfreda ed il Dott. Mirko Nicotra che hanno partecipato al progetto durante il loro lavoro di tesi di laurea.

## Indice

SOMMARIO.....	5
1 INTRODUZIONE.....	6
2 SISTEMI COMBINATI MICRO-COGENERATORE – POMPA DI CALORE ELETTRICA .....	7
3 L’IMPIANTO DI PROVA .....	9
3.1 MICRO-COGENERATORE .....	9
3.2 POMPA DI CALORE.....	11
3.3 SERBATOI D’ACCUMULO .....	13
3.4 SKID IDRONICO .....	13
3.5 POMPE DI CIRCOLAZIONE .....	14
3.6 PARAMETRI DI GESTIONE.....	14
4 SISTEMA DI MISURAZIONE ED ACQUISIZIONE DATI.....	15
4.1 SCHEMA IMPIANTO E POSIZIONAMENTO DEI MISURATORI .....	15
4.2 DESCRIZIONE DELLA STRUMENTAZIONE .....	17
4.2.1 <i>Acquisitore dati</i> .....	17
4.2.2 <i>Termoresistenze</i> .....	18
4.2.3 <i>Misuratore di portata gas</i> .....	18
4.2.4 <i>Multimetri</i> .....	20
4.2.5 <i>Misuratori di portata acqua</i> .....	20
4.2.6 <i>Termistore</i> .....	21
4.2.7 <i>Sonda ambientale</i> .....	21
4.2.8 <i>Tabella riassuntiva accuratezza strumentazione</i> .....	22
5 METODOLOGIA D’ANALISI .....	23
5.1 GRANDEZZE TERMOFISICHE UTILIZZATE PER CARATTERIZZARE IL COMPORTAMENTO DEL SISTEMA .....	23
5.2 ANALISI DELLE PRESTAZIONI ENERGETICHE .....	26
5.3 ANALISI DELLE PRESTAZIONI ECONOMICHE ED AMBIENTALI.....	29
6 PROVE SPERIMENTALI PER LO STUDIO DELLE PRESTAZIONI DI SISTEMA .....	33
6.1 PARAMETRI DI FUNZIONAMENTO E REGOLAZIONE CONTROLLABILI .....	33
6.2 PROVE SPERIMENTALI IN CONDIZIONI STATICHE .....	33
6.3 PROVE SPERIMENTALI IN CONDIZIONI DINAMICHE .....	35
6.3.1 <i>Definizione degli obiettivi</i> .....	35
6.3.2 <i>Valutazione delle condizioni reali di svolgimento delle prove</i> .....	37
6.3.3 <i>Studio preliminare potenzialità banco prove</i> .....	38
6.3.4 <i>Prospetto delle prove</i> .....	42
6.3.5 <i>Profili di carico termico obiettivo</i> .....	43
7 CONDUZIONE DELLE PROVE E FUNZIONAMENTO DEL SISTEMA .....	47
7.1 CONDUZIONE DELLE PROVE STATICHE E FUNZIONAMENTO DEL SISTEMA.....	47
7.1.1 <i>Prova statica 1</i> .....	47
7.1.2 <i>Prova statica 2</i> .....	50
7.1.3 <i>Prova statica 3</i> .....	52
7.2 CONDUZIONE DELLE PROVE DINAMICHE E FUNZIONAMENTO DEL SISTEMA.....	56
7.2.1 <i>Prove dinamiche di tipo 1: profilo scolastico a carico parziale, temperature alte</i> .....	56
7.2.2 <i>Prove dinamiche di tipo 2: profilo scolastico a carico parziale, temperature basse</i> .....	62
7.2.3 <i>Prove dinamiche di tipo 3: profilo residenziale con carico parziale, temperature alte</i> .....	68
7.2.4 <i>Prova dinamiche di tipo 4: profilo residenziale a pieno carico, temperature alte</i> .....	75

7.2.5	<i>Prove dinamiche di tipo 5: profilo terziario carico parziale, temperature basse</i>	79
7.2.6	<i>Conclusioni sul funzionamento del sistema durante le prove dinamiche</i>	85
8	ANALISI DELLE PRESTAZIONI ENERGETICHE DEL SISTEMA.....	90
8.1	PARAMETRI UTILIZZATI PER ANALIZZARE LE PRESTAZIONI ENERGETICHE DEL SISTEMA MCHP-HP.....	90
8.2	PERFORMANCE DURANTE LE PROVE STATICHE .....	91
8.3	PERFORMANCE DURANTE LE PROVE DINAMICHE .....	96
8.3.1	<i>Modifiche apportate per l'analisi energetica</i> .....	96
8.3.2	<i>Profilo di carico scuola materna</i> .....	96
8.3.3	<i>Profilo di carico residenziale</i> .....	101
8.3.4	<i>Profilo di carico terziario</i> .....	106
8.4	CONCLUSIONI SULLE PRESTAZIONI ENERGETICHE DEL SISTEMA.....	111
9	ANALISI ECONOMICA ED AMBIENTALE DEL SISTEMA.....	114
9.1	QUADRO NORMATIVO DI RIFERIMENTO .....	114
9.1.1	<i>Direttiva n. 2004/8/CE</i> .....	114
9.1.2	<i>DM 5 settembre 2011</i> .....	114
9.1.3	<i>Testo Integrato dei Sistemi Semplici di Produzione e Consumo – TISSPC</i> .....	115
9.1.4	<i>Decreto legge del 2 Marzo 2012, n.16</i> .....	117
9.2	COSTI E RICAVI CONSIDERATI NELL'ANALISI ECONOMICA .....	118
9.3	EMISSIONI DI CO <sub>2</sub> .....	120
9.4	SCENARI DI UTENZA RESIDENZIALE: ANALISI ECONOMICA ED AMBIENTALE.....	121
9.4.1	<i>Descrizione degli scenari di utenza residenziale</i> .....	121
9.4.2	<i>Analisi economica ed ambientale degli scenari di utenza residenziale</i> .....	124
10	CARATTERIZZAZIONE ANALITICA DEGLI ACCUMULI TERMICI .....	130
10.1	METODOLOGIA .....	130
10.2	CAMPAGNA DI PROVE SPERIMENTALI .....	137
10.3	RISULTATI DEL MODELLO MONODIMENSIONALE .....	142
10.4	RISULTATI DEL MODELLO 2D.....	150
10.5	MODELLO STATISTICO .....	162
10.6	CONCLUSIONI SULLA CARATTERIZZAZIONE ANALITICA DEGLI ACCUMULI TERMICI .....	168
11	CONCLUSIONI.....	169
12	RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI .....	173
13	ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	175

## Sommario

Nel corso della presente annualità l'attività è stata incentrata sullo studio delle prestazioni di una applicazione reale di micro-cogenerazione costituita da un micro-cogeneratore abbinato ad una pompa di calore elettrica e ad accumuli termici ad acqua calda (nel seguito, sistema mCHP-HP).

Il sistema nel suo complesso è stato oggetto di una campagna di prove sperimentali che hanno consentito di valutarne funzionamento e prestazioni, ed un suo componente, gli accumuli termici, identificati come elemento importante per l'ottimizzazione del sistema stesso, è stato oggetto di una serie di prove sperimentali dedicate e di uno studio numerico validato con i dati misurati.

In una prima fase è stato analizzato il funzionamento del sistema durante le prove sperimentali, focalizzando l'attenzione sulla capacità dell'impianto di riuscire a soddisfare la richiesta termica imposta. Successivamente sono state stimate le prestazioni energetiche del sistema nelle condizioni realizzate nelle prove, andando a valutare i parametri caratteristici di riferimento ed a confrontare le prestazioni dell'impianto mCHP-HP con quelle di altre tecnologie già diffuse sul mercato. Rispetto alle stesse tecnologie, è stata anche analizzata la prestazione del sistema in termini di guadagno sui costi di conduzione annui, riduzione di energia primaria annua consumata e riduzione di emissioni di CO<sub>2</sub> nell'ipotesi di soddisfacimento del fabbisogno termico annuo di un'utenza residenziale.

Infine è stato analizzato teoricamente il comportamento termico di un componente specifico del sistema, gli accumuli termici, attraverso lo sviluppo di modelli di calcolo validati con i dati misurati sperimentalmente.

Il caso studio rappresenta un'applicazione di micro-cogenerazione con buone potenzialità di efficienza energetica. Tali potenzialità sono legate alla capacità, da introdurre in sviluppi futuri, di aumentare la contemporaneità di funzionamento dei due generatori soprattutto in condizioni di carico termico parziale e un possibile miglioramento è rappresentato da un'ottimizzazione degli accumuli termici.

## 1 Introduzione

Il presente elaborato rappresenta la prosecuzione dell'attività di ricerca sulle potenzialità di efficientamento energetico legate alla diffusione della micro-cogenerazione, resa attuale dalle recenti evoluzioni normative relative ai Sistemi Semplici di Produzione e Consumo (SSPC). In particolare dal rilascio della delibera 578/2013/R/eel dell'Autorità per l'energia elettrica e il gas [1], che ha reso operativi i Sistemi Efficienti di Utenza (SEU), strumenti definiti dal Decreto legislativo 115 del 2008, e della delibera 276/2017/R/eel [2], in seguito alla quale (in applicazione dell'articolo 6, comma 9, del decreto-legge 244/16 [3]), non vi è più alcuna differenza, dal punto di vista dell'applicazione delle componenti tariffarie a copertura degli oneri generali di sistema, tra le diverse tipologie di sistemi semplici di produzione e consumo (SSPC) realizzabili, ivi inclusi i SEU, per le quali le parti variabili delle componenti tariffarie a copertura degli oneri generali di sistema trovano applicazione solo all'energia elettrica prelevata da rete pubblica e non più anche all'energia elettrica prodotta e non immessa in rete, o a parte di essa.

Nel corso della presente annualità l'attività è stata incentrata sullo studio delle prestazioni di una applicazione reale di micro-cogenerazione, individuata nel corso della scorsa annualità, e costituita da un micro-cogeneratore abbinato ad una pompa di calore elettrica e ad accumuli termici ad acqua calda (nel seguito, sistema mCHP-HP).

Il sistema nel suo complesso è stato oggetto di una campagna di prove sperimentali che hanno consentito di valutarne funzionamento e prestazioni, ed un suo componente, gli accumuli termici - identificati come elemento importante per l'ottimizzazione del sistema stesso, è stato oggetto di una serie di prove sperimentali dedicate e di uno studio numerico validato con i dati misurati.

La prima fase dell'attività è stata l'installazione e la messa a punto del sistema di acquisizione dati, illustrato nel capitolo. A valle della messa a punto del sistema di misurazione è stato definito un piano di prove sperimentali che ha tenuto conto delle caratteristiche funzionali dell'impianto di emulazione di un'utenza termica a servizio del banco prova. La campagna relativa all'analisi del sistema è stata suddivisa in prove con carico statico, ovvero con potenza termica richiesta circa costante, e prove con carico di tipo dinamico, condotte richiedendo al sistema mCHP-HP un profilo di carico termico giornaliero variabile tipico di tre utenze di riferimento: residenziale, scolastica e terziaria.

A partire dai dati misurati sono state dapprima analizzate, prova per prova, le principali criticità e/o peculiarità relative alla conduzione delle prove stesse ed al funzionamento del sistema. E' stata poi realizzata un'analisi energetica delle prove maggiormente significative, che ha consentito di stimare i principali rendimenti del sistema mCHP-HP nelle condizioni di funzionamento realizzate in ciascuna delle prove considerate, ed il risparmio di energia primaria conseguibile rispetto a differenti tecnologie di confronto (caldaia a gas tradizionale, caldaia a gas a condensazione, pompa di calore elettrica) a parità di effetto utile prodotto.

E' stata inoltre realizzata un'analisi economica, sul consumo di energia primaria e sulle emissioni di CO<sub>2</sub> in atmosfera partendo dai risultati delle prove dinamiche con profilo residenziale, prendendo in considerazione una curva di fabbisogno annua tipica per un'utenza residenziale ed adottando tre diversi scenari di utenza residenziale. Negli scenari adottati è stato ipotizzato un utilizzo del sistema mCHP-HP da condizioni prossime al pieno carico termico, a condizioni di carico termico progressivamente più parzializzate, corrispondente ad una progressiva diminuzione della contemporaneità di funzionamento tra i due generatori. Le prestazioni del sistema mCHP-HP negli scenari proposti, sono state stimate rispetto alle tecnologie di confronto in termini di guadagno sui costi di conduzione annui, riduzione di energia primaria annua consumata e riduzione di emissioni di CO<sub>2</sub>.

Infine è stato analizzato teoricamente il comportamento termico degli accumuli termici attraverso lo sviluppo di modelli di calcolo. I modelli sono stati validati con i dati ottenuti da prove sperimentali specificatamente condotte per la caratterizzazione degli accumuli stessi.

## 2 Sistemi combinati micro-cogeneratore – pompa di calore elettrica

I sistemi che presentano un accoppiamento tra micro-cogenerazione e pompe di calore elettriche hanno la capacità di moltiplicare il calore prodotto dal solo mCHP trasformando in calore tutta o parte dell'energia elettrica prodotta.

La combinazione tra i due generatori che costituiscono gli elementi essenziali di un sistema accoppiato mCHP-HP consente di [4, 5, 6, 7]:

- ottenere alte efficienze di conversione, che possono andare ben oltre il 100%;
- ottimizzare la gestione della curva di carico;
- avere un sistema più versatile e quindi adatto ad utenze di tipologie disparate;
- fornire calore in un ampio range di temperature.

Quest'ultimo aspetto è molto rilevante in quanto la combinazione dei due generatori permette di sfruttare in modo efficiente la pompa di calore anche nel caso di richieste di acqua ad alta temperatura. Infatti, un primo salto termico può avvenire sfruttando il calore prodotto dalla pompa di calore, alla quale basse temperature di fornitura del calore consentono performance migliori, mentre il livello di temperatura finale può essere raggiunto col calore a più alta temperatura fornito dal micro-cogeneratore.

Inoltre, specie quando il rapporto tra il carico elettrico e quello termico è molto basso (come accade in gran parte delle utenze residenziali in Italia) questa soluzione consente di sfruttare l'energia elettrica prodotta dal micro-cogeneratore, che altrimenti sarebbe semplicemente venduta alla rete, cedendola alla pompa di calore, che la converte a sua volta in energia termica. Questo consente di:

- evitare il sovradimensionamento dell'impianto;
- lavorare per più ore equivalenti all'anno al carico nominale (e quindi ad alta efficienza);
- minimizzare la vendita di energia elettrica in rete.

Quest'ultimo aspetto rappresenta la sfida maggiore per questi sistemi in quanto la vendita di energia elettrica alla rete risulta poco proficua per impianti del genere, che hanno tipicamente un'efficienza elettrica inferiore a quella del sistema elettrico nazionale. Pertanto, l'obiettivo dei sistemi di micro-cogenerazione accoppiati con pompa di calore elettrica dovrebbe essere quello di evitare quanto più possibile gli scambi con la rete elettrica.

In Figura 1 sono illustrate le basi del funzionamento di un sistema ibrido micro-cogeneratore e pompa di calore elettrica.

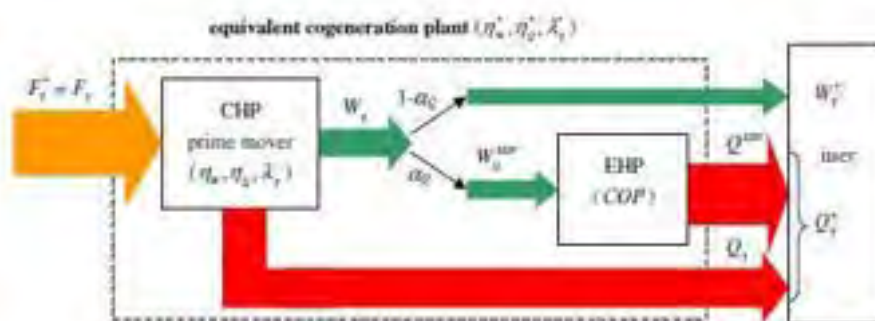


Figura 1 - Funzionamento sistema ibrido mCHP-HP. Fonte: [4]

È evidente dallo schema come grazie alla variazione della quota di energia elettrica prodotta dal mCHP ed utilizzata in ingresso dalla pompa di calore, si possa ottenere in output un ampio range di alternative tra energia termica ed elettrica prodotte. In aggiunta, si può disporre di un sistema di accumulo, che può costituire un elemento importante nell'ottimizzazione dell'accoppiamento tra i due generatori, consentendo di ridurre i consumi, supportando il sistema durante i carichi di picco, contribuendo a mantenere la temperatura di mandata all'utenza in un range accettabile ed evitando continui cicli di accensione e spegnimento [8].

E' inoltre importante che l'impianto lavori per un alto numero di ore equivalenti durante l'anno. Per questo motivo sono presenti esempi trigenerativi di questi sistemi [9], ovvero oltre al riscaldamento ed il carico elettrico forniscono anche il condizionamento dell'edificio durante la stagione estiva.

In previsione di una futura riduzione del consumo energetico degli edifici, promossa dall'Unione Europea con le Direttive 2010/31/EU [10], le taglie degli impianti termici tenderanno a diminuire: un possibile scenario potrebbe essere la dislocazione dei centri di produzione di energia verso la formazione di micro reti locali alimentate da micro-cogeneratori (eventualmente accoppiati a pompe di calore elettriche) che servono più utenze, con profili di carico complementari [11]: questo potrebbe comportare benefici sia in termini di fattore di utilizzo dell'impianto che di incremento delle prestazioni legate all'aumento della taglia.

### 3 L'impianto di prova

L'impianto combinato tra micro-cogeneratore e pompa di calore elettrica oggetto di studio è il sistema Full Thermal (Figura 2), realizzato dall'azienda Totem Energy S.r.l. pensato per produrre energia termica. Per tale scopo la scelta è stata quella di far coincidere le taglie del micro-cogeneratore con quelle della pompa di calore dal punto di vista elettrico, in modo da ridurre al minimo l'elettricità immessa in rete. La pompa di calore, i cui dettagli sono illustrati nel paragrafo 3.2, è dotata di 2 compressori, e modula al 50% o al 100% della potenza. Il mCHP, i cui dettagli sono illustrati nel paragrafo 3.1, è in grado di modulare a potenze differenti, ma viene fatto funzionare al 50% e al 100% della potenza per avere un funzionamento che ricalchi quello della pompa di calore, con l'obiettivo di limitare al minimo gli scambi con la rete elettrica.

Gli elementi che costituiscono il sistema sono:

- Un micro-cogeneratore
- Una pompa di calore
- Due serbatoi di accumulo, uno collegato al mCHP e l'altro alla pompa di calore
- Uno Skid idronico che funge da scambiatore di calore
- Quattro pompe, ognuna per ogni ramo del circuito

In Figura 2 viene presentato uno schema dell'impianto, con i vari collegamenti tra i componenti. Il fluido termovettore utilizzato per scambiare calore, sia nel mCHP che negli altri componenti, è acqua glicolata al 10% in massa di glicole etilenico. I condotti che collegano i diversi componenti sono coibentati per ridurre le perdite di calore verso l'ambiente esterno.

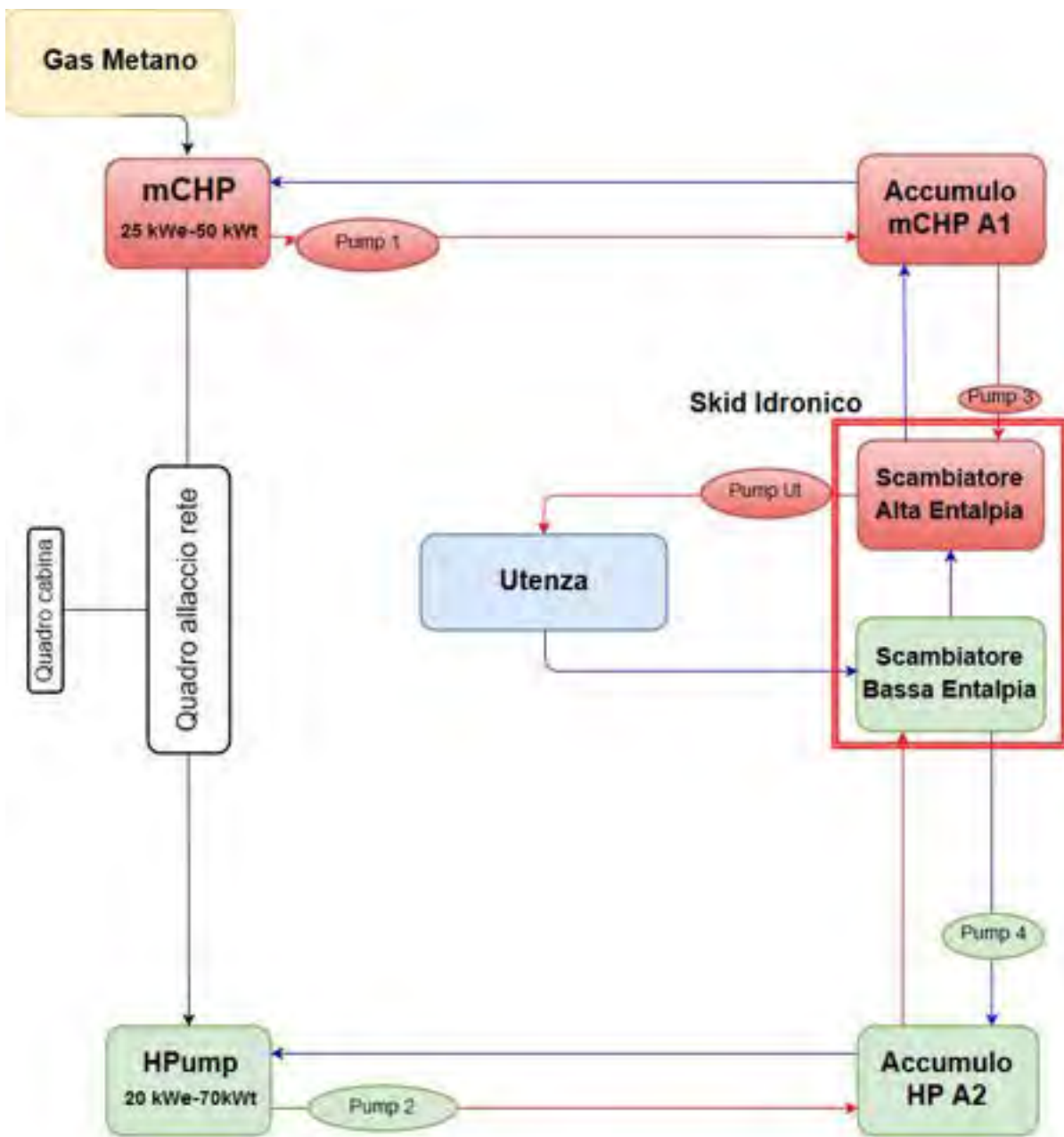
#### 3.1 Micro-cogeneratore

Il componente principale dell'intero impianto è un micro-cogeneratore (Totem 25) a combustione interna in grado di produrre, in condizioni di funzionamento alla massima potenza, 25 kW elettrici e circa 50 kW termici (che possono arrivare fino a 57 se si utilizza un flusso in ingresso con temperatura inferiore a circa 50°C).

Il macchinario viene alimentato da una portata di gas naturale. Il motore, prelevando aria dall'esterno, effettua la combustione del gas in ingresso, dando in output:

- Energia meccanica, che sarà convertita in elettrica da un alternatore. Questa andrà ad alimentare la pompa di calore.
- Fumi ad alta temperatura che andranno a scaldare il flusso di acqua glicolata in ingresso al mCHP.

La temperatura di scarico dei fumi è influenzata, in maniera proporzionale, dalla temperatura di mandata del fluido refrigerante che, nel caso del sistema considerato, è l'acqua glicolata proveniente dall'accumulo connesso con il mCHP. In particolare, se la temperatura in ingresso è sufficientemente bassa il sistema riesce a condensare parte dell'acqua contenuta nei fumi.



## Legenda

- Potenza elettrica
- Potenza termica flusso caldo
- Potenza termica flusso freddo

Figura 2 - Schema impianto combinato mCHP-HP

**Tabella 1 - Scheda tecnica mCHP**

Potenza elettrica nominale	25	kWe
Autoconsumi	0.205	kWe
Intervallo modulazione elettrica	50÷100%	
Potenza termica nominale	50÷57.6	kWt
Combustibile	Metano	\
Intervallo temperatura acqua	15÷70	°C
Intervallo temperatura acqua uscita	25÷80	°C
Portata nominale acqua	5000	l/h
Perdita di carico massima	60	kPa
Massima Temperatura gas scarico	77	°C
Tipologia generatore elettrico	Motore	asincrono
Portata condensa	0÷3.14	kg/h
Temperatura ambiente	-5/40	°C
Emissioni CO a 5% O	≤10	ppm
Emissioni NOx a 5% O	≤10	ppm

É possibile impostare la temperatura massima in ingresso al micro-cogeneratore: in questo modo si riesce ad evitare di avere livelli termici in uscita troppo elevati che potrebbero compromettere, oltre alle prestazioni, anche il corretto funzionamento del sistema.

Sempre per salvaguardare l'impianto, è possibile porre un limite anche sulla portata minima del flusso d'acqua glicolata. In Tabella 1 sono riassunte le caratteristiche del mCHP.

### 3.2 Pompa di calore

La pompa di calore è, al pari del micro-cogeneratore, uno dei componenti principali dell'intero sistema. É in grado di fornire una potenza termica nominale di quasi 70 kW assorbendo circa 20 kWe, con un COP che, in condizioni nominali, si aggira attorno al 3,5. In Tabella 2 sono riassunte le principali caratteristiche del componente.



Figura 3 - Pompa di calore

Tabella 2 - Dati tecnici pompa di calore

	T output 40/45 °C			T output 55 °C	
Potenza assorbita	19.98	kW	P design hot	70	kW
Potenza termica ceduta	69.56	kW	SCOP	3.00	-
COP	3.48	-		T output 35 °C	
Perdite di carico	32	kPa	P design hot	70	kW
Portata d'acqua	12034	l/h	SCOP	3.7	-

Il funzionamento della pompa di calore è influenzato anche dalle condizioni esterne per due motivi:

- Le prestazioni diminuiscono quanto più la temperatura esterna è bassa. Questo poiché il fluido termovettore, prelevando calore dall'aria esterna, dovrà trovarsi ad una temperatura di condensazione (fase di assorbimento di calore) più bassa di quella ambiente, e quindi ad una pressione corrispondente ridotta. Il compressore, dovendo effettuare un salto di pressione più ampio, assorbirà necessariamente più energia
- La macchina si può spegnere per via della funzione anti sbrinamento. Questa condizione si ha quando la temperatura esterna è bassa e l'umidità dell'aria è alta. La funzione anti sbrinamento consiste nel cedere calore nel lato in cui avviene lo scambio termico con l'aria ambiente.

### 3.3 Serbatoi d'accumulo

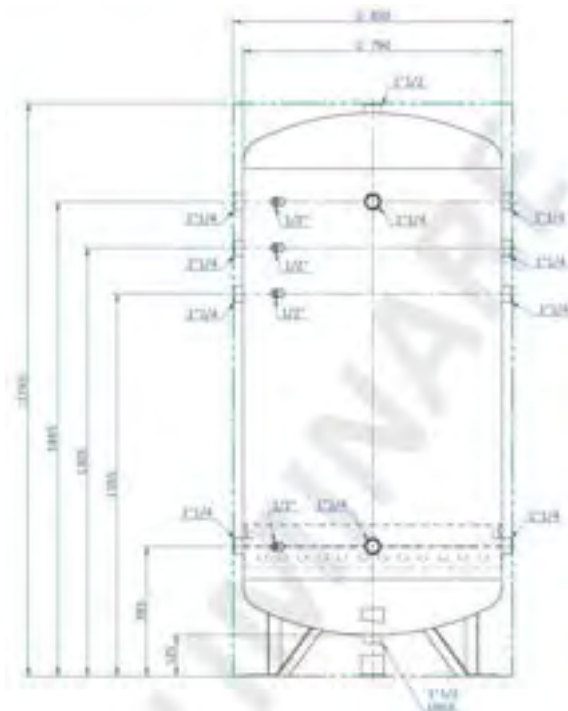


Figura 4 - Serbatoio d'accumulo

Prima di poter scaldare il flusso dell'utenza, il calore prodotto dai due generatori (Figura 4) viene ceduto a due serbatoi: uno a temperatura più alta (ad alta entalpia), collegato al mCHP, e l'altro a temperatura più bassa (a bassa entalpia), collegato invece alla pompa di calore. I serbatoi sono identici sia in dimensioni che per materiali utilizzati per l'isolamento. Questi sono collegati agli altri componenti tramite 4 connessioni per ciascuno di essi, ovvero:

- mandata e ritorno dal serbatoio al rispettivo generatore a cui è collegato (mCHP o pompa di calore);
- mandata e ritorno verso lo Skid idronico

I collegamenti sono fatti in modo tale che le tubazioni del flusso diretto verso il mCHP (o verso la HP) e di quello proveniente dallo skid idronico sono collegate nella parte inferiore del serbatoio, mentre nella parte alta sono collegate le tubazioni del flusso proveniente dal mCHP (o dalla HP) e di quello diretto verso lo skid idronico. Pertanto, il flusso freddo diretto verso il mCHP o la HP ed

il flusso freddo di ritorno dallo scambiatore sono posizionati nella parte basse del serbatoio, mentre i flussi caldi provenienti dal mCHP o dalla HP e quelli diretti verso gli scambiatori dello skid idronico sono posizionati nella parte superiore.

La capacità di ciascun serbatoio è di 725 litri: grazie a questo dispositivo il sistema riesce a contenere le variazioni di carico dei due generatori.

Il rivestimento è realizzato con uno strato di 3 cm di poliuretano espanso, con finitura esterna in lamierino d'alluminio. Al di sopra di ciascun accumulo è posto un vaso d'espansione.

### 3.4 Skid idronico

Lo Skid idronico è il componente in cui la potenza prodotta dal micro-cogeneratore e dalla pompa di calore ed accumulata nei rispettivi serbatoi di accumulo, viene ceduta al flusso dell'utenza. È composto da due scambiatori, entrambi a piastre controcorrente dal volume di 4,84 dm<sup>3</sup>. La temperatura massima di esercizio è 130 °C mentre la pressione massima corrisponde a 10 bar.

Lo skid idronico è suddiviso in due zone:

- una prima parte (scambiatore a bassa entalpia) in cui la portata di ritorno dell'utenza termica scambia calore con il serbatoio di "bassa temperatura", ovvero quello della pompa di calore;
- una seconda parte (scambiatore ad alta entalpia) in cui la portata in uscita dallo scambiatore a bassa entalpia scambia calore con il serbatoio ad "alta temperatura", ovvero quello a valle del micro-cogeneratore.

### 3.5 Pompe di circolazione

Per ogni ramo del circuito idraulico si ha una pompa volumetrica dotata di inverter che impone la portata di flusso. In totale ci sono due coppie di pompe. Queste si distinguono in base alla potenza assorbita e la prevalenza fornita.

In particolare:

- I rami lato mCHP hanno pompe con motore di potenza nominale di 100 W con portata max di  $8.8\text{m}^3/\text{h}$ ;
- I condotti lato pompa di calore sono serviti da pompe con motore di potenza nominale di 450 W con portata max  $22.6\text{ m}^3/\text{h}$

### 3.6 Parametri di gestione

Per poter avere una gestione corretta della temperatura di mandata all'utenza è possibile impostare la temperatura del serbatoio servito dal mCHP: attraverso il controllo di questo parametro, il sistema di gestione regola l'accensione, lo spegnimento e la modulazione dei due generatori. In aggiunta, vengono modulate le portate delle 4 pompe dell'impianto, al fine di garantire il set point di temperatura imposto per il flusso all'utenza.

Infine, è possibile impostare la temperatura massima di mandata dalla pompa di calore verso il serbatoio A2.

## 4 Sistema di misurazione ed acquisizione dati

### 4.1 Schema impianto e posizionamento dei misuratori

Al fine di valutare le prestazioni energetiche dell'impianto accoppiato mCHP-HP è necessario conoscere i flussi di potenza che vengono scambiati tra i vari componenti.

Per quantificare le potenze termiche occorre conoscere:

- portata e differenza di temperatura in presenza di una portata di fluido;
- massa e variazione temporale della temperatura se si tratta di una massa contenuta in un serbatoio.

Quando tutti i componenti del sistema sono in funzione si hanno in totale 5 flussi, ovvero:

- 1) flusso d'acqua glicolata tra mCHP e Serbatoio A1;
- 2) flusso d'acqua glicolata tra pompa di calore e Serbatoio A2;
- 3) flusso d'acqua glicolata tra serbatoio A1 e Scambiatore (ad alta entalpia);
- 4) flusso d'acqua glicolata tra serbatoio A2 e Scambiatore (a bassa entalpia);
- 5) flusso d'acqua tra skid idronico e utenza.

Per misurare la differenza di temperatura sono state disposte due termoresistenze per ciascun flusso, una sul lato di mandata ed una sul lato di ritorno. Sono stati installati tre ulteriori misuratori di temperatura, due termoresistenze per i serbatoi (una per ciascun accumulo) e un termistore tra lo scambiatore di bassa ed alta entalpia. Le prime due consentono di quantificare l'energia termica accumulata nel tempo nei due accumuli, mentre il terzo fornisce un'indicazione di come avviene lo scambio di calore all'interno dello skid.

Le misure di potenze elettriche vengono effettuate da dei multimetri.

Sono tre in totale per misurare la potenza prodotta dal mCHP, quella assorbita dalla pompa di calore e quella scambiata con la rete.

Per completare il bilancio energetico del sistema, un misuratore di portata a gas quantifica la portata di gas naturale entrante nel mCHP.

Infine, una sonda ambientale non collegata all'impianto, misura la temperatura e l'umidità relativa dell'ambiente.

Il sistema di misura è quindi composto da:

- 12 termoresistenze ed un termistore per le temperature;
- 5 misuratori di portata acqua;
- 3 multimetri;
- 1 misuratore di portata gas;
- 1 sonda ambientale per la misura di temperatura e umidità relativa.

In Figura 5 è illustrato lo schema dell'impianto con il posizionamento degli strumenti.

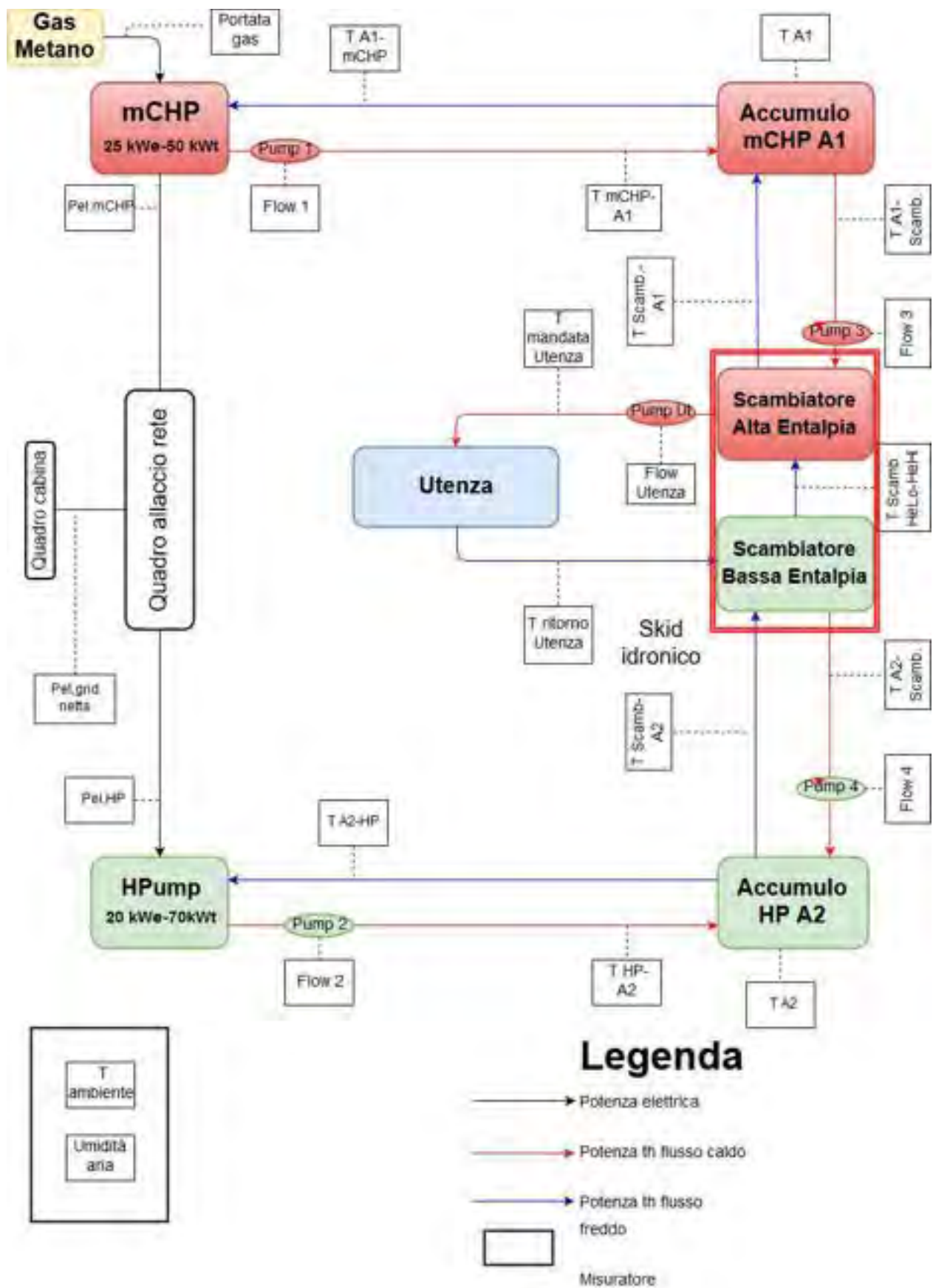


Figura 5 - Schema impianto e posizione degli strumenti di misura

## 4.2 Descrizione della strumentazione

### 4.2.1 Acquisitore dati

Per acquisire le misurazioni effettuate dagli strumenti di misura è stato utilizzato un Datalogger DT85 (Figura 6). La funzione di un acquisitore dati è quella di tradurre i segnali provenienti dagli strumenti di misura, in valori numerici della grandezza che si vuole conoscere.

Il Datalogger è in grado di effettuare delle misure di:

- tensione ai capi di ogni morsetto, per valori compresi tra 30-300 mV o 3-30 V.
- corrente nel range di 0.3-3 mA. Si possono effettuare misure di corrente fino a 30 mA grazie alla presenza di una resistenza detta di shunt, interna allo strumento, di valore noto (10  $\Omega$ ): in questo modo si può passare da una misura di corrente ad una equivalente di tensione.
- resistenza, per valori compresi tra 10  $\Omega$  e 10 k $\Omega$
- frequenza



Figura 6 - L'acquisitore utilizzato

L'acquisitore utilizzato è dotato di:



Figura 7 - Canale analogico dell'acquisitore

- 16 canali analogici. Ogni canale analogico dispone di 4 terminali (Figura 3.3), quelli centrali come input per misure di tensione, uno che funge da ritorno e un ultimo che serve da eccitante, ovvero può essere utilizzato sia per le misure di resistenza che come input per le misure di voltaggio.
- 8 canali digitali
- 7 canali high speed counter
- 1 canale seriale

### 4.2.2 Termoresistenze

Le termoresistenze adottate (Figura 8) sono al platino del tipo Pt100 di classe di precisione A con collegamento a tre fili (Figura 9).



Figura 8 - Termoresistenza utilizzata

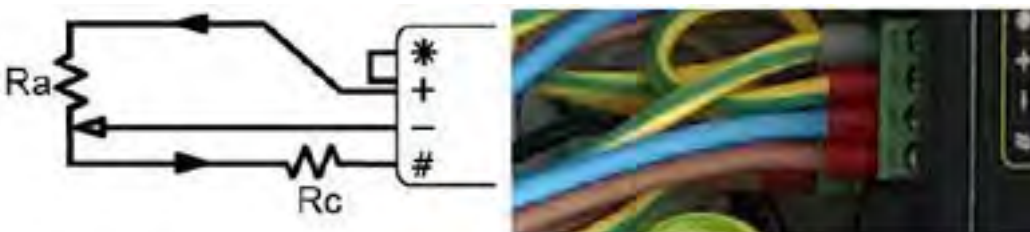


Figura 9 - Collegamento termoresistenza - acquirente

In Tabella 3 sono riportati i valori massimi di errore di misura, per l'intervallo di temperatura interessato dalle prove, desunti dai certificati di taratura.

Tabella 3 - Errori sulle misure di temperatura

Intervallo di Temperatura [°C]	Errore [°C]
0-10	0.1
10-40	0.15
40-90	0.1

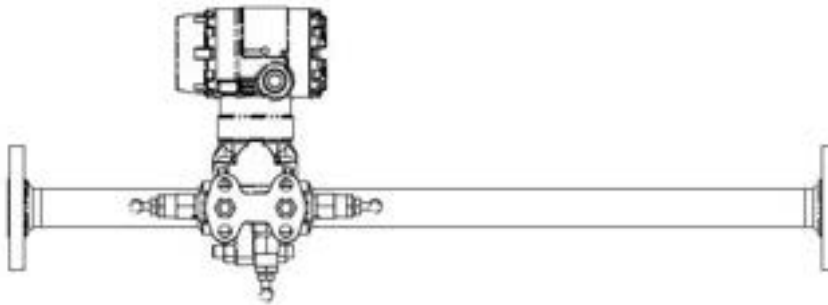
### 4.2.3 Misuratore di portata gas

La misura della portata di gas entrante nel mCHP viene effettuata tramite l'utilizzo di un misuratore differenziale di pressione ad orifizio integrato. Questo strumento, come si vede in Figura 10, è dotato di un elemento primario e di un misuratore differenziale di pressione (l'elemento secondario).

L'elemento primario è composto da:

- una sezione di condotto a monte realizzata per permettere al moto del gas di svilupparsi senza eccessivi disturbi;
- un diaframma che impone una caduta di pressione;

una sezione di condotto a valle del diaframma.



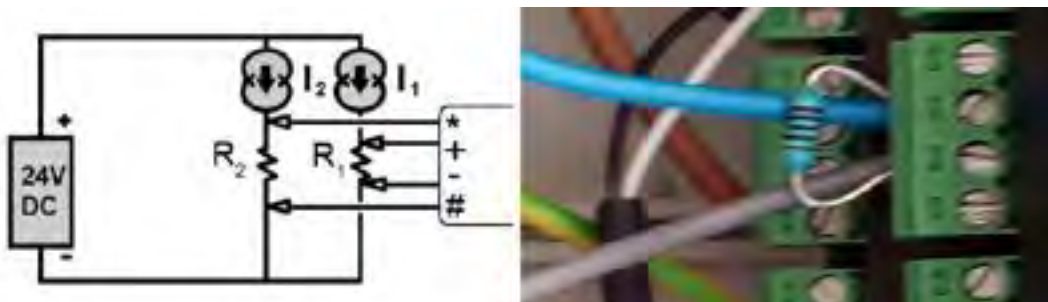
**Figura 10 - Vista laterale del misuratore di portata gas a orifizio integrale**

Una volta misurata la differenza di pressione indotta dal diaframma, è possibile ottenere il valore di portata applicando la formula:

$$Q_{v,funz} = Q_{v,rif} \sqrt{\frac{\Delta p_{funz}}{\Delta p_{rif}}} \quad (4.1)$$

Lo strumento ha un campo di misura compreso tra 3 e 15 Sm<sup>3</sup>/h.

Lo strumento dispone di un'uscita analogica in 4-20 mA. Per il collegamento all'acquisitore dati, è stato necessario l'inserimento in parallelo, ai capi della morsettiera, di una resistenza esterna di 100 Ohm (incertezza ±1.00%, Figura 11): in questo modo è stato possibile ottenere il dato voluto a partire da una misura di tensione.



**Figura 11 - Schema collegamento misuratore di portata gas-acquisitore dati**

L'utilizzo di una resistenza esterna introduce un'incertezza, legata appunto al valore della resistenza stessa. Tuttavia in questo caso la scelta effettuata è stata necessaria poiché nel misuratore di portata il circuito di alimentazione elettrica e quello su cui deve essere fatta la misura di corrente coincidono:

- l'acquisitore, per le misure di corrente normalmente utilizza una resistenza di shunt interna per estrapolare la caduta di tensione;
- utilizzando la resistenza di shunt interna il circuito (che è anche di alimentazione) si chiude solo al momento della misura;

in assenza di una resistenza esterna, il circuito che collega alimentatore strumento e acquisitore risulterebbe aperto, e quindi non alimentato.

#### 4.2.4 Multimetri

Per ottenere la misura della potenza elettrica prodotta e scambiata dai componenti precedentemente citati, sono stati utilizzati 3 multimetri. Per quanto riguarda il collegamento al Datataker si è optato per un collegamento su linea seriale con protocollo Modbus anziché utilizzare canali analogici (sfruttando l'uscita 4-20 mA dello strumento) o digitali (contatore ad impulsi), in quanto:

- è possibile collegare in serie i tre multimetri, occupando quindi un solo canale seriale anziché tre canali nel caso di collegamento analogico,
- la sensibilità dello strumento per acquisizioni in digitale (Pulse) era troppo bassa per misure di potenza di tipo istantaneo. La risoluzione era di 0.01 kWh che, considerando un timestep di 5 secondi, corrisponde ad avere un'incertezza di circa 7.2 kW, mentre con il collegamento con protocollo Modbus l'incertezza è dell'1% sulla singola misura.

In Figura 12 sono raffigurati il multimetro ed il collegamento seriale Modbus tra lo strumento e l'acquisitore dati: da notare la presenza di resistenze da 100 Ω utili ad eliminare i disturbi dovuti alla connessione di più strumenti in serie

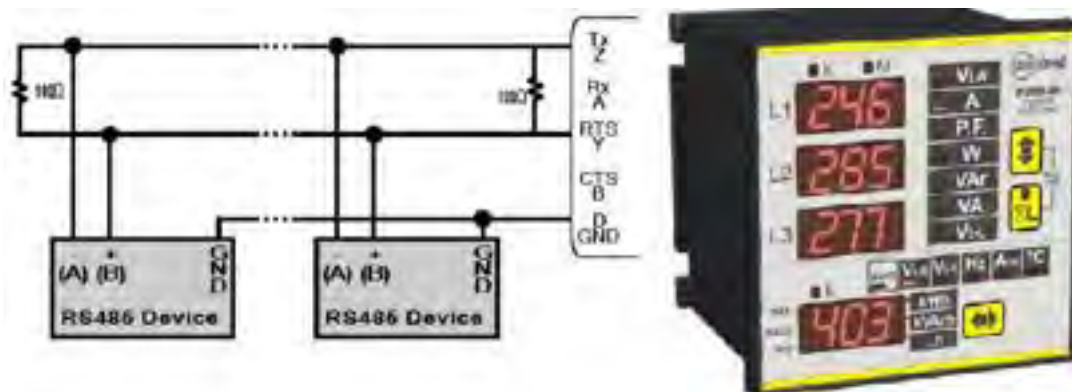


Figura 12 - A sinistra: Schema del collegamento Modbus Multimetro-Acquisitore dati. A destra: multimetro

#### 4.2.5 Misuratori di portata acqua

La portata d'acqua viene acquisita attraverso dei misuratori di portata elettromagnetici (Figura 13).



Figura 13 - Misuratore di portata acqua

La misura può essere acquisita sia in analogico che in High Speed Counter: per ragioni di affidabilità e per l'opportunità di lasciare più canali analogici disponibili, si è scelta la seconda opzione. Il collegamento al DataTaker prevede che tutti gli strumenti collegati su un unico morsetto abbiano il terminale negativo in comune (Figura 14): pertanto per ciascun morsetto è possibile collegare 4 misuratori di portata.

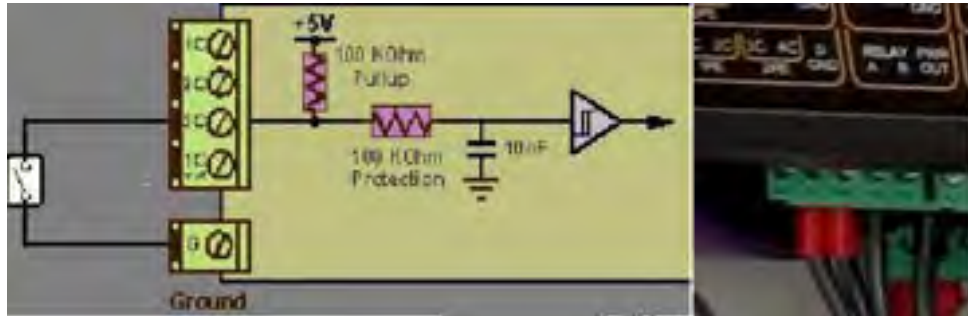


Figura 14 - Schema collegamento Misuratore di portata acqua-Acquisitore dati

#### 4.2.6 Termistore

Il termistore è stato collegato in analogico a due fili (Figura 15).

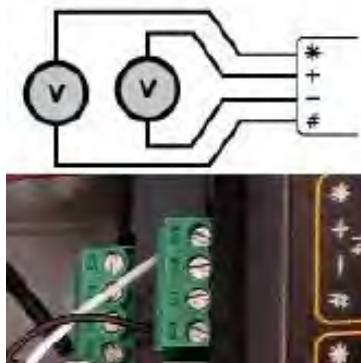


Figura 15 - Schema collegamento Termistore-Acquisitore dati

#### 4.2.7 Sonda ambientale

Una sonda ambientale è stata utilizzata per poter misurare la temperatura e l'umidità dell'ambiente circostante. Poiché questi due parametri sono collegati tra loro, è stato importante scegliere in maniera opportuna dove collocare lo strumento in modo tale che la misura effettuata sia rappresentativa di tutta la zona che si vuole analizzare. Pertanto, lo strumento è stato posto lontano dall'impianto, in una zona poco soleggiata.

#### 4.2.8 Tabella riassuntiva accuratezza strumentazione

In Tabella 4 è presentato un riassunto dell'accuratezza dei vari strumenti adottati.

**Tabella 4 - Accuratezza della strumentazione installata**

Strumento	Causa	Errore
Flussimetro	Strumento	0.50%
	Pulse	0.5/Tot Pulse
Portata metano	Misuratore di portata	2.50%
	Resistenza	1.00%
Multimetro	Strumento	1.00%
Termoresistenza	fino a 10 °C	0.1 °C
	da 10°C a 40 °C	0.15 °C
	da 40 °C a 90 °C	0.1 °C
Termistore	Strumento	1.00%

## 5 Metodologia d'analisi

### 5.1 Grandezze termofisiche utilizzate per caratterizzare il comportamento del sistema

La conoscenza dei flussi di energia termica, elettrica e chimica che avvengono tra i vari componenti del sistema e dell'energia immagazzinata negli accumuli termici è necessaria per poter descrivere il comportamento energetico del sistema stesso.

Ai fini dell'analisi del sistema, le grandezze termofisiche prese in esame sono le seguenti:

- Potenza ed energia termica prodotta dal mCHP e dalla HP rispettivamente verso i serbatoi A1 e A2 (5.1) e (5.2)
- Energia termica accumulata nei serbatoi, legata alla variazione di temperatura tra due timestep successivi (5.3) e la potenza termica legata alla variazione di temperatura degli stessi (5.4)
- Potenza ed energia termica verso gli scambiatori ad alta e bassa entalpia (5.5), (5.6) e (5.9)
- Potenza ed energia termica ceduta all'utenza (5.7) e (5.9)
- Potenza ed energia entrante nel micro-cogeneratore (5.8) e (5.9)
- Potenza elettrica prodotta dal mCHP, assorbita dall'HP e scambiata con la rete (fornite direttamente dai multimetri) e relative energie (5.9)

L'energia relativa ad un dato flusso è stata calcolata a partire dai dati sulla potenza del flusso stesso (5.9). A tal proposito, si è ipotizzato che nell'intervallo tra una misurazione e l'istante precedente alla successiva, la potenza fosse costante (ipotesi verosimile quanto più il timestep è basso).

La potenza termica prodotta dal micro-cogeneratore e scambiata con l'accumulo ad alta temperatura (A1) è stata calcolata come:

$$P_{th,mCHP-A1} = \dot{V}_{mCHP-A1} \cdot \rho_{mCHP-A1} \cdot c_{p,mCHP-A1} \cdot (T_{mCHP-A1} - T_{A1-mCHP}) [kW] \quad (5.1)$$

Dove  $P_{th,mCHP-A1}$  è la potenza termica scambiata tra mCHP e accumulo A1,  $\dot{V}_{mCHP-A1}$  è la portata volumetrica tra mCHP ed accumulo A1,  $\rho_{mCHP-A1}$  è la densità media del fluido tra mCHP e accumulo A1,  $c_{p,mCHP-A1}$  è il calore specifico medio del fluido tra mCHP e A1,  $T_{mCHP-A1}$  e  $T_{A1-mCHP}$  sono, rispettivamente, le temperature di mandata (da mCHP verso A1) e di ritorno (da A1 verso mCHP) tra il micro-cogeneratore e l'accumulo termico A1.

La potenza termica prodotta dalla pompa di calore e scambiata con l'accumulo a bassa temperatura (A2) è stato calcolato come:

$$P_{th,HP-A2} = \dot{V}_{HP-A2} \cdot \rho_{HP-A2} \cdot c_{p,HP-A2} \cdot (T_{HP-A2} - T_{A2-HP}) [kW] \quad (5.2)$$

Dove  $P_{th,HP-A2}$  è la potenza termica scambiata tra HP e accumulo A2,  $\dot{V}_{HP-A2}$  è la portata volumetrica tra HP ed accumulo A2,  $\rho_{HP-A2}$  è la densità media del fluido tra HP e accumulo A2,  $c_{p,HP-A2}$  è il calore specifico medio del fluido tra HP e A2,  $T_{HP-A2}$  e  $T_{A2-HP}$  sono, rispettivamente, le temperature di mandata (da HP verso A2) e di ritorno (da A2 verso HP) tra la pompa di calore e l'accumulo termico A2.

L'energia termica accumulata nel serbatoio A1 tra due timestep successivi è calcolata come:

$$En_{th,A1} = M_{A1} \cdot \rho_{A1} \cdot cp_{A1} \cdot (T_{A1,j} - T_{A1,j-1}) [kWh] \quad (5.3)$$

Dove  $En_{th,A1}$  è l'energia termica accumulata nel serbatoio A1,  $M_{A1}$  è la massa di acqua glicolata dell'accumulo A1,  $\rho_{A1}$  e  $cp_{A1}$  sono rispettivamente la densità e il calore specifico medio del fluido all'interno nell'accumulo A1,  $T_{A1,j}$  e  $T_{A1,j-1}$  sono le temperature del fluido nel serbatoio A1 corrispondenti a due misurazioni j-esime consecutive ed ipotizzate rappresentative della temperatura media per l'acqua dell'accumulo nei due istanti j-esimi. Una descrizione del tutto analoga vale per l'energia termica accumulata nel serbatoio A2.

La potenza termica legata alla variazione di temperatura nel serbatoio A1 tra due timestep è:

$$P_{th,A1} = M_{A1} \cdot \rho_{A1} \cdot cp_{A1} \cdot (T_{A1,j} - T_{A1,j-1}) / \Delta t \quad [kW] \quad (5.4)$$

Dove  $\Delta t$  è il tempo intercorso tra due misurazioni j-esime consecutive (timestep).

La potenza termica scambiata tra il serbatoio A1 e lo scambiatore ad alta temperatura è calcolata come:

$$P_{th,A1-SchHi} = \dot{V}_{A1-SchHi} \cdot \rho_{A1-SchHi} \cdot cp_{A1-SchHi} \cdot (T_{A1-SchHi} - T_{SchHi-A1}) [kW] \quad (5.5)$$

Dove  $P_{th,A1-SchHi}$  è la potenza termica scambiata tra l'accumulo A1 e lo scambiatore di alta entalpia,  $\dot{V}_{A1-SchHi}$  è la portata volumetrica tra A1 e Skid,  $\rho_{A1-SchHi}$  e  $cp_{A1-SchHi}$  sono rispettivamente la densità e il calore specifico medio del fluido tra A1 e scambiatore di alta temperatura,  $T_{A1-SchHi}$  e  $T_{SchHi-A1}$  sono le temperature di mandata e di ritorno tra l'accumulo termico A1 e lo scambiatore di calore ad alta entalpia.

La potenza termica scambiata tra il serbatoio A2 e lo scambiatore a bassa temperatura è calcolata come:

$$P_{th,A2-SchLo} = \dot{V}_{A2-SchLo} \cdot \rho_{A2-SchLo} \cdot cp_{A2-SchLo} \cdot (T_{A2-SchLo} - T_{SchLo-A2}) [kW] \quad (5.6)$$

Dove  $P_{th,A2-SchLo}$  è la potenza termica scambiata tra l'accumulo A2 e lo scambiatore di bassa entalpia,  $\dot{V}_{A2-SchLo}$  è la portata volumetrica tra A2 e Skid,  $\rho_{A2-SchLo}$  e  $cp_{A2-SchLo}$  sono rispettivamente la densità e il calore specifico medio del fluido tra A2 e scambiatore di bassa temperatura,  $T_{A2-SchLo}$  e  $T_{SchLo-A2}$  sono le temperature di mandata e di ritorno tra l'accumulo termico A2 e lo scambiatore di bassa entalpia contenuto nello Skid.

La potenza termica ceduta all'utenza è calcolata come:

$$P_{th,Ut} = \dot{V}_{Ut} \cdot \rho_{Ut} \cdot cp_{Ut} \cdot (T_{SchHi-Ut} - T_{Ut-SchLo}) [kW] \quad (5.7)$$

Dove  $P_{th,Ut}$  è la potenza termica ceduta all'utenza,  $\dot{V}_{Ut}$  è la portata volumetrica tra lo Skid idronico e l'utenza,  $\rho_{Ut}$  e  $cp_{Ut}$  sono rispettivamente la densità e il calore specifico medi dell'acqua di mandata all'utenza,  $T_{SchHi-Ut}$  e  $T_{Ut-SchLo}$  sono le temperature di mandata e di ritorno all'utenza.

La potenza in ingresso al micro-cogeneratore legata al combustibile è calcolata come:

$$P_{in,mCHP} = \dot{V}_{gas} \cdot LHV_{gas} [kW] \quad (5.8)$$

Dove  $P_{in,mCHP}$  è la potenza chimica in ingresso al mCHP legata al combustibile,  $\dot{V}_{gas}$  è la portata volumica di gas naturale e  $LHV_{gas}$  è il potere calorifico inferiore del gas naturale.

Le cumulate di energia termica ad un generico istante j sono calcolate come:

$$En_{th,j} = En_{th,j-1} + P_{th,j-1} \cdot \Delta t \quad (5.9)$$

Dove  $En_{th,j}$  ed  $En_{th,j-1}$  sono le cumulate dell'energia in due istanti successivi,  $P_{th,j-1}$  è la potenza termica scambiata tra lo step j e j-1,  $\Delta t$  è l'intervallo di tempo tra una misurazione e quella seguente.

### Calcolo della densità e del calore specifico

Rimane ora da capire come sono state calcolate le proprietà fisiche del fluido termovettore, ovvero il calore specifico e la densità. Trattandosi d'acqua glicolata (ed acqua, per la portata dell'utenza), queste proprietà presentano una dipendenza, seppur minima, dalla temperatura. Pertanto, considerando che all'interno dell'impianto si scambiano flussi a temperature diverse, ma soprattutto che, tra una prova e l'altra, le temperature di set point variano considerevolmente, si è deciso di calcolare per ciascun flusso queste proprietà, differenziandole.

Per i calcoli si è preso come riferimento la guida prodotta da MEGlobal [12] dove:

- per la densità si dispone una curva in funzione della percentuale in peso di glicole etilenico, per diversi livelli di temperatura
- per il cp si ha una curva in funzione della temperatura con variazione parametrica della percentuale in peso di glicole

Pertanto, per il calcolo del cp (4.10) è stata utilizzata la curva relativa al 10% di peso relativo del glicole (Tabella 5). Mentre per la  $\rho$ , non disponendo di una funzione al variare della temperatura, è stato necessario interpolare 4 punti corrispondenti al 10% in peso di glicole a diversi livelli di temperatura (5.11). A seconda dell'intervallo di temperatura in cui ricadeva il flusso sono stati considerati gli estremi  $T_1$ ,  $\rho_1$  e  $T_2$ ,  $\rho_2$ . Il fornitore di glicole etilenico ha rilasciato un documento in cui attesta che la densità del fluido a 20 °C ricade nel range 1.12÷1.135 kg/dm<sup>3</sup>: poiché questo valore è leggermente diverso da quello considerato nel documento precedentemente citato, sono state riscalate tutte le curve, prendendo come valore di riferimento il valor medio tra i due estremi. In Tabella 6 sono specificati i valori di densità della miscela acqua-glicole relativi alle rispettive temperature. Infine, per semplificare i calcoli, si è utilizzato un unico valore di densità e calore specifico per i flussi di ingresso ed uscita tra due componenti: pertanto la temperatura di riferimento è stata presa come media tra quella di mandata e ritorno.

Il calore specifico, alla temperatura T, è stato calcolato come:

$$cp = a + bT + cT^2 \quad (5.10)$$

Dove cp è il calore specifico, a, b, c sono coefficienti costanti e T la temperatura di riferimento

**Tabella 5 - Coefficienti per calcolo cp**

	a	b	c
Cp Glicole-Acqua	0.9724	1.8001e-4	5.7049e-7
Cp Acqua	1.0038	2.246e-4	2.626e-6

La densità è stata calcolata come:

$$\rho = \rho_1 + \frac{(T - T_1)}{(T_2 - T_1)} \cdot (\rho_2 - \rho_1) \quad (5.11)$$

Dove  $\rho$  e T sono densità e temperatura, mentre 1 e 2 indicano rispettivamente l'estremo inferiore e superiore del tratto linearizzato considerato.

**Tabella 6 - Punti di riferimento per il calcolo della densità**

	A	B	C	D
Temperatura [°C]	10	37		
Densità miscela glicole-acqua [kg/dm <sup>3</sup> ]	1.0221	1.0139	0.997	0.9819
Densità acqua [kg/dm <sup>3</sup> ]	0.9987	0.9928	0.9802	0.9634

## 5.2 Analisi delle prestazioni energetiche

Per caratterizzare il comportamento del sistema, è stata calcolata la percentuale di calore fornito dal mCHP ( $F_{mCHP}$ ) e dall'HP ( $F_{HP}$ ) rispetto al totale, per verificare come, al variare dei parametri in input, il sistema sfrutti maggiormente un generatore piuttosto che l'altro. Tali parametri sono calcolati come:

$$F_{mCHP} = \frac{En_{th,A1-Scamb}}{En_{th,A1-Scamb} + En_{th,A2-Scamb}} \quad (5.12)$$

$$F_{HP} = \frac{En_{th,A2-Scamb}}{En_{th,A1-Scamb} + En_{th,A2-Scamb}} = 1 - F_{mCHP} \quad (5.13)$$

Per quantificare i contributi degli scambi elettrici tra i vari componenti si è calcolato:

- La quota percentuale di energia elettrica ceduta alla rete sul totale dell'energia elettrica in ingresso nel sistema, calcolata come rapporto tra l'energia che va dall'impianto verso la rete e la somma dell'energia elettrica prodotta dal micro-cogeneratore più quella assorbita dalla rete.

$$\%En_{el,ceduta} = \frac{En_{el,imp-grid}}{En_{el,mCHP} + En_{el,grid-imp}} \quad (5.14)$$

Dove  $En_{el,mCHP}$  è l'energia elettrica complessivamente prodotta dal mCHP,  $En_{el,imp-grid}$  e  $En_{el,grid-imp}$  sono rispettivamente l'energia elettrica ceduta ed assorbita dalla rete.

- La quota percentuale di energia elettrica assorbita dalla rete sul totale dell'energia elettrica in ingresso nel sistema, calcolata come rapporto tra l'energia elettrica che va dalla rete all'impianto e dalla somma dell'energia elettrica prodotta dal micro-cogeneratore più quella assorbita dalla rete.

$$\%En_{el,ass} = \frac{En_{el,grid-imp}}{En_{el,mCHP} + En_{el,grid-imp}} \quad (5.15)$$

- La quota percentuale di energia elettrica auto consumata sul totale dell'energia elettrica in ingresso nel sistema, calcolata come rapporto tra la differenza dell'energia elettrica prodotta dal mCHP e quella ceduta alla rete, e la somma dell'energia elettrica prodotta dal micro-cogeneratore più quella assorbita dalla rete.

$$\%En_{el,auto} = \frac{En_{el,mCHP} - En_{el,imp-grid}}{En_{el,mCHP} + En_{el,grid-imp}} \quad (5.16)$$

Oltre a queste grandezze è stato considerato il Thermal Multiplication Factor [1] (TMF), che indica il rapporto tra il calore fornito dall'impianto combinato e quello prodotto dal solo mCHP. Può variare da un

minimo di 1 (caso HP spenta) sino ad un massimo che dipende dall'efficienza della pompa di calore (più è alto il COP della pompa, maggiore sarà il suo contributo in termini di energia termica prodotta). Il TMF è calcolato come:

$$TMF = \frac{E_{n_{th,mCHP-A1}} + E_{n_{th,HP-A2}}}{E_{n_{th,mCHP-A1}}} \quad (5.17)$$

Da un punto di vista prestazionale si è deciso di focalizzare l'attenzione principalmente sulle performance da un punto di vista termico dei due impianti, presi sia singolarmente che combinati. Pertanto, i calcoli sono stati effettuati su:

- Il COP della pompa di calore, dato dal rapporto dell'output termico sull'input elettrico (5.18)
- un rendimento definito "termico" del sistema accoppiato, calcolato come rapporto tra l'energia termica utile prodotta e l'energia entrante nel sistema, sia elettrica che chimica (5.20)
- un rendimento definito "globale" del sistema, dove si è tenuto conto anche di un'eventuale produzione di energia elettrica in surplus da parte del mCHP (5.21)
- un rendimento definito "ipotetico", nell'ipotesi in cui tutta l'energia elettrica prodotta dal mCHP sia fornita alla pompa di calore e che le due macchine siano dimensionate in modo tale che l'energia elettrica prodotta dal mCHP sia uguale a quella assorbita dall'HP, senza scambi con la rete (5.22)

Nel calcolo dei rendimenti del sistema accoppiato (termico, globale ed ipotetico), si è tenuto conto anche della variazione dell'energia accumulata nei serbatoi (5.19). In particolare, se questa è positiva il sistema ha ceduto più energia agli accumuli di quanta non ne abbia prelevata l'utenza; viceversa, nel caso in cui essa sia minore di zero, l'utenza ha prelevato più energia dagli accumuli di quanta i due generatori non ne abbiano ceduta agli accumuli stessi.

Nel passaggio da energia primaria ad energia elettrica è stato utilizzato un fattore di conversione pari al rendimento elettrico della rete nazionale, ovvero 0.46.

Per quanto riguarda il calcolo del rendimento "ipotetico" del sistema sono state adottate le seguenti ipotesi, ovvero che:

- l'energia elettrica, misurata, fornita alla rete venga ipoteticamente convertita in energia termica dalla pompa di calore con un COP costante, pari a quello medio misurato nell'intervallo di riferimento utilizzato nell'analisi
- l'energia elettrica, misurata, acquistata dalla rete venga prodotta ipoteticamente dal mCHP. Analogamente a quanto fatto per la pompa di calore, le prestazioni del mCHP sono state ipotizzate pari a quelle medie misurate nell'intervallo temporale di studio.

Il coefficiente di prestazione della pompa di calore è stato calcolato come:

$$COP = \frac{E_{n_{th,HP-A2}}}{E_{n_{el,HP}}} \quad (5.18)$$

Dove  $E_{n_{th,HP-A2}}$  è l'energia termica ceduta dalla pompa di calore all'accumulo a bassa entalpia e  $E_{n_{el,HP}}$  l'energia elettrica assorbita dall'HP.

La variazione di energia accumulata dai due accumuli è calcolata come:

$$En_{Acc} = En_{th,A1} + En_{th,A2} \quad (5.19)$$

Dove  $En_{th,A1}$  e  $En_{th,A2}$  sono le variazioni dell'energia accumulata nei due serbatoi.

Il rendimento "termico" del sistema è quindi calcolato come:

$$\eta_{th,imp} = \frac{En_{th,Ut} + En_{Acc}}{En_{in,mCHP} + \frac{En_{el,grid-imp}}{\eta_{el,rif}}} \quad (5.20)$$

Dove  $\eta_{th,imp}$  è il rendimento "termico" del sistema accoppiato mCHP-HP,  $En_{el,grid-imp}$  rappresenta l'energia elettrica assorbita dalla rete,  $\eta_{el,rif}$  il rendimento elettrico della rete elettrica nazionale pari a 0,46.

Il rendimento "globale" del sistema accoppiato mCHP-HP è calcolato come:

$$\eta_{glob,imp} = \frac{En_{th,Ut} + En_{el,imp-grid} + En_{Acc}}{En_{in,mCHP} + \frac{En_{el,grid-imp}}{\eta_{el,rif}}} \quad (5.21)$$

Dove  $\eta_{glob,imp}$  è il rendimento "globale" del sistema,  $En_{el,imp-grid}$  rappresenta l'energia elettrica immessa in rete dal sistema.

Il rendimento "ipotetico" è calcolato come:

$$\eta_{id} = \frac{En_{th,Ut} + En_{el,imp-grid} \cdot COP_{HP} + \frac{En_{el,grid-imp} \cdot \eta_{th,mCHP}}{\eta_{el,mCHP}} + En_{Acc}}{En_{in,mCHP} + \frac{En_{el,grid-imp}}{\eta_{el,mCHP}}} \quad (5.22)$$

Dove  $\eta_{id}$  è il rendimento "ipotetico" dell'impianto,  $COP_{HP}$  rappresenta il coefficiente di prestazione medio della pompa di calore durante i periodi di riferimento in cui viene calcolato il rendimento.

Infine, per poter confrontare le prestazioni del sistema combinato studiato con le performance di altri sistemi impiantistici di riscaldamento, è stato introdotto un indicatore del risparmio di energia primaria che per comodità verrà definito nel seguito IREP (5.23). Questo parametro è dato dal rapporto tra la differenza di energia in ingresso tra il sistema di riferimento e quello di prova, e l'energia entrante nel sistema di riferimento, a parità di effetto utile prodotto (energia termica fornita all'utenza, variazione dell'energia accumulata nei serbatoi ed energia elettrica immessa in rete). Un valore maggiore di zero indica che il sistema mCHP-HP consuma meno energia primaria rispetto ad un impianto di riferimento (che può essere una caldaia, una pompa di calore ecc.).

$$IREP = \frac{En_{in,rif} - En_{in,mCHP-HP}}{En_{in,rif}} = \frac{\frac{(En_{th,Ut} + En_{Acc})}{\eta_{th,rif}} + \frac{En_{el,mCHP-grid}}{\eta_{el,rif}} - En_{in,mCHP} - \frac{En_{el,grid-mCHP}}{\eta_{el,rif}}}{\frac{(En_{th,Ut} + En_{Acc})}{\eta_{th,rif}} + \frac{En_{el,mCHP-grid}}{\eta_{el,rif}}} \quad (5.23)$$

Dove con  $\eta_{el,rif}$  ed  $\eta_{th,rif}$  si è indicato rispettivamente il rendimento elettrico e termico dell'impianto di riferimento.

Nel caso in cui l'impianto di confronto fosse una caldaia, l'indice relativo al risparmio di energia primaria diventa:

$$IREP_{cal} = \frac{\left( \frac{En_{th,Ut} + En_{Acc}}{\eta_{th,cal}} + \frac{En_{el,ced}}{\eta_{el,rif}} \right) - \left( \frac{En_{el,ass}}{\eta_{el,rif}} + \dot{V}_{gas} \cdot PCI \right)}{\frac{En_{th,Ut} + En_{Acc}}{\eta_{th,cal}} + \frac{En_{el,ced}}{\eta_{el,rif}}} \quad (5.24)$$

Dove  $En_{th,Ut}$  è l'energia termica ceduta all'utenza,  $En_{acc}$  è la variazione di energia termica degli accumuli,  $\eta_{th,cal}$  è il rendimento termico assunto per la caldaia,  $En_{el,ced}$  e  $En_{el,ass}$  sono l'energia elettrica immessa e prelevata dalla rete,  $\eta_{el,rif}$  è il coefficiente di conversione della rete elettrica nazionale,  $\dot{V}_{gas}$  è la portata volumica di gas naturale entrante nel mCHP e  $PCI$  è il potere calorifico inferiore del gas naturale.

Nel caso si prendesse in considerazione come impianto di confronto una pompa di calore, il rendimento termico è ipotizzato pari al prodotto tra il COP della HP e il rendimento elettrico della rete elettrica nazionale; l'IREP è quindi calcolato come:

$$IREP_{HP} = \frac{\left( \frac{En_{th,Ut} + En_{Acc}}{COP} + \frac{En_{el,ced}}{\eta_{el,rif}} \right) - \left( \frac{En_{el,ass}}{\eta_{el,rif}} + \dot{V}_{gas} \cdot PCI \right)}{\frac{En_{th,Ut} + En_{Acc}}{COP} + \frac{En_{el,ced}}{\eta_{el,rif}}} \quad (5.25)$$

Dove  $En_{th,Ut}$  è l'energia termica ceduta all'utenza,  $En_{acc}$  è la variazione di energia termica degli accumuli,  $COP$  è coefficiente di prestazione assunto per la pompa di calore,  $En_{el,ced}$  e  $En_{el,ass}$  sono l'energia elettrica immessa e prelevata dalla rete,  $\eta_{el,rif}$  è il coefficiente di conversione della rete elettrica nazionale,  $\dot{V}_{gas}$  è la portata volumica di gas naturale entrante nel mCHP e  $PCI$  è il potere calorifico inferiore del gas naturale.

### 5.3 Analisi delle prestazioni economiche ed ambientali

Per l'analisi delle prestazioni economiche sono state affrontate:

- 1) l'analisi di tutte le voci di costo legate all'utilizzo dell'impianto durante l'anno;
- 2) lo studio sui ricavi derivanti dall'impiego del sistema mCHP-HP rispetto ad altri di confronto. In questo contesto, il mancato pagamento di beni ed oneri di servizio da sostenere per ottenere lo stesso output termico (ed elettrico) tramite l'utilizzo di un impianto di confronto diverso da quello studiato è stato considerato come un ricavo;
- 3) il calcolo del guadagno annuo, ottenuto come differenza tra ricavi e costi precedentemente analizzati (5.37).

Per i costi si è tenuto conto di:

- Costi legati alla quota energia (5.26): dipendono essenzialmente dal quantitativo di gas che viene consumato.
- Accise sul gas (5.27): queste vengono imposte solo su una parte del volume di gas consumato, al netto della quota defiscalizzata (5.28).
- Costi derivanti dal prelievo di energia elettrica dalla rete (5.30).
- Accise dovute all'autoconsumo dell'energia elettrica prodotta dal mCHP (5.31).
- Costi di Manutenzione (5.32)

I costi legati alla quota energia sono calcolati come:

$$C_{gas,q,e} = V_{gas,mCHP} \cdot c_{gas,q,e} \quad (5.26)$$

Dove con  $C_{gas,q,e}$  e  $c_{gas,q,e}$  viene indicato rispettivamente il costo totale ed il costo specifico della quota energia sul gas,  $V_{gas,mCHP}$  è il volume di gas in  $Sm^3$  in ingresso al mCHP.

I costi legati alle accise sul gas sono:

$$C_{gas,acc} = (V_{gas,mCHP} - V_{gas,defis}) \cdot c_{gas,acc} \quad (5.27)$$

Dove con  $C_{gas,q,e}$  e  $c_{gas,q,e}$  viene indicato rispettivamente il costo totale ed il costo specifico delle accise sul gas,  $V_{gas,defis}$  è il volume di gas in  $Sm^3$  defiscalizzato, calcolato come:

$$V_{gas,defis} = E_{el,mCHP} \cdot 0,22 \quad (5.28)$$

Dove 0.22 è il valore stabilito nel D.lgs. 8 febbraio 2007 n. 20 [14].

La somma del costo della quota energia di gas e delle accise sul volume di combustibile non defiscalizzato fornisce il costo totale legato al gas:

$$C_{gas} = C_{gas,q,e} + C_{gas,acc} \quad (5.29)$$

$$C_{el,acq} = E_{el,grid-mCHP} \cdot c_{el,acq} \quad (5.30)$$

Dove con  $C_{el,acq}$  e  $c_{el,acq}$  viene indicato rispettivamente il costo totale ed il costo specifico dell'energia elettrica acquistata dalla rete.

Le accise dovute all'autoconsumo dell'energia elettrica prodotta dal mCHP sono calcolate come:

$$C_{el,acc} = E_{el,mCHP-HP} \cdot c_{el,acc} \quad (5.31)$$

Dove con  $C_{el,acc}$  e  $c_{el,acc}$  viene indicato rispettivamente il costo totale ed il costo specifico delle accise sull'energia elettrica autoconsumata, per  $E_{el,mCHP-HP}$  si intende l'energia elettrica prodotta dal mCHP e consumata da pompa di calore e sistemi ausiliari.

I costi per manutenzione sono calcolati come:

$$C_{man} = (E_{el,mCHP-grid} + E_{el,mCHP-HP}) \cdot c_{man} \quad (5.32)$$

Dove con  $C_{man}$  e  $c_{man}$  viene indicato rispettivamente il costo totale ed il costo specifico di manutenzione dell'impianto.

Per i ricavi si è tenuto conto di:

- Ricavi legati al mancato pagamento del combustibile o acquisto di energia elettrica per alimentare il sistema di riferimento (5.33)

- Ricavi legati alla vendita di energia elettrica alla rete (5.34)
- Ricavi legati alla vendita di Certificati Bianchi (5.35) per cogenerazione ad alto rendimento. Questi sono calcolati a partire dal Risparmio di energia prima (RISP), (5.36), un indice che quantifica in tep l'energia che si risparmia utilizzando un determinato impianto anziché uno di riferimento stabilito dalla normativa.

I ricavi per il mancato pagamento del combustibile o acquisto di energia elettrica per alimentare il sistema di confronto sono:

$$R_{th} = \frac{En_{th,Ut} \cdot \eta_{th,rif} \cdot c_{gas}}{LHV_{gas}} \quad (5.33)$$

Dove  $R_{th}$  indica i ricavi dall'energia termica, mentre  $c_{gas}$  è il costo complessivo dell'unità di gas, compreso di accise.

I ricavi per la vendita di energia elettrica sono:

$$R_{el} = En_{el,mCHP-grid} \cdot c_{el,vend} \quad (5.34)$$

Dove  $R_{el}$  sta ad indicare il ricavo legato all'energia elettrica in surplus ceduta alla rete,  $c_{el,vend}$  è il prezzo specifico di vendita del kWh di energia elettrica.

Il numero di certificati bianchi è calcolato come:

$$CB = RISP \cdot K \cdot 0,086 \quad (5.35)$$

Dove CB è il numero di Certificati Bianchi, RISP è l'indice di risparmio energetico e K il coefficiente di armonizzazione stabilito dalla norma.

$$RISP = \left( \frac{En_{el,mCHP}}{\eta'_{E,rif}} + \frac{En_{th,mCHP-A1}}{\eta_{T,rif}} - En_{in,mCHP} \right) / 1000 \quad [MWh] \quad (5.36)$$

Dove in questo caso, a differenza dell'indice IREP, i valori dei rendimenti di riferimento  $\eta'_{E,rif}$  e  $\eta_{T,rif}$  sono stabiliti dalla norma:

Il guadagno risulta quindi essere dato dalla differenza della sommatoria di costi e ricavi:

$$Guadagno = \sum_j R_j - \sum_i C_i \quad (5.37)$$

La metodologia di calcolo relativa ai costi e ricavi presentata è guidata da normative introdotte che verranno presentate nel paragrafo 9.1.

A valle dell'analisi economica, è stata effettuata una valutazione delle emissioni di CO<sub>2</sub> dell'impianto, confrontandole con i sistemi di riscaldamento di riferimento considerati durante l'analisi energetica ed economica, (5.38) e (5.39). In particolare, per poter quantificare le tonnellate di anidride carbonica

prodotte annualmente sono stati ipotizzati dei valori di emissione per unità di volume (nel caso si stesse consumando gas) o di energia (qualora si prelevasse elettricità dalla rete) seguendo l'approccio di [9].

Le emissioni del sistema accoppiato mCHP-HP e di quello di confronto sono calcolate rispettivamente come:

$$Em_{CO_2,mCHP-HP} = V_{gas,mCHP} \cdot em_{CO_2,gas} + E_{el,grid-HP} \cdot em_{CO_2,el} \quad (5.38)$$

$$Em_{CO_2,rif} = \frac{E_{th,ut} \cdot em_{CO_2,gas}}{\eta_{rif} \cdot LHV_{gas}} + E_{el,mCHP-grid} \cdot em_{CO_2,el} \quad (5.39)$$

Dove  $Em_{CO_2,mCHP-HP}$  ed  $Em_{CO_2,rif}$  sono rispettivamente le emissioni annue dell'impianto mCHP-HP e di quello di riferimento,  $em_{CO_2,el}$  ed  $em_{CO_2,gas}$  sono le emissioni specifiche per unità di energia elettrica e di volume di gas.

## 6 Prove sperimentali per lo studio delle prestazioni di sistema

Le prove sperimentali per lo studio delle prestazioni del sistema nel suo insieme, sono state effettuate tra febbraio e settembre 2017. Tali prove sono state suddivise tra prove in regime “statico” e prove in regime “dinamico”.

Lo sviluppo e l’elaborazione delle prove statiche ha come obiettivo l’analisi del comportamento e delle prestazioni del sistema con un carico termico richiesto dall’utenza costante.

Durante le prove dinamiche invece l’impianto ha funzionato scegliendo delle condizioni di lavoro con l’intento di emulare il comportamento dello stesso a servizio di un’ipotetica utenza reale.

Le acquisizioni delle grandezze misurate sono state realizzate ogni 5 secondi.

### 6.1 Parametri di funzionamento e regolazione controllabili

Nel corso della campagna sperimentale è stato possibile modificare 3 parametri per il funzionamento del sistema e due per la regolazione del carico all’utenza.

I parametri che regolano il sistema sono:

- temperatura del serbatoio A1 ad alta entalpia;
- temperatura di mandata massima dalla pompa di calore verso il serbatoio A2;
- temperatura di mandata dell’acqua all’utenza.

Per regolare la potenza ceduta all’utenza è stato possibile modificare:

- la portata d’acqua del circuito utenza;
- la temperatura di ritorno del flusso dell’utenza verso lo scambiatore di bassa entalpia.

La regolazione della temperatura di ritorno dall’utenza è stata effettuata secondo diverse procedure tra le prove in condizioni statiche e dinamiche, come verrà spiegato più avanti nel corso del capitolo.

La portata d’acqua del circuito utenza, durante le prove statiche, è stata mantenuta costante, in quanto il carico termico richiesto durante la prova non è stato variato, mentre durante le prove dinamiche è stata variata da prova a prova e anche nel corso delle singole prove.

### 6.2 Prove sperimentali in condizioni statiche

Il primo set di prove eseguite è stato caratterizzato da una potenza termica richiesta dall’utenza che non è stata fatta variare durante la singola prova. Durante questi test il carico è stato mantenuto fisso al 100%, per una potenza nominale di circa 120 kW, variando solo la temperatura del flusso di ritorno dall’utenza e quelle di set point dei vari componenti. In Tabella 7 è possibile visualizzare i parametri di input impostati nelle prove statiche.

**Tabella 7 - Settaggi parametri di input Prove Statiche**

Prova	T mandata Utenza	T ritorno Utenza	T A1 di set point	T max HP di set point
[-]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
ST1	55	36	70	55
ST2	70	47	75	65
ST3	45	27	60	33

Durante questi test si è avuta a disposizione una strumentazione del banco prova ridotta, che non ha permesso di ottenere tutte le misure necessarie al fine dei calcoli.

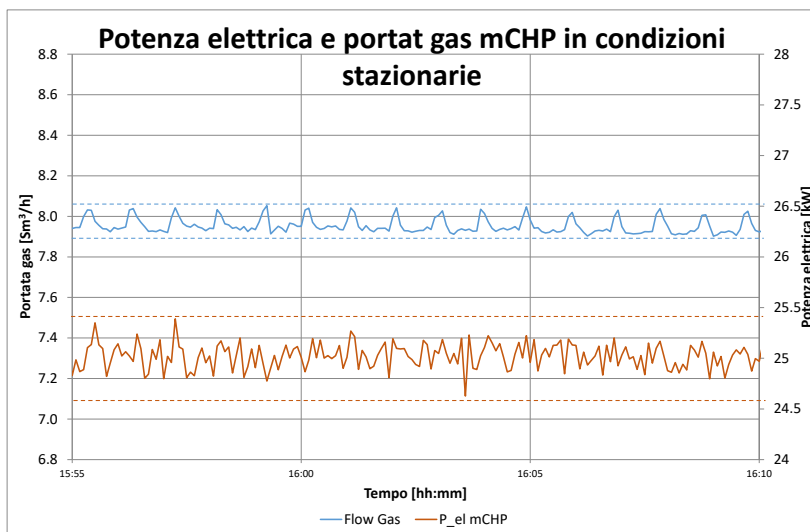
Durante le prove “statiche” l’insieme del sistema d’acquisizione dati era orfano di:

- misuratore di portata gas;
- multimetro micro-cogeneratore e multimetro pompa di calore;
- sonda ambientale per la temperatura e l’umidità dell’aria esterna;

Per effettuare l’analisi del sistema, a causa dell’incompletezza del sistema di acquisizione sono state fatte le seguenti assunzioni. Poiché il sistema ha erogato una potenza costante prossima al valore nominale (circa 120 kW) si è assunto che il mCHP abbia funzionato sempre al 100%, con un consumo di gas ed una produzione elettrica costanti: questi valori sono stati presi come medie di dati ottenuti durante il settaggio del sistema di misurazione, a monte delle prove in dinamico in condizioni di funzionamento simili (Figura 16).

I valori utilizzati nelle successive analisi sono:

- portata gas pari a 7.954 Sm<sup>3</sup>/h
- potenza elettrica prodotta dal mCHP pari a 25,02 kW



**Figura 16 - Variazione potenza elettrica prodotta dal mCHP e portata di gas entrante in condizioni stazionarie**

Per la misura della potenza assorbita dalla pompa di calore invece non vale lo stesso discorso poiché la potenza termica prodotta da questa macchina è variabile, come lo è anche la potenza elettrica assorbita. Pertanto, per poter ottenere una stima accettabile del comportamento statico di quest’ultima si sono fatte delle assunzioni per quanto riguarda la potenza assorbita dalle pompe di circolazione e dagli altri sistemi ausiliari. Disponendo dei dati misurati sullo scambio di corrente con la rete, avendo ipotizzato la potenza prodotta dal mCHP ed ipotizzando un assorbimento delle pompe di circolazione si può ottenere quanto vale all’incirca la potenza assorbita dalla pompa di calore. L’assorbimento da parte dell’insieme dei sistemi ausiliari è stato assunto dipendente soltanto dal comportamento delle pompe. Sono quindi state confrontate le portate ottenute tra le prove statiche e quelle dinamiche (per le quali tutti e tre i termini di potenza misurati dai multimetri sono disponibili), sono stati individuati dei tratti in cui tali valori nelle prove statiche coincidevano con quelli nelle prove dinamiche (Figura 17 e Tabella 8) e ed è stato assegnato alle

prove statiche l'assorbimento dei sistemi ausiliari che è stato possibile calcolare dalle misure delle prove dinamiche individuate.

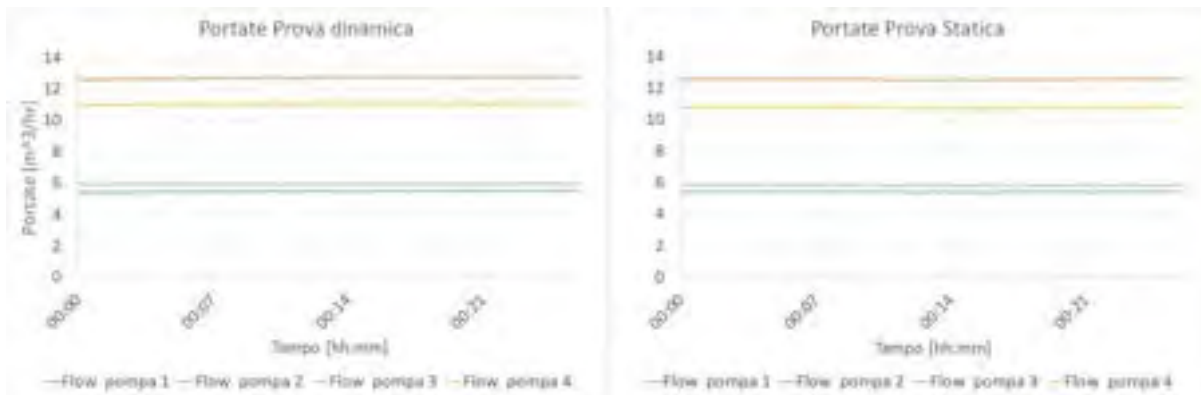


Figura 17 - Confronto tra le portate della prova statica e dinamica

Tabella 8 - Confronto valori portate prova statica e dinamica

Media Portate prova dinamica[m <sup>3</sup> /h]			
Flow Pompa 1	Flow Pompa 2	Flow Pompa 3	Flow Pompa 4
5.466	12.713	5.917	11.043
Media Portate prova statica[m <sup>3</sup> /hr]			
5.408	12.549	5.793	10.755
Scostamento percentuale tra le due prove			
1.05%	1.3%	2.1%	2.6%

La potenza delle pompe ipotizzata nell'analisi delle prove statiche è pari a 1.291 kW.

Infine, per le misurazioni mancanti sulla temperatura ed umidità relativa dell'ambiente si sono utilizzati i dati forniti dalla Stazione Meteorologica del Dipartimento di Fisica dell'Università degli studi di Torino [13].

### 6.3 Prove sperimentali in condizioni dinamiche

Nella sessione di Prove "dinamiche" si è voluto investigare il comportamento del sistema mCHP-HP con una richiesta di potenza termica, da parte dell'utenza, variabile nel tempo, cercando di riprodurre diversi profili di carico termico giornaliero tratti da letteratura. In questa sezione verrà presentato lo studio effettuato a monte della realizzazione dei test. Verranno dapprima analizzati i profili di carico teorici che si vogliono imporre al sistema. Successivamente, tenendo conto delle caratteristiche dell'impianto e del banco prova, verranno descritte tutte le ipotesi assunte nel passaggio dai profili teorici a quelli obiettivo. Lo scopo sarà dunque presentare le curve di carico che si vorranno ottenere durante la conduzione di ogni singola prova.

#### 6.3.1 Definizione degli obiettivi

Un primo scopo delle prove dinamiche è stato quello di osservare se il sistema, sollecitato in modo variabile, fosse in grado di:

- mantenere una temperatura di mandata all'utenza costante;
- fornire la potenza termica desiderata.

Sono stati individuati tre differenti profili di carico termico di diverse tipologie di utenze civili, che potrebbero essere potenzialmente servite dal sistema mCHP-HP:

- profilo termico di tipo residenziale (Figura 5.3) [15]
- profilo termico terziario (uso uffici) (Figura 5.4) [16]
- profilo termico di una scuola materna (Figura 5.5) [17].



Figura 18 - Profilo di carico termico di tipo residenziale



Figura 19 - Profilo di carico termico terziario



Figura 20 - Profilo di carico termico scolastico

### 6.3.2 Valutazione delle condizioni reali di svolgimento delle prove

Dopo aver scelto i profili di carico di riferimento, sono state valutate le condizioni reali in cui le prove si sarebbero potute effettuare, sulla base della strumentazione disponibile, delle caratteristiche del sistema mCHP-HP e di quelle dell’impianto che avrebbe emulato l’utenza termica servita dal sistema mCHP-HP. L’obiettivo è stato desumere entro quali limiti si sarebbero potuti svolgere i test.

#### Impianto di emulazione utenza

L’impianto di emulazione di un’utenza reale, il banco prova dispone di un serbatoio d’accumulo di acqua, raffreddato tramite un dry cooler, con temperatura regolabile manualmente. Il serbatoio ha le caratteristiche tecniche illustrate in Tabella 9:

Tabella 9 - Caratteristiche serbatoio d’utenza

Caratteristiche del Serbatoio		
Volume serbatoio	3000	litri
Potenza dry cooler	300	kW
Regolazione Temperatura del serbatoio	Manuale	

L’uscita del serbatoio freddo è condivisa tra il banco prova del sistema mCHP-HP ed altri 2 impianti in grado di produrre potenza termica.

La portata di mandata all’utenza del sistema mCHP-HP, insieme a quelle degli altri 2 impianti, viene inviata nella parte alta del serbatoio. Dalla parte bassa del serbatoio parte la portata fredda che, a partire da un collettore, viene inviata al sistema mCHP ed agli altri 2 impianti.

Tra il flusso caldo proveniente dal sistema mCHP-HP e quello freddo proveniente dal serbatoio e diretto verso il sistema mCHP-HP, vi è un tubo di bypass regolato da una valvola a tre vie.

La necessità di condividere il serbatoio freddo con altri due impianti non ha consentito di regolare la temperatura di ritorno utenza agendo direttamente sulla temperatura del serbatoio freddo: la regolazione è dunque avvenuta tramite miscelazione, agendo manualmente sulla valvola a tre vie del bypass. Nel corso delle prove si è osservato che la modifica del grado di miscelamento della tre vie introduce delle perdite di

carico concentrate all'interno del circuito che si sono tradotte in un abbassamento di portata (non quantificabile a priori).

La portata del circuito di utenza, per motivi tecnici legati alla condivisione dell'impianto di emulazione utenza, ha potuto avere una variabilità massima nell'intervallo 2.4÷4.28 m<sup>3</sup>/h attraverso la variazione del numero di giri della pompa (min 2300 rpm, max 2550 rpm); si noti che il valore di portata massima ottenibile con il valore massimo di 2500 rpm disponibile, non è stato sempre 4.28 m<sup>3</sup>/h, ma è dipeso dalla presenza delle perdite di carico dovute alla miscelazione effettuata con la valvola a tre vie.

### **Durata della prova**

Per adattare i profili di carico termico giornalieri alla disponibilità del banco prova, si è scelto di ridurre la durata delle prove facendo durare le prove al massimo sei ore: gli step temporali orari corrispondono a 15 minuti effettivi di test.

### **6.3.3 Studio preliminare potenzialità banco prove**

#### **Regolazione della Potenza**

Alla luce delle caratteristiche del banco prova evidenziate nel paragrafo precedente, in questa sezione verranno analizzati quali saranno i profili di carico obbiettivo per ciascuna prova.

Ad esclusione della prima prova (prova 1.1) in cui si è avuto a disposizione un ampio range di variazione della portata dell'utenza e una temperatura fissa di ritorno, durante le prove la potenza ceduta all'utenza è stata regolata tramite:

- variazione della portata dell'utenza (variando il numero di giri della pompa nel range consentito 2300-2500 rpm);
- regolazione della temperatura di ritorno dall'utenza allo scambiatore a bassa temperatura tramite miscelazione con valvola a tre vie operata manualmente.

Relativamente alla regolazione della temperatura di ritorno occorre tener conto che:

- 1) La variazione di temperatura per miscelamento attraverso la valvola a tre vie non avviene in maniera istantanea ma nell'arco di diversi minuti;
- 2) La variazione del grado di miscelamento attraverso la valvola a tre vie produce anche variazioni di portata, ed influisce quindi sulla potenza a due livelli;
- 3) La temperatura di ritorno, a parità di grado di miscelamento, varia al variare sia della temperatura di mandata sia, soprattutto, del livello termico del serbatoio freddo.

Quest'ultimo punto ha avuto un'influenza non trascurabile in alcune prove effettuate, come si vedrà in seguito.

È bene sottolineare che, nella regolazione della potenza si è cercato per quanto possibile di limitare la regolazione tramite variazione della temperatura della portata di ritorno, per non discostarsi troppo dal  $\Delta T$  mandata-ritorno ipotetico previsto nelle singole prove, scelto per ricalcare quello di un'utenza reale.

#### **Scelta delle Temperature di mandata Utenza e del salto termico tra ingresso-uscita**

La scelta delle temperature di mandata e ritorno utenza dipende dal tipo di utenza emulata, ed in particolare dal tipo di terminale ipotizzato in dotazione all'utenza stessa.

Si è ipotizzato che:

- un'utenza di tipo residenziale abbia come terminali di riscaldamento dei radiatori. Questi ultimi richiedono elevate temperature di mandata ed alti  $\Delta T$ .
- un'utenza di tipo terziario sia dotata di ventilconvettori. Questi, a differenza dei radiatori, richiedono temperature di mandata e  $\Delta T$  più bassi.
- per un'utenza di tipo scolastico ci possano essere come terminali sia radiatori che ventilconvettori.

Alla luce di tali considerazioni, tenendo conto anche delle caratteristiche del banco prova, si è scelto di impostare, per le diverse tipologie di prove, i parametri illustrati in :

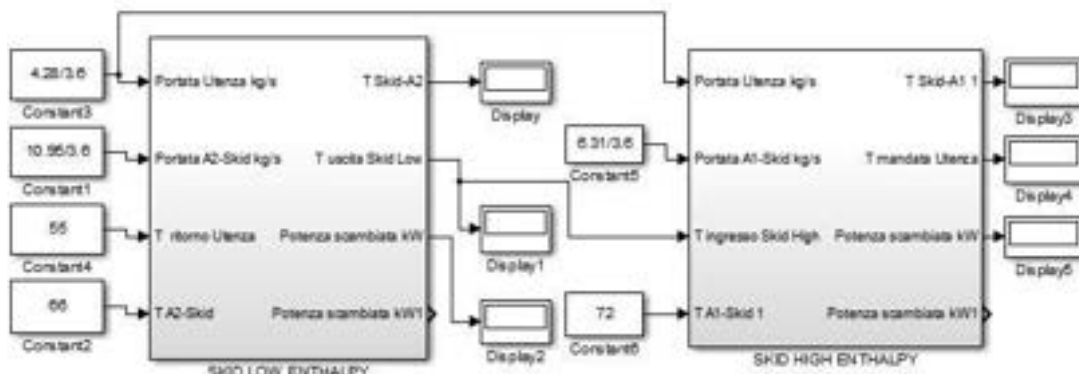
**Tabella 10 – Temperatura di mandata e  $\Delta T$  al variare del terminale di emissione ipotizzato**

	Temperatura di mandata Utenza	$\Delta T$ tra mandata e ritorno utenza
	°C	°C
Radiatori	68	15-18
Ventilconvettori	50	10-13

### Scelta della temperatura dell'accumulo ad alta entalpia e della temperatura massima di mandata da pompa di calore ad accumulo a bassa entalpia

Per poter impostare il livello termico degli accumuli del sistema mCHP-HP, si può impostare la temperatura di set point del puffer A1, mentre non si può agire sull'accumulo A2 ma si può impostare la temperatura di mandata massima della pompa di calore, che, di fatto, impone la temperatura limite del serbatoio.

La scelta di questi due parametri è stata effettuata sulla base di un modello Simulink che simula il comportamento di due scambiatori di calore in serie (Figura 21).



**Figura 21 - Modello Simulink scambiatori skid**

La potenza termica scambiata dal singolo scambiatore è calcolata come:

$$P_{th,scamb} = \min(C_1, C_2) \cdot (T_{in,1} - T_{in,2}) \cdot \xi_{scamb} \quad (6.1)$$

Dove la  $P_{th,scamb}$  è la potenza scambiata tra i due flussi,  $\xi_{scamb}$  è l'efficienza di scambio termico dello scambiatore assunta pari a 85%,  $C_1$  e  $T_{in,1}$  sono rispettivamente la capacità termica (calcolata come

prodotto di calore specifico e portata massica del fluido) e la temperatura di ingresso nello scambiatore del flusso caldo,  $C_2$  e  $T_{in,2}$  sono capacità termica e temperatura del flusso freddo.

Le temperatura dei flussi in uscita dal singolo scambiatore sono calcolate come:

$$T_{out,1} = T_{in,1} - \frac{P_{th,scamb}}{C_1} \tag{6.2}$$

$$T_{out,2} = T_{in,2} + \frac{P_{th,scamb}}{C_2} \tag{6.3}$$

Per i due scambiatori si sono considerati i flussi presentati nella Tabella seguente:

**Tabella 11 - Flussi in ingresso ed in uscita negli scambiatori**

	Flusso caldo		Flusso freddo	
	in ingresso	in uscita	in ingresso	in uscita
Scambiatore di bassa entalpia (in figura Skid low enthalpy)	A2-Skid	Skid-A2	Utenza ritorno- Scamb. di bassa T	Scamb. bassa T- Scamb. alta T
Scambiatore di alta entalpia (Skid high entalpy in figura)	A1-Skid	Skid-A1	Scamb. bassa T- Scamb. alta T	Scamb. alta T- Utenza mandata

I parametri di input sono stati:

- portata dall’utenza allo scambiatore a bassa entalpia;
- portata dallo scambiatore a bassa entalpia a quello ad alta entalpia;
- temperatura di ritorno dall’utenza;
- portate in ingresso agli scambiatori lato accumulo ad alta temperatura ed a bassa temperatura. Queste portate sono state estrapolate dalle prove statiche in cui si è notato come i valori rimanessero pressoché costanti per carichi costanti.
- Temperature di ingresso negli scambiatori lato accumulo ad alta temperatura ed a bassa temperatura.

In output si ha:

- Temperatura in uscita dallo scambiatore ad alta entalpia, che coincide con la temperatura di mandata dall’utenza;
- Temperature di ritorno dagli scambiatori lato accumulo ad alta temperatura ed a bassa temperatura.
- Potenze scambiate all’interno dei due scambiatori tra i due flussi.

I parametri da definire sono pertanto le temperature dei flussi caldi in ingresso ai due scambiatori, ovvero la temperatura del flusso dal serbatoio A2 verso lo Skid, e la temperatura del flusso dal serbatoio A1 verso lo Skid.

La scelta delle temperature è stata effettuata sulla base di:

- Temperatura di mandata utenza voluta, ovvero 68 o 50°C
- La somma della potenza termica scambiata nei due scambiatori
- Percentuale della potenza termica ceduta dall'HP rispetto a quella ceduta dal mCHP, pari a circa il 140%

In Tabella 12 è mostrato un esempio di come è stata effettuata la scelta dei parametri.

**Tabella 12 - Esempio valori impostati nelle simulazioni su Simulink per prova a carico parziale**

Legenda	Fisse		Variabile		Da modello	
T ritorno Ut	[°C]	53	53	53	53	53
T mandata A2	[°C]	61	61	62	63	60
T Helo-Hehi	[°C]	59.7	59.7	60.6	61.4	58.9
G Ut	[m <sup>3</sup> /h]	4,28	4.28	4.28	4.28	4.28
G A2 (da prove)	[m <sup>3</sup> /h]	10.95	10.95	10.95	10.95	10.95
Pth A2-Scamb	[kW]	33.8	33.8	38	42.3	29.6
T mandata A1	[°C]	70	69	69	69	70
T mandata Ut	[°C]	68.4	67.5	67.7	67.8	68.2
G A1(prove)	[m <sup>3</sup> /h]	6.31	6.31	6.31	6.31	6.31
Pth A1-Scamb	[kW]	43.44	39.2	35.7	32	47
Pth Totale	[kW]	77.24	73	73.7	74.3	76.6
Pth Hp/Pth mCHP	[-]	78%	86%	106%	132%	63%

Le simulazioni sono state effettuate per le condizioni di carico di picco di ciascuna prova

### 6.3.4 Prospetto delle prove

La scelta della temperatura di mandata dei due serbatoi è stata effettuata a partire dai risultati del modello Simulink apportando le seguenti modifiche:

- Temperatura del serbatoio A1 pari a 1 °C superiore alla temperatura di mandata da A1 verso lo Skid estratta da modello
- Temperatura massima di mandata della pompa di calore pari a 2 °C superiore alla T di mandata A2 verso lo scambiatore estratta da modello
- Temperatura di ritorno utenza regolata manualmente tramite miscelazione con valvola a 3 vie (vedi paragrafo 5.3.3) e pari al valore fissato per la singola prova

Le condizioni in cui opera il sistema, precedentemente descritte, permettono di avere dei carichi attorno 120 kW in piena potenza, e nel caso di carichi parziali potenze con valori massimi compresi tra 50-75 kW.

Di seguito sono elencate le condizioni di funzionamento del sistema per ciascuna prova:

**Tabella 13 - Prospetto prove dinamiche**

Prova	Tipologia prova	T serbatoio A1	T max HP	T mandata utenza	T ritorno utenza	ΔT Utenza	Pth max Utenza
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kW]
1.1	Profilo scolastico, carico parziale, T utenza alta	70	64	68	53	15	75
1.2		72	62	68	50 ÷ 53	15 ÷ 18	55
2.1	Profilo scolastico, carico parziale, T utenza bassa	53	48	50	38 ÷ 40	10 ÷ 12	40
2.2		58	50	55	43 ÷ 45	10 ÷ 12	40
3.1	Profilo residenziale, carico parziale, T utenza alta	70	64	68	45 ÷ 48	20 ÷ 23	75
3.2		73	62	68	50 ÷ 53	15 ÷ 18	60
4	Profilo residenziale, pieno carico, T utenza alta	70	60	68	35 ÷ 43	25 ÷ 33	120
5.1	Profilo terziario, carico parziale, T utenza bassa	53	48	50	38 ÷ 40	10 ÷ 12	50
5.2		58	50	55	43 ÷ 45	10 ÷ 12	50

### 6.3.5 Profili di carico termico obiettivo

Di seguito vengono presentate le curve di carico termico che sono state adottate come obiettivo da ottenere nel corso delle prove dinamiche.

#### Prove di tipo 1: profilo di carico scuola materna, temperatura di mandata all'utenza alta

Le prove di tipo 1 sono caratterizzate da un profilo di una scuola materna con carico termico parziale, con temperature di mandata all'utenza alte. Nella prova 1.1 si è impostato un carico termico massimo obiettivo pari a 75 kW (Figura 22), nella prova 1.2 la potenza massima obiettivo è stata ridotta a 50 kW (Figura 23).



Figura 22 - Profilo di carico termico obiettivo prova 1.1

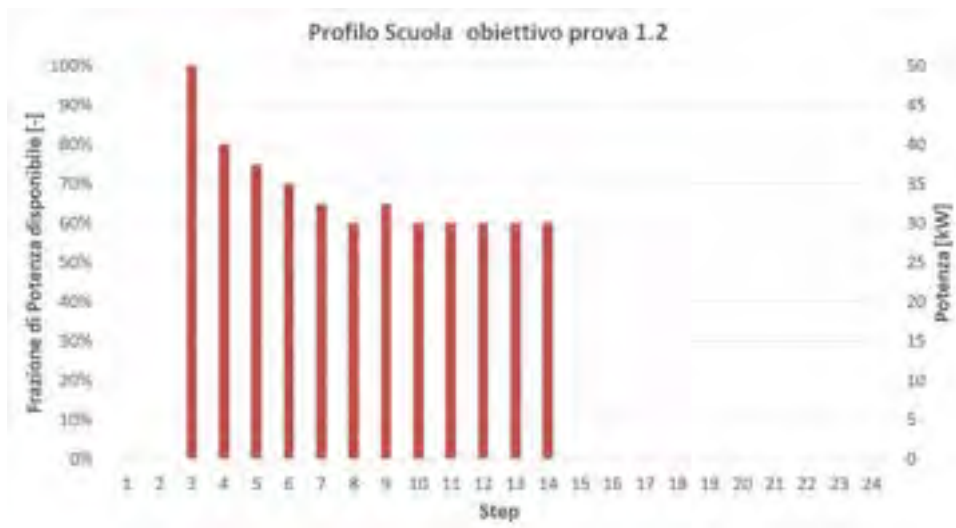


Figura 23 - Profilo di carico termico obiettivo prova 1.2

#### Prove di tipo 2: profilo di carico scuola materna, temperatura di mandata all'utenza bassa

Le prove di tipo 2 sono caratterizzate da un profilo di carico termico di una scuola materna, con una potenza termica massima obiettivo pari a 50 kW (circa il 42% della potenza nominale), con basse temperature di mandata all'utenza. Nelle due prove effettuate sono stati impostati due differenti valori di temperatura di mandata all'utenza, con l'intenzione di mantenere invariato il  $\Delta T$ . Nella prova 2.1 la temperatura di mandata all'utenza è stata impostata a 50°C, nella 2.2 è stata impostata pari a 55 °C.

Rispetto al profilo teorico (Figura 20), il profilo scolastico obiettivo vede modificata l'ultima parte della prova, per l'impossibilità di ottenere delle potenze così contenute. In particolare gli ultimi 5 step sono stati accorpati in step a potenza costante, corrispondente alla potenza minima ottenibile mantenendo un  $\Delta T$  nei limiti prefissati: gli step del profilo teorico a 30% e a 5% della potenza massima sono stati eliminati e gli step rimanenti sono stati riscaldati per cercare di produrre la stessa quantità di energia che si sarebbe prodotta se si fosse mantenuto il profilo termico teorico.



Figura 24 - Profilo di carico termico obiettivo prova 2.1 e 2.2

**Prove di tipo 3: Profilo di carico residenziale, temperatura di mandata all'utenza alta, carico termico parziale**

Le prove di tipo 3 sono caratterizzate da un profilo di tipo residenziale, da una temperatura di mandata all'utenza impostata a 68°C e da una potenza massima erogata che è una frazione della potenza nominale erogabile dal sistema. Nella prova 3.1 (Figura 25) la potenza massima erogata obiettivo è stata fissata a 75 kW. Nella prova 3.2 (Figura 26) la potenza massima obiettivo è stata di 60 kW. I due differenti livelli di potenza sono stati ottenuti variando il  $\Delta T$  tra mandata e ritorno dell'utenza: nella prova 3.1 il  $\Delta T$  è variato tra 15 e 18°C; nella prova 3.2 tale  $\Delta T$  è stato innalzato in un range 20÷23°C.



Figura 25 - Profilo di carico termico obiettivo prova 3.1



Figura 26 - Profilo di carico termico obiettivo prova 3.2

**Prova di tipo 4: Profilo di carico residenziale, temperatura di mandata all’utenza alta, pieno carico termico**

La prova di tipo 4 è caratterizzata da un profilo di tipo residenziale a pieno carico, con potenza massima obiettivo pari a 120 kW e temperatura di mandata all’utenza alta (68°C). Anche in questo caso, l’aumento del carico ceduto all’utenza è stato ottenuto aumentando il  $\Delta T$  tra mandata e ritorno del flusso che va all’utenza: il  $\Delta T$  è varato tra 25 e 33°C.

Nelle prove di tipo 3 e 4 il profilo obiettivo, rispetto a quello teorico, presenta le seguenti variazioni:

- gli step al 50 % della potenza nominale (5-6-23) sono stati portati al 63 %.
- gli step al 10 % (da 1 a 5 e 13-14) sono stati considerati step con potenza richiesta nulla



Figura 27 - Profilo di carico termico obiettivo prova 4

**Prove di tipo 5: Profilo di carico terziario**

Nell’ultimo set di prove è stato impostata una curva di carico terziario con temperature basse di esercizio. Per entrambe le prove di tipo 5 la potenza massima obiettivo è stata fissata a 50 kW (Figura 28). Le prove si differenziano per l’impostazione della temperatura di mandata all’utenza. Tra la prova 5.1 e 5.2 è stata cambiata la temperatura di mandata all’utenza, 50°C e 55°C per la prova 5.1 e 5.2 rispettivamente, mantenendo costante il ΔT.

Rispetto al profilo teorico, in quello obiettivo gli step da 8 al 19, caratterizzati da potenze termiche molto basse, sono stati riscaldati al 63% della potenza nominale.



Figura 28 - Profilo di carico termico obiettivo prove di tipo 5

## 7 Conduzione delle prove e funzionamento del sistema

In questo capitolo si è voluto evidenziare come sono state condotte le varie prove, e come il sistema ha reagito al variare dei parametri di input: carico termico di utenza, temperature di set point ed ambiente esterno.

### 7.1 Conduzione delle prove statiche e funzionamento del sistema

Nei test effettuati in condizioni statiche il sistema ha erogato una potenza termica prossima a quella nominale, senza subire variazioni di carico dell'utenza. Le prove sono state diversificate variando la temperatura di mandata e di ritorno del flusso termico dell'utenza: quest'analisi è significativa non soltanto per comprendere il funzionamento del sistema alla potenza nominale, ma anche dal punto di vista energetico e prestazionale qualora si pensasse di fornire, attraverso il sistema accoppiato mCHP-HP, il carico termico di base di più utenze oppure nel caso si disponesse di un sistema di accumulo più capiente tale da permettere all'impianto di fornire calore costantemente in condizioni nominali.

Queste prove sono state inoltre preparatorie per il settaggio dei parametri per i successivi test in condizioni dinamiche.

#### 7.1.1 Prova statica 1

Nella prova 1 il sistema ha funzionato alla potenza "nominale", con una temperatura di mandata all'utenza impostata a 55°C e con i seguenti settaggi:

**Tabella 14 - Tabella riassuntiva settaggi Prova statica 1**

	Prova St1
T mandata Utenza [°C]	55
T ritorno Utenza [°C]	36
T serbatoio A1 [°C]	70
T mandata HP max [°C]	55

Nel corso della prova il sistema è stato in grado di fornire all'utenza una potenza superiore a 120 kW, come evidente in Figura 29. L'erogazione di una potenza superiore a quella nominale, ha consentito al sistema di erogare una portata utenza ad una temperatura prossima a quella di set-point (in media circa 52°C), nonostante la temperatura di ritorno dall'utenza fosse molto bassa (circa 36°C).

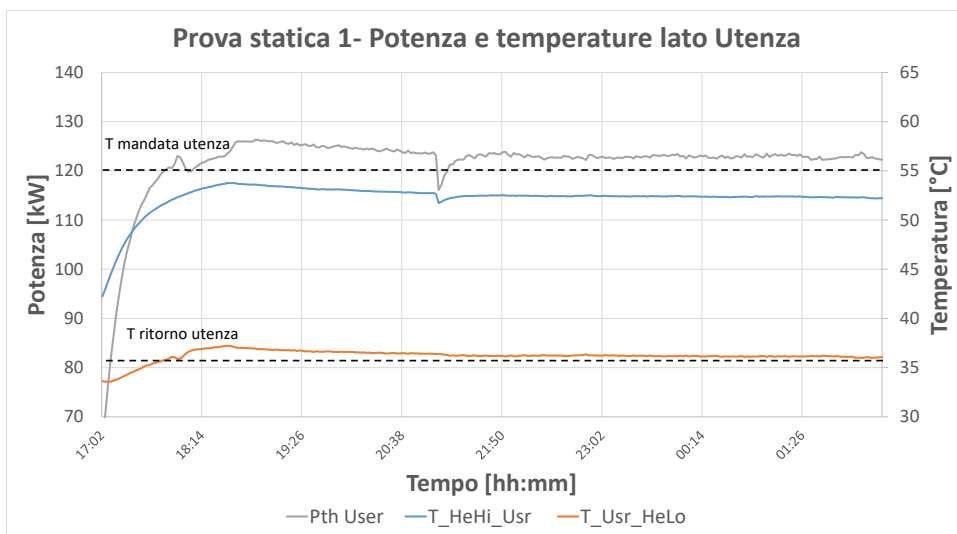


Figura 29 - Prova statica 1: Richiesta termica e Temperatura di mandata e ritorno Utenza

Analizzando il funzionamento del sistema in Figura 30 emerge che, in condizioni di carico termico nominale, le potenze termiche prodotte dal micro-cogeneratore e dalla pompa di calore sono state rispettivamente circa 55 e 75 kW. La portata tra la pompa di calore e il serbatoio A2 è quasi il doppio di quella tra il serbatoio A1 e il mCHP, come mostrato in Figura 31. Un funzionamento analogo si ha nei flussi che vanno dai due serbatoi verso lo Skid idronico (Figura 32).

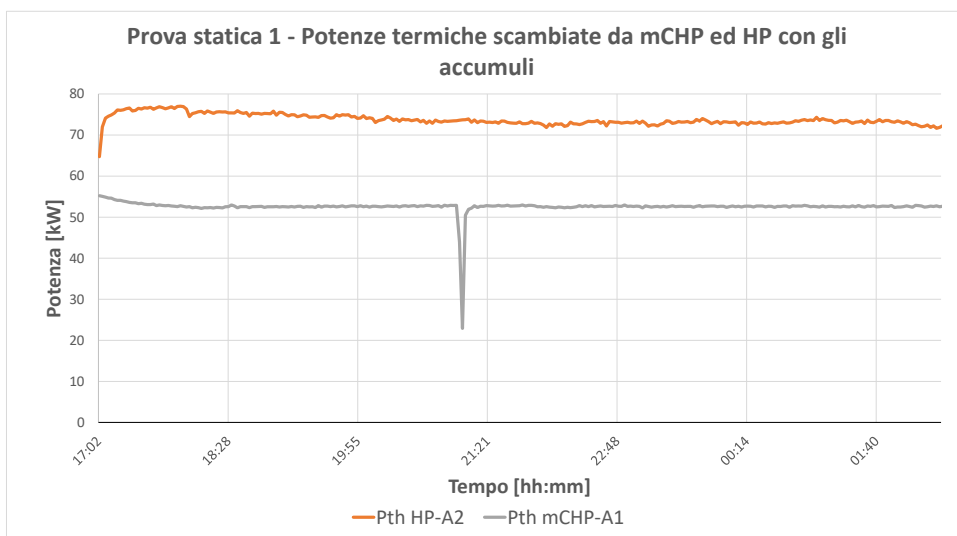
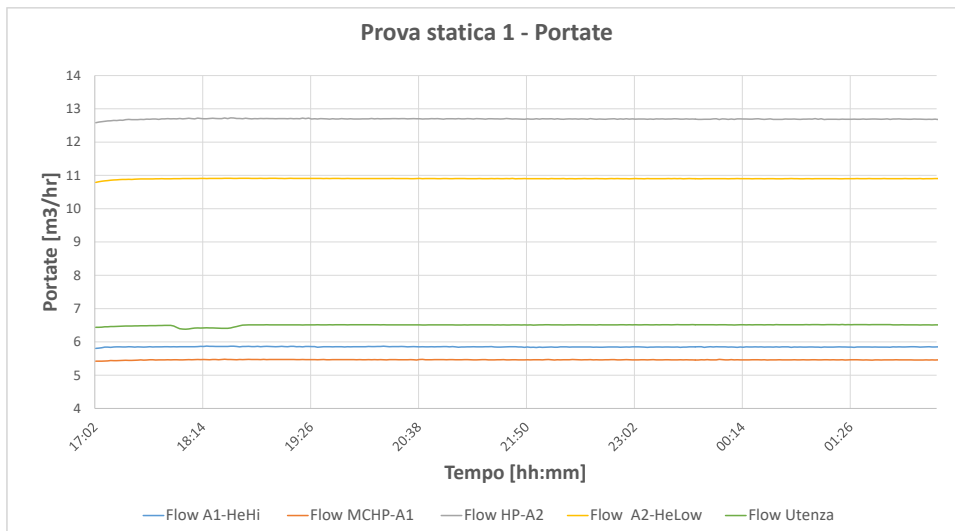
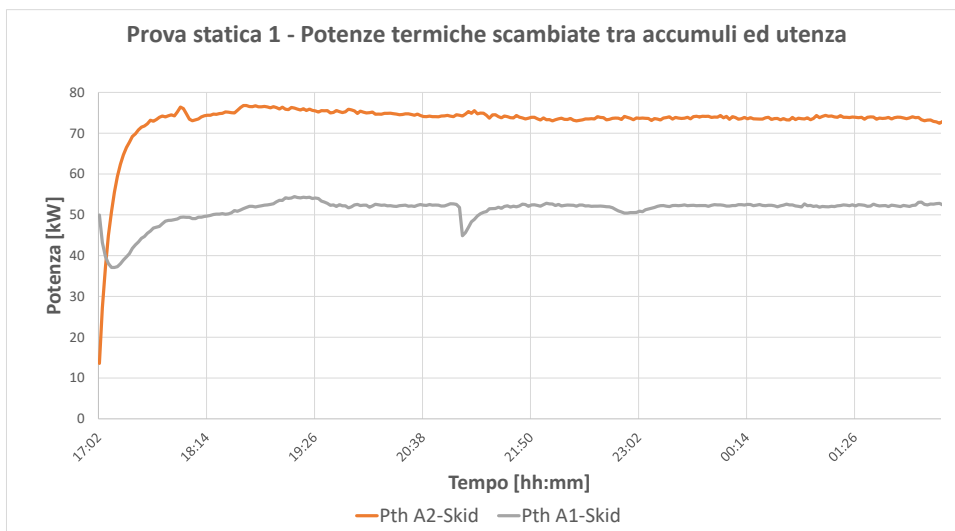


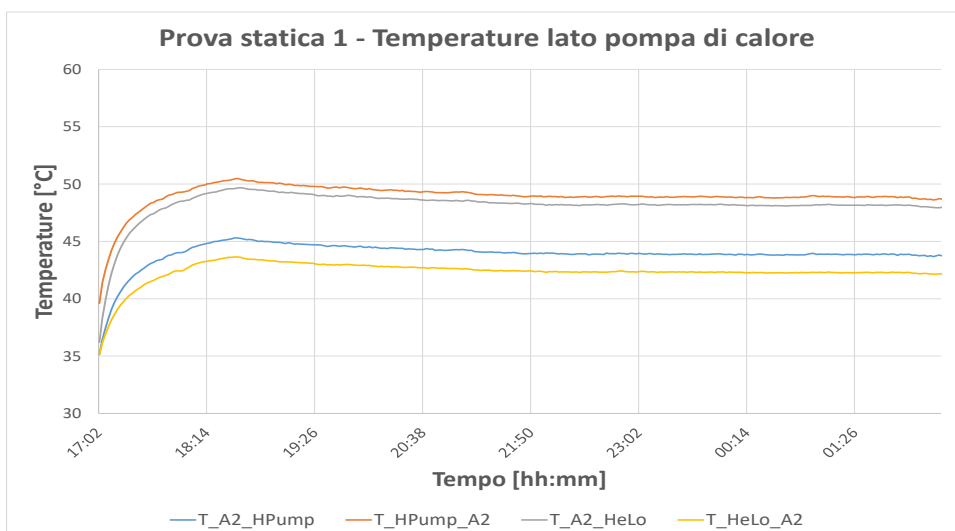
Figura 30 - Prova statica 1: Potenze termiche scambiate tra mCHP e Pompa di calore con i serbatoi



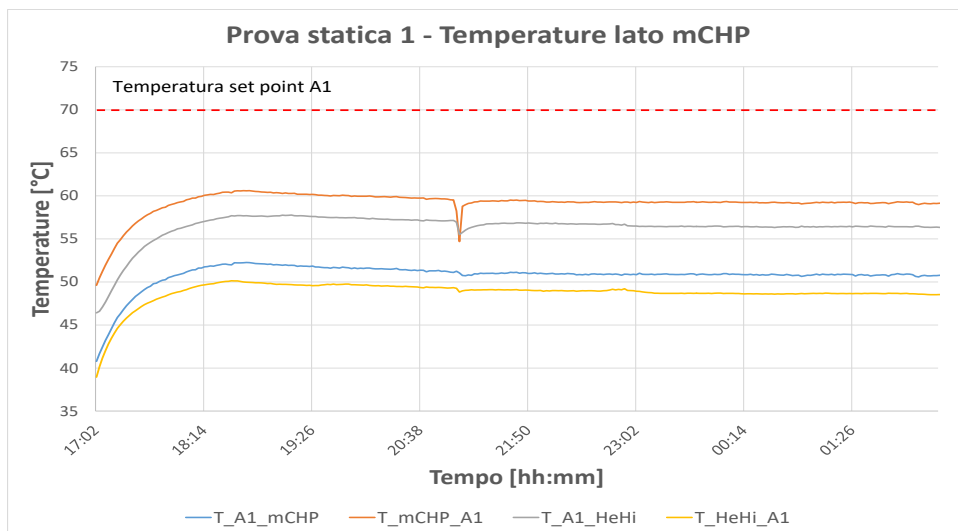
**Figura 31 - Prova statica 1: Portate imposte dalle pompe tra i vari componenti**



**Figura 32 - Prova statica 1: Potenze termiche scambiate tra serbatoi e scambiatore**



**Figura 33 - Prova statica 1: Temperature lato pompa di calore**



**Figura 34 - Prova statica 1: Temperature lato mCHP**

### 7.1.2 Prova statica 2

Nella seconda prova in condizioni statiche il sistema ha funzionato con un set-point di temperatura di mandata all’utenza più elevato, pari a 70°C (Tabella 15).

**Tabella 15 - Tabella riassuntiva settaggi Prova statica 2**

	Prova St2
T mandata Utenza [°C]	70
T ritorno Utenza [°C]	47
T serbatoio A1 [°C]	75
T mandata HP max [°C]	65

In questa prova il sistema ha erogato una potenza all’utenza compresa tra 115 e 120 kW, come evidenziato in Figura 35. La temperatura di ritorno di circa 47°C ha consentito una temperatura di mandata compresa tra 62 e 64°C.

La potenza termica erogata dal mCHP è stata pressoché prossima a 50 kW, mentre quella della pompa di calore è passata, durante la prova, da valori poco inferiori a 70 kW a circa 64 kW (Figura 36); tale variazione è stata legata ad una progressiva diminuzione delle temperature lato HP, osservabile in Figura 37, essendo rimaste costanti le portate (Figura 39).

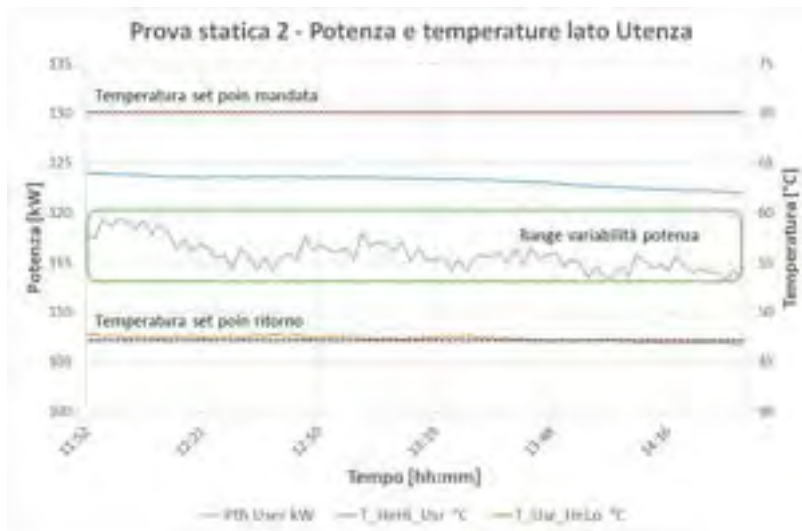


Figura 35 - Prova statica 2: Richiesta termica e Temperatura di mandata e ritorno Utenza



Figura 36 - Prova statica 2: Potenze termiche lato mCHP e HP

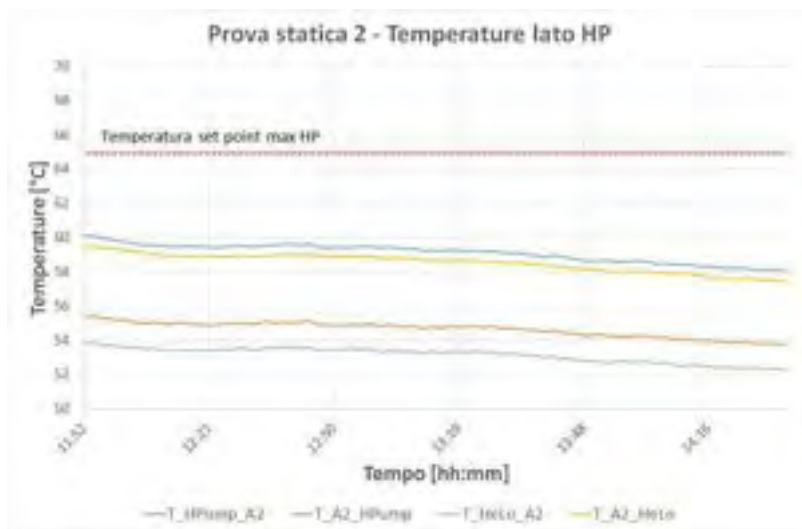


Figura 37 - Prova statica 2: Temperature lato Pompa di calore

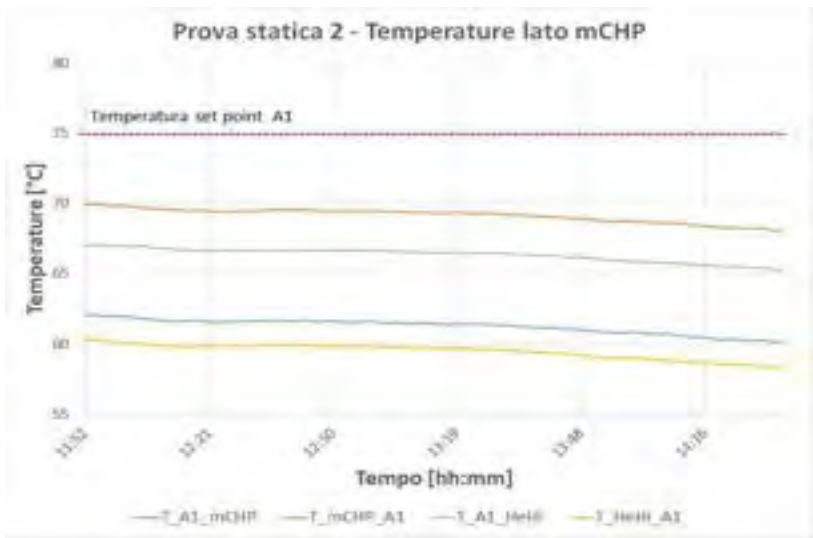


Figura 38 - Prova statica 2: Temperature lato mCHP

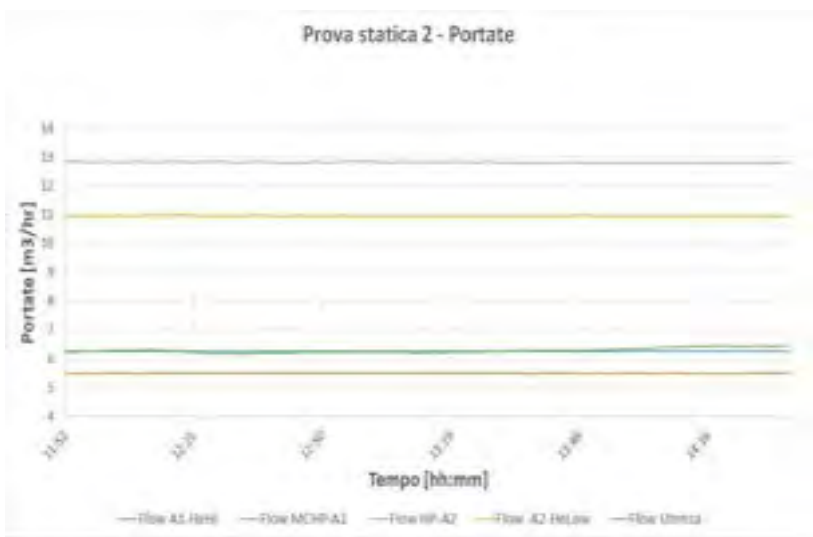


Figura 39 - Prova statica 2: Portate imposte dalle pompe

### 7.1.3 Prova statica 3

Nell’ultima prova in condizioni di carico termico statiche è stato abbassato ulteriormente il set point della temperatura di mandata all’utenza, portandolo fino a 45 °C (Tabella 6.3).

Tabella 16 - Tabella riassuntiva settaggi Prova statica 3

	Prova St3
T mandata Utenza [°C]	45
T ritorno Utenza [°C]	27
T serbatoio A1 [°C]	65
T mandata HP max [°C]	33

La prova è stata caratterizzata da un'evidente oscillazione della potenza termica erogata, con cicli che l'hanno fatta variare periodicamente tra circa 95 kW e circa 120 kW (Figura 40). Tali oscillazioni sono legate ad uno spegnimento quasi sistematico della pompa di calore, come evidenziato in Figura 41. La causa è stata verosimilmente l'attivazione della funzione anti sbrinamento, legata molto probabilmente ai bassi valori della temperatura esterna e ad elevati valori di umidità relativa, vicini al 100%, registrati durante la prova, come osservabile in Figura 42. La formazione di brina sul lato della pompa di calore in cui avviene lo scambio termico con l'aria esterna può portare complicazioni al componente in questione. Pertanto il sistema agisce interrompendo l'assorbimento di potenza elettrica e fornendo calore sul lato su cui si è formata brina, prelevandolo dal serbatoio A2 (Figura 43). Di conseguenza, si ha un abbassamento ciclico delle temperature lato pompa di calore (Figura 44) e dunque una diminuzione del calore ceduto all'utenza, che da circa 70 kW scende ciclicamente a circa 25 kW (Figura 45). Sempre in Figura 45, si osserva che in per compensare il ridotto apporto del serbatoio lato pompa di calore, il serbatoio lato mCHP (serbatoio A1) cede più calore all'utenza di quanto non faccia in condizioni stabili e nominali, toccando quasi gli 80 kW di potenza ceduta al posto degli usuali, circa, 50 kW.

Occorre osservare che, anche se affetto dai cicli di anti sbrinamento della pompa di calore, il sistema è stato comunque in grado di fornire all'utenza una potenza termica media di circa 110 kW.



Figura 40 - Prova statica 3: Richiesta termica e Temperatura di mandata e ritorno Utenza

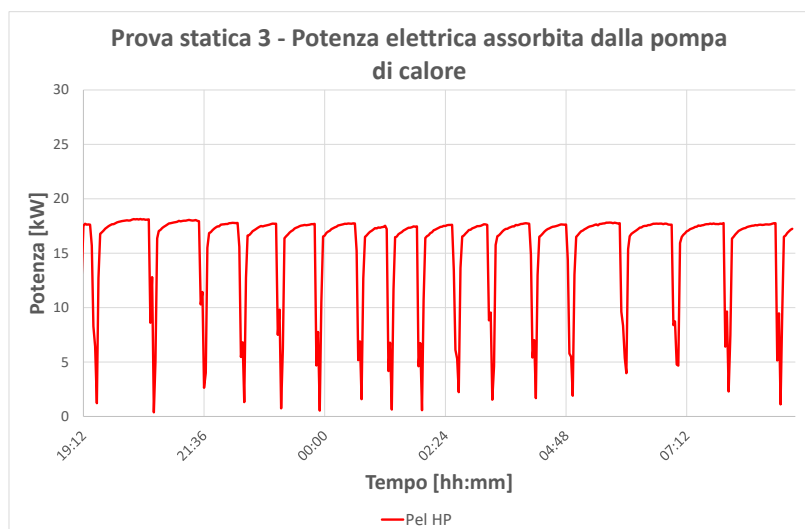
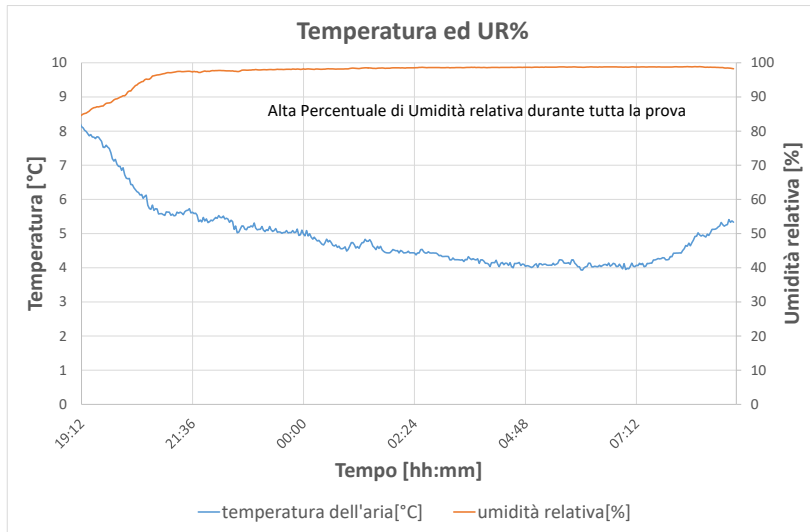
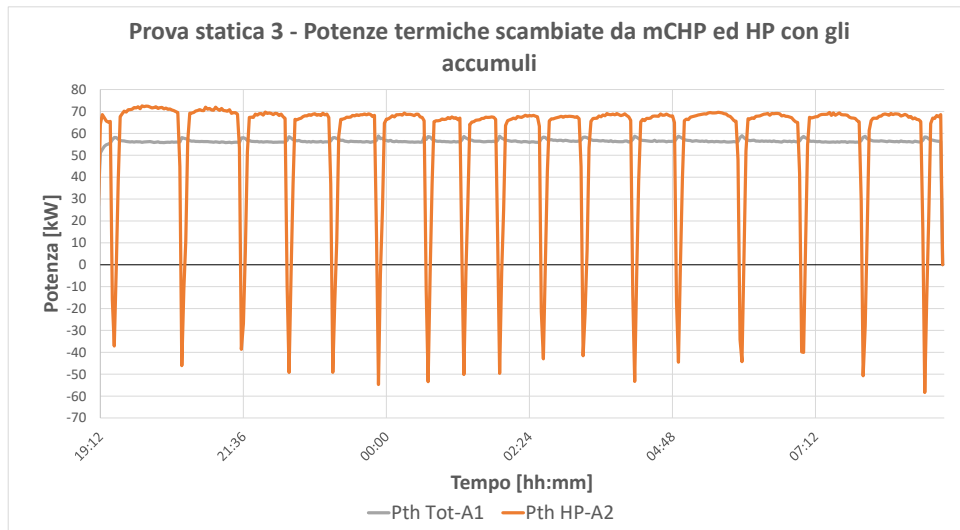


Figura 41 - Prova 3 statica: Potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore(estradata)



**Figura 42 - Condizioni Meteo durante la prova statica 3 [13]**



**Figura 43 - Prova statica 3: Potenze termiche scambiate tra mCHP e Pompa di calore con i serbatoi**

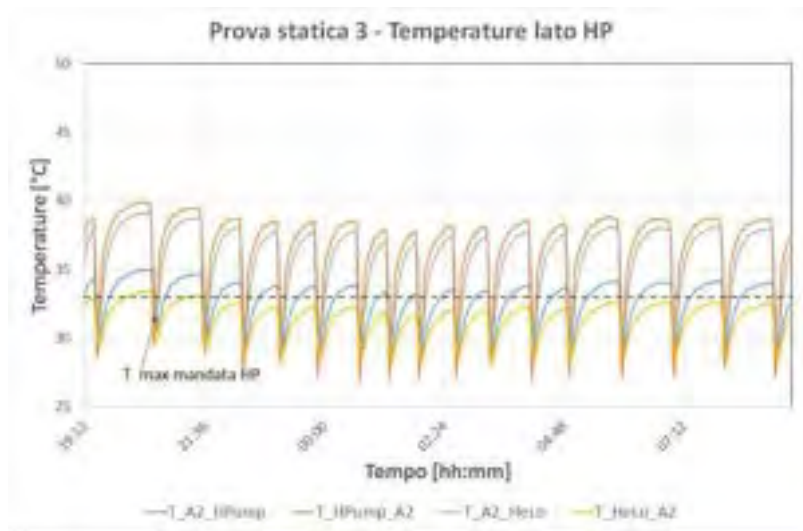


Figura 44 - Prova statica 3: Temperature lato pompa di calore

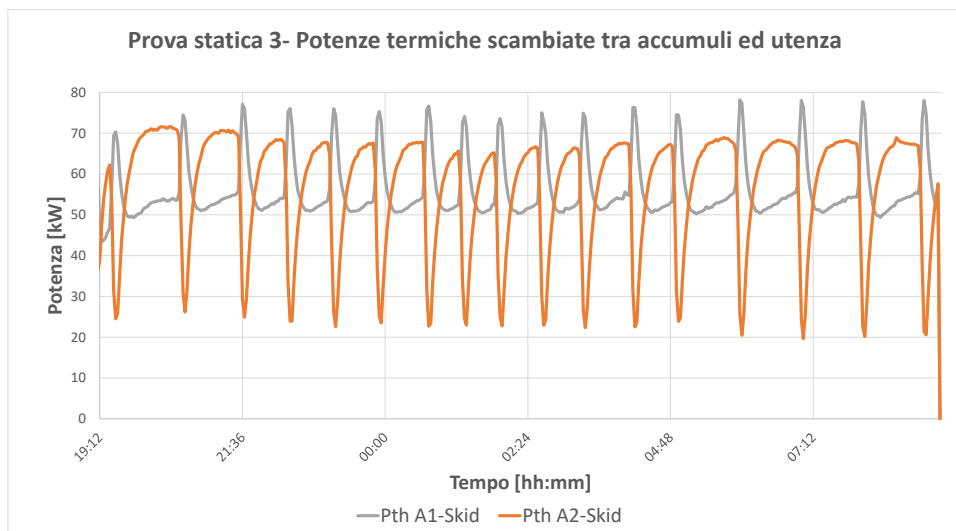


Figura 45 - Prova statica 3: Potenze termiche scambiate tra serbatoi e scambiatore

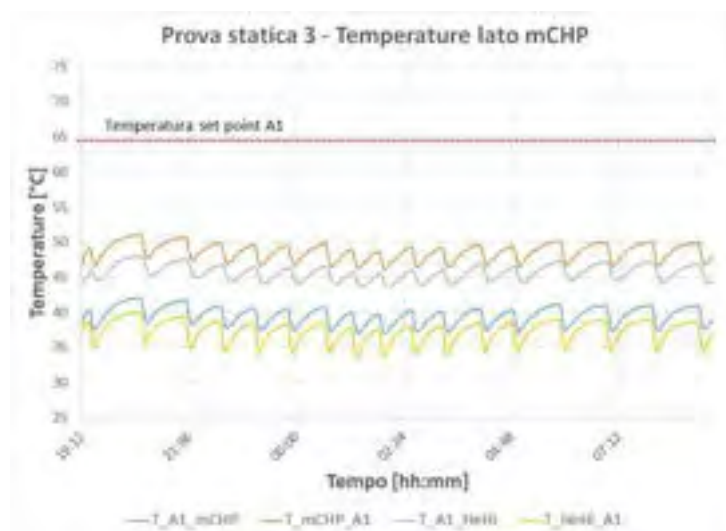


Figura 46 - Prova statica 3: Temperature lato mCHP

## 7.2 Conduzione delle prove dinamiche e funzionamento del sistema

### 7.2.1 Prove dinamiche di tipo 1: profilo scolastico a carico parziale, temperature alte

Durante la prova 1.1 si è stata riprodotta la curva di potenza termica erogata, variando esclusivamente il numero di giri della pompa di circolazione.

In Figura 47 e in Figura 48 viene messo in evidenza il confronto tra i profili di carico obiettivo e quelli realmente ottenuti nelle due prove.

Nella prova 1.2, e per tutte le restanti prove dinamiche, la regolazione della potenza fornita all’utenza è avvenuta sia tramite variazione di portata (in un range molto più ristretto rispetto alla prova 1.1) sia tramite variazione della temperatura di ritorno: mentre nella prova 1.1 la temperatura di ritorno utenza è rimasta fissa a 53°C, nella prova 1.2 la temperatura di ritorno è stata fatta variare tra 50°C e 53°C (Tabella 17).

Un’ulteriore variazione tra la prova 1.1 e la prova 1.2 è stata la variazione dell’intervallo di isteresi del serbatoio A1, ovvero l’intervallo di temperatura all’interno del quale il sistema di regolazione ma comanda l’accensione e lo spegnimento del mCHP. In particolare, a valle dello spegnimento del sistema per raggiungimento della temperatura di set point del serbatoio A1, il sistema stesso viene riacceso dopo che la temperatura di A1 è scesa al di sotto del set point di un valore pari al  $\Delta T$  di isteresi impostato. Questo valore è stato modificato da 10°C per la prova 1.1 a 5 °C per la prova 1.2.

**Tabella 17 - Tabella riassuntiva settaggi prove dinamiche di tipo 1**

	Prova 1.1	Prova 1.2
T mandata Utenza [°C]	68	68
T ritorno Utenza [°C]	53	50-53
T serbatoio A1 [°C]	70	72
T mandata HP max [°C]	64	62
$\Delta T$ isteresi A1 [°C]	10	5
Potenza termica Utenza max [kW]	75	55



**Figura 47 - Profilo termico prova 1.1**



**Figura 48 - Profilo termico prova 1.2**

Le condizioni climatiche per entrambi i test sono riportate in Tabella 18.

**Tabella 18 - Condizioni Meteo Prova 1.1 ed 1.2**

Condizioni Meteo		
	Prova 1.1	Prova 1.2
Temperatura massima [°C]	35.5	28.5
Temperatura minima [°C]	25.1	20.2
Temperatura media [°C]	31.2	25.5
Umidità relativa [%]	46	50.3

La prova 1.1 è stata caratterizzata da un blocco anomalo della pompa di calore, andata in blocco dopo aver raggiunto la temperatura limite (Figura 49): dal momento del blocco il sistema ha potuto contare sul solo micro-cogeneratore. Per tale motivo non si terrà conto della prova 1.1 nell'analisi energetica presentata nel paragrafo 8.3.

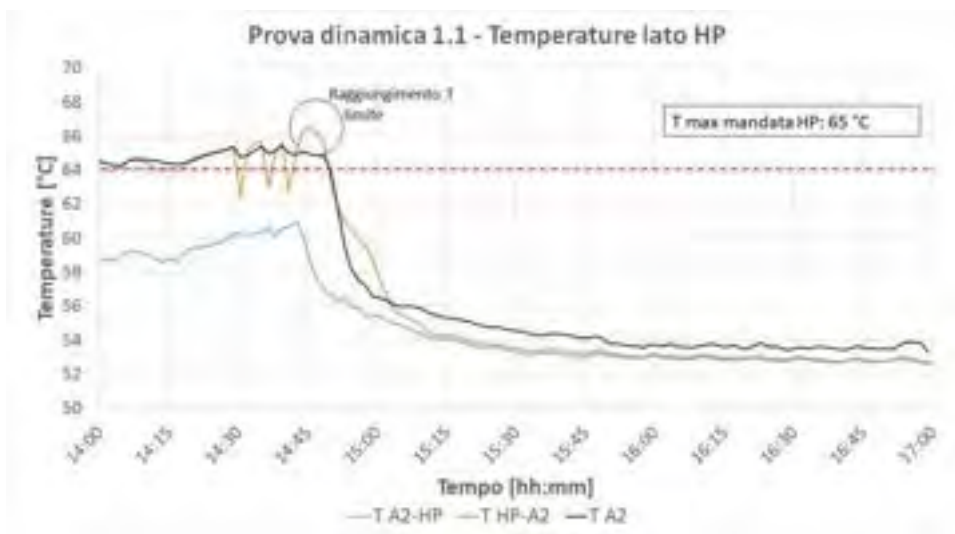


Figura 49 - Prova 1.1: Temperature lato Pompa di calore

Il blocco anomalo non ha consentito al sistema di erogare la potenza termica obiettivo e questo di fatto non gli ha consentito di raggiungere la temperatura di mandata all’utenza fissata (Figura 50), a seguito dell’apporto nullo da parte della pompa di calore stessa.

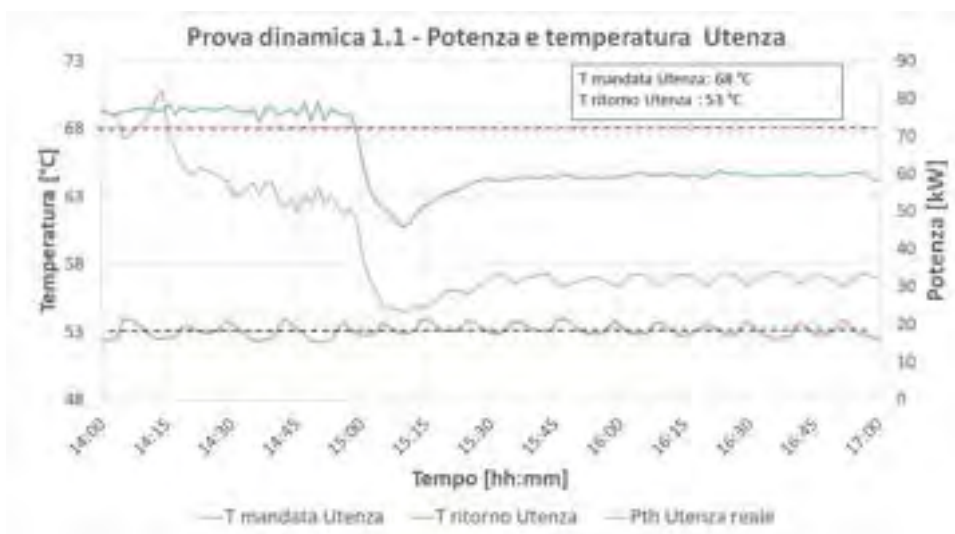


Figura 50 - Prova 1.1: Temperature e Potenza scambiata lato Utenza

Nella prova 1.2 si è deciso di cambiare la temperatura di mandata massima della pompa di calore, da 64 °C a 62 °C. In questo modo è stato evitato il blocco che si è avuto nella prova 1.1 ed il sistema ha potuto contare su entrambi i generatori per l’intera prova, come evidente in Figura 51 e in Figura 52.

Nelle stesse figure si osserva che la prova 1.2 è stata caratterizzata da un funzionamento intermittente della pompa di calore, a causa del raggiungimento della massima temperatura di mandata della stessa. Si osserva che tale comportamento ha comunque consentito, nel corso della prova 1.2, il mantenimento del set point di temperatura di mandata all’utenza (Figura 53), indipendentemente dalle variazioni della temperatura di ritorno utenza, che è stata compresa tra 50 e 55 °C.

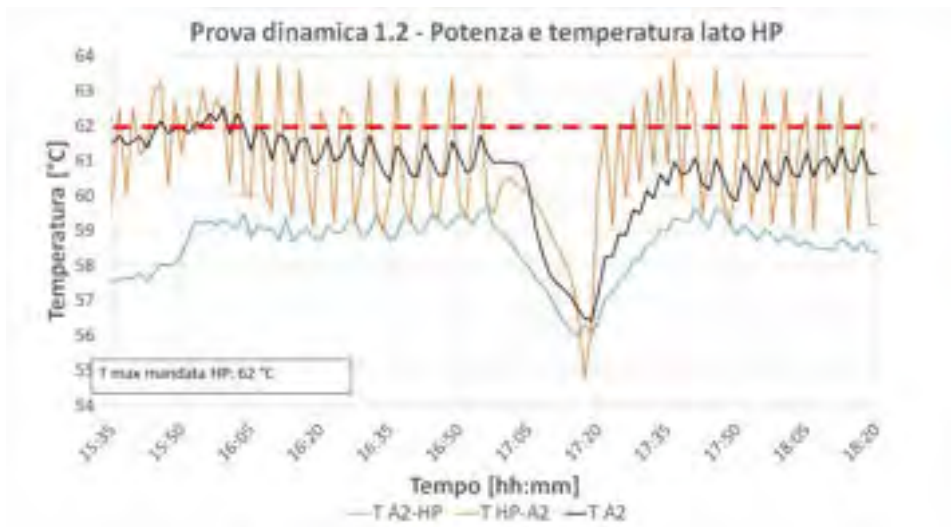


Figura 51 - Prova 1.2: Temperature lato Pompa di calore

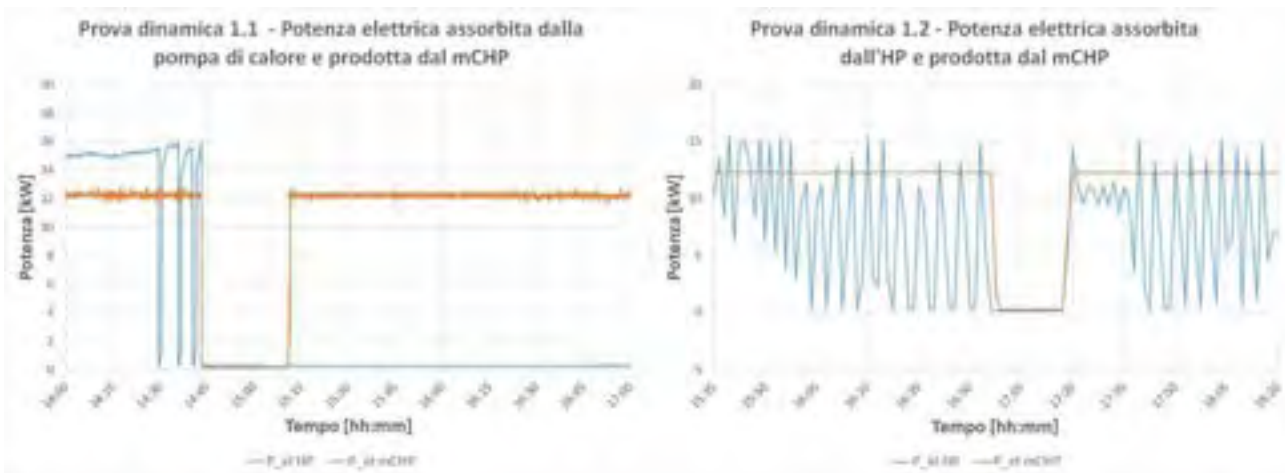


Figura 52 - Potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore nella prova 1.1 (a sinistra) e 1.2 (a destra)

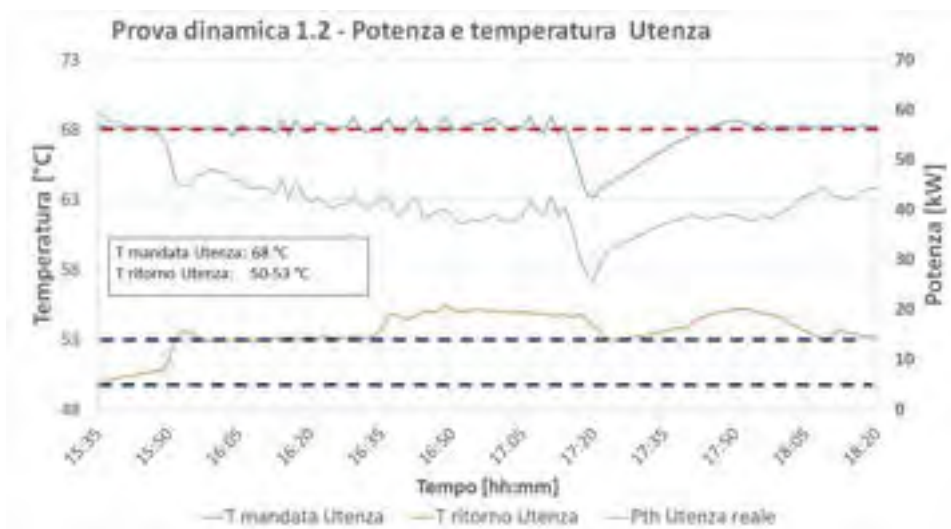


Figura 53 - Prova 1.2: Temperature e Potenza scambiata lato Utente

In entrambe le prove si assiste ad uno spegnimento del sistema in seguito al raggiungimento della temperatura limite nel serbatoio A1, intesa come la somma tra la temperatura di set point ed il  $\Delta T$  di isteresi.

Nella prova 1.1 tuttavia il sistema ha risentito del mancato apporto di calore da parte dell'HP: in quella fase il carico termico fornito all'utenza è stato prodotto quasi esclusivamente dal lato micro-cogeneratore, e come conseguenza non è stato possibile riportare il serbatoio A1 alla temperatura di set point (Figura 54).

Nel test 1.2 la discesa della temperatura del serbatoio A1 è stata simile a quella avuta nella prova precedente, tuttavia il micro-cogeneratore è riuscito in questo caso a riportare il livello termico dell'accumulo al valore desiderato (Figura 55).

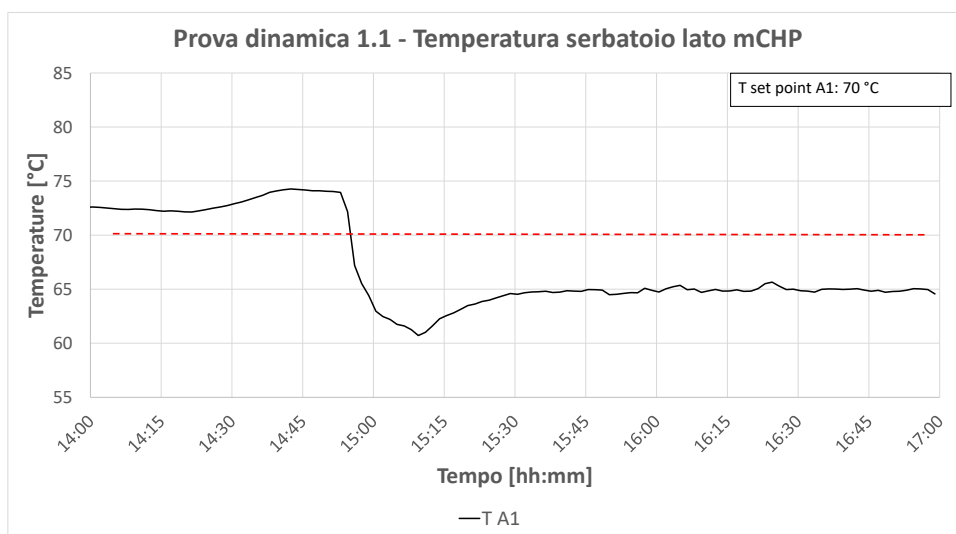


Figura 54 – Prova 1.1: Temperatura serbatoio A1

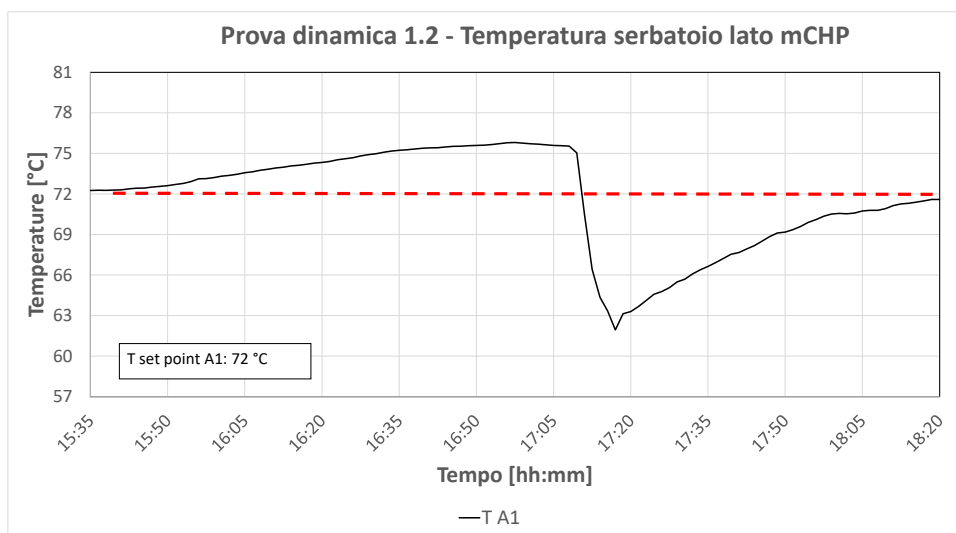


Figura 55 - Prova 1.2: Temperatura serbatoio A1

Il blocco della pompa di calore ha inoltre influito notevolmente sulla ripartizione dell'energia termica fornita all'utenza dai due generatori: si vede in Figura 56 come, nella prima parte della prova, con entrambi i generatori in azione, il 40% della potenza ceduta all'utenza provenisse "lato mCHP", ed il 60% circa "lato HP". Successivamente allo spegnimento della HP, si è avuto invece un apporto di energia termica molto ridotto dal serbatoio A2 verso l'utenza: in media pari a circa il 10% rispetto al totale.

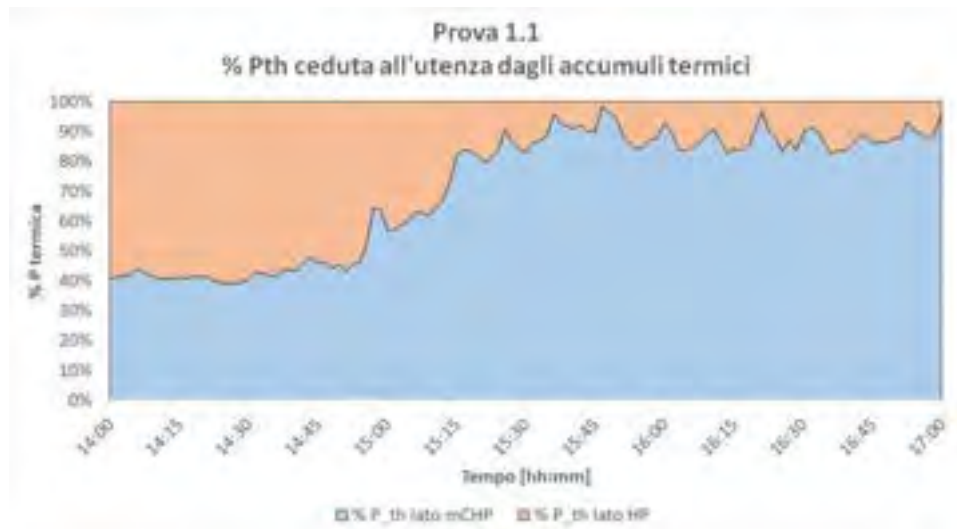


Figura 56 - Prova 1.1: Proporzione tra calore ceduto dal mCHP e dalla HP



Figura 57 - Prova 1.2: Proporzione tra calore ceduto dal mCHP e dalla HP

Nella prova 1.2 il rapporto tra potenza termica ceduta lato mCHP ed HP è molto più bilanciato (Figura 57). Si osserva, però, che il contributo del “lato mCHP” è sempre pari almeno al 50% della potenza termica ceduta all’utenza.

Infine, in Tabella 19, sono presentate le percentuali di tempo in cui i due generatori hanno funzionato in contemporanea, singolarmente oppure sono rimasti entrambi spenti. Per la prova 1.2 si osserva che il sistema ha fornito calore all’utenza mentre entrambi i generatori erano spenti per circa il 13% del tempo; il rimanente periodo è stato suddiviso pressoché equamente tra funzionamento contemporaneo dei due generatori e di funzionamento del solo mCHP: tale valore è conseguenza dell’osservato comportamento intermittente della pompa di calore.

**Tabella 19 - Funzionamento percentuale dei generatori durante la conduzione delle prove 1.1 ed 1.2**

Funzionamento del sistema durante la prova				
	Incluso spegnimento di entrambi i generatori		Escluso spegnimento di entrambi i generatori	
	Prova 1.1	Prova 1.2	Prova 1.1	Prova 1.2
Solo mCHP	62,0%	43,4%	73,6%	49,9%
Solo HP	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%
mCHP-HP	22,3%	43,5%	26,4%	50,1%
Nessuno dei due	15,7%	13,1%	/	/

### 7.2.2 Prove dinamiche di tipo 2: profilo scolastico a carico parziale, temperature basse

Rispetto alle prove 1.1 e 1.2, in questo set di test è stata variata la temperatura di mandata ed il  $\Delta T$  del flusso all'utenza, tentando di emulare un'utenza che utilizza come terminali di riscaldamento dei ventilconvettori (Tabella 20). Di conseguenza la curva di carico, pur rimanendo inalterata per quanto riguarda le percentuali di potenza ottenute nei vari step, risulta scalata nei carichi poiché si riduce il  $\Delta T$  tra mandata e ritorno. La massima potenza ottenibile, in entrambe prove, è stata minore rispetto alle prove di tipo 1. In Figura 58 e Figura 59 si osserva il confronto tra le potenze termiche obiettivo delle due prove e le potenze termiche realmente erogate.

**Tabella 20 - Tabella riassuntiva settaggi prove dinamiche di tipo 2**

	Prova 2.1	Prova 2.2
T mandata Utenza [°C]	50	55
T ritorno Utenza [°C]	38-40	43-45
T serbatoio A1 [°C]	53	58
T mandata HP max [°C]	48	50
$\Delta T$ isteresi A1 [°C]	10	5
Potenza termica Utenza max [kW]	40	40

La temperatura e l'umidità dell'aria sono rimaste pressoché simili in entrambi i test , com'è evidenziato in Tabella 21.

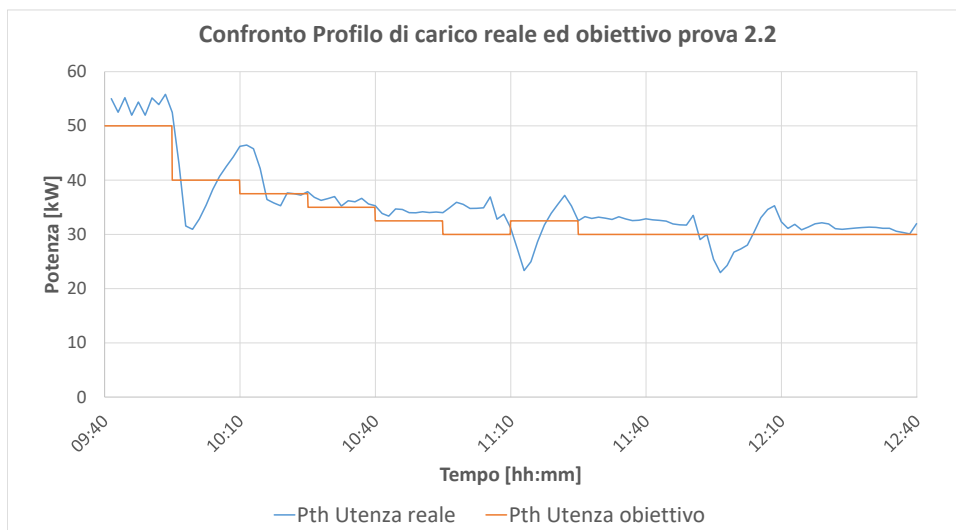
**Tabella 21 - Condizioni meteo Prova 2.1 e Prova 2.2**

Condizioni meteo		
	Prova 2.1	Prova 2.2
Temperatura massima [°C]	27.4	28
Temperatura minima [°C]	26.4	24.7
Temperatura media [°C]	26.7	26.9
Umidità relativa [%]	50	44



**Figura 58 - Profilo termico prova 2.1**

Le due prove (2.1 e 2.2) differiscono per le temperature di mandata (50°C la prova 1.2 , 55°C la prova 2.2) e ritorno verso l’utenza (Figura 6.32-6.33). Il motivo è stato, durante la prova 2.1, l’innalzarsi della temperatura di ritorno (parametro dunque dipendente dall’impianto emulatore dell’utenza e non dal sistema mCHP-HP) oltre il valore obiettivo della prova stessa (40°C, vedasi Figura 60), che di fatto non ha consentito di raggiungere la potenza obiettivo. In Figura 58 si nota infatti come durante la seconda parte della prova 2.1 (dalle 13.00 in poi), la potenza ceduta all’utenza non va oltre i 25 kW, con un valore medio di circa 17,7 kW.



**Figura 59 - Profilo termico prova 2.2**

L’innalzamento della temperatura di ritorno verificatosi durante la prova 2.1 ha inoltre comportato un ridotto apporto energetico della HP, poiché la temperatura massima di mandata di quest’ultima verso l’accumulo A2 (fissata a 50°C) era di poco superiore a quella di ritorno dall’utenza ottenuta durante la prova (che ha raggiunto il valore massimo di circa 48 °C, Figura 60). Di conseguenza, per un periodo consistente della prova, il contributo in termini di calore ceduto all’utenza dal “lato HP” è stato nullo, come evidenzia il grafico in Figura 61.

Per tale motivo non si terrà conto della prova 2.1 nell'analisi energetica.



Figura 60 - Prova 2.1: Temperature e Potenza scambiata lato Utenza

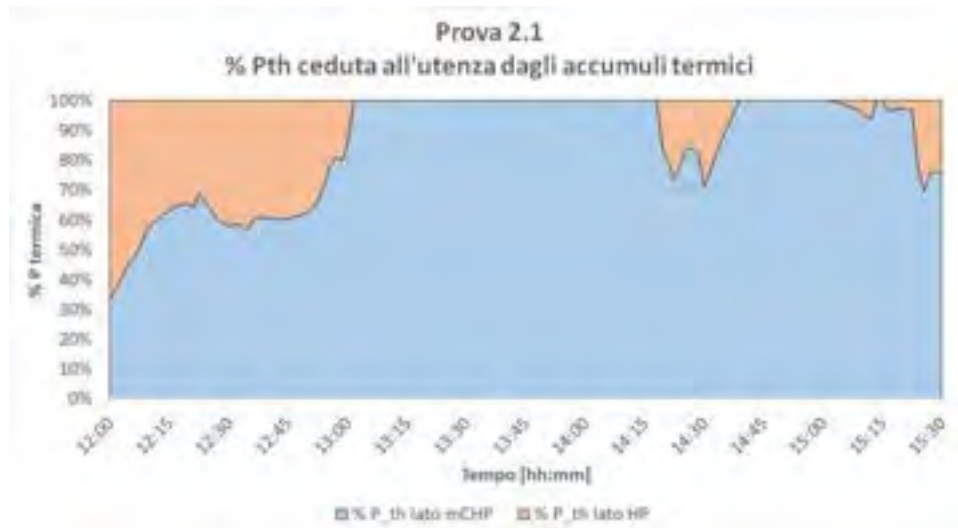
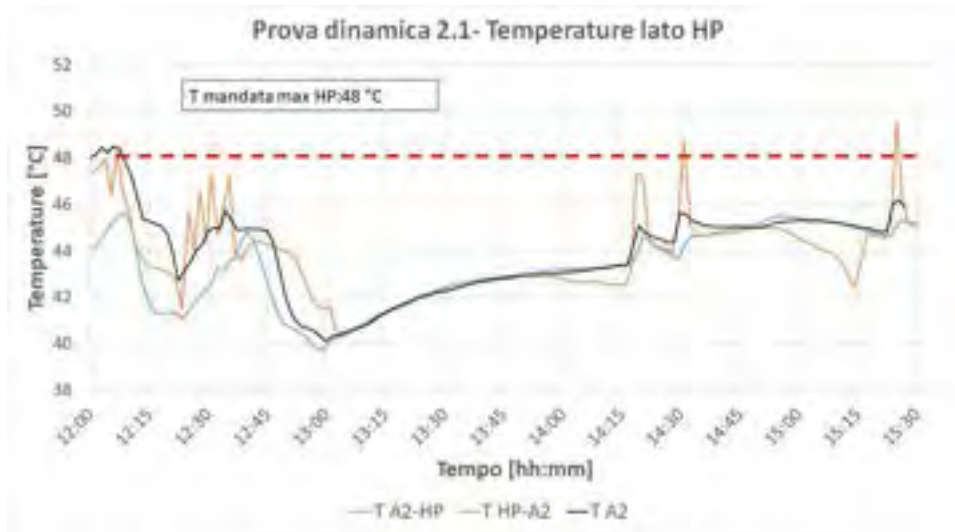
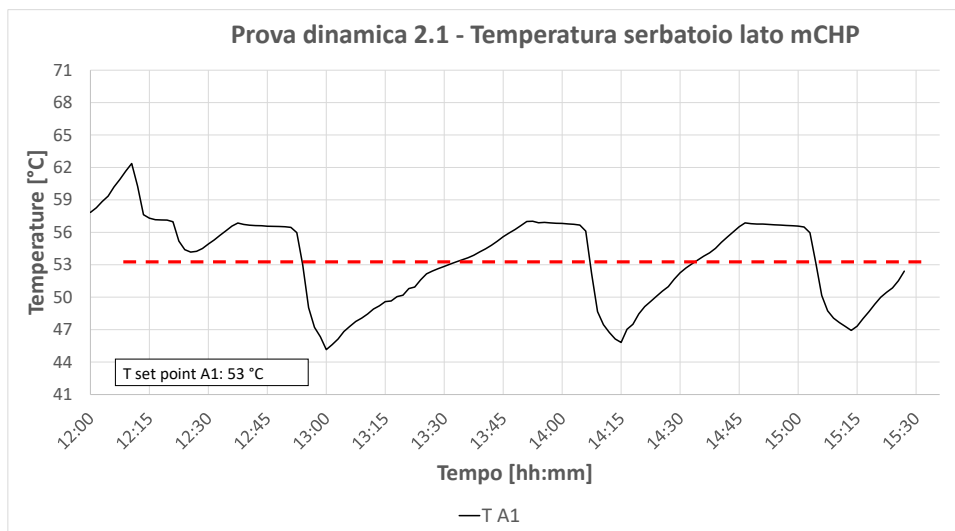


Figura 61 - Prova 2.1: Proporzion tra calore ceduto dal mCHP e dalla HP



**Figura 62 - Prova 2.1: Temperature lato Pompa di calore**



**Figura 63 - Prova 2.1: Temperatura serbatoio A1**

Per ovviare alla difficoltà legata all'emulazione dell'utenza, nella prova 2.2 si è deciso di innalzare la temperatura di mandata verso l'utenza a 55°C, mantenendo il  $\Delta T$  invariato, riscaldando di conseguenza le temperature lato mCHP e HP (Figura 67 e Figura 68) rispettivamente da 53°C a 58°C e da 48°C a 50°C

Confrontando Figura 61 e Figura 65 appare evidente come nella prova 2.2 sia nuovamente presente il contributo lato pompa di calore. Tale contributo raggiunge circa il 50%, in corrispondenza dei punti in cui la pompa di calore ha funzionato in maniera più continuativa (tra le 10 e le 10:20, tra le 11:10 e le 11:20 e tra le 12:00 e le 12:10, come osservabile anche in Figura 66). Mentre, poco prima che i due sistemi entrassero in funzione (ovvero circa 20 minuti prima dei precedenti intervalli), la percentuale di calore ceduta all'utenza si è spostata a favore di un contributo sempre maggiore lato mCHP (con picchi intorno al 90%). Si osserva quindi che negli ultimi istanti prima della riaccensione dei generatori, il sistema sfrutta maggiormente il calore del serbatoio A1 lato mCHP (Figura 65).

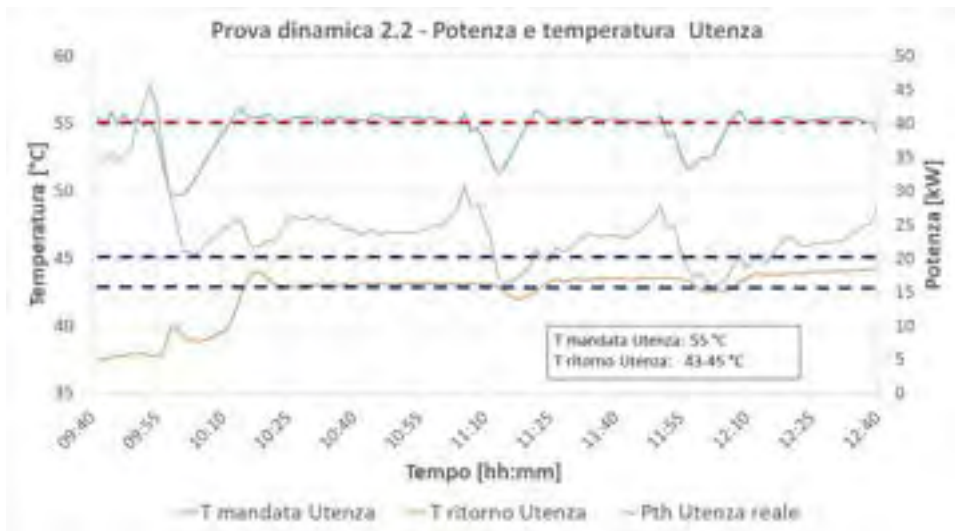


Figura 64 - Prova 2.2: Temperature e Potenza scambiata lato Utenza



Figura 65 - Prova 2.2: Proporzione tra calore ceduto dal mCHP e dalla HP

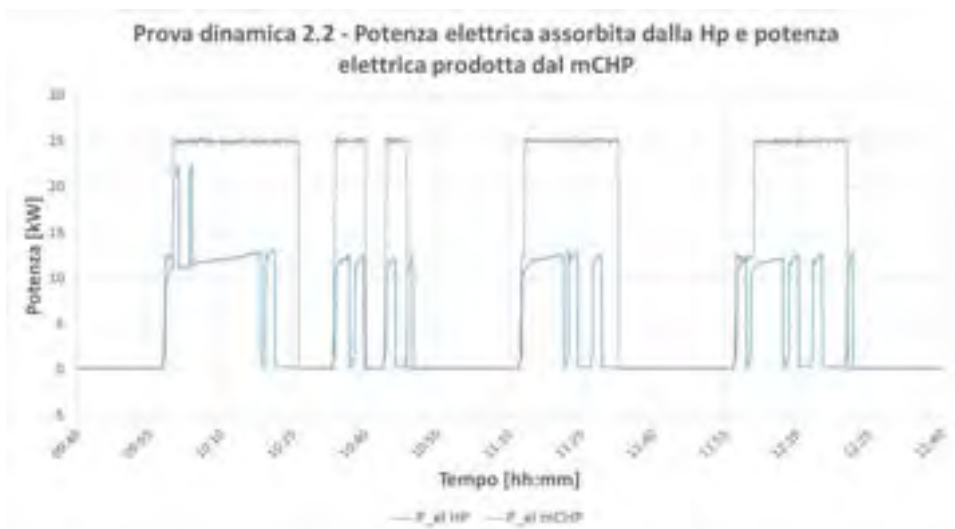
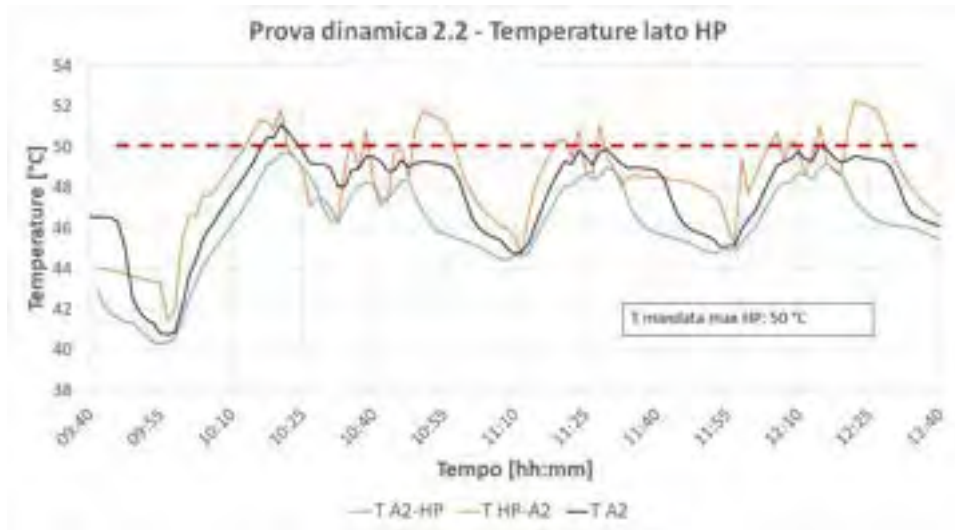
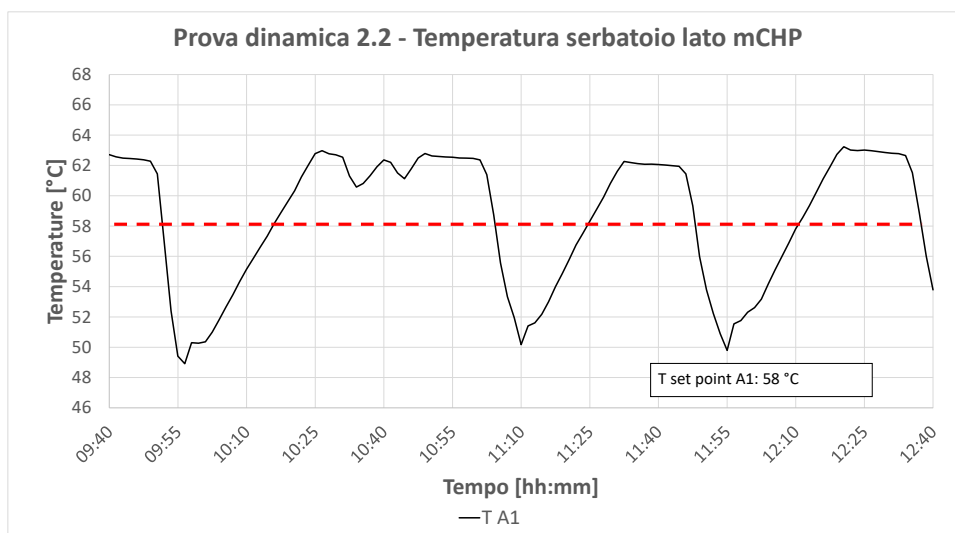


Figura 66 - Prova 2.2: Potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore e potenza elettrica prodotta dal mCHP



**Figura 67 - Prova 2.2: Temperature lato Pompa di calore**



**Figura 68 - Prova 2.2: Temperatura serbatoio A1**

Nella prova 2.2 si osserva inoltre (Tabella 22) che la potenza all'utente ed il buon mantenimento della temperatura di mandata prefissata sono stati ottenuti con entrambi i generatori spenti per oltre il 50% del tempo. In presenza di accensione dei generatori, gli stessi hanno funzionato in contemporanea per il 63% del tempo circa, con il micro-cogeneratore che ha funzionato da solo per il 16% del tempo totale e per il 34% del tempo in cui almeno un generatore ha prodotto potenza termica.

In Figura 66 si osserva infine che quando i due generatori hanno funzionato in contemporanea, la produzione elettrica del mCHP è rimasta pressoché costante a circa 25 kW, l'assorbimento da parte della pompa di calore invece è stato in media di 12 kW.

**Tabella 22 - Funzionamento percentuale dei generatori durante la conduzione delle prove 2.1 e 2.2**

Funzionamento del sistema durante la prova				
	Incluso spegnimento di entrambi i generatori		Escluso spegnimento di entrambi i generatori	
	Prova 2.1	Prova 2.2	Prova 2.1	Prova 2.2
Solo mCHP	46,13%	16,10%	82,89%	34,29%
Solo HP	0,04%	1,25%	0,07%	2,66%
mCHP-HP	9,48%	29,62%	17,03%	63,05%
Nessuno dei due	44,35%	53,03%	/	/

**7.2.3 Prove dinamiche di tipo 3: profilo residenziale con carico parziale, temperature alte**

Nella prima riproduzione del profilo residenziale a carico parziale, prova 3.1 sono stati impostati gli stessi valori di set point delle prove di tipo 1 (Tabella 23), ed è stato utilizzato un intervallo d’isteresi del serbatoio A1 di 10 °C (per la riaccensione del sistema a valle dello spegnimento legato al raggiungimento della temperatura limite nel serbatoio A1). La temperatura di ritorno è stata mantenuta tra i 45°C e i 50°C per tentare di ottenere carichi termici più consistenti (Figura 70), con un picco di potenza termica all’utenza di 75 kW.

In Figura 69 si osserva il confronto tra la potenza termica obiettivo e quella realmente erogata. Emerge che nella prima fase della prova 3.1 si è riusciti a seguire il profilo di potenza termica obbiettivo, mentre nella seconda parte, dopo il tratto a potenza termica richiesta nulla (15:15 circa), a causa di un abbassamento della temperatura di mandata e soprattutto ad un innalzamento della temperatura di ritorno (Figura 70) la potenza all’utenza è stata leggermente inferiore a quella obbiettivo.

**Tabella 23 - Tabella riassuntiva settaggi prove dinamiche di tipo 3**

	Prova 3.1	Prova 3.2
T mandata Utenza [°C]	68	68
T ritorno Utenza [°C]	45-48	50-53
T serbatoio A1 [°C]	70	73
T mandata HP max [°C]	64	62
ΔT isteresi A1 [°C]	10	5
Potenza termica Utenza max [kW]	75	60



Figura 69 - Profilo termico prova 3.1

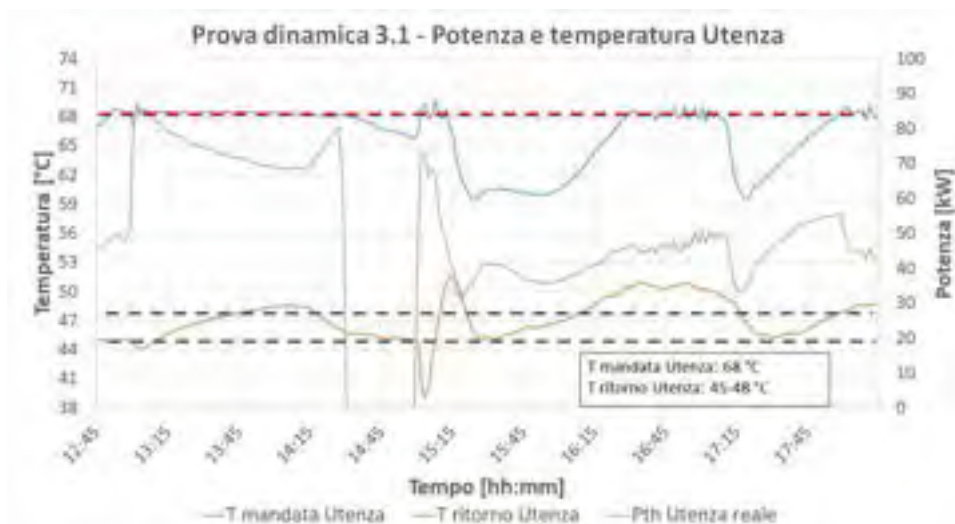


Figura 70 - Prova 3.1: Temperature e Potenza scambiata lato Utenza

Nella prova 3.2 , alla luce dei risultati della prova 3.1, e con lo scopo di diminuire l'abbassamento della temperatura di mandata all'utenza nelle fasi legate all'isteresi di A1, è stato ridotto l'intervallo d'isteresi del serbatoio A1 da 10°C a 5°C, ed è stata riportata la temperatura di ritorno (e quindi il  $\Delta T$  tra mandata e ritorno dell'utenza) dall'utenza a valori più realistici (Figura 72).

In Tabella 23 sono riassunti i parametri di set point per le prove di tipo 3.

Nella prova 3.2 è stato possibile erogare per quasi tutta la durata del test la potenza obiettivo (Figura 71) ed al contempo il sistema ha mantenuto molto bene la temperatura di mandata prossima al valore impostato (Figura 72). Le oscillazioni del carico dell'utenza, osservabili sia in Figura 71 sia in Figura 72, sono dovute alla variabilità della temperatura di ritorno dall'utenza stessa, che si attesta in un range tra i 47 °C ed i 57 °C (Figura 72).



Figura 71 - Profilo termico prova 3.2

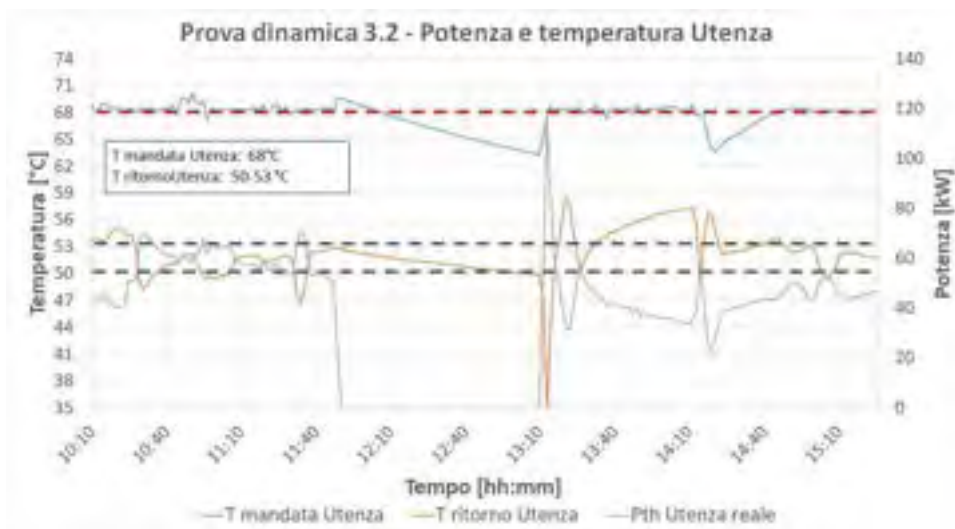


Figura 72 - Prova 3.2: Temperature e Potenza scambiata lato Utenza

Le due prove sono state svolte in condizioni ambiente simili (Tabella 24).

Tabella 24 - Condizioni Meteo Prova 3.1 e 3.2

Condizioni Meteo		
	Prova 3.1	Prova 3.2
Temperatura massima [°C]	28.2	28.6
Temperatura minima [°C]	25.4	25.9
Temperatura media [°C]	26.8	27.5
Umidità relativa [%]	55	42.2

Durante la prima parte della prova 3.1 (fino alle 14:30) i due generatori hanno funzionato in sincrono (Figura 73), con il mCHP che ha prodotto in media 12 kWe, e la pompa di calore che ha avuto un assorbimento elettrico tra 16 kW e 18 kW. In questa fase la potenza termica ceduta dall'accumulo lato HP è

stata di circa il 60% del carico totale erogato all'utenza (Figura 74). Nelle fasi successive allo spegnimento dei generatori, la pompa di calore ha avuto un breve blocco legato al superamento della temperatura limite di 65°C (Figura 75).

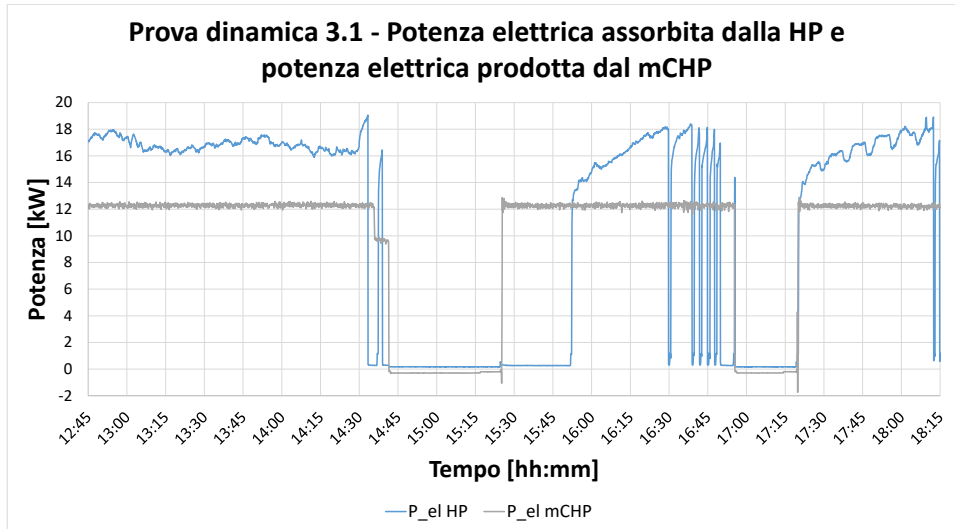


Figura 73 - Prova 3.1: Potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore e potenza elettrica prodotta dal mCHP

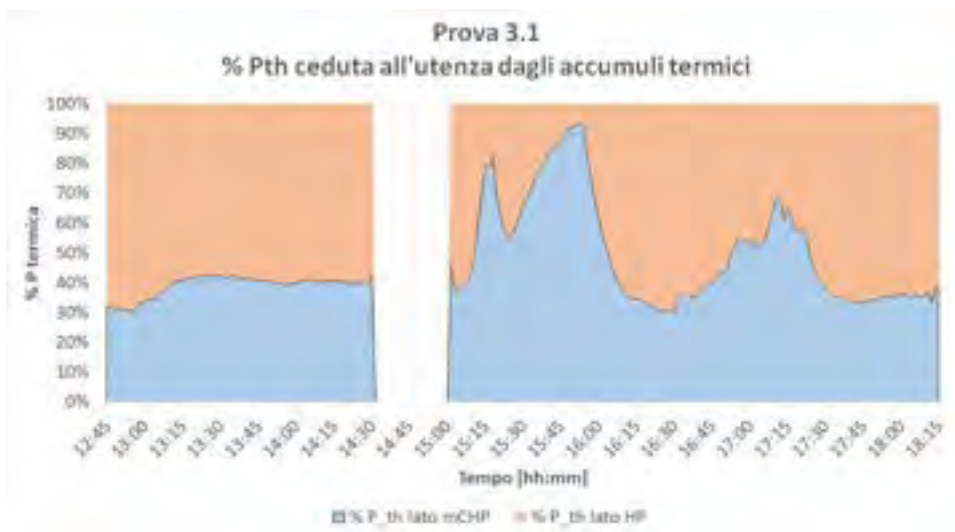


Figura 74 - Prova 3.1: Proporzione tra calore ceduto dal mCHP e dalla HP

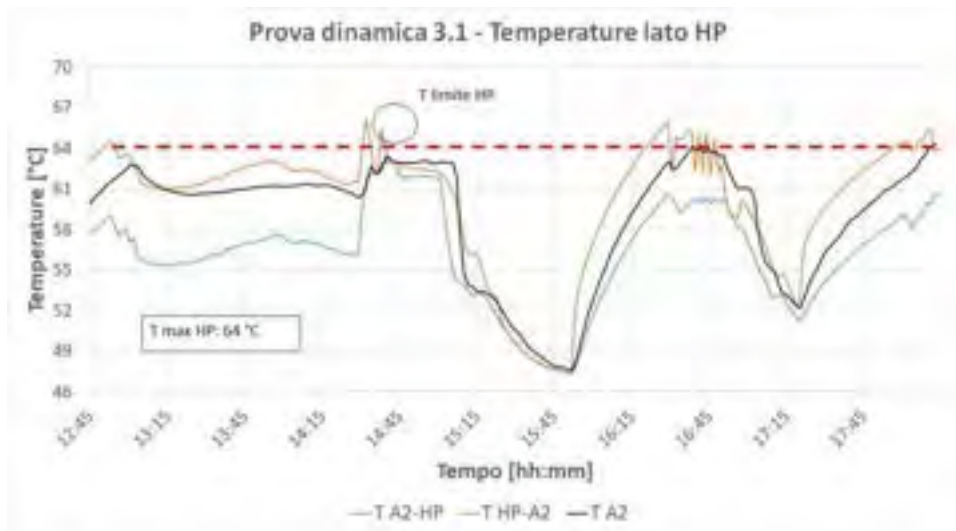


Figura 75 - Prova 3.1: Temperature lato Pompa di calore

Per evitare un simile inconveniente, nella prova 3.2 è stata ridotta la temperatura massima di mandata della pompa di calore verso il serbatoio A2 a 62 °C (Figura 76, Tabella 23).

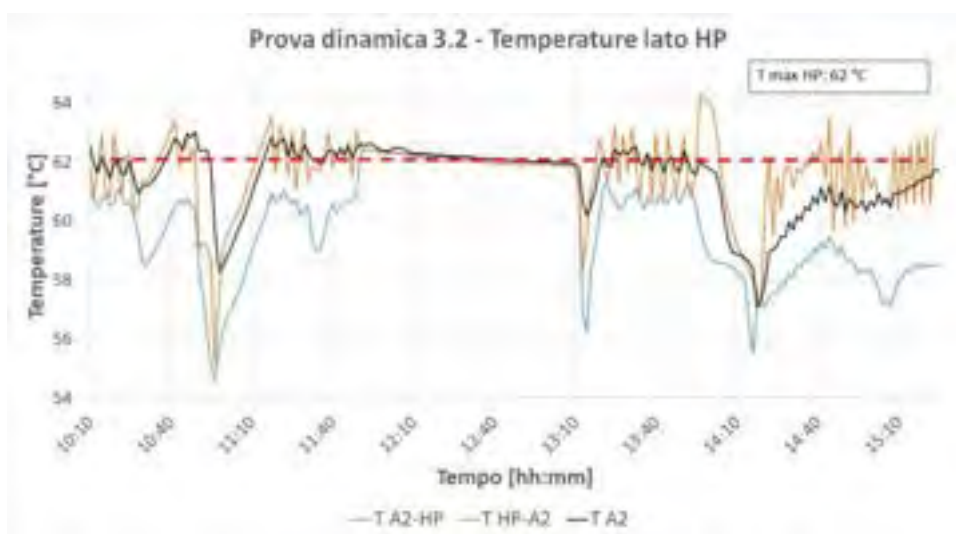
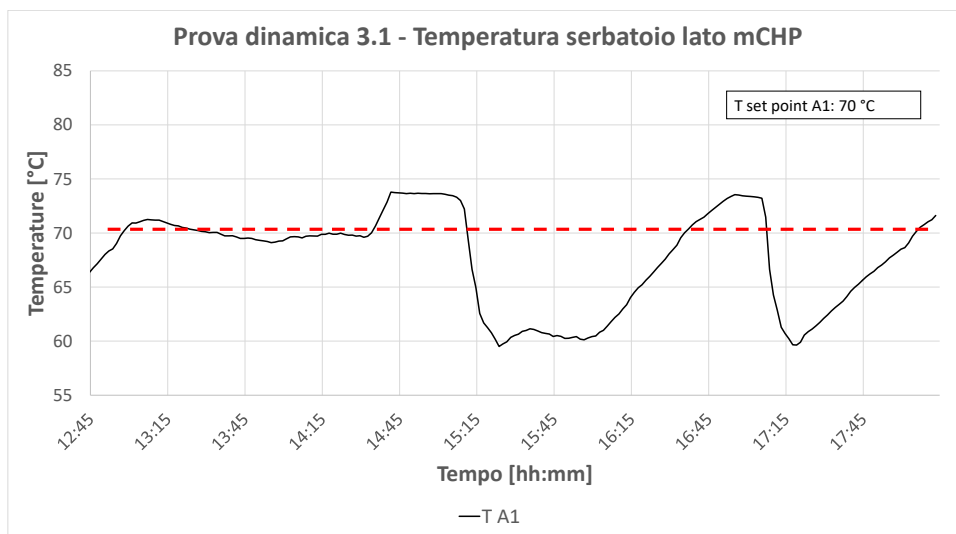
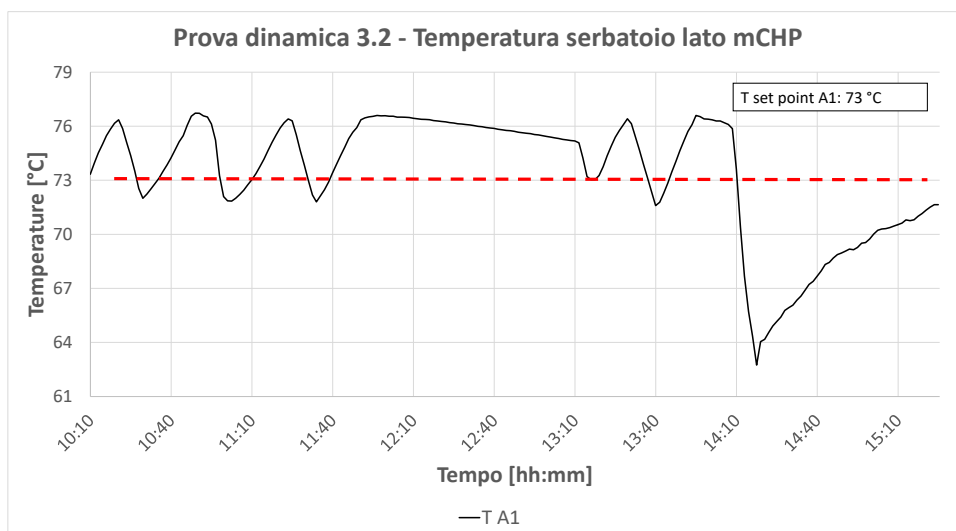


Figura 76 - Prova 3.2: Temperature lato Pompa di calore

Osservando Figura 77 e Figura 78 è infine possibile notare la riduzione del tempo di carica del serbatoio A1 in seguito alla modifica del  $\Delta T$  che regola l'isteresi.



**Figura 77 - Prova 3.1: Temperatura serbatoio A1**



**Figura 78 - Prova 3.2: Temperatura serbatoio A1**

Nella prova 3.2 l'energia termica è stata ceduta maggiormente dal mCHP. In particolare, analizzando la Figura 79, si nota che in una prima fase, fino alle 13:40 circa, la percentuale di potenza termica ceduta dai due impianti è all'incirca stabile attorno al 55% lato mCHP, e di conseguenza 45% per il serbatoio dell'HP. In seguito allo spegnimento di entrambi i generatori (avvenuta verso le 13:55, vedi Figura 80) e prima della riaccensione degli stessi, la potenza ceduta dal serbatoio A2 si riduce fino ad un minimo di 10%, come già era accaduto nella prova 2.2.



Figura 79 - Prova 3.2: Proporzione tra calore ceduto dal mCHP e dalla HP

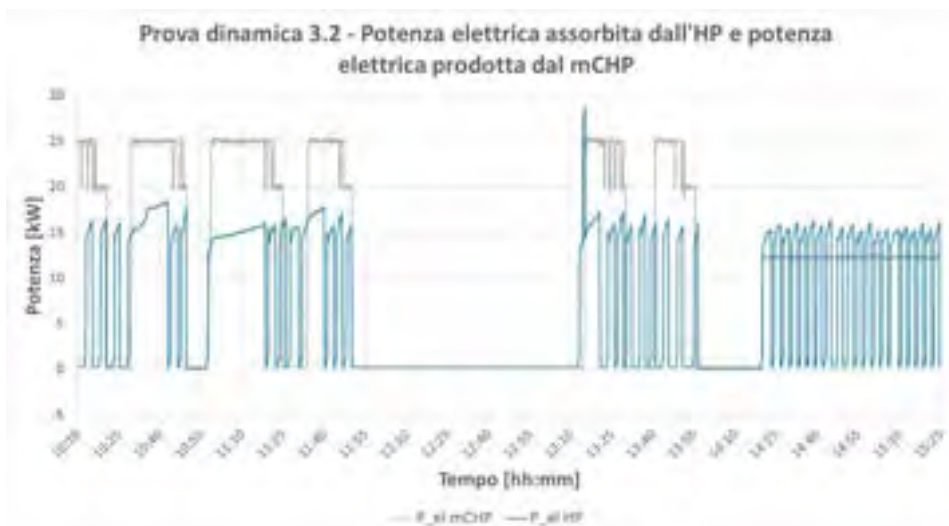


Figura 80 - Prova 3.2: Potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore e potenza elettrica prodotta dal mCHP

Infine, in Figura 80 sono evidenti dei cicli di accensione e spegnimento della pompa di calore. Quest’ultima presenta degli assorbimenti elettrici sempre intorno a circa 15 kW, comunque sempre inferiori a 18.5 kW, anche nei periodi di tempo in cui il mCHP ha prodotto 25 kW.

Dal punto di vista della contemporaneità (Tabella 25) di funzionamento dei due generatori, nella prova a potenza termica erogata minore (prova 3.2, max 60 kW) mCHP e HP hanno funzionato insieme per il 62% del tempo in cui almeno un generatore è stato funzionante, e per il 37% del tempo totale; nella prova a potenza termica erogata maggiore (3.1, max 75 kW), mCHP e HP hanno funzionato insieme per circa l’83% del tempo in cui almeno un generatore è stato funzionante, e per il 65% del tempo totale.

**Tabella 25 - Funzionamento percentuale dell'impianto durante la conduzione delle prove 3.1 ed 3.2**

Funzionamento del sistema durante la prova				
	Incluso spegnimento di entrambi i generatori		Escluso spegnimento di entrambi i generatori	
	Prova 3.1	Prova 3.2	Prova 3.1	Prova 3.2
Solo mCHP	12,40%	16,64%	15,87%	28,03%
Solo HP	0,50%	5,63%	0,65%	9,49%
mCHP-HP	65,21%	37,08%	83,48%	62,48%
Nessuno dei due in presenza di richiesta termica	14,52%	14,81%	/	/
Nessuno dei due in assenza di richiesta termica	7,37%	25,84%	/	/

#### 7.2.4 Prova dinamiche di tipo 4: profilo residenziale a pieno carico, temperature alte

La prova 4 è caratterizzata dagli stessi valori di temperatura mandata utenza e temperatura del serbatoio A1 delle prove di tipo 3 (Tabella 26). Presenta un valore di  $\Delta T$  che regola l'isteresi del mCHP a servizio dell'accumulo A1 pari a 5°C (come per la prova 3.2). La differenza sostanziale rispetto alle prove di tipo 3 è dato dal fatto che si vuole riprodurre un profilo a pieno carico, in cui la potenza termica massima erogata sia simile alla potenza nominale del sistema: circa 120 kW. Rispetto alle prove di tipo 3 è stata ridotta la temperatura massima di mandata della pompa di calore verso il serbatoio A2 da 62 °C a 60 °C. E' stato inoltre aumentato notevolmente il  $\Delta T$  tra mandata e ritorno all'utenza, per sopperire l'impossibilità di disporre di portate più consistenti.

**Tabella 26 - Tabella riassuntiva settaggi prova dinamica 4**

	Prova 4
T mandata Utenza [°C]	68
T ritorno Utenza [°C]	35-43
T serbatoio A1 [°C]	73
T mandata HP max [°C]	60
$\Delta T$ isteresi A1 [°C]	5
Potenza termica Utenza max [kW]	120

Nel test effettuato il sistema ha erogato per lunghi tratti il profilo termico obiettivo ipotizzato (Figura 81) riuscendo a mantenere con successo i set point di temperatura impostati (Figura 82, Figura 83, Figura 84).

In particolare, ad esclusione dei periodi legati all'isteresi della gestione della temperatura del serbatoio A1, il sistema è riuscito con buon successo a mantenere i valori obiettivo di temperatura di mandata utenza (Figura 82) e di temperatura dell'accumulo A2 (controllata con la temperatura massima di mandata dall'HP, Figura 83). In Figura 84 si osserva inoltre come l'impianto abbia tendenzialmente tenuto l'accumulo A1 ad una temperatura superiore a quella di set point.

Occorre sottolineare che per un periodo della prova si è verificata un'interruzione anomala dell'alimentazione elettrica esterna e di conseguenza il sistema mCHP-HP è rimasto spento,

approssimativamente dalle 10:45 alle 12:00 circa, come evidenziato in Figura 81: non si terrà conto di questo periodo di tempo nelle analisi energetiche. In Tabella 27 sono riportate le condizioni ambiente in cui si è svolta la prova.

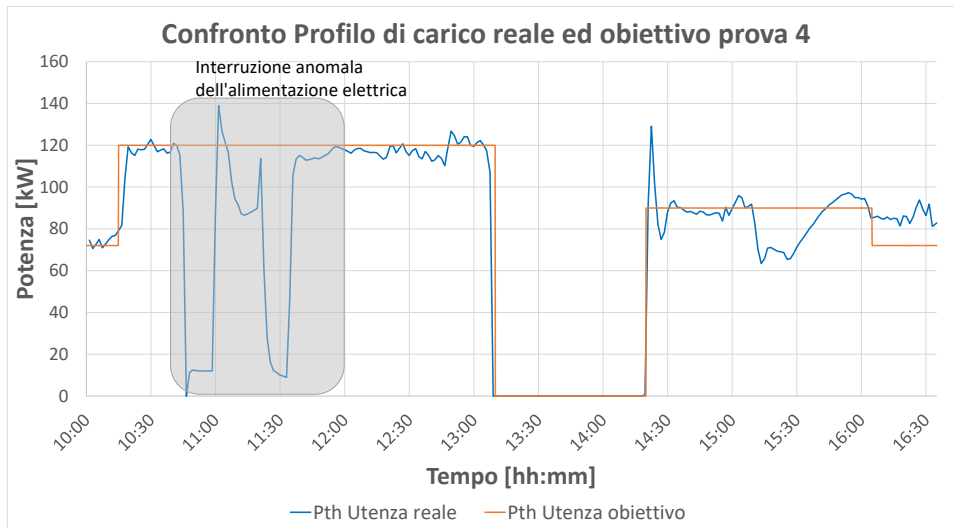


Figura 81 - Profilo termico prova 4

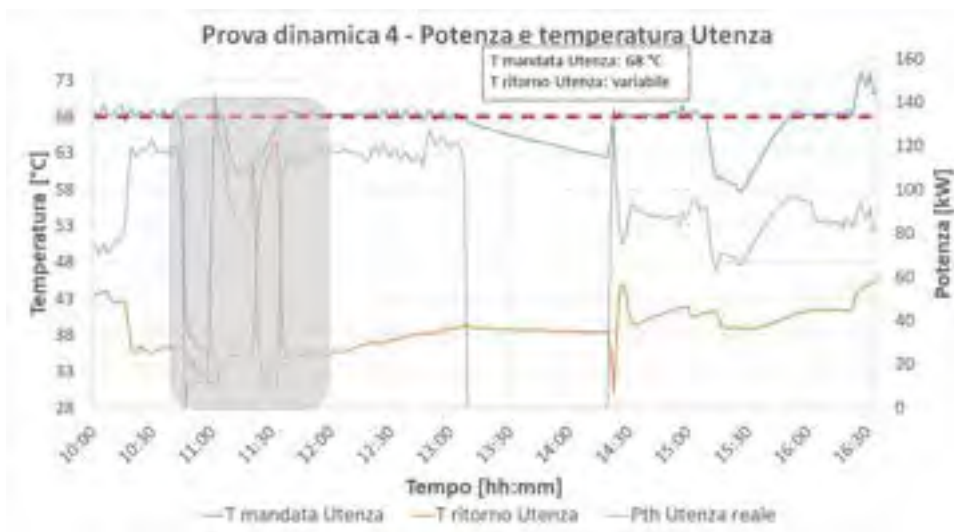


Figura 82 - Prova 4: Temperature e Potenza scambiata lato Utenza

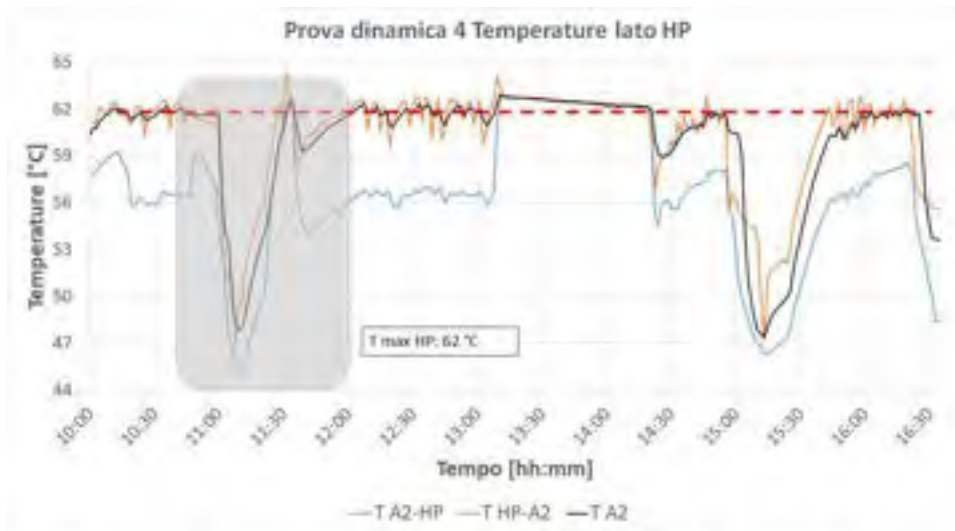


Figura 83 - Prova 4: Temperature lato Pompa di calore

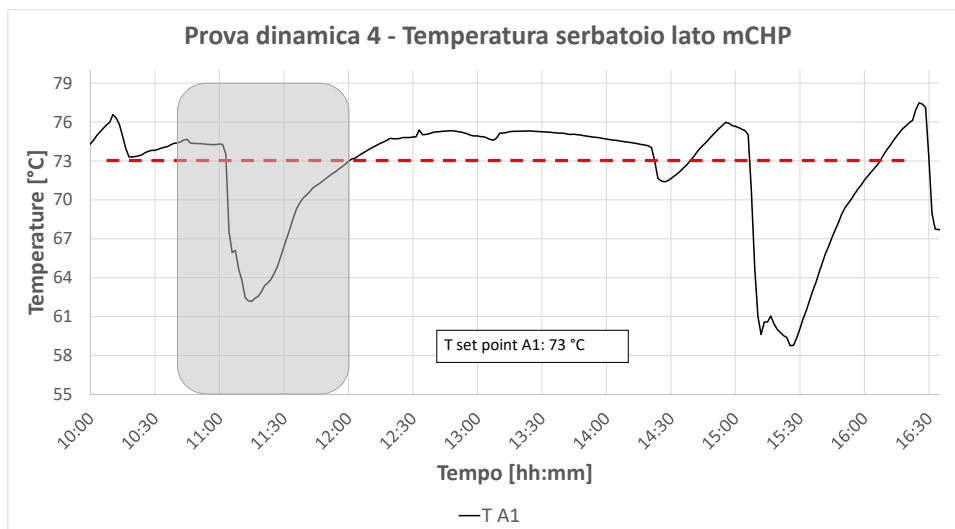


Figura 84 - Prova 4: Temperatura serbatoio A1

Tabella 27 - Condizioni Meteo Prova 4

Condizioni meteo	
	Prova 4
Temperatura massima [°C]	23.2
Temperatura minima [°C]	21
Temperatura media [°C]	22.5
Umidità relativa [%]	57.8

Dalla Figura 85 si può osservare come, rispetto alle prove precedenti con profilo residenziale a carico termico parziale (3.1 e 3.2), il sistema sfrutti maggiormente la pompa di calore nelle fasi in cui i due sistemi hanno funzionato a regime (Figura 86) cedendo in media all'utenza circa il 60% del carico termico totale, con il rimanente 40% fornito dal serbatoio lato mCHP. Analogamente a quanto è accaduto nelle precedenti prove (3.2 e 2.2), nel periodo finale di spegnimento di entrambi i generatori viene erogata più energia termica lato mCHP (con picchi sino al 70% alle 15:15).



Figura 85 - Prova 4: Proporzione tra calore ceduto dal mCHP e dalla HP

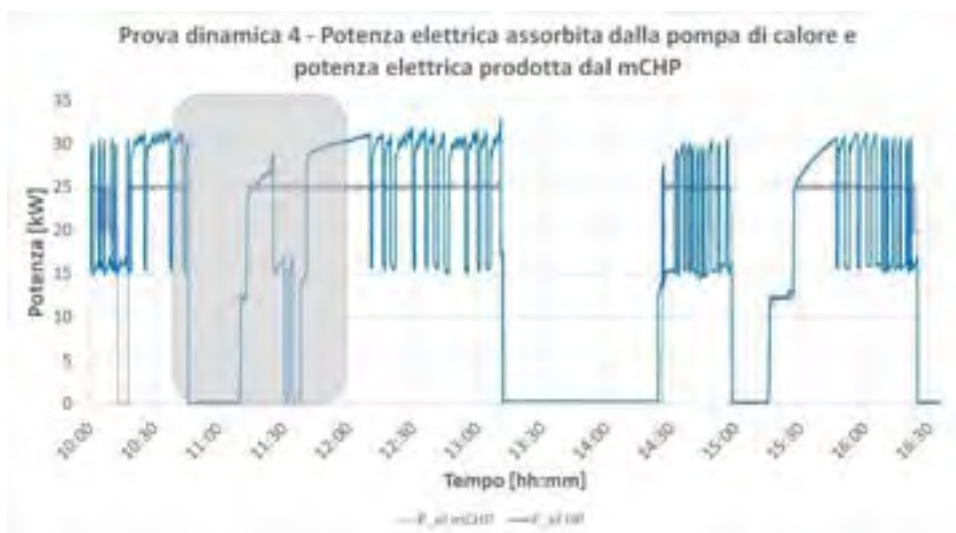


Figura 86 - Prova 4: Potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore e potenza elettrica prodotta dal mCHP

Analizzando la contemporaneità di funzionamento dei due generatori (Tabella 28), si nota che in presenza di richiesta termica da parte dell’utenza, la potenza è stata erogata a quest’ultima dal sistema senza che i generatori fossero accesi per oltre l’8% del tempo della prova. La prova è stata contraddistinta da un’elevata contemporaneità di funzionamento dei due generatori: mCHP e HP hanno funzionato insieme per oltre il 96% del tempo in cui almeno uno dei due è stato acceso, e tale periodo rappresenta anche circa il 68% della durata dell’intera prova. Si osserva che il micro-cogeneratore non ha praticamente mai funzionato da solo: 0.1 % del tempo di accensione di almeno un generatore, contro il circa 3% di funzionamento isolato della pompa di calore.

In Figura 86 si osserva infine che quando i due generatori hanno funzionato in contemporanea, la produzione elettrica del mCHP è rimasta pressoché costante a circa 25 kW, l’assorbimento da parte della pompa di calore invece ha oscillato tra periodi con assorbimento elettrico pari a circa 15÷16 kW, e periodi con assorbimento superiore a 30 kW.

**Tabella 28 - Funzionamento percentuale dell'impianto durante la conduzione della prova 4**

Funzionamento del sistema durante la prova 4		
	Incluso spegnimento di entrambi i generatori	Escluso spegnimento di entrambi i generatori
Solo mCHP	0,07%	0,11%
Solo HP	2,34%	3,33%
mCHP-HP	67,85%	96,57%
Nessuno dei due in presenza di richiesta termica	8,55%	/
Nessuno dei due in assenza di richiesta termica	21,18%	/

### 7.2.5 Prove dinamiche di tipo 5: profilo terziario carico parziale, temperature basse

Nell'ultimo set di prove è stato emulato un profilo di carico parziale di tipo terziario, con temperature di mandata all'utenza tipiche per l'utilizzo di ventilconvettori.

In Tabella 29 sono riassunti i parametri di funzionamento impostati per le due prove.

**Tabella 29 - Tabella riassuntiva settaggi prove dinamiche di tipo 5**

	Prova 5.1	Prova 5.2
T mandata Utenza [°C]	50	55
T ritorno Utenza [°C]	38-40	48-50
T serbatoio A1 [°C]	53	58
T mandata HP max [°C]	48	50
$\Delta T$ isteresi A1 [°C]	10	5
Potenza termica Utenza max [kW]	50	50

In Tabella 30 sono illustrate le condizioni meteorologiche delle due giornate di prova.

**Tabella 30 - Condizioni Meteo Prove 5.1 e 5.2**

Condizioni meteo		
	Prova 5.1	Prova 5.2
Temperatura massima [°C]	26.1	28.7
Temperatura minima [°C]	21.7	22
Temperatura media [°C]	24	27.2
Umidità relativa [%]	43.4	42.3

Nel corso della prova 5.1 la curva di carico reale ottenuta (Figura 87), si è mantenuta sempre al di sotto di quella obbiettivo. Il motivo, come era già avvenuto per la prova 2.1, è stato legato alla difficoltà di

mantenere sufficientemente basse le temperature di ritorno dall’utenza (questa è stata in media, nella seconda parte della prova, di circa 45 °C, a cui ha corrisposto un  $\Delta T$  dell’utenza circa pari a 5 °C, Figura 88). Questo fenomeno ha causato l’inutilizzo per larghi tratti della prova del contributo termico da parte della pompa di calore (Figura 89 e Figura 90), l’accensione intermittente del mCHP (Figura 90 e Figura 91), e lo spegnimento dei due impianti per lunghi tratti (per quasi circa il 50% della prova, Tabella 31). Di conseguenza, anche il calore ceduto lato HP (Figura 92) è inferiore rispetto all’energia termica ceduta all’utenza “lato mCHP”, risultando in alcuni tratti addirittura nullo. Nel tratto iniziale, fino alle 13, il valor medio della quota di potenza termica ceduta dall’HP all’utenza è pari a circa il 35%, poi si individua un intervallo dalle 13:40 alle 14:40 in cui il contributo della HP è nullo. Nella parte finale della prova, la proporzione è in media circa del 80% fornito “lato mCHP” ed il restante 20% fornito “lato HP”

A causa di tale difficoltà nell’emulare l’utenza termica, la prova 5.1 non è stata considerata nell’analisi energetica.



Figura 87 - Profilo carico termico prova 5.1

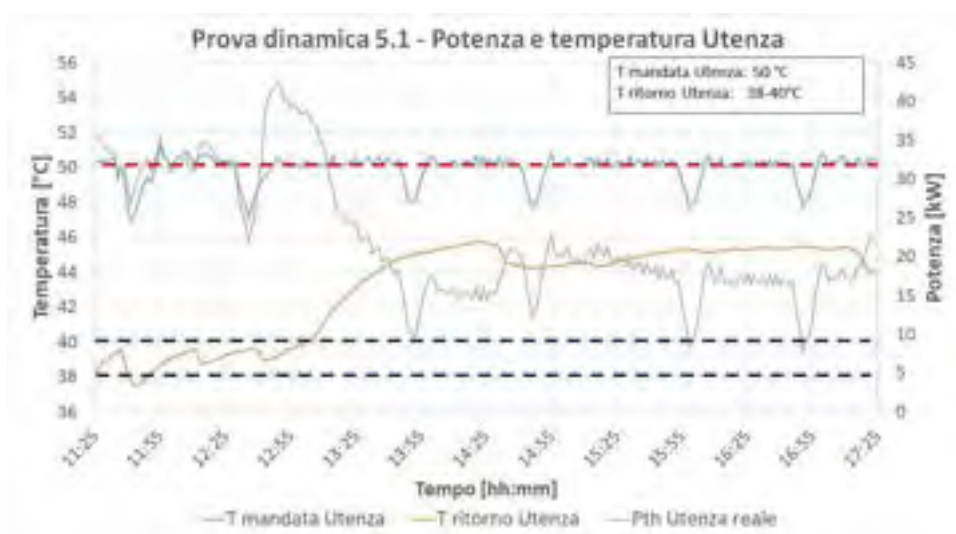


Figura 88 - Prova 5.1: Temperature e Potenza scambiata lato Utenza

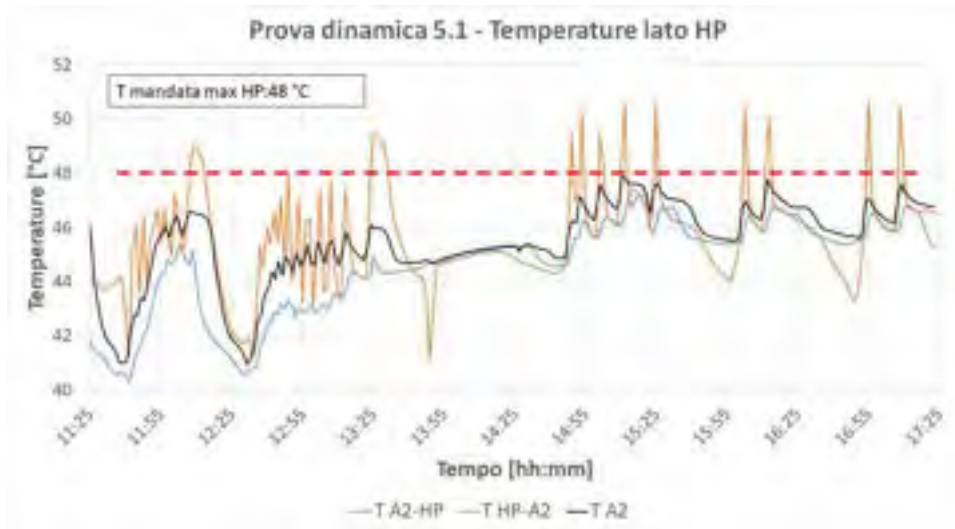


Figura 89 - Prova 5.1: Temperature lato Pompa di calore

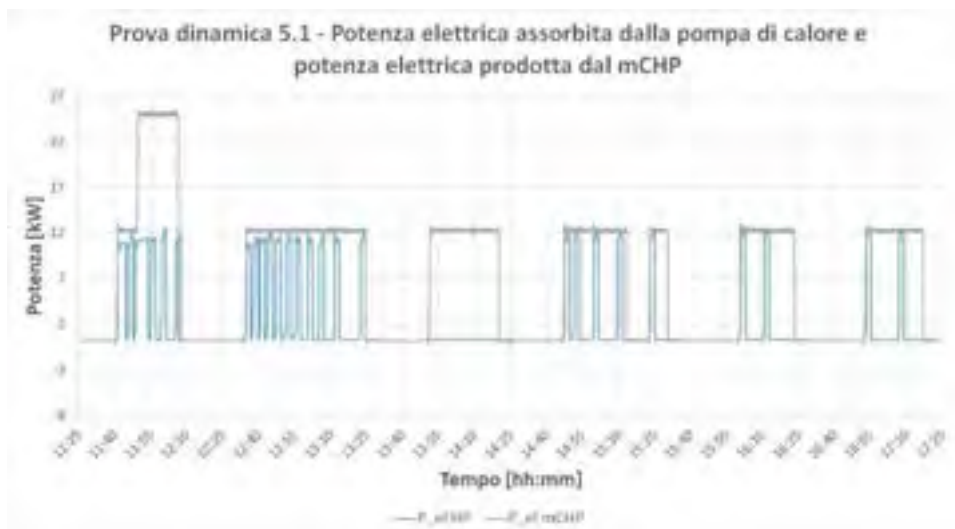


Figura 90 - Prova 5.1: Potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore e potenza elettrica prodotta dal mCHP

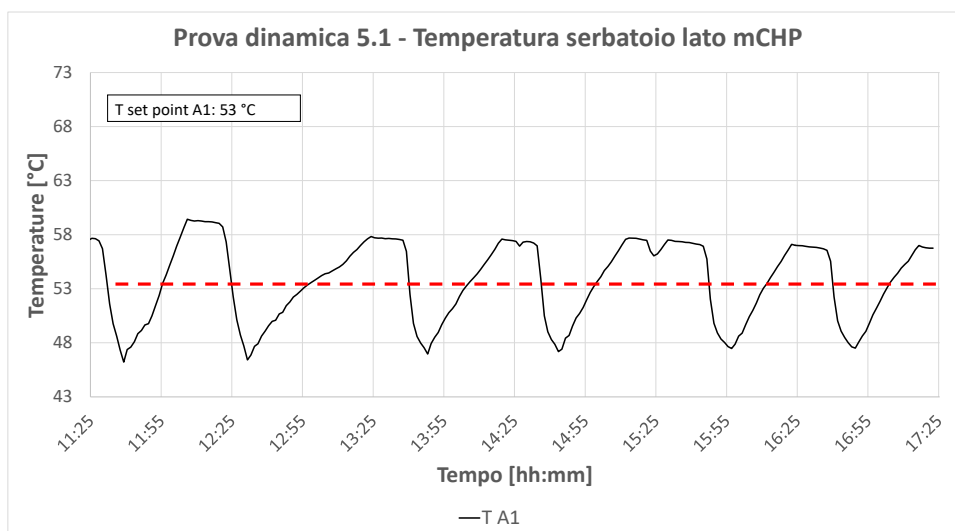


Figura 91 - Prova 5.1: Temperatura serbatoio A1



Figura 92 - Prova 5.1: Proporzione tra calore ceduto dal mCHP e dalla HP

Nella prova 5.2 i parametri sono stati cambiati, passando a temperature di mandata e ritorno d’utenza maggiori (Figura 94) ed innalzando di conseguenza anche gli altri parametri (Figura 95 e Figura 97), come già fatto in precedenza per le prove con profilo scolastico. Sempre in Figura 94 si osserva come il sistema abbia fornito la potenza termica richiesta alla temperatura di mandata prefissata. In Figura 93 è apprezzabile il confronto tra la potenza termica obiettivo e quella che è stata effettivamente richiesta al sistema mCHP-HP. In entrambe le prove si è osservato che per circa il 90% del tempo, il sistema è riuscito a garantire la temperatura obiettivo di mandata all’utenza.

Inoltre, si è osservata una riduzione del periodo di carica (circa 10 minuti in media) dei serbatoi in seguito allo spegnimento dell’impianto, rispetto a quello misurato nelle prove di tipo scolastico e residenziale. Il motivo è la ridotta richiesta di potenza (minore, in alcuni tratti, a 30 kW), oltre all’aver ridotto il  $\Delta T$  di isteresi del serbatoio A1. La possibilità di disporre di un maggiore  $\Delta T$  tra mandata e ritorno dell’utenza nella prova 5.2 ha permesso di ottenere potenze maggiori (vicine a quelle obiettivo, Figura 93) e sfruttare maggiormente la pompa di calore.



Figura 93 - Profilo carico termico prova 5.2

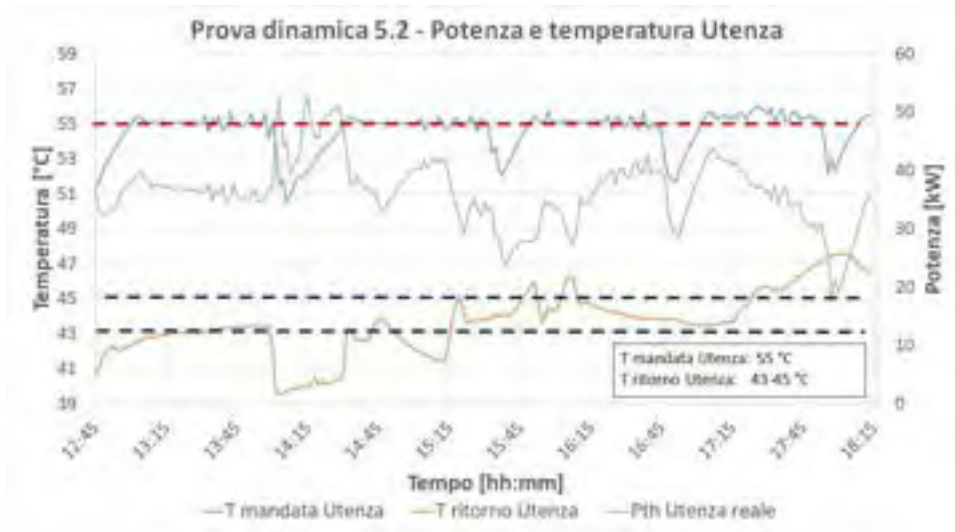


Figura 94 - Prova 5.2: Temperature e Potenza scambiata lato Utanza

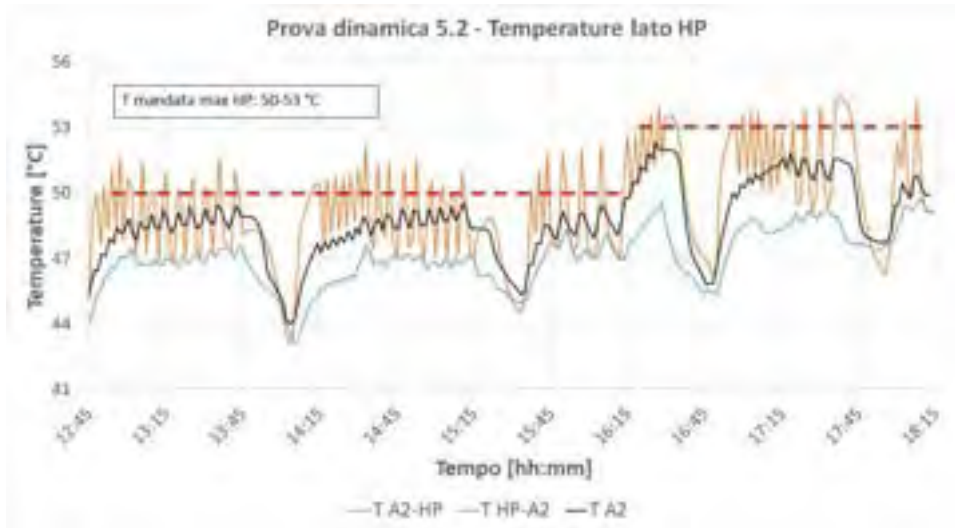


Figura 95 - Prova 5.2: Temperature lato Pompa di calore

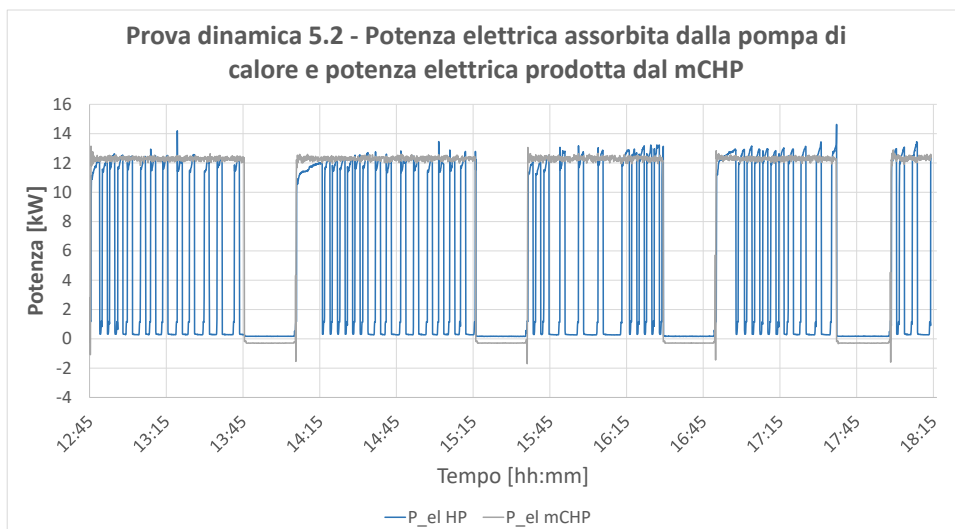


Figura 96 - Prova 5.2: Potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore e potenza elettrica prodotta dal mCHP

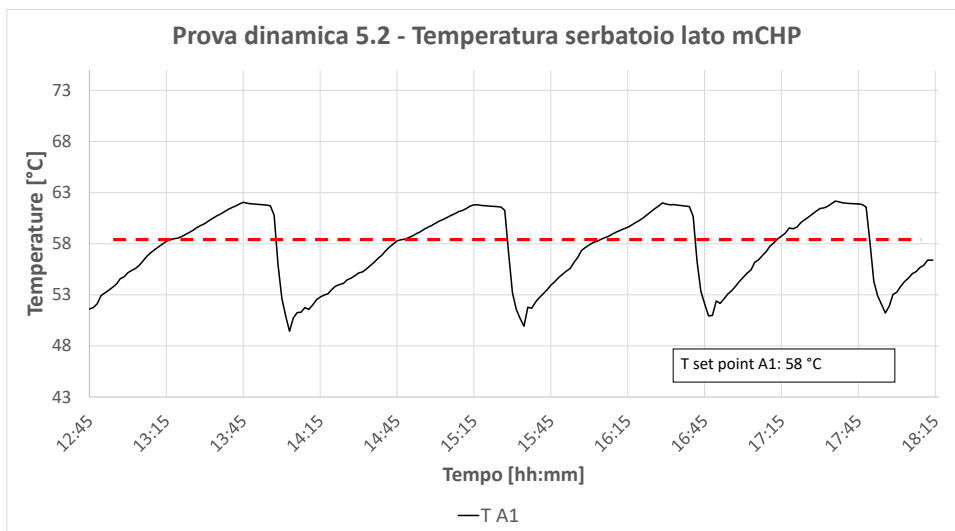


Figura 97 - Prova 5.2: Temperatura serbatoio A1



Figura 98 - Prova 5.2: Proporzione tra calore ceduto dal mCHP e dalla HP

Si osserva, in Figura 98, che nel corso della prova 5.2 il contributo del “lato HP” alla potenza erogata è stato in media del 35%, con picchi minimi vicini allo zero e picchi massimi di circa il 50%.

Considerando la contemporaneità di funzionamento dei due generatori, si osserva in Tabella 31 che nella prova 5.2 il sistema ha erogato potenza all’utenza senza che alcun generatore fosse in funzione per circa il 25% del tempo. Il tempo di prova rimanente, con almeno uno dei generatori in funzione, presenta un funzionamento contemporaneo dei due generatori per il 50% (corrispondente al 37% dell’intera prova) ed un uguale 50% in cui ha funzionato il solo micro-cogeneratore.

In Figura 96 si osserva infine che nel corso della prova, escludendo i quattro periodi di tempo in cui entrambi i generatori sono rimasti fermi, la produzione elettrica del mCHP è rimasta pressoché costante a circa 12 kW, mentre l’assorbimento da parte della pompa di calore invece ha oscillato tra periodi con assorbimento elettrico pari a circa 12 kW, e periodi di interruzione del funzionamento (con assorbimento prossimo a 0.3 kW).

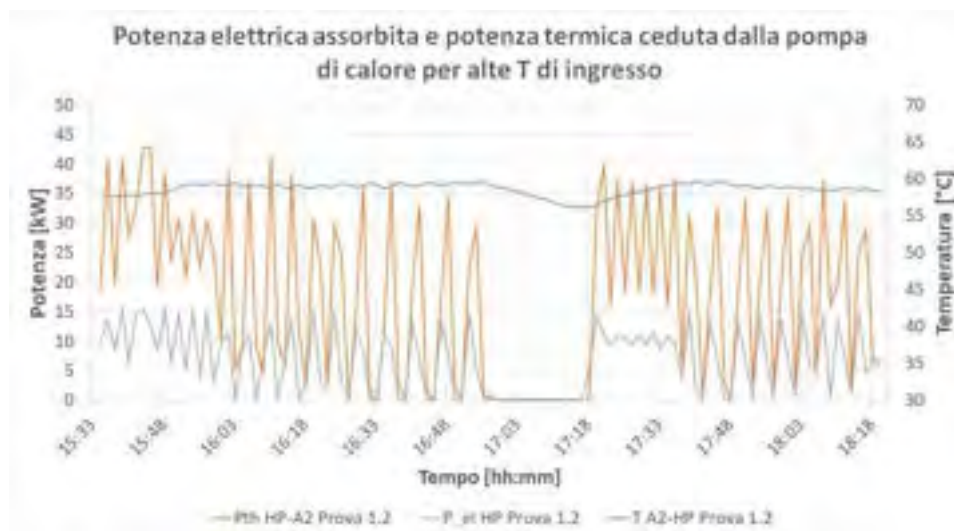
**Tabella 31 - Funzionamento percentuale dell'impianto durante la conduzione delle prove 5.1 e 5.2**

Funzionamento del sistema durante la prova				
	Incluso spegnimento di entrambi i generatori		Escluso spegnimento di entrambi i generatori	
	Prova 5.1	Prova 5.2	Prova 5.1	Prova 5.2
Solo mCHP	35,83%	37,41%	69,73%	50,15%
Solo HP	0,28%	0,15%	0,54%	0,20%
mCHP-HP	15,27%	37,04%	29,73%	49,64%
Nessuno dei due	48,62%	25,40%	/	/

### 7.2.6 Conclusioni sul funzionamento del sistema durante le prove dinamiche

Dopo aver discusso dello svolgimento dei test, analizzando come l'impianto di emulazione dell'utenza abbia consentito di richiedere i carichi termici obiettivo, e come il sistema sia riuscito a soddisfare le richieste imposte, in questa sezione verranno presentate delle considerazioni conclusive sulle dinamiche avvenute durante le prove.

La pompa di calore, come il micro-cogeneratore, produce energia termica per tre livelli di potenza: 0%-50%-100%. Le prestazioni della pompa di calore variano considerevolmente a seconda della temperatura del fluido in ingresso al generatore dal serbatoio A2. Come si vede in Figura 99 e in Figura 100, la quantità di calore prodotta non varia con la temperatura in ingresso, ma varia invece la potenza elettrica assorbita. Nelle prove a pieno carico, la potenza elettrica in ingresso alla pompa di calore ha superato di gran lunga il valore nominale di 20 kW, con picchi di oltre 30 kW elettrici (Figura 101).



**Figura 99 - Potenza elettrica assorbita e potenza termica ceduta dalla pompa di calore nella prova 1.2**



Figura 100 - Potenza elettrica assorbita e potenza termica ceduta dalla pompa di calore nella prova 2.1

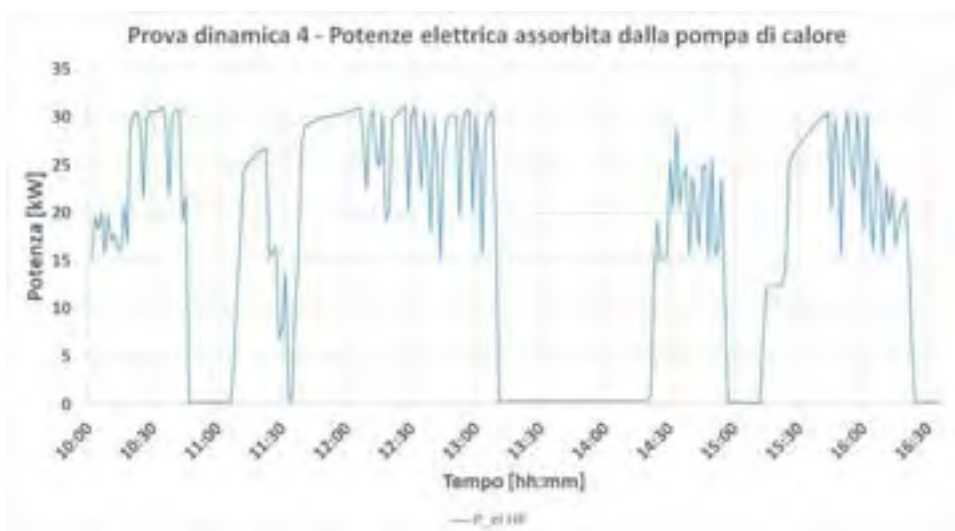


Figura 101 - Potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore nella prova 4

Inoltre, specie quando i carichi sono stati bassi, la macchina ha funzionato in maniera intermittente. In generale si è osservato che la pompa di calore entra in funzione esclusivamente quando il micro-cogeneratore è in funzione come ci si sarebbe attesi in vista dell'accoppiamento tra i due generatori.

Se il fluido proveniente dal serbatoio A2 si trova a temperature prossime a quella massima di mandata impostata sul macchinario, il dispositivo ha dei cicli di accensione molto brevi come visto in Figura 52

Si osserva infine che la HP produce calore sfruttando portate elevate, pari a circa 12.5 e 7 m<sup>3</sup>/h per funzionamento rispettivamente al 100 e al 50%, e bassi ΔT tra ingresso ed uscita, compresi tra 4.5 e 6°C (Figura 102 e Figura 103).



Figura 102 - Andamento della portata tra A2 e HP al variare della potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore nella prova 4



Figura 103 - Andamento del  $\Delta T$  tra A2 e HP al variare della potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore nella prova 4

### Skid idronico

All'interno del sistema accoppiato, lo Skid idronico è il componente che regola il funzionamento dei due generatori, la scarica dei due serbatoi ed il funzionamento delle pompe.

Il micro-cogeneratore viene mantenuto acceso per mantenere la T A1 attorno al valore di set point. Lo Skid comanda lo spegnimento ed in seguito la riaccensione del sistema per raggiunta temperatura limite nel serbatoio A1. Il parametro che controlla lo spegnimento e la riaccensione delle macchine è il  $\Delta T$  di isteresi. Questo parametro, come già ribadito nei precedenti paragrafi, è stato di 10 °C nelle prove 1.1, 2.1, 3.1 e 5.1, e successivamente portato a 5°C nelle restanti prove.

Per quanto riguarda la regolazione della temperatura di mandata all'utenza, lo Skid provvede ad attivare le pompe, regolandone il numero di giri (Figura 104), in modo da garantire il set point impostato, anche quanto la temperatura dei due serbatoi varia. In Figura 105 infatti, è possibile notare che durante la prova 5.2 il sistema ha avuto 4 intervalli di tempo in cui la temperatura di mandata è stata mantenuta costante e pari al set point (55°C), sebbene negli stessi periodi la temperatura del serbatoio A1 sia variata tra 55°C e

61°C circa e la temperatura del serbatoio A2 sia variata tra 49°C e 52°C: si è dunque osservata un’ottima capacità di regolazione della temperatura utenza richiesta.

Dall’analisi del complesso delle prove effettuate risulta quindi che l’impianto nel complesso riesce a soddisfare adeguatamente le richieste sui parametri imposti, sia in termini di potenza termica che di temperatura di set point (mandata utenza, serbatoio A1 e mandata HP).

Un possibile elemento oggetto di ottimizzazione potrebbe essere il funzionamento intermittente della pompa di calore in presenza di bassi carichi termici richiesti, come si osserva ad esempio in Figura 106. Il problema potrebbe essere legato alla scelta di avere serbatoi d’accumulo della stessa taglia, sia per il mCHP che per l’HP, mentre i due generatori producono, sia a carico nominale sia a carico parziale, potenze termiche differenti.

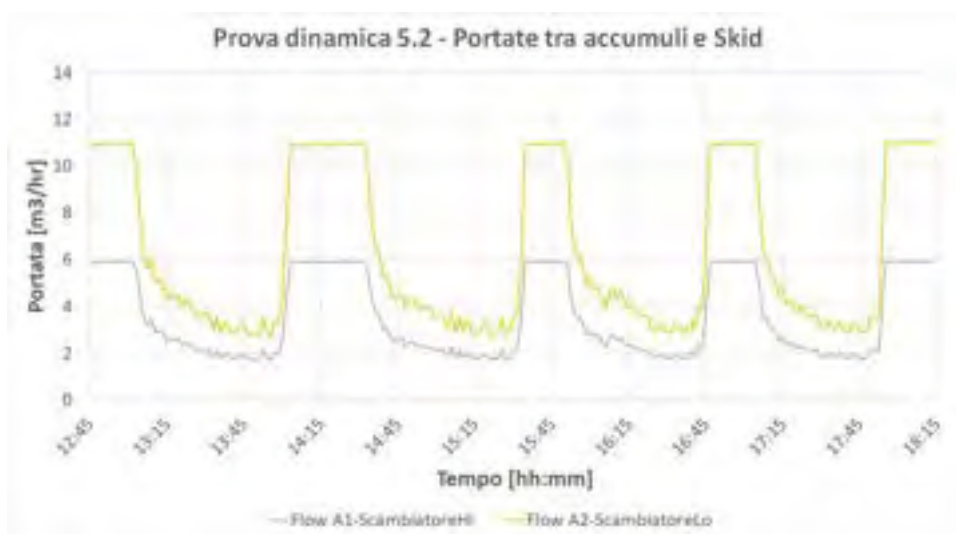


Figura 104 - Portate tra serbatoi di accumulo e scambiatori dello skid idronico durante la Prova 5.2



Figura 105 - Regolazione della temperatura di mandata Prova 5.2

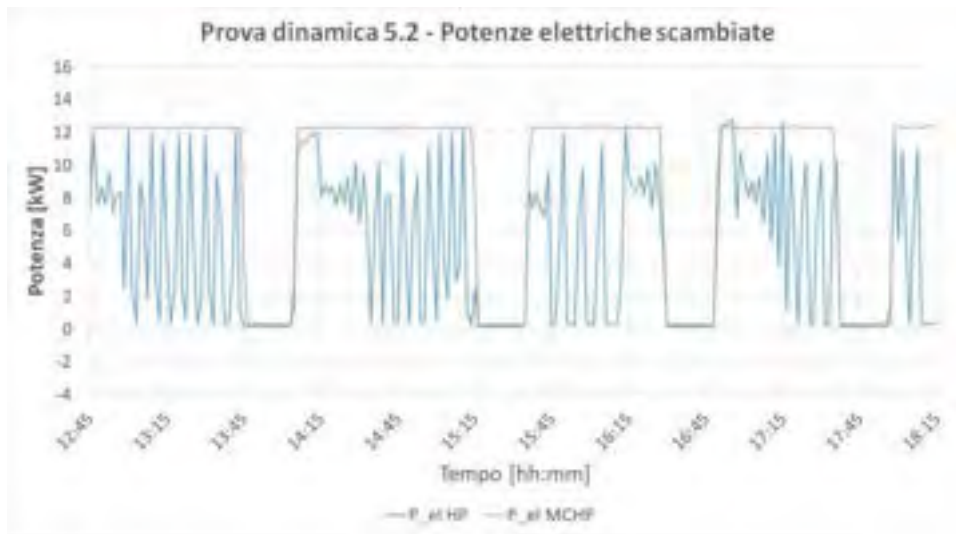


Figura 106 - Potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore e prodotta dal mCHP durante la Prova 5.2

## 8 Analisi delle prestazioni energetiche del sistema

L'analisi del funzionamento del sistema durante le prove, sia con carico statico che dinamico, ha permesso di evidenziare la capacità del sistema di soddisfare le richieste termiche dell'utenza. Finora ci si è soffermati principalmente sul modo in cui il sistema ha reagito a diverse condizioni di funzionamento, al variare dei parametri di regolazione ed al variare della richiesta termica, in che modo sia riuscito a garantire la potenza richiesta e quali siano state le peculiarità nel comportamento dei vari componenti. Quello che si vuole analizzare ora è invece un quadro della prestazione energetica ottenuta nelle varie prove.

### 8.1 Parametri utilizzati per analizzare le prestazioni energetiche del sistema mCHP-HP

Per caratterizzare le prestazioni energetiche dell'impianto si è fatto riferimento a:

- Il COP (coefficient of performance) della pompa di calore, espresso come il rapporto tra l'energia termica complessivamente prodotta durante la prova dalla pompa di calore e l'energia elettrica assorbita dalla pompa di calore durante il test (eq. (5.18))
- Le percentuali di scambio di energia elettrica tra mCHP, HP e rete. Sono state considerate 3 grandezze:
  - 1) La percentuale di energia elettrica ceduta dal sistema alla rete calcolata come rapporto tra l'energia elettrica ceduta alla rete dal sistema e l'energia elettrica totale assorbita dalla pompa di calore più gli ausiliari, ovvero la somma tra l'energia prodotta dal mCHP e quella prelevata dalla rete (eq. (5.14))
  - 2) La percentuale di energia elettrica assorbita dalla rete (eq. (5.15)), calcolata come rapporto tra l'energia prelevata dalla rete e la somma dell'energia elettrica prodotta da mCHP e prelevata dalla rete
  - 3) La percentuale di energia elettrica auto consumata (eq. (5.16)) dalla pompa di calore ed ausiliari. Questa grandezza è calcolata come rapporto tra la differenza dell'energia elettrica prodotta dal mCHP e quella ceduta alla rete, sulla somma dell'energia elettrica prodotta da mCHP e prelevata dalla rete.
- Rendimento complessivo dell'impianto. In particolare sono stati presi tre rendimenti di riferimento:
  - 1) Rendimento "termico", calcolato come l'energia termica complessivamente ceduta al sistema (utenza più accumuli) sull'energia in ingresso, ovvero energia elettrica assorbita dalla rete e gas naturale in ingresso al mCHP (eq. (5.20)).
  - 2) Rendimento "globale", che a differenza di quello termico tiene conto anche dell'energia elettrica ceduta alla rete (eq. (5.21))
  - 3) Rendimento "ipotetico", calcolato considerando l'assenza di scambi di energia elettrica con la rete (eq. (5.22)).
- L'IREP, ovvero l'indice di risparmio di energia primaria, calcolato rispetto ad un impianto di confronto. Questo parametro adimensionale è espresso come il rapporto tra la differenza di energia primaria consumata dall'impianto di confronto e dal sistema mCHP-HP, sull'energia primaria consumata dall'impianto di confronto (eq. (5.23), (5.24), (5.25)), ed è positivo quando il

sistema mCHP-HP consuma meno energia primaria dell'impianto di confronto a parità di effetto utile.

- Il Thermal Multiplication Factor (TMF) espresso come rapporto tra l'energia termica prodotta dall'impianto combinato e quella erogata dal mCHP (eq. (5.17)).

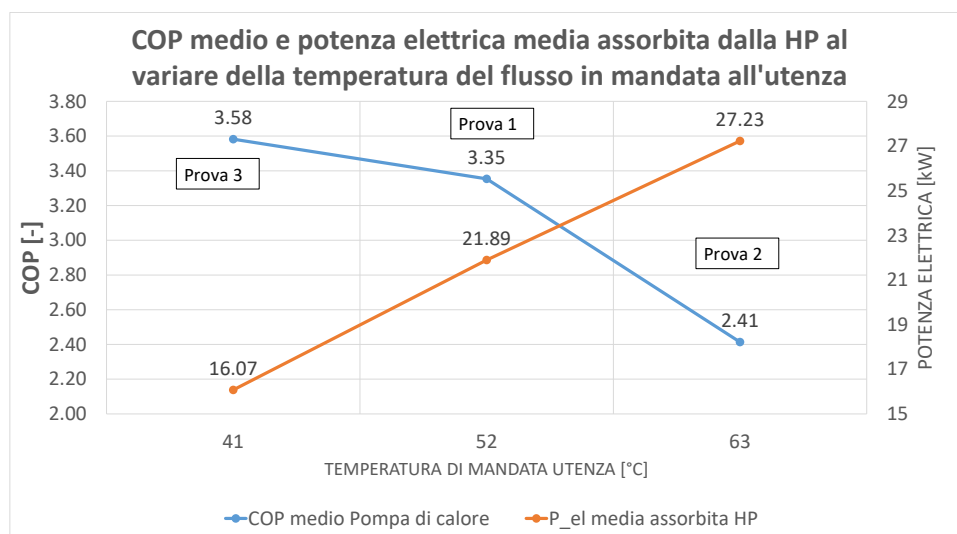
Il primo punto considera le prestazioni della pompa di calore, mentre i restanti sono degli indicatori di come i due generatori (mCHP e HP) abbiano lavorato in tandem. In particolare, gli scambi di energia elettrica tra i componenti forniscono un'indicazione qualitativa dell'accoppiamento tra mCHP e HP in quanto, come verrà spiegato meglio anche in seguito, eccessive cessioni o assorbimenti di energia dal quadro elettrico riducono il rendimento complessivo dell'impianto.

Per ulteriori chiarimenti si faccia riferimento al paragrafo 5.2.

## 8.2 Performance durante le prove statiche

In questa sezione sarà presentato il confronto delle prestazioni del sistema nelle tre prove, analizzando i parametri illustrati nel paragrafo precedente.

Il COP della pompa di calore risulta dipendente dalla temperatura di mandata del flusso proveniente dal serbatoio (Figura 107).



**Figura 107 - COP medio e potenza elettrica media assorbita dalla pompa di calore durante le tre prove statiche**

Dal grafico si evince che la variazione delle prestazioni della pompa di calore è legata essenzialmente ad un aumento dell'assorbimento di energia elettrica della stessa, pari a quasi il doppio tra la prova 3 a temperature di mandata pari a 40 °C, e la prova 2, con temperature di mandata di circa 63°C.

In Figura 108 sono illustrate le proporzioni in cui si suddivide l'energia elettrica in "ingresso" al sistema, intesa come la somma di quella prodotta dal mCHP e di quella prelevata dalla rete. E' possibile notare che:

- Quando il COP della pompa di calore è minore (Prova 2) pressoché tutta l'energia elettrica prodotta dal mCHP è auto consumata. Non viene quindi ceduta energia in rete ma, al contrario, ne viene acquistata in quanto la richiesta da parte della HP è maggiore

- All'aumentare dei valori di COP (Prove 1 e 3), l'energia prodotta dal mCHP non viene più completamente auto consumata, l'energia assorbita dalla rete diventa pressoché trascurabile, ed aumenta invece l'energia elettrica ceduta alla rete.

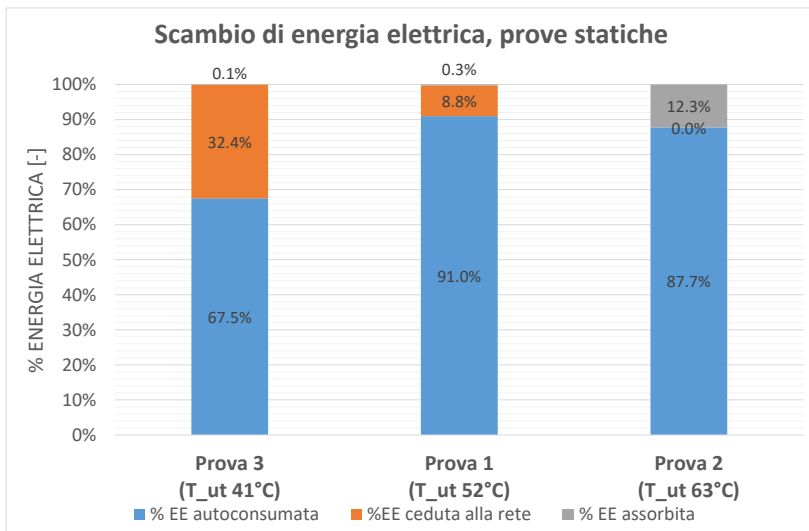


Figura 108 - Scambi di energia elettrica durante le prove statiche

In Figura 109 viene evidenziato il contributo, in termini di potenza termica media durante tutta la prova, della pompa di calore e del micro-cogeneratore. Dal grafico emerge una diminuzione rilevante (più del 20%) della potenza ceduta dalla pompa di calore nella prova 3. Il motivo è legato al continuo utilizzo della funzione anti sbrinamento che, come già spiegato nel paragrafo 7.1.3, provoca la mancanza di apporto termico da parte della HP e anzi utilizza calore dall'accumulo A2 per alzare le temperature lato evaporatore.

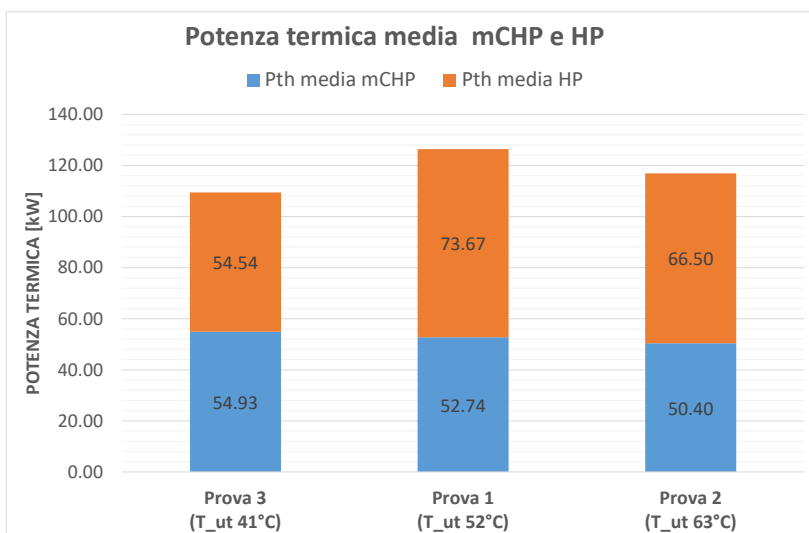
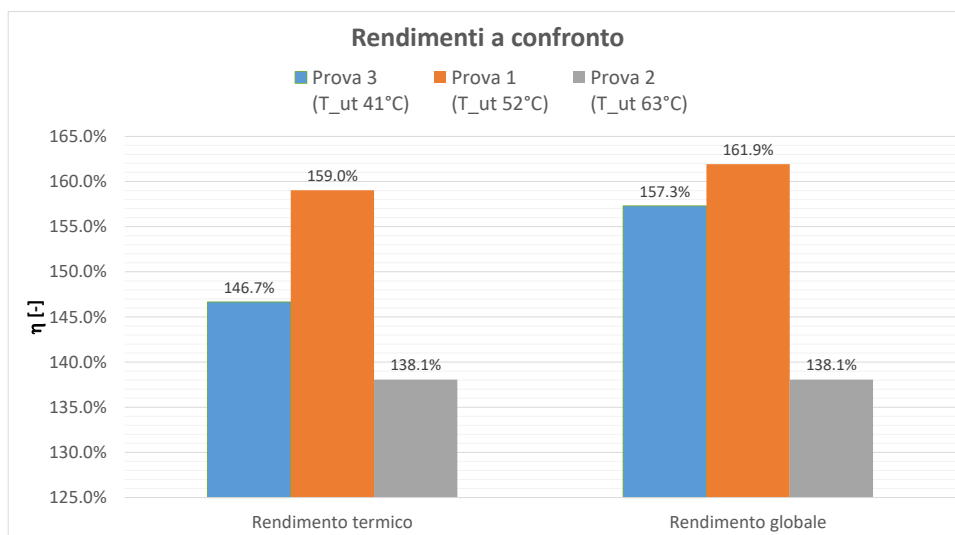


Figura 109 - Potenza termica media fornita dal mCHP e dalla HP

In Figura 110 sono presentati i rendimenti relativi all'intero sistema. Si sono presi in considerazione due diversi parametri, ovvero:

- 1) Il rendimento “termico”, in cui viene considerato come effetto utile solo il contributo termico dell’impianto e come energia in input il gas naturale consumato dal mCHP e l’energia elettrica richiesta alla rete dalla HP (eq. (5.20)).
- 2) Il rendimento “globale” dove, a differenza di quello termico, viene aggiunto come effetto utile la quota di energia elettrica venduta alla rete (eq. (5.21)).

Considerando le due prove non affette dal fenomeno dell’anti sbrinamento della pompa di calore (prova 1 e prova 2), si osserva che sia il rendimento termico sia quello globale diminuiscono all’aumentare della temperatura di mandata dell’utenza, passando da 159% a 138% (rendimento termico) e da 161% a 138% (rendimento globale). Nella prova a temperatura più alta, i due rendimenti (termico e globale) coincidono in quanto l’energia elettrica immessa in rete è nulla. La prova 3, caratterizzata dalla temperatura di mandata più bassa, ma anche dalla presenza dell’anti sbrinamento, presenta rendimenti (termico e globale) maggiori della prova a T di mandata più alta, ma inferiori a quelli della prova a T di mandata intermedia.



**Figura 110 - Prove statiche: confronto del rendimento termico e globale del sistema mCHP-HP**

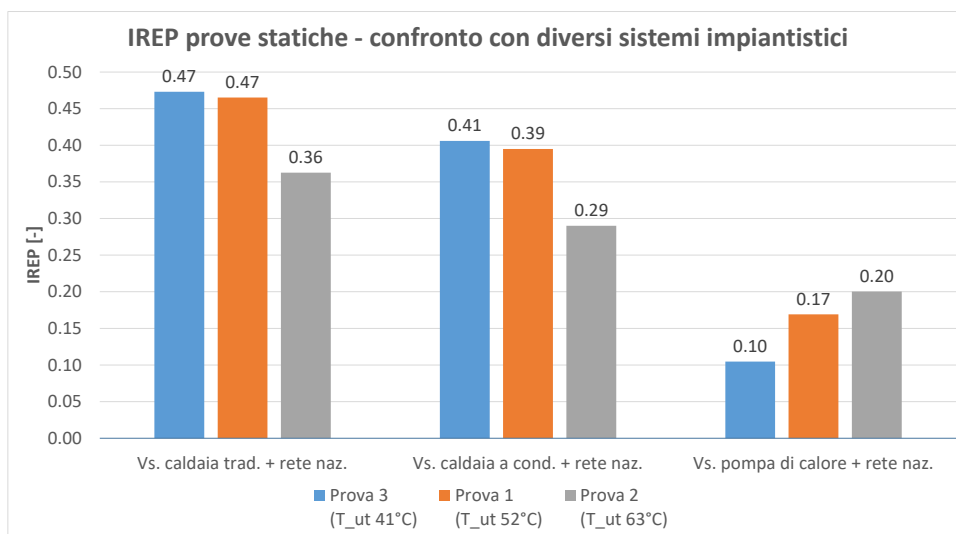
Per concludere si è confrontata la prestazione energetica del sistema in esame con tre diverse tecnologie di riferimento ovvero, una caldaia a metano tradizionale, una caldaia a condensazione e una pompa di calore elettrica, più la rete elettrica nazionale per tener conto dell’energia elettrica prodotta ed immessa in rete dal sistema mCHP-HP. In Tabella 32 vengono illustrati i rendimenti termici utilizzati, scelti opportunamente a seconda delle condizioni di prova dalla normativa UNI 11300 [18] per caldaia tradizionale e caldaia a condensazione, e da cataloghi di produttori per la pompa di calore [19]- [20]. I COP scelti per la pompa di calore di confronto sono dipesi dalle temperature a cui il sistema mCHP-HP ha fornito potenza all’utenza. Per il sistema elettrico nazionale è stato adottato un rendimento pari a 0.46.

In particolare per la prova 2, poiché la temperatura di mandata all’utenza è stata di circa 63°C, è stato considerato un COP della HP di 2,40 (mentre nelle prove dinamiche la fornitura di potenza a 68°C ha fatto scegliere un COP di 1,76).

**Tabella 32 - Rendimenti termici e COP impianti di confronto**

	Prova 1	Prova 2	Prova 3
Rendimento caldaia tradizionale	88%	88%	88%
Rendimento caldaia a condensazione	100%	98,5%	101%
COP Pompa di calore	3,03	2,40	3,60

Il confronto delle prestazioni energetiche rispetto alle tecnologie di confronto è stato realizzato tramite la valutazione dell'indice di risparmio di energia primaria (IREP), così come illustrato in eq. (5.24) e eq. (5.25).

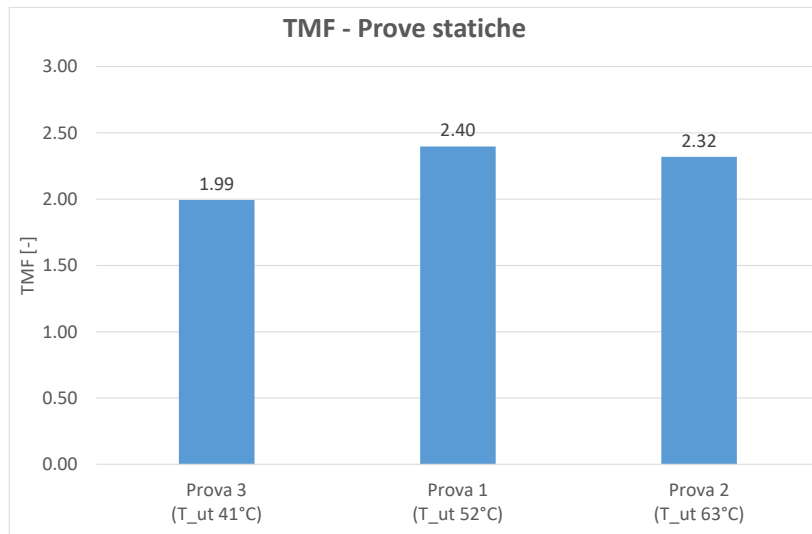


**Figura 111 - IREP a confronto al netto del contributo elettrico dell'impianto mCHP-HP**

Da Figura 111 si osserva che, per carichi statici alla potenza nominale, il sistema combinato mCHP-HP presenta un risparmio di energia primaria sempre positivo. Rispetto alle caldaie tale risparmio percentuale diminuisce all'aumentare della temperatura di mandata all'utenza, passando, per la caldaia tradizionale, da un massimo di 0.47 (temperature basse di esercizio) ad un minimo di 0.36 (temperature alte di esercizio), e da un massimo di 0.41 (temperature basse di esercizio) a 0.29 (temperature alte di esercizio) per la caldaia a condensazione.

Le prestazioni rispetto alla pompa di calore, invece, migliorano all'aumentare della temperatura di mandata all'utenza, passando da un minimo di 0.10 per la prova con mandata a 41°C, fino a raggiungere un valore massimo di 0.20 per una temperatura di esercizio pari a 63 °C.

Per concludere, l'ultimo parametro preso in esame è il TMR (Figura 112), ovvero il rapporto tra la potenza termica fornita dal sistema accoppiato rispetto a quella ceduta dal micro-cogeneratore. Questo valore ha un minimo pari a 1.99 per la prova a temperatura di mandata più bassa, mentre i valori relativi alle altre due prove, non affette dall'anti sbrinamento, sono molto simili tra loro: 2.40 per la prova con T di mandata intermedia (52°C) e 2.32 per la prova a T di mandata più alta (63°C). In generale, si osserva che il sistema accoppiato eroga una potenza termica pari almeno al doppio di quella prodotta dal micro-cogeneratore.



**Figura 112 - TMF a confronto**

### 8.3 Performance durante le prove dinamiche

#### 8.3.1 Modifiche apportate per l'analisi energetica

Per motivi legati alla conduzione delle prove, i profili ottenuti nelle prove 1.2, 3.2, 4 e 5.2, risultano diversi dai rispettivi profilo obiettivo presentati nel paragrafo 6.3.5. Per effettuare un confronto di tipo energetico rispetto ad un profilo di carico simile a quello ipotizzato, sono state apportate le seguenti modifiche:

- Nella prova 1.2, è stato aggiunto un'ulteriore step nel tratto finale, per il quale le potenze prodotte ed assorbite dal sistema e dai suoi componenti sono state considerate pari alla media dei valori dei precedenti 4 step (ovvero gli step ad uguale carico obiettivo).
- Nella prova 3.1, per tener conto del tempo di carica dell'impianto a valle dello spegnimento dello stesso per raggiunta temperatura del serbatoio A1 (circa 45 minuti), i 60 minuti successivi alla riaccensione del sistema sono stati pesati dal punto di vista energetico come un singolo step di 15 minuti.
- Nella prova 3.2 non sono stati considerati gli step con potenza richiesta nulla in eccesso rispetto a quelli previsti.
- Nella prova 4, sono stati eliminati gli step con potenza richiesta nulla in eccesso e non è stata considerata la parte di prova in cui si è verificata l'interruzione anomala della corrente.
- Nella prova 5.2 è stato esteso il tratto finale della prova di ulteriori due step, ottenuti come media dei precedenti intervalli relativi alla stessa potenza di carico obiettivo.

#### 8.3.2 Profilo di carico scuola materna

In Figura 113 e Figura 114 sono presentate le potenze termiche erogate all'utenza step per step considerate per l'analisi energetica dopo aver apportato le modifiche presentate nel paragrafo 8.3.1.

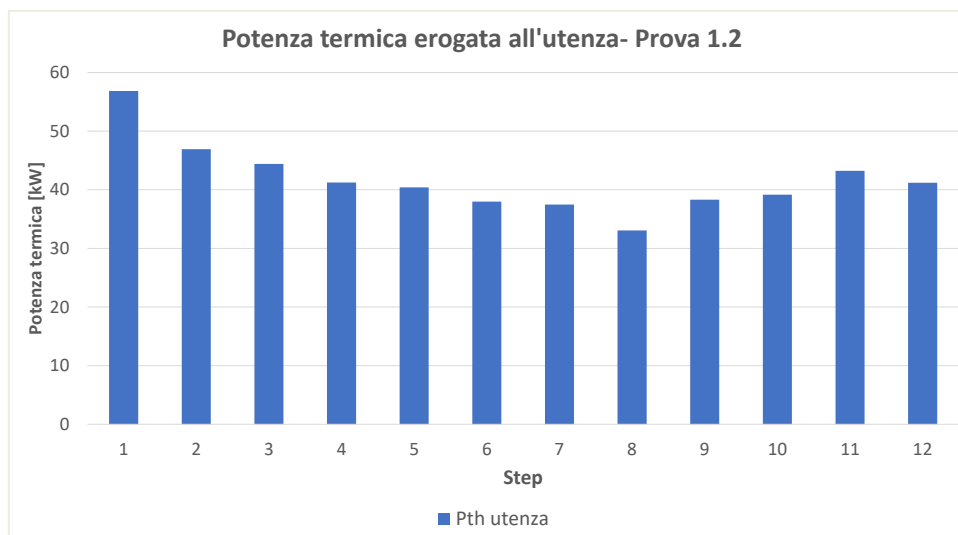
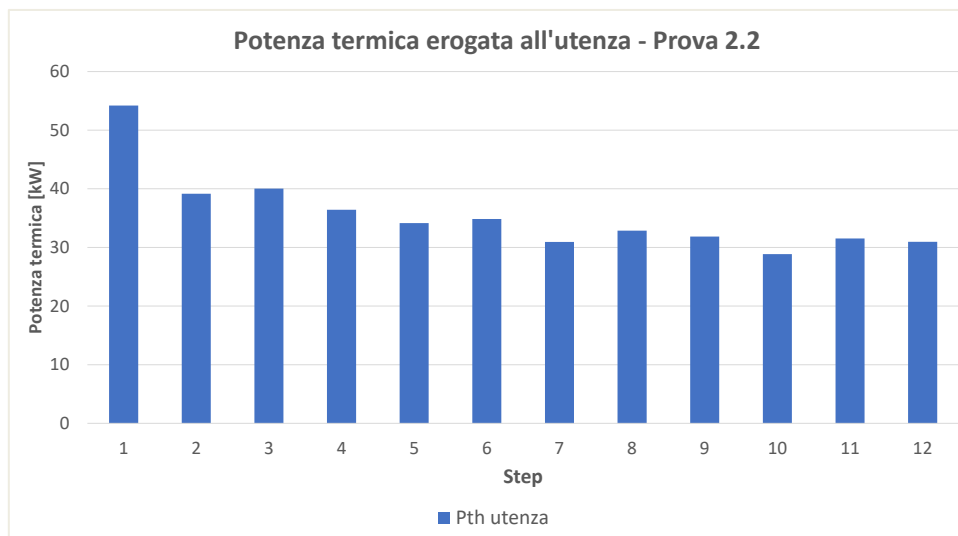
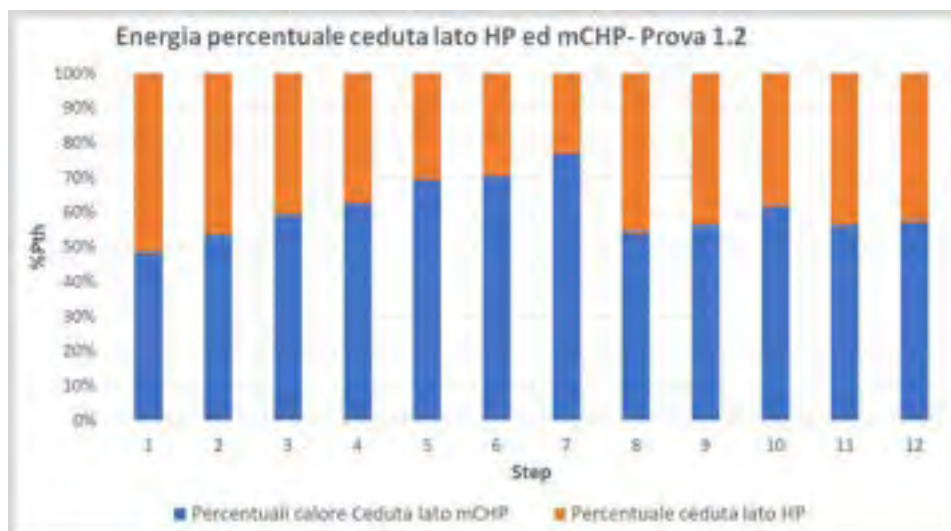


Figura 113 - Prova 1.2: potenza termica erogata all'utenza nei vari step



**Figura 114 - Prova 2.2: potenza termica erogata all'utenza nei vari step**

In Figura 115 e in Figura 116 è possibile osservare, step per step, la percentuale di potenza termica ceduta dal serbatoio A1 (lato mCHP) e da quello A2 (lato HP) verso l'utenza. Questa grandezza è espressa come il rapporto tra l'energia termica scambiata (nell'intervallo considerato) dal serbatoio A1 o A2 verso gli scambiatori dello Skid idronico e la somma delle variazioni di energia termica di entrambi i serbatoi (eq. (5.12), eq.(5.13)). Nella prova 1.2 il contributo "lato HP" ha un valore in media pari al 40%, mentre nella prova 2.2 è pari a circa il 35%, tali valori, lontani dal 60% teorico pari alla percentuale di potenza nominale della HP rispetto alla potenza nominale del sistema, sono dovuti principalmente al funzionamento intermittente della pompa di calore già evidenziato nei paragrafi 7.2.1 e 7.2.2.



**Figura 115 - Prova 1.2: Rapporto tra la potenza termica ceduta lato mCHP e HP nei vari step**

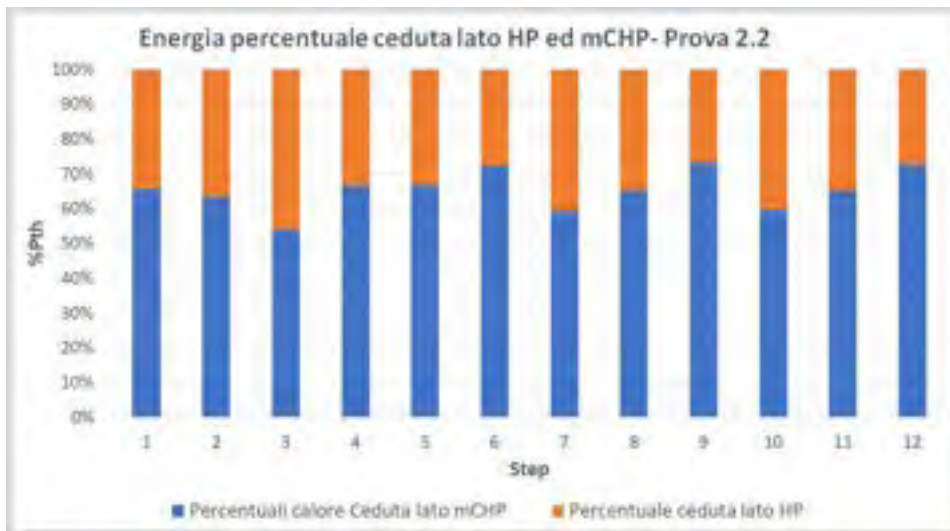
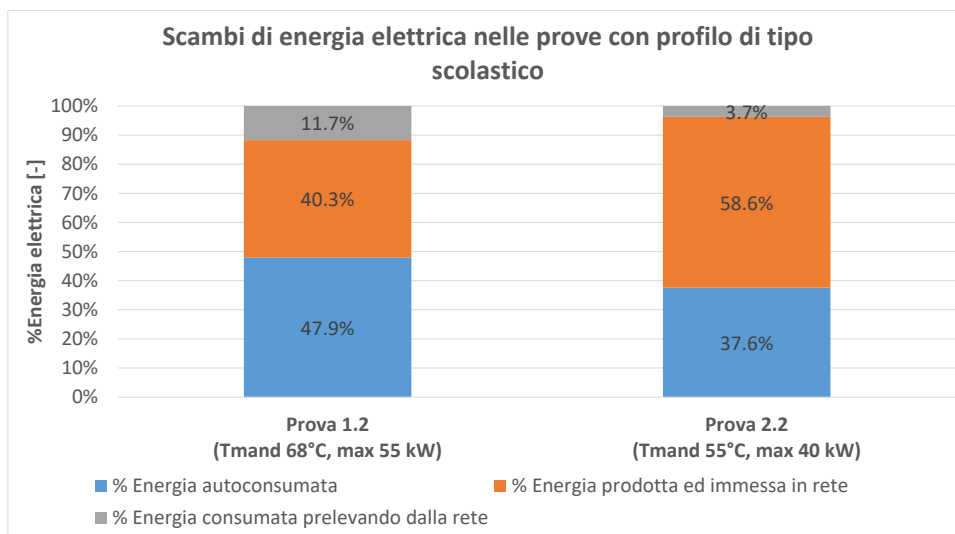


Figura 116 - Prova 2.2: Rapporto tra la potenza termica ceduta lato mCHP e HP nei vari step

Un effetto della discontinuità di funzionamento della pompa di calore è osservabile anche in Figura 117. La quota di energia elettrica auto consumata non supera mai il 55% di quella complessivamente prodotta dal mCHP: nella prova a T di mandata alta è auto consumato circa il 54% dell’energia elettrica prodotta, nella prova a T di mandata più bassa tale quota è circa il 40%.

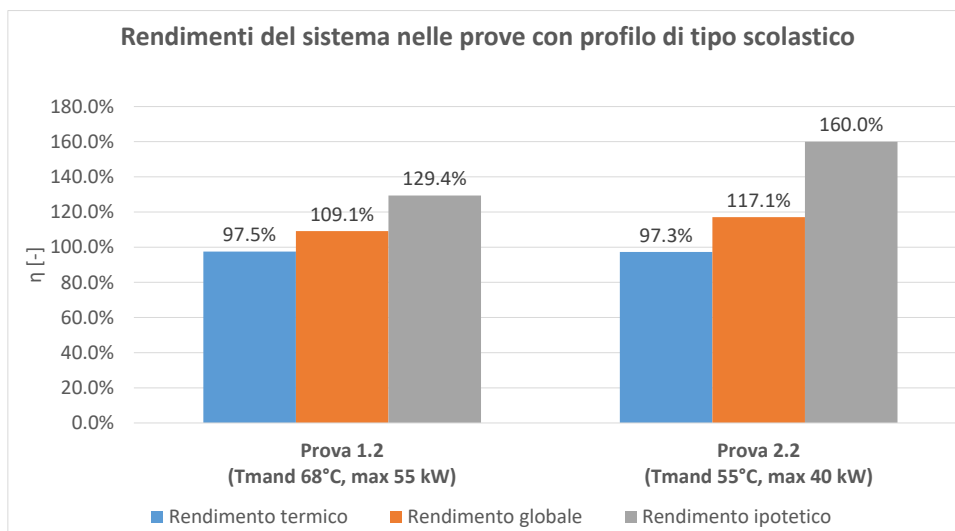
Tabella 33 - Funzionamento percentuale dei generatori, prove 1.2 e 2.2

Funzionamento del sistema durante la prova				
	Incluso spegnimento di entrambi i generatori		Escluso spegnimento di entrambi i generatori	
	Prova 1.2	Prova 2.2	Prova 1.2	Prova 2.2
Solo mCHP	44.04%	16.10%	50.04%	34.29%
Solo HP	0.00%	1.25%	0.00%	2.66%
mCHP-HP	43.97%	29.62%	49.96%	63.05%
Nessuno dei due	11.98%	53.03%	/	/



**Figura 117 - Prove con profilo di tipo scolastico: Energia elettrica scambiata in percentuale**

Il rendimento termico del sistema accoppiato (Figura 118) si aggira in tutte e due le prove analizzate attorno al 97%. D’altro canto, la cessione di una notevole quota di energia elettrica prodotta dal mCHP alla rete ha comportato un aumento della differenza tra i rendimenti globale e termico molto più evidente rispetto a quanto visto precedentemente nelle prove statiche (Figura 110), che nelle due prove non affette dall’anti sbrinamento (prova statica 1 e 2) riportavano piccole differenze tra rendimento termico ed il rispettivo rendimento globale. Nelle prove dinamiche scolastiche, globale è circa 109% per la prova a temperatura di mandata alta e circa 117% per quella a temperatura di mandata bassa; quello “ipotetico” che ipotizza un completo accoppiamento dei due generatori è pari a circa il 130% con temperatura di mandata alte e 160% con temperatura di mandata bassa.



**Figura 118 - Prove con profilo di tipo scolastico: Rendimenti del sistema mCHP-HP**

In tutti e due i test il valore del TMF si mantiene al di sotto di 1.70 (Figura 119), con una moltiplicazione termica maggiore (1.67 contro 1.53) nella prova con temperatura di mandata più alta.

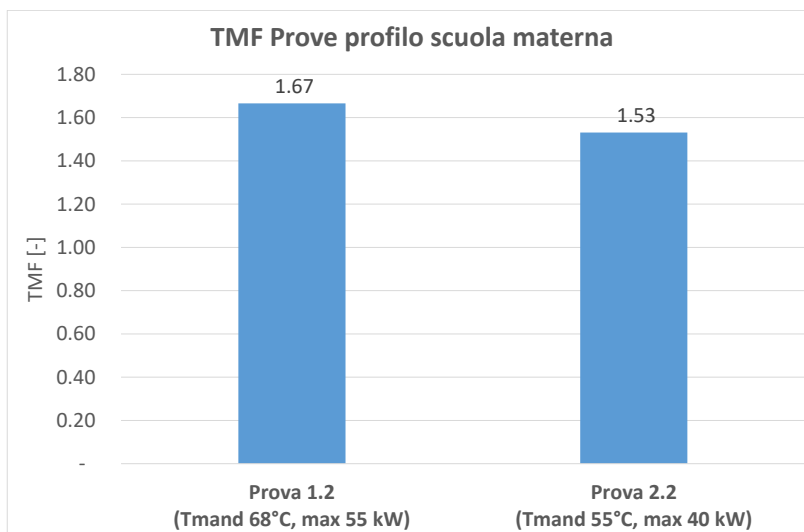


Figura 119 - Prove con profilo di tipo scolastico: Thermal Multiplication Factor

Infine, si sono confrontate le prestazioni del sistema mCHP-HP, con quelle ipotizzate per i tre sistemi di confronto già considerati nell’analisi energetica delle prove statiche (paragrafo 8.2): caldaia tradizionale a gas, caldaia a condensazione, pompa di calore elettrica, più la rete elettrica nazionale per considerare l’energia elettrica prodotta ed immessa in rete dal sistema.

In questo caso i valori di riferimento che quantificano il rendimento degli impianti di confronto sono stati:

- Per la caldaia classica un rendimento pari all’88% per tutte le tipologie di test
- Per la caldaia a condensazione un rendimento del 100% per la prova a temperatura bassa (prova 2.2), e del 98,5% per la prove condotta ad alta temperatura (prova 1.2) [18].
- COP della pompa di calore pari a 3,03 per la prove a bassa temperatura [19], 1,78 per quella ad alta temperatura[20].

Il sistema mCHP-HP risultata (Figura 120), per quanto riguarda il risparmio di energia primaria, sempre più performante rispetto a tutti e tre i sistemi di confronto. Nel caso delle caldaie, il risparmio di energia primaria diminuisce all’aumentare della temperatura di mandata all’utenza. Rispetto alla caldaia a condensazione (più rete elettrica nazionale) l’IREP passa da 0.29 a 0.19. Rispetto alla pompa di calore elettrica l’effetto della variazione di temperatura di mandata è contrario: si passa da 0.11 con bassa temperatura di mandata, a 0.31 con una temperatura di mandata alta.

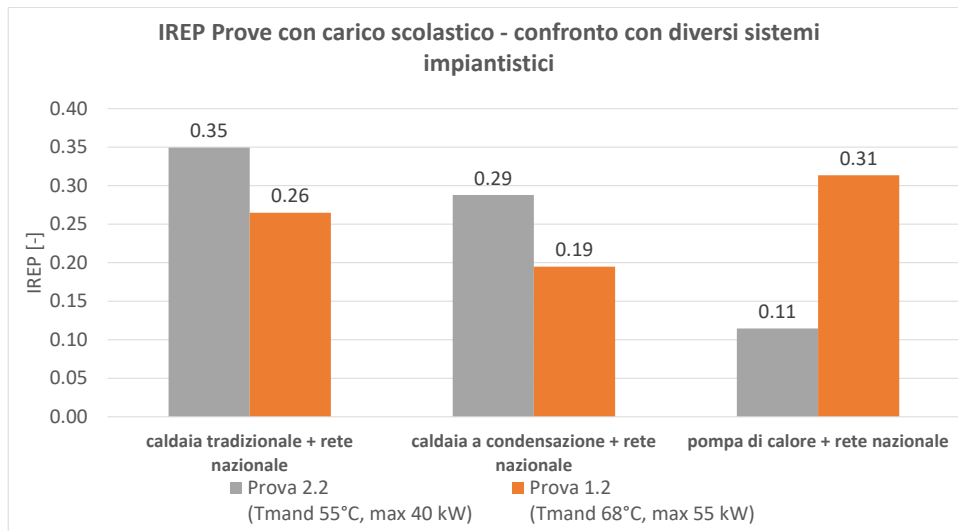


Figura 120 - Prove con profilo di tipo scolastico: IREP a confronto con diversi impianti di riferimento

### 8.3.3 Profilo di carico residenziale

Nelle prove effettuate replicando un profilo di carico di tipo residenziale il sistema è stato sottoposto a potenze maggiori, rispetto alle prove con profilo scolastico e terziario, con valori di potenza termica massima erogata tra 60 kW e 120 kW circa. Tale richiesta di potenza è stata ottenuta agendo principalmente con un aumento del  $\Delta T$  tra mandata e ritorno del circuito di utenza. In Figura 121, Figura 122 e Figura 123 sono presentate le potenze termiche erogate all'utenza step per step considerate per l'analisi energetica dopo aver apportato le modifiche presentate nel paragrafo 8.3.1.

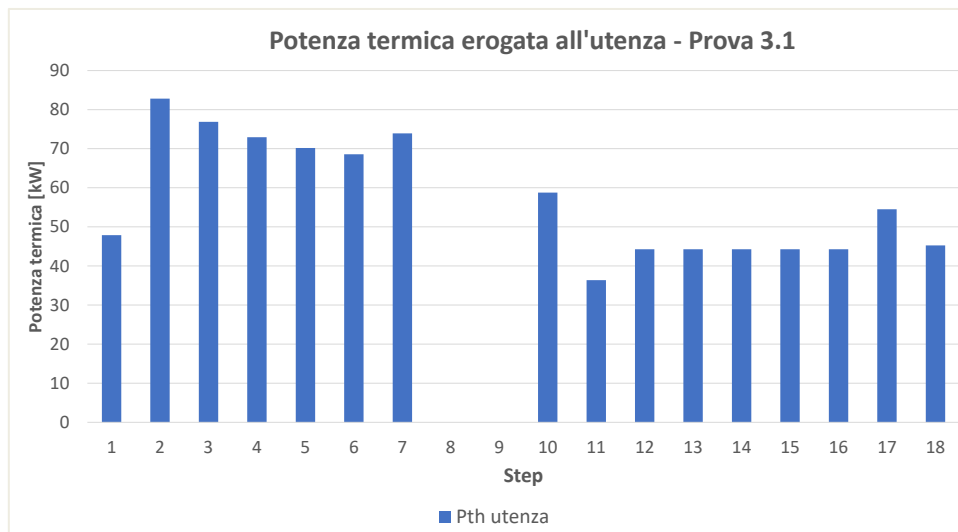


Figura 121 - Prova 3.1: potenza termica erogata all'utenza nei vari step

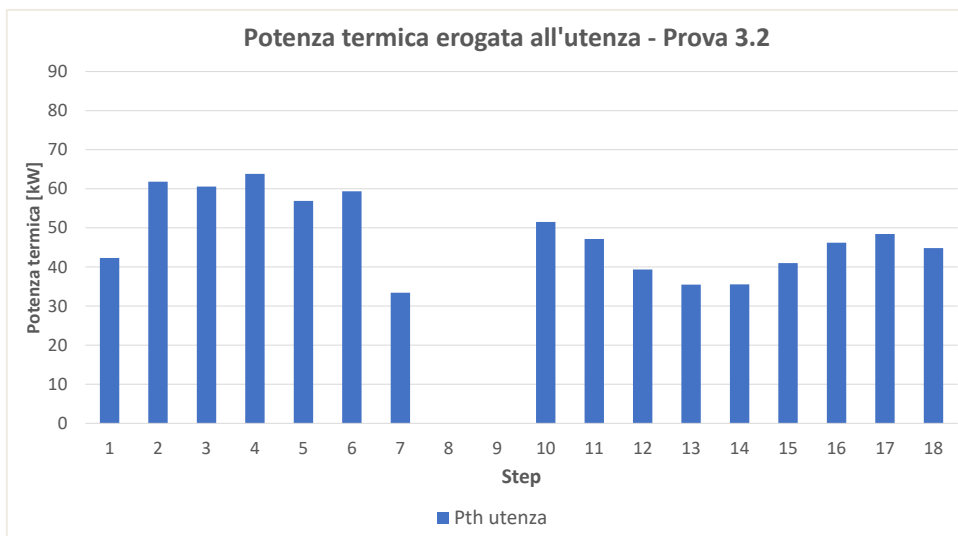


Figura 122 - Prova 3.2: potenza termica erogata all'utenza nei vari step

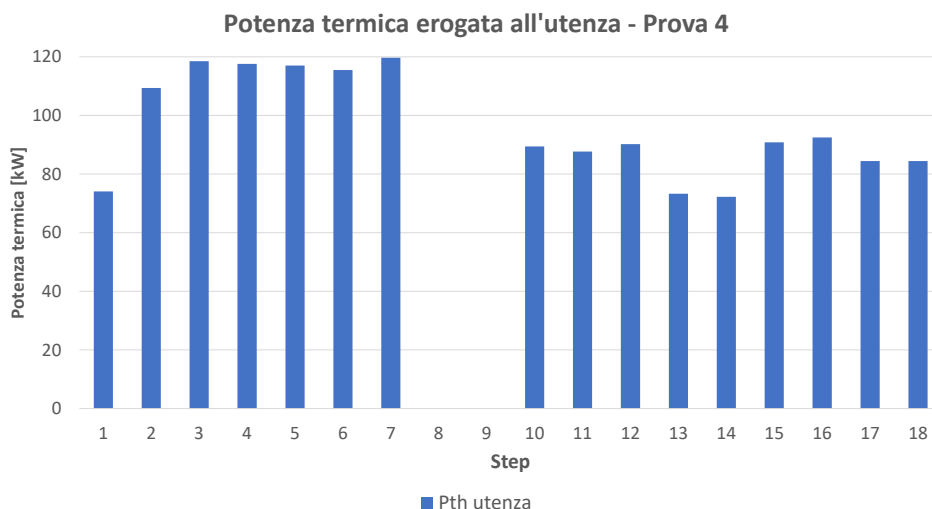


Figura 123 - Prova 4: potenza termica erogata all'utenza nei vari step

Nelle prove 3.1 e 4 (dove la potenza massima obiettivo è stata rispettivamente 75 kW e 120 kW) emerge che il rapporto tra calore ceduto dal serbatoio A1 “lato mCHP” sul totale erogato all’utenza (Figura 124 e Figura 126) rimane per larghi tratti simile al rapporto tra le potenze termiche nominali del mCHP e del sistema accoppiato, circa pari a circa il 40% in media, con il serbatoio A2 “lato pompa di calore” che in media ha analogamente il rapporto tra potenze nominali, fornendo circa il 60%. In alcuni intervalli si hanno delle percentuali di potenza termica erogata dal mCHP più alta (nella prova 3.1 fino al 60% mentre nella prova 4 fino a circa il 50%) a causa del differente tempo di scarica dei due serbatoi.

Nella prova 3.2, in cui è stata aumentata la temperatura di ritorno dall’utenza e ridotto di conseguenza il carico (con una potenza termica massima pari a circa 60 kW), la percentuale di energia immessa dal serbatoio A1 “lato mCHP” aumenta (Figura 125) con un valore medio pari circa al 55 %, a conferma del fatto che, diminuendo il carico, si osserva la riduzione dell’apporto energetico del “lato HP”.

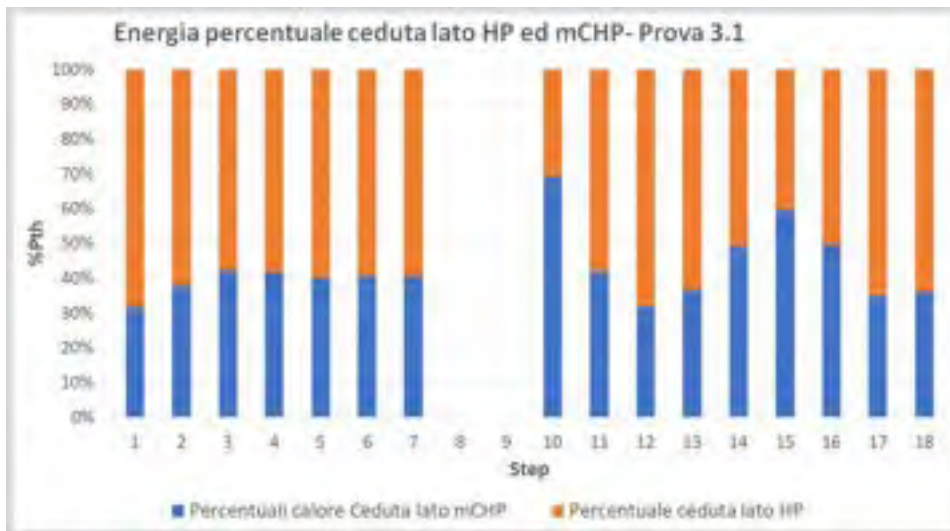


Figura 124 - Prova 3.1: Rapporto tra la potenza termica ceduta lato mCHP e HP nei vari step

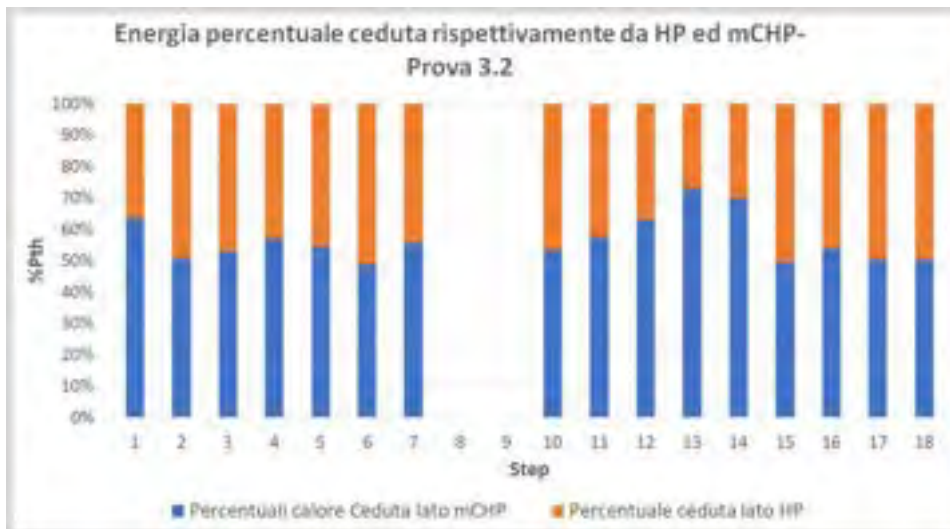


Figura 125 - Prova 3.2: Rapporto tra la potenza termica ceduta lato mCHP e HP nei vari step

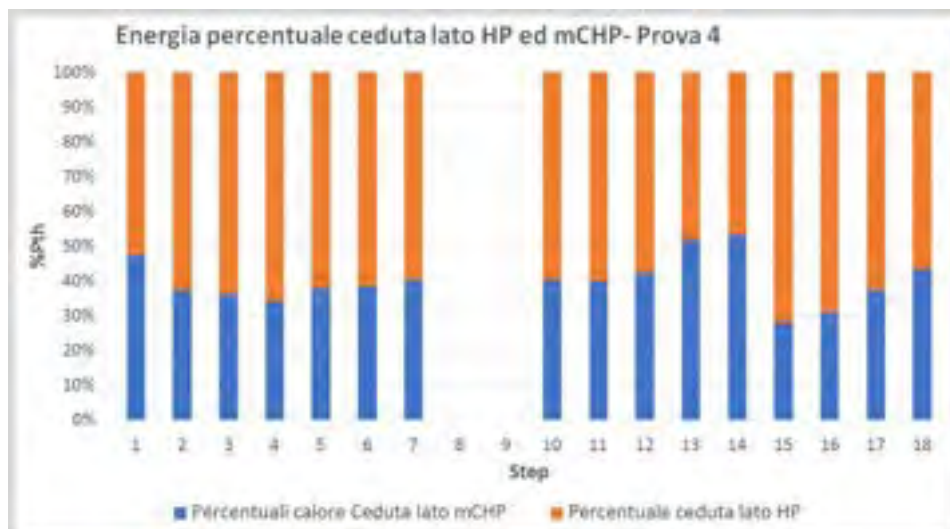


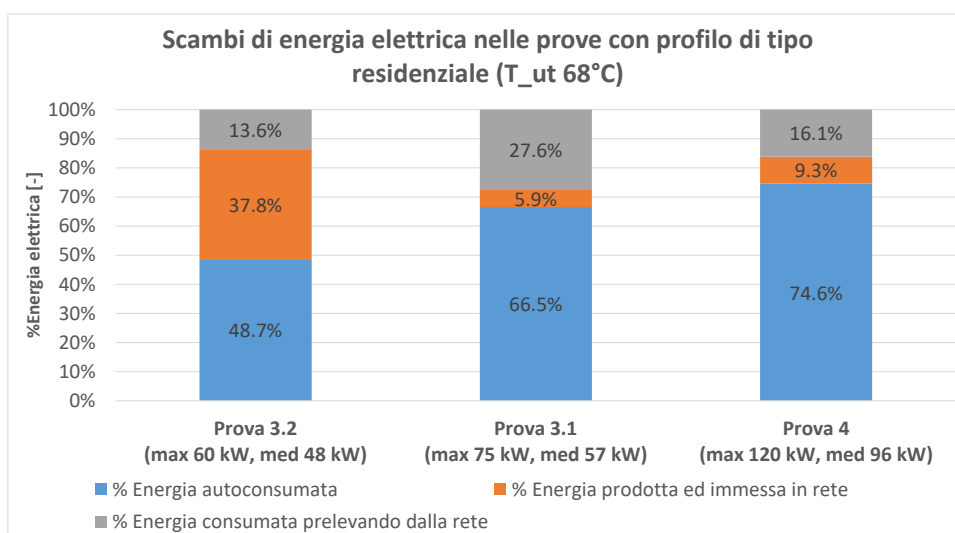
Figura 126 - Prova 4: Rapporto tra la potenza termica ceduta lato mCHP e HP nei vari step

**Tabella 34 - Funzionamento percentuale dell'impianto, prove 3.1, 3.2 e 4**

Funzionamento del sistema durante la prova						
	Incluso spegnimento di entrambi i generatori			Escluso spegnimento di entrambi i generatori		
	Prova 3.1	Prova 3.2	Prova 4	Prova 3.1	Prova 3.2	Prova 4
Solo mCHP	12.40%	19.41%	0.08%	15.87%	28.03%	0.11%
Solo HP	0.50%	6.57%	2.45%	0.65%	9.49%	3.55%
mCHP-HP	65.21%	43.26%	66.35%	83.48%	62.48%	96.33%
Nessuno dei due in presenza di richiesta termica	14.52%	17.28%	8.95%	/	/	/
Nessuno dei due in assenza di richiesta termica	7.37%	13.48%	22.18%	/	/	/

Considerando i dati percentuali relativi ai consumi elettrici ed alla produzione elettrica, mostrati in Figura 127, si evidenzia che le prove con carico residenziale sono caratterizzate da una quota di energia elettrica prelevata dalla rete compresa tra il 14% ed il 28% circa. Il consumo di energia dalla rete è collegabile, rispetto alle prove con carico scolastico, in cui tale componente era più limitato (paragrafo 8.3.2), all'abbassamento del COP della pompa di calore (Tabella 35), a valori compresi tra 2,5 e 2,8, che porta la pompa di calore a richiedere alla rete l'energia elettrica che il mCHP non riesce a fornire in quell'istante (Figura 73, Figura 80, Figura 86).

Emerge inoltre che per le prove caratterizzate da potenza termica maggiore, l'energia prodotta dal mCHP ed immessa in rete è stata percentualmente molto contenuta: circa l'8% e l'11% di quella prodotta dal mCHP, ripetitivamente per la prova con max 75 kW e per quella con max 120 kW.



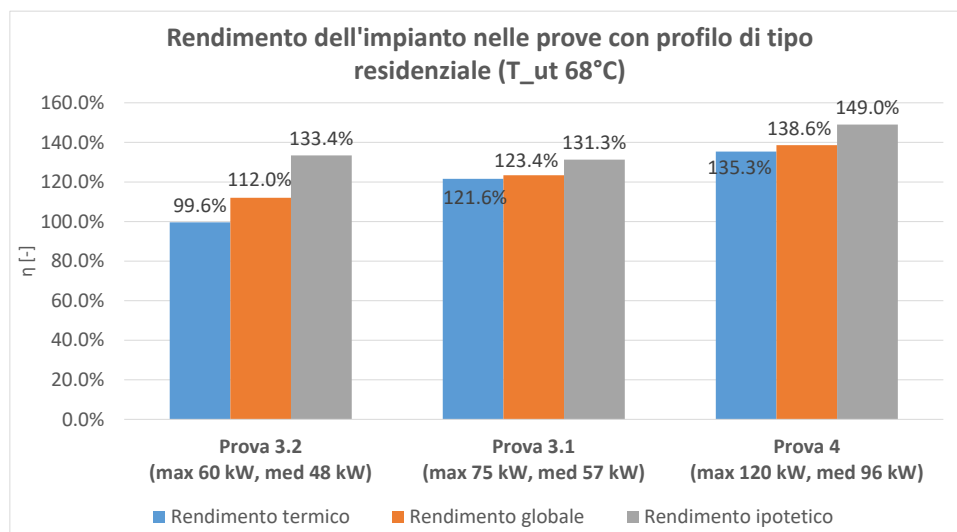
**Figura 127 - Prove con profilo di tipo residenziale: Energia elettrica scambiata in percentuale**

**Tabella 35 - Performance HP durante le prove con profilo di tipo residenziale**

	COP Pompa di calore
Prova 3.1	2,7
Prova 3.2	2,5
Prova 4	2,8

L'utilizzo più costante della pompa di calore, che caratterizza le prove a 75 kW e 120 kW si traduce in un aumento sostanziale sia del rendimento termico sia del TMF, che nelle prove 3.1 e 4 è superiore a 2.4 (molto simili ai valori avuti nelle prove statiche), come si vede in Figura 129. Il TMF della prova a max 60 kW è invece più contenuto, ma comunque sempre maggiore di quelli riscontrati nelle prove scolastiche.

La prova a max 60 kW presenta anche un rendimento termico simile a quello delle prove scolastiche: prossimo al 100%. Nelle prove 3.1 e 4 (max 75kW e max 120 kW), invece, il valore del rendimento termico è rispettivamente 122% e 135%, mentre quello "ipotetico" è pari rispettivamente a circa 131% e 149%: si tratta di rendimenti globali prossimi ai valori riscontrati nella prova statica con temperatura di mandata più alta (prova statica 2, T di mandata 63°C, conto i 68°C delle prove dinamiche residenziali). Occorre comunque considerare che sia nella prova 3.1 sia nella 4 sono stati imposti dei  $\Delta T$  all'utenza abbastanza distanti da quelli che si hanno normalmente in un'utenza reale dotata di radiatori, che hanno permesso alla pompa di calore di fornire calore a temperature relativamente più basse rispetto a quelle possibili con un  $\Delta T$  reale.



**Figura 128 - Prove con profilo residenziale: Rendimenti del sistema mCHP-HP**

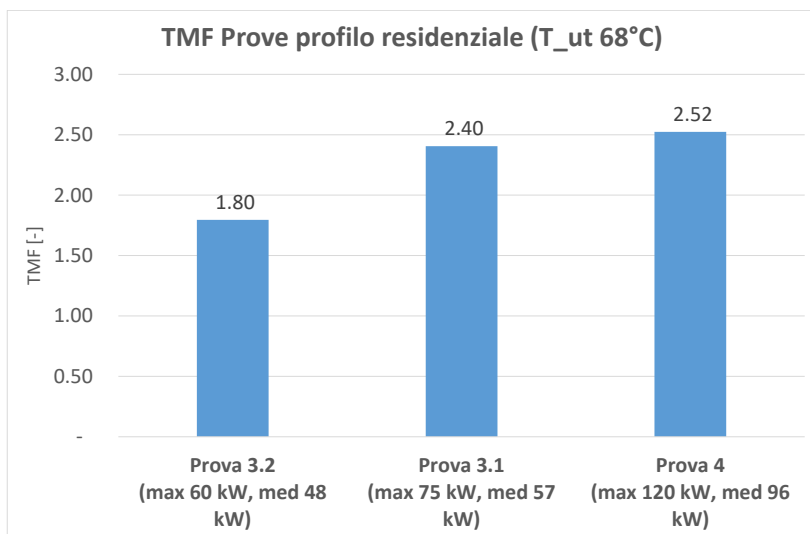


Figura 129 - Prove con profilo di tipo residenziale: Thermal Multiplication factor

Le buone prestazioni ottenute nelle prove residenziali vengono ulteriormente evidenziate dall’andamento dell’ IREP illustrato in Figura 130. Il sistema mCHP-HP in questa configurazione risulta essere da un punto di risparmio di energia primaria, migliore rispetto a tutti e tre i sistemi impiantistici (più rete nazionale) considerati. Si osserva che il risparmio percentuale di energia primaria cresce all’aumentare della potenza termica richiesta dall’utenza, con differenze contenute tra la prova a max 60 kW e quella a max 75 kW: 0.29÷0.30 rispetto alla caldaia tradizionale, 0.21÷0.22 per la caldaia a condensazione, 0.33÷0.43 per la pompa di calore elettrica. Valori di risparmio percentuale più elevati si riscontrano invece per la prova con potenza termica max 120 kW: 0.38, 0.31 e 0.43 rispettivamente per caldaia tradizionale, a condensazione e pompa di calore.

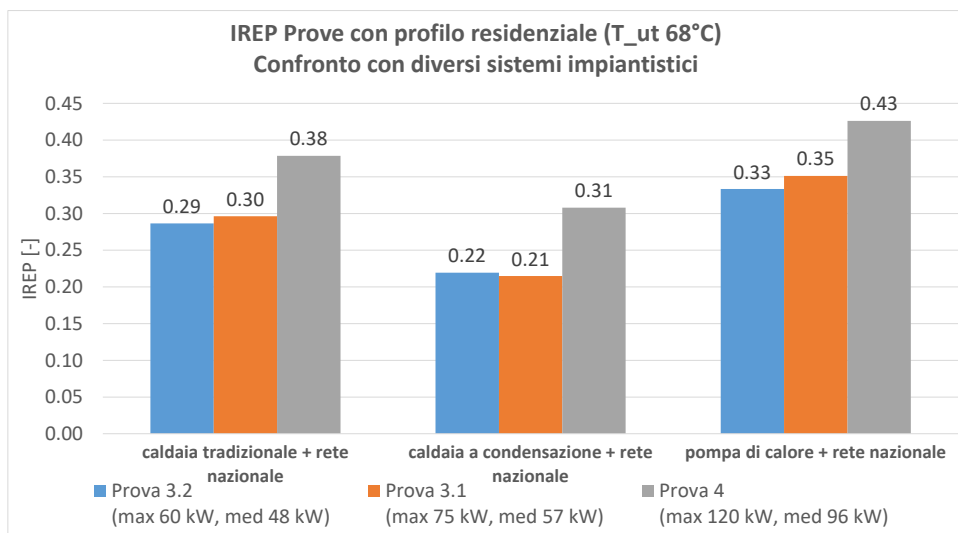


Figura 130 - Prove con profilo di tipo residenziale: IREP a confronto con diversi impianti di riferimento

### 8.3.4 Profilo di carico terziario

La prova con profilo di carico termico terziario è stata a bassa temperatura (temperatura di mandata pari a circa 55°C), con basso ΔT (nelle intenzioni compreso tra 10°C e 12 °C, ottenuto in realtà tra 8°C e 13 °C) e di conseguenza con potenze ridotte rispetto a quelle nominali del sistema.

In Figura 131 è illustrato il profilo erogato considerato, step per step.

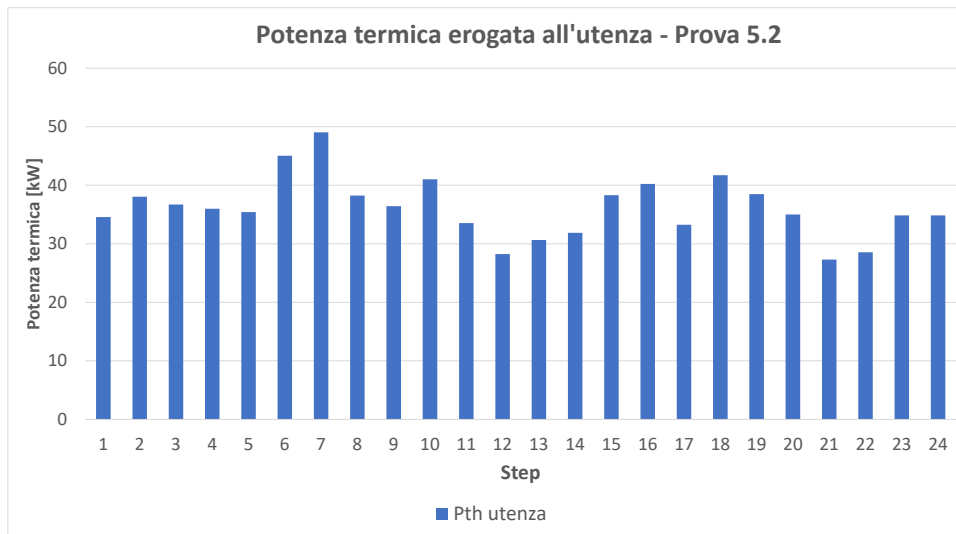


Figura 131 - Prova 5.2: potenza termica erogata all'utenza nei vari step

La Figura 132 conferma quanto già osservato nei paragrafi precedenti: in presenza di carichi termici ridotti (nel caso della prova 5.2, pari in media a 36 kW, circa il 30% della potenza termica nominale del sistema) l'apporto del "lato pompa di calore" si attesta al di sotto del 50%: in questo caso è circa il 38%.

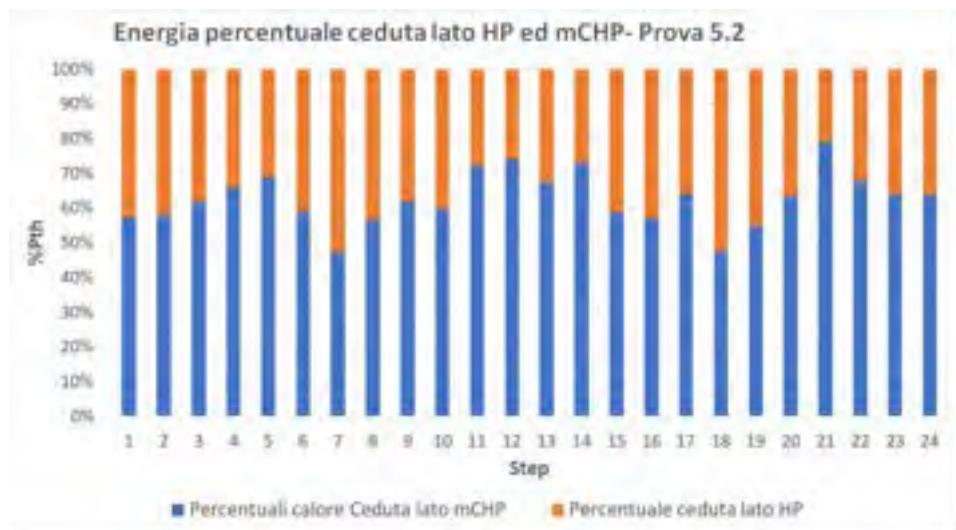
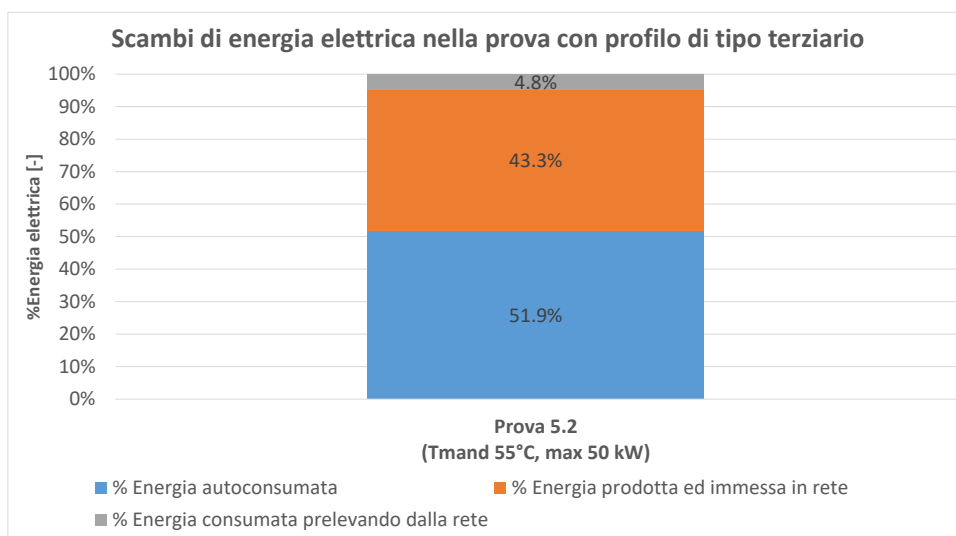


Figura 132 - Prova 5.2: Rapporto tra la potenza termica ceduta lato mCHP e HP nei vari step

Sempre coerentemente con quanto già osservato nelle prove 1.2, 2.2 e 3.2 a basso carico termico, la quota di energia prodotta dal mCHP ed auto consumata dal sistema, non supera il 55% (Figura 133), con una cospicua quota di energia elettrica venduta in rete.

**Tabella 36 - Funzionamento percentuale dei generatori, prova 5.2**

Funzionamento del sistema durante la prova		
	Incluso spegnimento di entrambi i generatori	Escluso spegnimento di entrambi i generatori
	Prova 5.2	
Solo mCHP	37.41%	50.15%
Solo HP	0.15%	0.20%
mCHP-HP	37.04%	49.64%
Nessuno dei due	25.40%	/



**Figura 133 – Prova 5.2: con profilo di tipo terziario: Energia elettrica scambiata in percentuale**

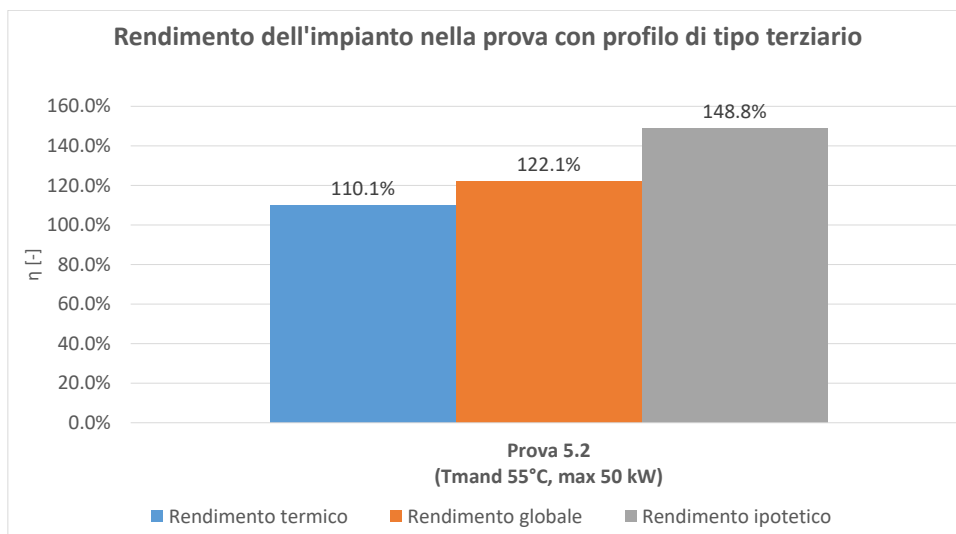
Il COP della pompa di calore raggiunge valori medi superiori a 3.

**Tabella 37 - Performance HP durante la prova con profilo di tipo terziario**

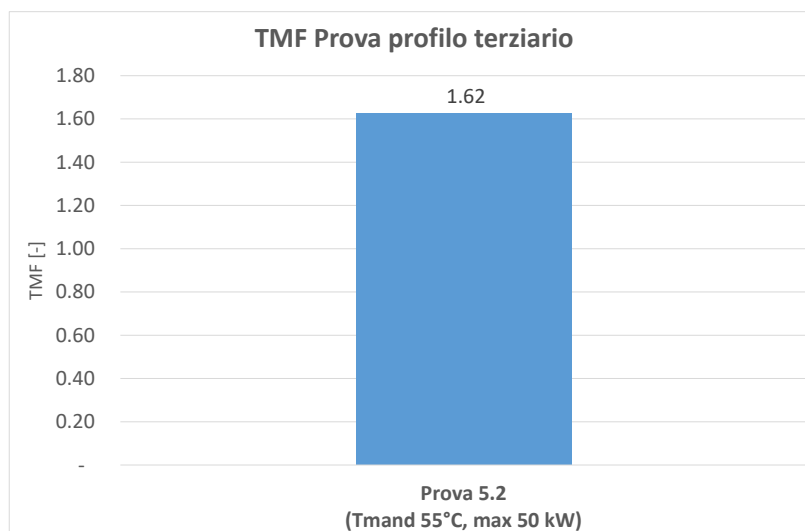
	COP Pompa di calore
Prova 5.2	3,15

I rendimenti termico e globale (Figura 134) sono rispettivamente circa 110% e 122%, mentre il rendimento nell'ipotesi di perfetto accoppiamento e di assenza di scambi con la rete (rendimento "ipotetico" raggiunge valori simili a quelli della prova residenziale a pieno carico: circa 149%).

Il TMF (Figura 135) si mantiene al di sotto di 1.7, analogamente a quanto successo per le prove a carico parziale con profilo di tipo scolastico, a riprova che il carico termico ceduto all'utenza è stato erogato principalmente dal mCHP.



**Figura 134 - Prova con profilo terziario: Rendimenti del sistema mCHP-HP**



**Figura 135 - Prova con profilo di tipo terziario: Thermal Multiplication fFactor**

Infine, in Figura 136 è riportato l'andamento dell'indice di risparmio di energia primaria (IREP) rispetto alle tecnologie di confronto (più rete elettrica nazionale). Questo parametro risulta essere sempre positivo, con un valore massimo di 0.34 rispetto alla caldaia tradizionale, 0.27 rispetto alla caldaia a condensazione e con un valore minimo di 0.05 rispetto alla pompa di calore elettrica.

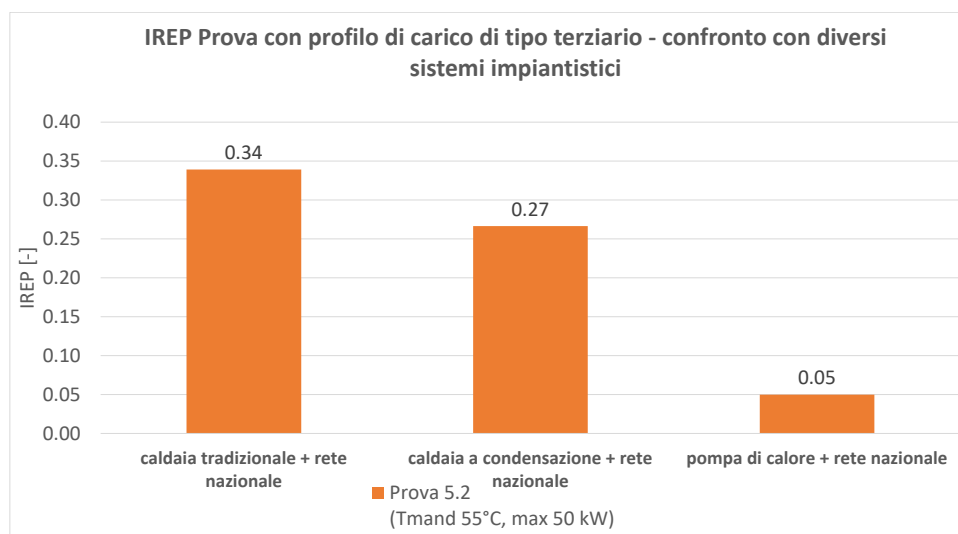


Figura 136 - Prova con profilo di tipo terziario: IREP a confronto con diversi impianti di riferimento

#### 8.4 Conclusioni sulle prestazioni energetiche del sistema

L'analisi sulle prestazioni energetiche del sistema mCHP-HP nelle prove prese in esame ha evidenziato che l'efficienza termica dell'impianto varia notevolmente a seconda del carico termico erogato all'utenza. La ragione della variabilità risiede nella variabilità dell'accoppiamento tra il mCHP e la pompa di calore (il loro funzionamento in contemporanea) che comporta, specialmente nelle prove con carico termico parziale ed alte temperature di mandata all'utenza, considerevoli scambi di energia elettrica con la rete, com'è evidenziato in Tabella 39

In particolare:

- Nelle prove statiche, dove per la maggior parte del tempo mCHP ed HP hanno funzionato in contemporanea, si sono avuti scambi di energia elettrica con la rete per via della differenza tra la potenza prodotta dal mCHP e quella (estrapolata) richiesta dall'HP. Il motivo principale è stata la variazione del COP della pompa di calore al variare della temperatura di mandata all'utenza (Tabella 38), che ha portato all'immissione di energia elettrica nelle prove a bassa temperatura ed al prelievo della stessa nella prova ad alta temperatura.
- Nelle prove dinamiche è emerso invece che per richieste di potenza ridotta, la pompa di calore ha dei periodi di accensione e funzionamento più brevi rispetto al mCHP. Per questo motivo è stato osservato un aumento delle immissioni di energia elettrica in rete, diminuendo di conseguenza il rendimento (soprattutto termico, ma anche globale) del sistema, che ha in ogni caso evidenziato valori di rendimento che hanno toccato valori massimi di 135% per il rendimento termico e circa 139% per il rendimento globale

**Tabella 38 - Andamento dei parametri energetici analizzati al variare della temperatura di mandata durante le prove statiche**

Temperatura di mandata utenza [°C]	COP	$\eta_{th}$	$\eta_{gl}$	TMF	%EE autoconsumata	% EE prodotta ed immessa in rete
41	3.6	146.7%	157.3%	1.99	67.5%	32.4%
52	3.4	159.0%	161.9%	2.40	91.0%	8.8%
63	2.4	138.1%	138.1%	2.32	87.7%	0.0%

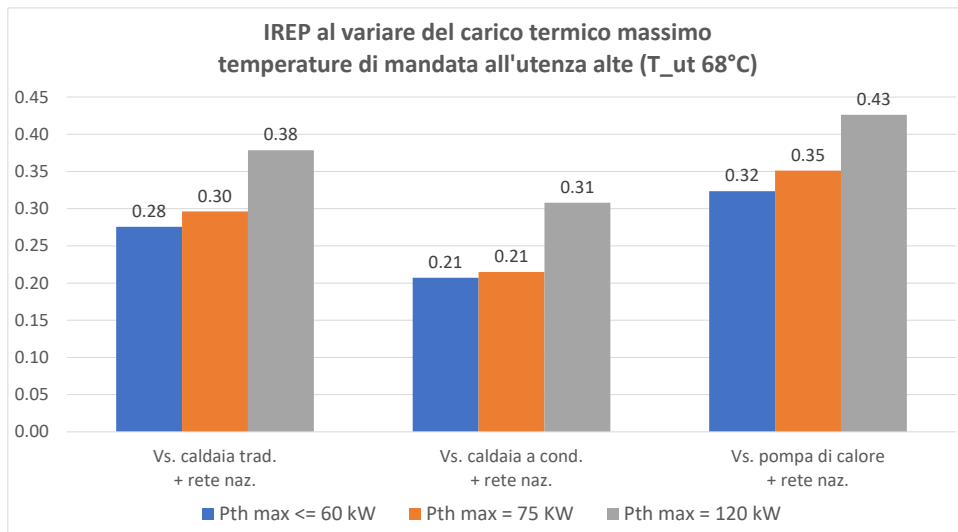
**Tabella 39 - Andamento dei parametri energetici analizzati al variare della potenza termica massima durante le prove dinamiche**

Carico termico massimo	Valori	$\eta_{th}$	$\eta_{gl}$	TMF	%EE auto consumata	% EE prodotta ed immessa in rete	% Funzionamento contemporaneo
Pth max <= 60 kW	min	97.3%	109.1%	1.53	37.6%	37.8%	49.6%
	max	110.1%	122.1%	1.80	51.9%	58.6%	63.1%
	med	101.1%	115.1%	1.65	46.5%	45.0%	56.3%
Pth max = 75 kW	-	121.6%	123.4%	2.40	66.5%	5.9%	83.5%
Pth max 120 kW	-	135.3%	138.6%	2.52	74.6%	9.3%	96.3%

Nelle prove dinamiche ad alta temperatura di mandata (mandata a 68°C) l'impianto è risultato sempre più efficiente rispetto a sistemi di confronto come caldaie a gas tradizionali e a condensazione e pompa di

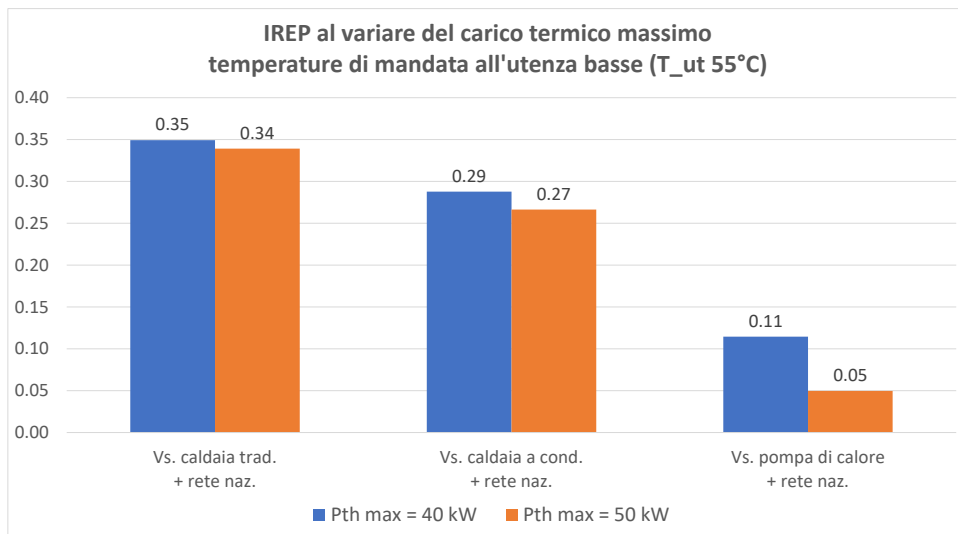
calore elettrica (più rete elettrica nazionale per la produzione dell'energia elettrica immessa in rete dal sistema mCHP-HP).

Considerando le prove caratterizzate da alte temperature di mandata all'utenza, i corrispondenti valori dell'indice di risparmio di energia primaria (IREP) sono risultati crescenti al crescere del carico richiesto dall'utenza (Figura 137), passando da un minimo di 0.21, rispetto all'utilizzo di una caldaia a condensazione (più rete nazionale) per un carico termico massimo inferiore a 60 kW, fino ad un valore di circa 0.43 rispetto all'impiego di pompe di calore per una potenza termica massima erogata pari a 120 kW.



**Figura 137 - IREP al variare del carico di punta richiesto durante le prove dinamiche per temperature di mandata all'utenza alte**

Per basse temperature di mandata all'utenza (circa 55°C) i valori di IREP, sia per la prova con carico termico massimo pari a 40 kW sia per quella a 50 kW, sono sempre positivi: tra 0.34÷0.35 rispetto alla caldaia classica, tra 0.27÷0.29 rispetto alla caldaia a condensazione. Rispetto alla pompa di calore la performance rimane positiva, ma su valori più contenuti 0.05÷0.11 e decrescenti all'aumentare del carico termico.



**Figura 138 - IREP al variare del carico di punta richiesto durante le prove dinamiche per temperature di mandata all'utenza basse**

L'analisi del funzionamento del sistema è stata condotta sia con carico statico che dinamico, in modo da soddisfare non solo le potenze termiche caratteristiche del "base load", ma anche le potenze di picco richieste dall'utenza. Ciò al fine di esplorare il comportamento del sistema nella globalità delle situazioni operative.

I risultati dell'analisi mostrano che il sistema mCHP-HP ottiene le migliori prestazioni, sia in resa termica che globale, a copertura di un profilo di carico costante ad entalpia fornita medio-bassa. In queste condizioni i vantaggi risiedono da un lato in un presumibile incremento del numero di ore di funzionamento annuali, dall'altro nella migliore efficienza totale del sistema.

Il miglioramento di quest'ultima è conseguente ai seguenti due effetti:

- il miglior sfruttamento dell'energia elettrica del microgeneratore, in virtù del funzionamento parallelo e continuativo della pompa di calore che, opportunamente dimensionata, può utilizzare appieno l'energia elettrica prodotta evitando svantaggiose immissioni in rete;
- l'elevato COP della pompa di calore nel funzionamento continuativo con temperature di mandata non superiori ai 60°C.

In tali condizioni il rendimento globale del sistema è superiore al 150%.

## 9 Analisi Economica ed Ambientale del sistema

Per completare lo studio sull'impianto combinato mCHP-HP, verrà effettuata un'analisi di tipo economica sui consumi ed i prodotti dell'impianto. Si utilizzeranno i dati presentati nello studio sulle prestazioni energetiche, per analizzare le voci di costo e ricavo. Anche in questo caso si confronteranno le prestazioni economiche del sistema mCHP-HP con quelle delle tecnologie di confronto già introdotte nel capitolo 8.

### 9.1 Quadro Normativo di riferimento

L'utilizzo di impianti di micro-cogenerazione, in Italia, prevede delle agevolazioni sia al livello fiscale relativamente al gas consumato, sia sul prezzo d'acquisto dell'energia elettrica autoprodotta. Il tutto è regolamentato da Norme che indicano le condizioni per cui l'impianto può godere delle agevolazioni suddette e le modalità di calcolo delle stesse.

#### 9.1.1 Direttiva n. 2004/8/CE

La Direttiva Europea dell'11 Febbraio del 2004, in un contesto di miglioramento dell'efficienza energetica, promuove l'utilizzo di sistemi cogenerativi ad alto rendimento. La direttiva fornisce una definizione di cogenerazione, intesa come produzione simultanea di elettricità e di "calore utile". Quest'ultimo è inteso dalla direttiva come la quota di energia termica prodotta dall'unità cogenerativa che soddisfa una domanda economicamente giustificabile, cioè una produzione che non superi il fabbisogno energetico.

Accanto a questa definizione, la norma prevede che affinché un sistema possa definirsi cogenerativo, è necessario che il rendimento globale sia ad un livello pari ad almeno il 75%. Questo criterio viene ribadito nella legislazione italiana nel DM del 4 Agosto 2011.

#### 9.1.2 DM 5 settembre 2011

Con questo Decreto [21], il Ministero dello Sviluppo economico definisce le condizioni per cui un impianto di cogenerazione possa ottenere la qualifica CAR (Cogenerazione ad Alto Rendimento).

Questa viene rilasciata qualora l'utilizzo di un'unità di piccola o micro cogenerazione (<1 MW el) fornisca un risparmio energetico rispetto ad un generatore di calore di riferimento. Quest'ultimo viene calcolato secondo i criteri definiti nel DM del 4 Agosto 2011. La condizione secondo cui un'unità cogenerativa sia definita ad Alto Rendimento è che il PES, calcolato con l'equazione (9.1) sia maggiore di 0.

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{th,mCHP}}{\eta_{th,rif}} + \frac{\eta_{el,mCHP}}{\eta_{el,rif}}} \quad (9.1)$$

Dove PES sta per Primary Energy Saving,  $\eta_{th,mCHP}$  ed  $\eta_{el,mCHP}$  sono rispettivamente il rendimento termico ed elettrico del mCHP,  $\eta_{th,rif}$  ed  $\eta_{el,rif}$  sono rispettivamente il rendimento termico ed elettrico della tecnologia di riferimento. In questo caso i valori dei rendimenti di riferimento sono forniti direttamente dalla normativa: in Tabella 40 sono presenti i valori utilizzati per i sistemi che utilizzano gas naturale come combustibile.

**Tabella 40 - Valori di riferimento per il calcolo del PES**

	Produzione di acqua calda/Vapore	Utilizzo diretto di gas di scarico
Rendimento termico di riferimento [%]	90	82
Rendimento elettrico di riferimento utilizzando gas naturale [%]	52.5 (da correggere in funzione della zona climatica, della tensione di collegamento alla rete e della quota di energia elettrica immessa in rete, ai sensi del DM 4 agosto 2011)	

I principali benefici che derivano dalla qualifica CAR sono:

- Ottenere l'ingresso nel mercato dei Titoli di efficienza energetica o Certificati Bianchi, per un periodo di 10 anni per impianti entrati in funzione dal 20 Marzo 2007.
- Ottenere un'agevolazione fiscale sulle accise del gas naturale consumato
- La precedenza nel dispacciamento di energia elettrica rispetto a quella prodotta da fonti convenzionali
- La possibilità di accedere al meccanismo di scambio sul posto

### 9.1.3 Testo Integrato dei Sistemi Semplici di Produzione e Consumo – TISSPC

Il TISSPC è la normativa che regola ed impone i criteri per l'utilizzo dell'energia autoprodotta dai sistemi di produzione.

Questo testo è stato più volte oggetto di modifiche, l'ultima delle quali avvenuta nel mese d'aprile 2017 (Delibera 276/2017/R/eel). Nell'articolo 1 vengono citate le categorie di impianti soggette alla norma. In Tabella 41 vengono sintetizzate le classi di impianto che rientrano nella categoria di ASSPC (Altri Sistemi Semplici di Produzione e Consumo), ovvero degli SSPC (Sistemi Semplici di Produzione e Consumo) esclusi i consorzi storici e le aziende cooperative. Questa classe di impianti viene definita come:

*"Insieme dei sistemi elettrici, connessi direttamente o indirettamente alla rete pubblica, all'interno dei quali il trasporto di energia elettrica per la consegna alle unità di consumo che li costituiscono non si configura come attività di trasmissione e/o di distribuzione, ma come attività di autoapprovvigionamento energetico"*

**Tabella 41 - Categorie di ASSPC**

ASSPC			
SEU (Sistemi Efficienti di Utenza)	ASAP (Altri Sistemi di AutoProduzione)	ASE (Altri Sistemi Energetici)	SESEU (Sistemi Energetici Equivalenti a Sistemi Efficienti di Utenza)
è un sistema che produce energia elettrica alimentato da fonti rinnovabili ovvero in assetto cogenerativo ad alto rendimento	è un sistema che produce energia elettrica e la utilizza in misura non inferiore al 70% annuo per uso proprio	sono le categorie di impianti non appartenenti ai gruppi SEU e ASAP precedentemente citati	Sono sistemi di efficienza Energetica equivalenti a dei SEU in esercizio prima dell'entrata in vigore del TISSPC

Ad oggi esiste la distinzione tra soli due classi:

- SSP-A (Sistemi Semplici di produzione di tipo A), ovvero ASSPC alimentati da fonti rinnovabili con una potenza installata inferiore ai 20 kW in regime di scambio sul posto
- SSP-B (Sistemi Semplici di produzione di tipo B), tutte le altre categorie di ASSPC in regime di scambio sul posto

Pur non essendo presente più la distinzione tra le varie classi di impianti, questi, per poter godere dei privilegi concessi agli ASSPC, devono soddisfare i criteri di una delle categorie sopra elencate. Affinché l'accoppiamento mCHP-HP possa rientrare nella categoria SEU, le condizioni sono:

- 1) Il sistema sia in assetto cogenerativo ad alto rendimento (ovvero disponga della qualifica CAR vista precedentemente)
- 2) Possono essere uno o più impianti gestiti dal medesimo produttore, eventualmente diverso dal consumatore
- 3) Bisogna che sia direttamente connesso tramite collegamento privato, senza obbligo di connessione di terzi, ad un'unità di consumo di un solo cliente finale
- 4) Le connessioni sono realizzate all'interno di un'area, senza soluzione di continuità, al netto di strade, strade ferrate, corsi d'acqua e laghi, di proprietà o nella piena disponibilità del medesimo cliente

La condizione più stringente è senza dubbio la numero 3, ovvero l'obbligo di servire una sola utenza: questa difatti impone che l'energia elettrica prodotta dall'unità cogenerativa non possa essere dispacciata, per esempio, in più abitazioni (si pensi ad un condominio), ma potrà essere utilizzata o da un solo cliente oppure per servizi comuni (quali possono essere ascensori, illuminazioni ecc.). Pertanto, riprendendo l'esempio di un'abitazione residenziale tipica, pur producendo energia elettrica a sufficienza, gli inquilini di un condominio non possono usufruire dei vantaggi derivanti dall'autoconsumo dell'energia elettrica prodotta.

Tuttavia, l'utilizzo di una pompa di calore come unità di consumo, permette di poter rientrare tra gli ASSPC, e in particolare SSP-B, essendo definita l'unità di consumo come:

"insieme di impianti per il consumo di energia elettrica connessi ad una rete pubblica, anche per il tramite di reti o linee elettriche private, tali che il prelievo complessivo di energia elettrica relativo al predetto insieme sia utilizzato per un singolo impiego o finalità produttiva. Essa coincide con la singola unità immobiliare o con l'insieme costituito dalla singola unità immobiliare e dalle sue relative pertinenze qualora insistenti sulla medesima particella catastale o su particelle catastali contigue. Il predetto insieme può anche coincidere con un insieme di unità immobiliari non legate da un vincolo pertinenziale a condizione che ricorrano entrambe le seguenti condizioni:

- sono unità immobiliari localizzate su particelle catastali contigue in un unico sito produttivo e nella piena disponibilità della medesima persona giuridica
- sono unità immobiliari utilizzate per attività produttive di beni e/o servizi destinate in via esclusiva alla realizzazione, in quello stesso sito, di un unico prodotto finale e/o servizio.

Nel caso del sistema accoppiato mCHP-HP, la pompa di calore può essere classificabile come unità di consumo, ed il micro-cogeneratore può rientrare tra gli ASSPC.

I benefici, per un impianto classificabile come ASSPC, sono:

- Poter accedere al mercato dello scambio sul posto
- Esenzione dal pagamento della parte variabile sugli oneri di sistema per l'energia elettrica consumata ma non prelevata dalla rete (auto consumata): componenti tariffarie A, UC e MCT, che possono essere valutate come in Tabella 42 [22]

**Tabella 42 - Oneri generali e ulteriori componenti per i contratti di cui al comma 6.2, lettera b), della deliberazione 205/2014/R/eel e s.m.i.**

Componente tariffaria	centesimi di euro per kWh
A2	0.107
A3	2.898
A4	0.035
A5	0.040
AS	0.035
AE	0.261
UC3	0.117
UC4	0.039
UC6	0.006
UC7	0.243
MCT	0.0182

In definitiva, per l'energia prelevata dalla rete pubblica non si applica nessuna agevolazione, mentre per la quota di energia elettrica auto consumata si applica il pagamento dell'accisa nazionale (Tabella 43) [23].

**Tabella 43 - Accise nazionali suddivise per utenza**

	Consumi	Costi
Per Abitazioni	\	€ 0,0227 per kWh
Nei locali e luoghi diversi dalle abitazioni	per i consumi mensili fino a 200.000 kWh	€ 0,0125 per kWh
	per i consumi mensili tra 200.000 e 1.200.00 kWh	€ 0,0075 per kWh
	per i consumi mensili superiori a 1.200.000 kWh	per i primi 200.000 kWh € 0,0125 per kWh per gli ulteriori consumi € 4.820,00 mensili

#### 9.1.4 Decreto legge del 2 Marzo 2012, n.16

Un ulteriore vantaggio che si ha nell'usufruire di impianti di cogenerazione è la defiscalizzazione di una quota del gas naturale consumato. Il Decreto del 2/03/2012 rappresenta la modifica della precedente normativa risalente all'aprile del 1998 (Delibera n.16/98). Il decreto prevede che, per le unità suddette, la quota di gas defiscalizzato sia pari a 0,22 m<sup>3</sup> per ogni kWh elettrico prodotto (con la Delibera n.16/98 questo valore era di 0,25).

Per la quota di gas defiscalizzato, l'accisa da pagare sarà pari a € 0,0004493 per m<sup>3</sup> di gas [24], corrispondente alla aliquota imposta alla produzione di energia elettrica da gas naturale. Questa aliquota viene ulteriormente ridotta al 30% nel caso in cui l'energia elettrica venga auto consumata [14].

Per la quota di gas non defiscalizzato vengono imposte le aliquote di accisa per combustione, riportate di seguito [25]:

- Fino a 120 m<sup>3</sup> annui: € 0,044 al m<sup>3</sup>
- Da 120 fino a 480 m<sup>3</sup> annui: € 0,175 al m<sup>3</sup>
- Da 480 fino a 1560 m<sup>3</sup> annui: € 0,17 al m<sup>3</sup>
- Superiori a 1560 m<sup>3</sup> annui: € 0,186 al m<sup>3</sup>

## 9.2 Costi e Ricavi considerati nell'analisi economica

Tra le spese per l'esercizio dell'impianto vengono inclusi:

- Costi legati al consumo di gas naturale, rappresentati dal prodotto tra il prezzo per unità di gas e la quantità totale di combustibile utilizzata durante il periodo di riferimento, eq (5.26).
- Costi dovuti all'acquisto di energia elettrica in surplus richiesta dalla pompa di calore. Il calcolo è analogo a quello sul gas in ingresso, eq. (5.30).
- Costi legati alla manutenzione dell'impianto. Questo è stato considerato dipendente esclusivamente dal funzionamento del mCHP. Pertanto il costo totale è proporzionale ai MWh elettrici prodotti dal mCHP.
- Accise sul gas non defiscalizzato.
- Accise sull'energia elettrica auto consumata, proporzionali all'energia prodotta dal micro-cogeneratore ed assorbita dalla pompa di calore e dagli ausiliari

Per i ricavi si è considerato:

- Il mancato pagamento per la produzione di energia termica dagli impianti di confronto, eq. (5.33). Questo dato è stato calcolato ipotizzando un consumo di gas (per le caldaie) o di elettricità (per le pompe di calore) proporzionale all'energia termica prodotta ed alle prestazioni dell'impianto di riferimento.
- La vendita dell'energia elettrica sovrapprodotta dal micro-cogeneratore, eq. (5.34).
- La vendita dei Titoli di Efficienza Energetica (5.35), calcolati a partire dal RISP (5.36), ovvero un indice normativo che quantifica il risparmio di energia primaria legato all'utilizzo dell'impianto analizzato rispetto ad un impianto di riferimento.

Lo scopo di quest'analisi è quantificare i guadagni annuali legati all'utilizzo dell'impianto studiato rispetto alle tecnologie di confronto già utilizzate per l'analisi energetica.

## Gas in ingresso

Nel paragrafo 8.1.4 si è fatto riferimento alla normativa che regola la defiscalizzazione del gas in ingresso ad un sistema cogenerativo ad alta efficienza. Dal sito delle AEEGSI sono stati presi i valori riferiti al costo della quota energia di gas ed IVA:

- Il prezzo della quota energia di gas è stato calcolato come media pesata dei prezzi relativi alle differenti fasce di consumo annuo (stimato circa pari a 13000 Sm<sup>3</sup>). Successivamente si sono mediati i valori estrapolati dai trimestri Ottobre-Dicembre 2016 e Gennaio-Marzo 2017 [26]
- Per differenziare le utenze (domestico, uso pubblico, terziario), per il prezzo della quota energia è stata applicata la stessa proporzionalità tra i prezzi delle varie utenze riscontrata nell'anno 2014 (primo anno utile per il quale erano disponibili dati confermati) [27]
- L'IVA è stata calcolata come media pesata sui vari scaglioni di consumo [28]

In Tabella 44 vengono riportati i costi relativi al gas. Il valore del PCI del gas naturale considerato è pari 9.59 kWh/Sm<sup>3</sup> dal sito AEEG.

**Tabella 44 - Voci di costo relative al gas in ingresso**

Voci Costi	Utenza Condominiale	Utenza scolastica	Utenza terziaria
Quota energia gas (al netto dell'IVA) [c€/m <sup>3</sup> ]	39.66	37.59	38.68
Accise + Addizionale regionale per gas non defiscalizzato [c€/m <sup>3</sup> ]	20.88		
Accise per gas defiscalizzato, quota EE non autoconsumata [c€/m <sup>3</sup> ]	0.04493		
Accise per gas defiscalizzato, quota EE autoconsumata [c€/m <sup>3</sup> ]	0.01348		
IVA [%]	21.55		
Prezzo gas defiscalizzato (al netto delle accise che variano in base alla % di EE autoconsumata) [c€/m <sup>3</sup> ]	50.79	48.27	49.60
Prezzo gas consumo domestico [c€/m <sup>3</sup> ]	73.60	71.07	72.40

## Energia elettrica

Tra i costi ed i ricavi derivanti dallo scambio di energia elettrica con la rete, si è considerato:

- 1) Costo accise per kWh elettrico auto consumato, riportato in Tabella 43
- 2) Ricavi derivati dalla vendita di energia elettrica, considerando un prezzo di vendita pari a 39.00 € per MWh, corrispondente al prezzo minimo di mercato garantito dall'AEEGSI [29].
- 3) Costo dell'energia elettrica in ingresso, considerato pari 17.12 centesimi di € al kWh [30].

## **Manutenzione**

I costi di Manutenzione del sistema accoppiato sono stati ipotizzati circa 20 € al MWh elettrico prodotto dal micro-cogeneratore.

## **Certificati Bianchi**

Il prezzo dei Titoli Equivalenti di Energia (Certificati Bianchi) è stato posto pari al valore di mercato in data 1/09/2017, ovvero pari a 263 € a tep [31]. Il rendimento di riferimento termico, pari al rendimento medio convenzionale del parco di produzione termico italiano, è stato preso pari a 0.9. Il rendimento di riferimento elettrico, pari al rendimento medio convenzionale del parco di produzione elettrica italiano, è stato considerato pari a 0.46 e poi corretto, a sensi dell'Allegato VII del DM 4 agosto 2011, in base alla tensione di collegamento alla rete e alla quota di energia elettrica immessa in rete,.

## **9.3 Emissioni di CO<sub>2</sub>**

Le emissioni di CO<sub>2</sub> sono funzione del combustibile utilizzato.

Sono state calcolate a valle del calcolo dei Sm<sup>3</sup> di gas e dei kWh di elettricità impiegati, ipotizzando un'emissione standard di circa 1955 gCO<sub>2</sub>/Sm<sup>3</sup> di gas (corrispondente a 203 gCO<sub>2</sub>/kWh di energia primaria) [32] e 460 gCO<sub>2</sub>/kWh elettrico [33].

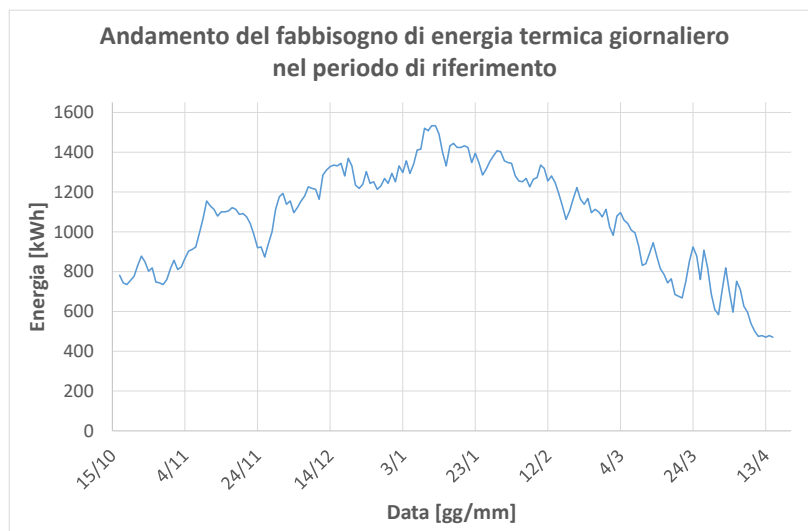
## 9.4 Scenari di utenza residenziale: analisi economica ed ambientale

Le prestazioni economiche ed ambientali del sistema mCHP-HP sono state esaminate prendendo in considerazione l'impiego del sistema stesso per un'intera stagione di riscaldamento.

### 9.4.1 Descrizione degli scenari di utenza residenziale

Poiché le prove sperimentali sono state condotte con l'intento di essere rappresentative di una giornata di funzionamento, per condurre un'analisi di tipo stagionale è stato ipotizzato un profilo di consumi termici di riferimento, relativo ad un'intera stagione di riscaldamento.

A tale proposito sono stati presi in considerazione i dati di consumo termico disponibili per un'utenza residenziale situata nella zona di Torino, in zona climatica E. In Figura 139 è rappresentato l'andamento del fabbisogno di energia termica giornaliera dell'utenza presa in considerazione, il cui picco di richiesta di potenza termica è compatibile con la potenza termica nominale del sistema mCHP-HP (circa 120 kW), registrato durante la stagione di riscaldamento compresa tra il 15 Ottobre 2016 ed il 15 Aprile 2017. Il valore del fabbisogno termico annuo complessivo dell'utenza è stato circa pari a 195 MWh.



**Figura 139 - Andamento fabbisogno di energia termica giornaliero durante la stagione di riscaldamento**

A partire dalla curva di fabbisogno termico illustrata in Figura 139, si è ipotizzato che tale profilo fosse rappresentativo anche della potenza massima richiesta giornalmente.

Sono stati poi considerati tre differenti scenari, in ciascuno dei quali la stagione di riscaldamento è stata suddivisa in uno o più periodi, in corrispondenza dei quali i rispettivi fabbisogni termici (ottenuti integrando nei vari periodi il profilo di Figura 139) sono stati intesi come erogati dal sistema mCHP-HP nelle condizioni di funzionamento e con le prestazioni registrate in una delle prove realizzate con profilo di carico termico residenziale (prove 3.1, 3.2 e 4).

Si è scelto di considerare, per gli scenari proposti, un'utenza residenziale perché quest'ultima è l'unica tipologia di utenza per la quale, nel corso della campagna di prove sperimentali, sia stato possibile effettuare prove a diversi livelli di potenza termica erogata dal sistema mCHP-HP, inclusa una prova con potenza massima pari a quella nominale del sistema.

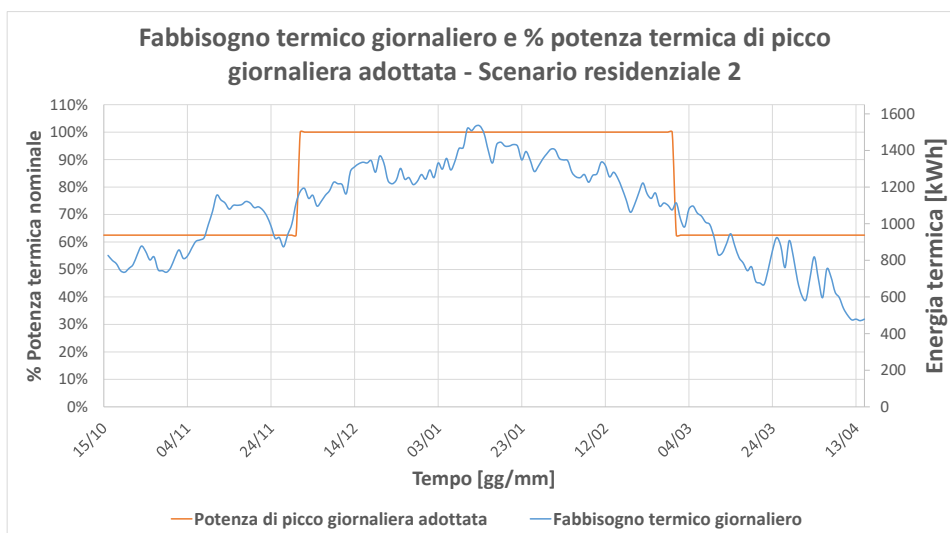
Nello **scenario 1**, si è ipotizzato che l'intera stagione di riscaldamento, dal 15/10 al 15/04 per un totale di 183 giorni, vedesse soddisfatto il proprio fabbisogno di energia termica (194700 kWh) dal sistema mCHP-HP nelle condizioni registrate nel corso della prova residenziale con potenza termica massima erogata circa pari a quella nominale del sistema (prova dinamica 4).

L'effetto utile prodotto dal sistema nello scenario 1, in base al quale sarà svolto il confronto con le altre tecnologie, è costituito da circa 194700 kWh termici e circa 4690 kWh elettrici.

Nello **scenario 2** (Figura 140), si è ipotizzato che la stagione di riscaldamento fosse suddivisa in due periodi distinti:

- un periodo che include l'inizio e la fine della stagione di riscaldamento, compresa tra il 15/10 ed il 30/11 e tra il 01/03 e il 15/04, per un totale di 93 giorni; per il soddisfacimento del relativo fabbisogno termico (pari a circa 79200 kWh) sono state considerate le prestazioni del sistema mCHP-HP registrate nel corso della prova residenziale con potenza massima erogata pari a circa il 62.5% di quella nominale (prova 3.1).
- un periodo compreso tra il 01/12 e il 28/02, per un totale di 90 giorni, il cui fabbisogno termico (pari a circa 115500 kWh) è stato considerato soddisfatto dal sistema mCHP-HP nelle condizioni della prova dinamica 4.

L'effetto utile prodotto dal sistema nello scenario 2 è costituito da circa 194700 kWh termici e circa 3960 kWh elettrici.



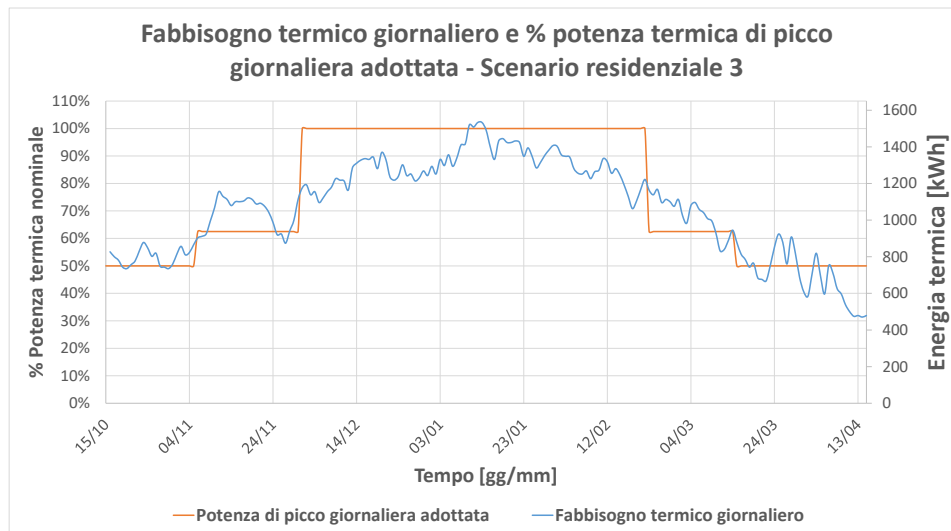
**Figura 140 - Scenario residenziale 2: Confronto tra la curva di fabbisogno termico giornaliero e l'andamento del carico di picco ipotizzato**

Nello **scenario 3** (Figura 141), si è ipotizzato che la stagione di riscaldamento fosse suddivisa in tre periodi distinti:

- un periodo che include l'inizio e la fine della stagione di riscaldamento, compreso tra il 15/10 e il 5/11, e tra il 15/03 e il 15/04, per un totale di 54 giorni, il cui fabbisogno termico (pari a circa 39500 kWh) è stato considerato soddisfatto dal sistema mCHP-HP nelle condizioni della prova residenziale con potenza massima erogata pari al 50% di quella nominale (prova 3.2).
- un periodo intermedio che comprende i giorni tra il 6/11 e 30/11, e tra 23/02 e 14/03, per un totale di 45 giorni, il cui fabbisogno termico è stato considerato soddisfatto dal sistema mCHP-HP nelle condizioni della prova 3.1.

- un periodo centrale centrale tra il 1/12 ed il 22/02, per un totale di 84 giorni, , il cui fabbisogno termico è stato considerato soddisfatto dal sistema mCHP-HP nelle condizioni della prova 4.

L'effetto utile prodotto dal sistema nello scenario 3, in base al quale sarà svolto il confronto con le altre tecnologie, è costituito da circa 194700 kWh termici e circa 8220 kWh elettrici.



**Figura 141 - Scenario residenziale 3: Confronto tra la curva di fabbisogno termico giornaliero e l'andamento del carico di picco ipotizzato**

In Tabella 45 sono illustrati i parametri energetici del sistema mCHP-HP, mediati sull'intera stagione di riscaldamento, relativi ai tre scenari residenziali proposti.

**Tabella 45 - Parametri energetici scenari utenza residenziale**

Scenario	$\eta_{th}$	$\eta_{glob}$	% Energia elettrica auto consumata	% Energia elettrica prodotta ed immessa in rete	% Energia elettrica assorbita dalla rete
1	1.35	1.39	74.6 %	9.3 %	16.1 %
2	1.29	1.32	71.4 %	7.9 %	20.7 %
3	1.23	1.28	66.4 %	15.5 %	18.1 %

I parametri economici sono stati calcolati ipotizzando che in ciascuno scenario, per ciascun periodo, il sistema mCHP-HP fornisse un'energia utile pari al fabbisogno termico richiesto e, utilizzando i valori di rendimento della prova associata al detto periodo, sono stati calcolati i valori relativi a: consumo di gas, energia elettrica auto consumata, energia elettrica immessa in rete ed energia elettrica prelevata dalla rete.

In ciascuno scenario e per ciascun periodo sono quindi stati calcolati i costi ed i ricavi (calcolati come illustrato nel paragrafo 5.3): costi e ricavi del singolo scenario sono stati ottenuti sommando i valori corrispondenti ai relativi periodi da cui lo scenario è composto, ottenendo così costi, ricavi e guadagni totali per l'intera stagione di riscaldamento.

Occorre osservare che i tre scenari implicano, passando dallo scenario 1 allo scenario 3, un utilizzo del sistema mCHP-HP da condizioni prossime al pieno carico termico, a condizioni di carico termico progressivamente sempre più parzializzate.

Per il confronto con altri sistemi di produzione termica (caldaia a gas tradizionale, caldaia a gas a condensazione, pompa di calore elettrica), sono stati utilizzati i rendimenti riassunti in Tabella 46

**Tabella 46 - Rendimenti e COP ipotizzati per gli impianti di confronto**

	Caldaia tradizionale a gas	Caldaia a gas a condensazione	Pompa di calore elettrica
$\eta$	0.88	0.985	-
COP	-	-	1.78

#### 9.4.2 Analisi economica ed ambientale degli scenari di utenza residenziale

I costi operativi ipotizzati per l'impianto mCHP-HP per una stagione di riscaldamento aumentano passando dallo scenario 1 verso lo scenario 3 (e quindi all'aumentare di un utilizzo parzializzato del sistema), variando da un minimo di 10.66 a un massimo di 11.68 migliaia di euro (Figura 142). La parte più consistente dei costi è rappresentata dall'acquisto del gas, pari a circa il 70%. La seconda voce per ordine di importanza è il costo dell'elettricità prelevata dalla rete, con un peso compreso circa tra il 14% ed il 16% del totale. Costi di manutenzione ed accise sull'energia elettrica auto consumata sono compresi tra 0.80 e 0.86 migliaia di euro.

Se si considerano i ricavi, in Figura 143, si osserva che, come atteso, i ricavi relativi alla mancata spesa per produzione di energia termica con un impianto di confronto si differenziano a seconda dell'impianto di confronto, ma non variano al variare dello scenario: questo perché tra i diversi scenari il fabbisogno termico stagionale rimane costante. I ricavi per mancati consumi variano a seconda dell'impianto di confronto in proporzione al rendimento (o al coefficiente di prestazione). I ricavi derivanti dai Certificati Bianchi per cogenerazione ad alto rendimento sono poco meno del 10% dei ricavi totali.

E' utile osservare come l'energia immessa in rete e quella assorbita dalla stessa differiscono molto da un punto di vista economico, con i costi legati all'acquisto di energia elettrica che sono infatti superiori a quelli relativi alla vendita tra le 5 e le 11 volte. Questo si osserva anche nel caso dello scenario 3, nel quale le due energie sono in realtà simili quantitativamente: corrispondono rispettivamente al 15,5% e al 18,1% della somma dell'energia elettrica prodotta dal mCHP e di quella prelevata dalla rete.

Considerando i guadagni, in Figura 144, si osserva che questi sono sempre positivi nei confronti di tutte e tre le tecnologie di confronto, tali guadagni sono decrescenti all'aumentare della parzializzazione (da scenario 1 a scenario 3). I guadagni maggiori (prossimi a 10500 euro/anno) si hanno per lo scenario a maggior potenza termica (scenario 1) nei confronti della pompa di calore elettrica, verosimilmente a causa del basso COP della stessa alle temperature di mandata considerate (68°C). Il confronto con una tecnologia più efficiente a temperature di mandata alte, come la caldaia a condensazione, vede dei valori di guadagno che toccano i 6800 euro/anno nel caso dello scenario 1, sino ad un minimo di circa 5600 euro/anno per lo scenario a maggior parzializzazione del carico (scenario 3).

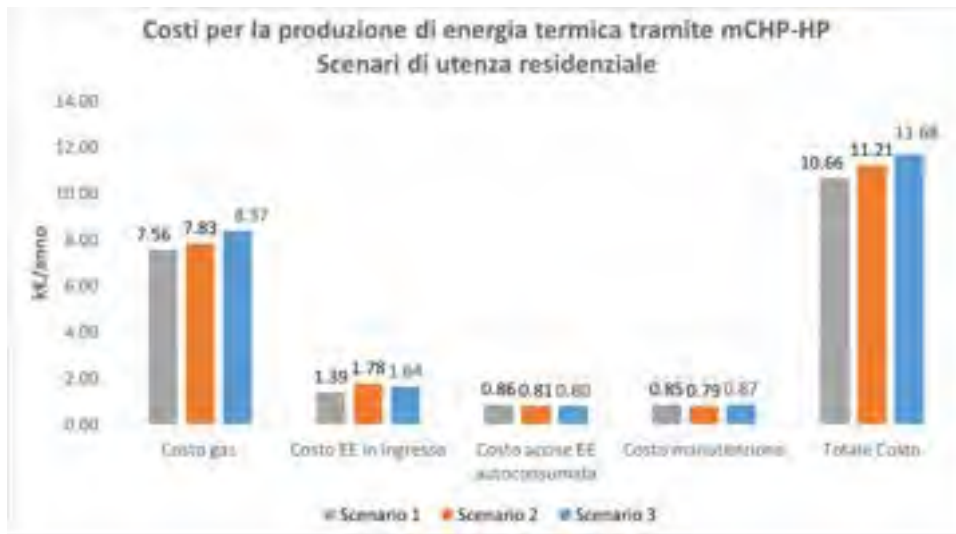


Figura 142 - Scenari utenza residenziale - Costi annuali di sostenimento per l'impianto mCHP-HP

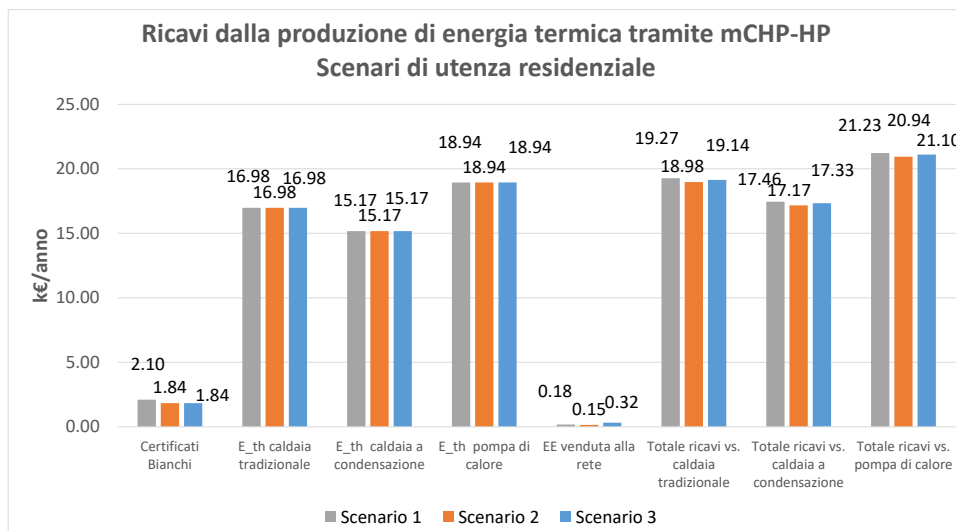
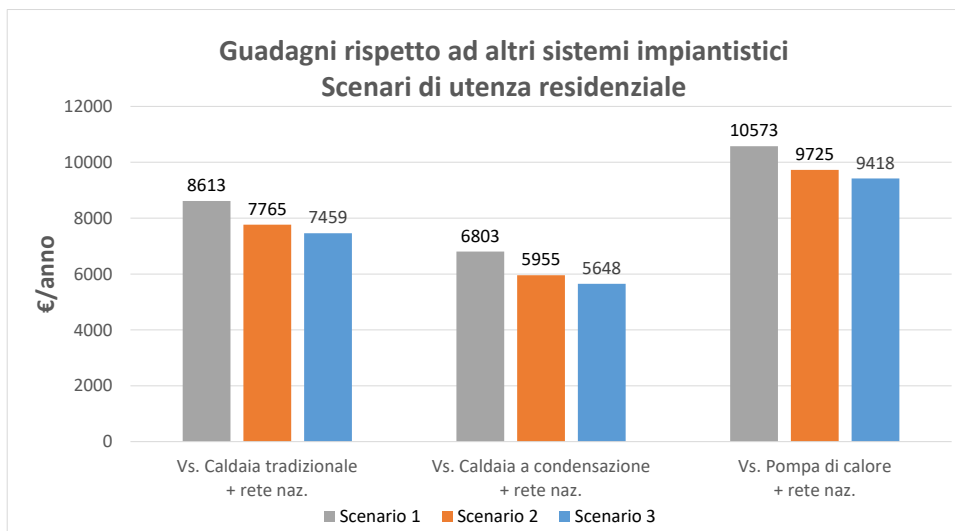


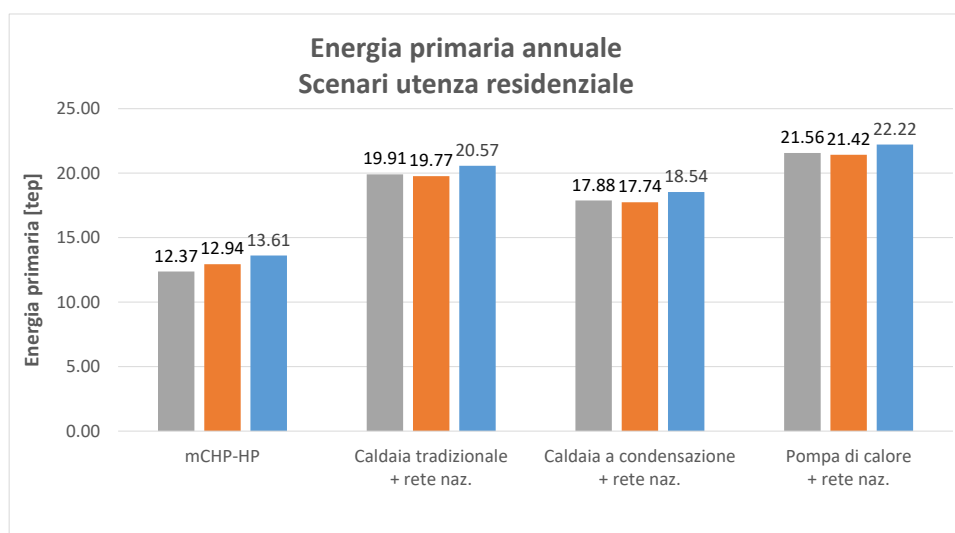
Figura 143 - Scenari utenza residenziale - Ricavi legati all'utilizzo del sistema mCHP-HP rispetto ad altri impianti di confronto



**Figura 144 - Scenari utenza residenziale - Guadagni del sistema mCHP-HP rispetto ad altri impianti di confronto**

In Figura 145 sono riportati i valori dell’energia primaria consumata dal sistema mCHP e dai sistemi di confronto per produrre gli effetti utili propri di ciascuno scenario. I sistemi di confronto sono valutati “associati” alla rete elettrica nazionale: l’output elettrico del sistema mCHP-HP ed immesso in rete è considerato come se fosse prodotto con un’efficienza pari a quella della rete elettrica nazionale (0.46).

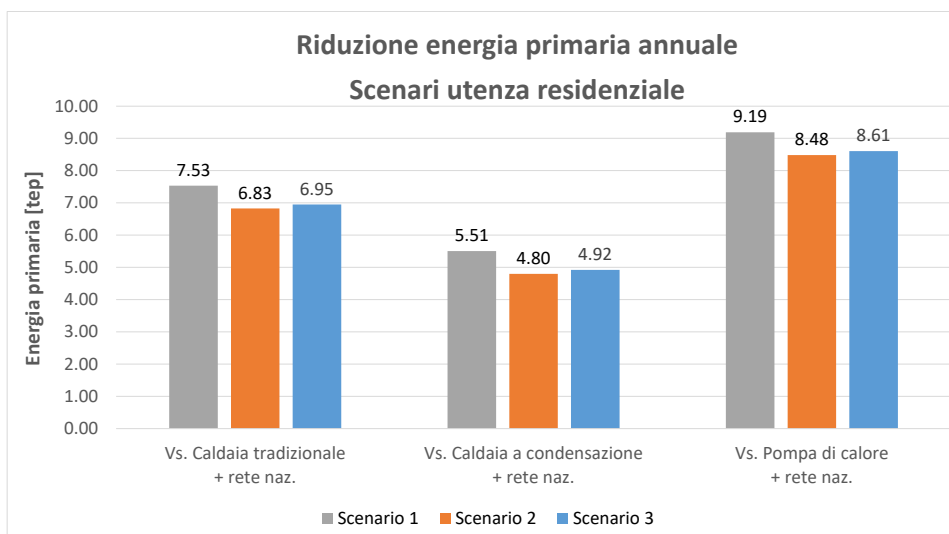
L’energia primaria consumata dal sistema mCHP-HP aumenta all’aumentare della parzializzazione della potenza e varia tra 12.37 e 13.61 tep/anno; il consumo di energia primaria della caldaia a condensazione invece varia tra 17.74 e 18.54 tep/anno.



**Figura 145 – Scenari utenza residenziale – Energia primaria annuale consumata dal sistema mCHP-HP e dagli impianti di confronto**

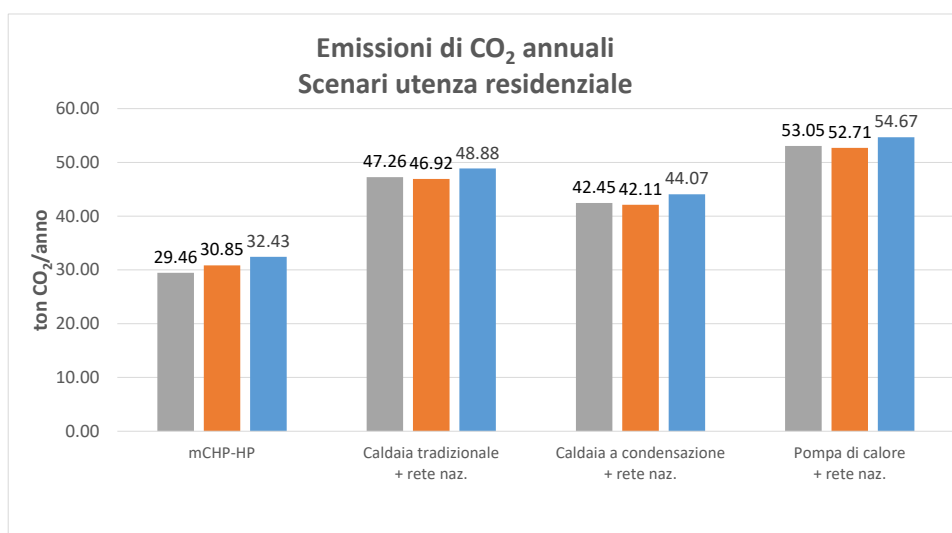
La riduzione di energia primaria, rispetto alle diverse tecnologie di confronto, vede i valori massimi nel caso dello scenario 1, con gli scenari 2 e 3 che presentano risparmi molto simili tra loro. Rispetto alla pompa di calore elettrica (+ rete nazionale) il sistema mCHP-HP presenta un risparmio che va da un massimo di circa

9.2 tep/anno ad un minimo di circa 8.5 tep/anno. Rispetto alla caldaia a condensazione (+ rete nazionale) il risparmio va da un massimo di circa 5.5 tep/anno ad un minimo di 4.8 tep/anno.



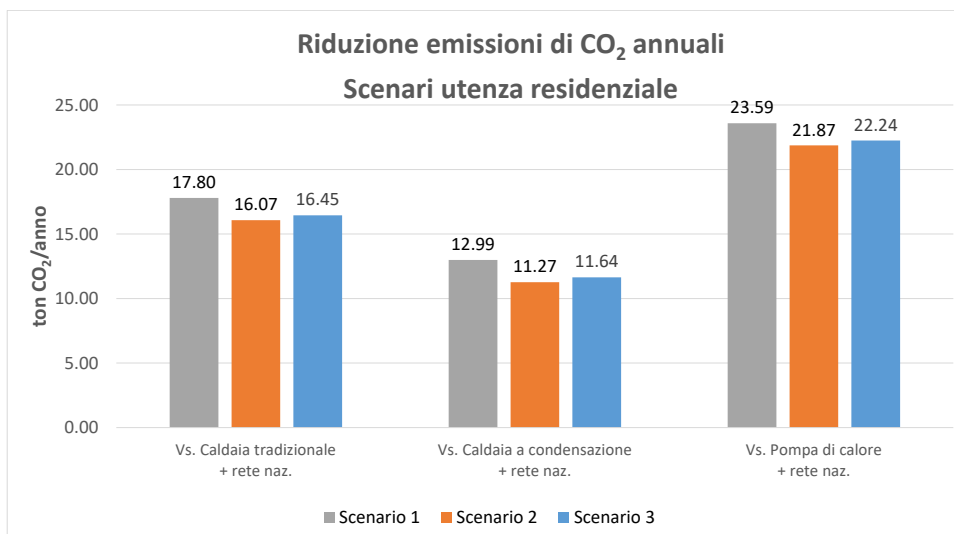
**Figura 146 - Scenari utenza residenziale – Riduzione del consumo di energia primaria annuale del sistema mCHP-HP rispetto agli impianti di confronto**

Per concludere, si osserva in Figura 147 che il sistema emette sempre meno CO<sub>2</sub> rispetto agli altri sistemi impiantistici (+ rete nazionale), con le emissioni del sistema che aumentano all'aumentare della parzializzazione della potenza: da circa 29.5 ton CO<sub>2</sub>/anno per lo scenario 1, sino alle circa 32.5 ton CO<sub>2</sub>/anno per lo scenario 3. La caldaia a condensazione (+ rete nazionale) emette invece tra circa 42.1 e 44.1 ton CO<sub>2</sub>/anno.

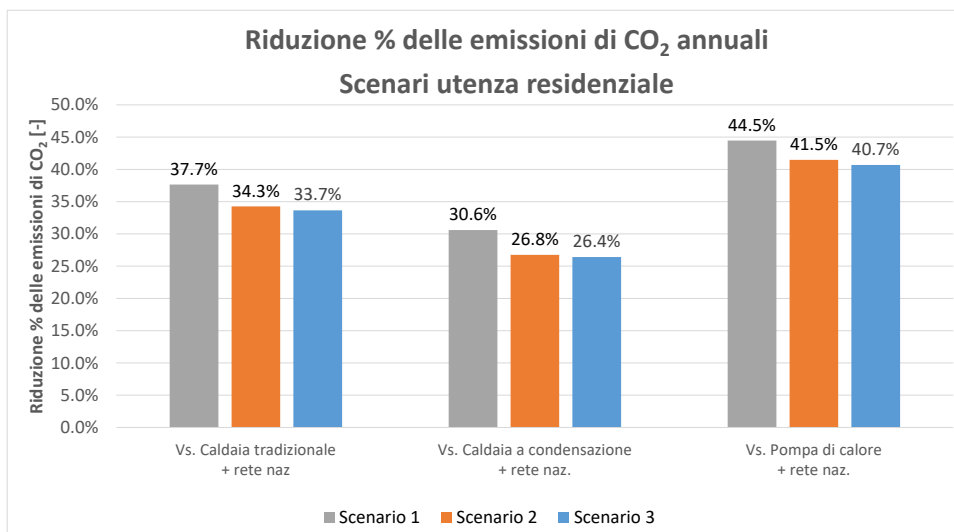


**Figura 147 - Scenari utenza residenziale – Emissioni di CO<sub>2</sub> del sistema mCHP-HP e degli impianti di confronto**

Tali valori si traducono in una riduzione delle emissioni (Figura 148 e Figura 149) che rispetto alla pompa di calore (+ rete nazionale) sono comprese tra circa 21.9 e 23.6 ton CO<sub>2</sub>/anno e raggiungono circa il 44.5%, mentre rispetto alla caldaia a condensazione (+ rete nazionale) vanno da un minimo di 11.3 ad un massimo di circa 13.0 ton CO<sub>2</sub>/anno, corrispondenti a riduzioni percentuali comprese circa tra 26.8% e 30.6%.



**Figura 148 - Scenari utenza residenziale – Riduzione delle emissioni di CO<sub>2</sub> annuali del sistema mCHP-HP rispetto agli impianti di confronto**



**Figura 149 - Scenari utenza residenziale – Riduzione percentuale delle emissioni di CO<sub>2</sub> annuali del sistema mCHP-HP rispetto agli impianti di confronto**

Infine viene presentato un confronto con la prestazione economica che si sarebbe potuta calcolare in assenza della recente evoluzione normativa relativa ai Sistemi Semplici di Produzione e Consumo (SSPC), con la delibera 276/2017/R/eel, che ha sostanzialmente eliminato la distinzione tra Sistemi Efficienti di Utente (SEU) ed altri Altri Sistemi Semplici di Produzione e Consumo (ASSPC), estendendo di fatto i benefici tariffari dei SEU a tutti gli ASSPC, che ora possono usufruire del mancato pagamento della parte variabile degli oneri di sistema sull’energia elettrica prodotta e non immessa in rete, cioè sull’energia elettrica auto consumata.

L’incremento dei guadagni, essendo legato solo alla quantità di energia elettrica prodotta e non immessa in rete, non dipende dalla tecnologia di confronto; in Figura 150 si osserva che tale incremento è mediamente pari a 1380 €/anno, superiore a 1400 €/anno per lo scenario 1.



Figura 150 - Scenari utenza residenziale – Incrementi guadagni a seguito dell'applicazione dei benefici tariffari per ASSPC

## 10 Caratterizzazione analitica degli accumuli termici

Vista l'importanza degli accumuli termici nell'efficiente funzionamento del sistema mCHP-HP, l'attività presentata nel presente report ha incluso la loro caratterizzazione, in termini di analisi delle temperature nelle fasi di carica, di scarica e di lenta scarica inerziale. In particolare si è inteso studiare l'eventuale formazione della stratificazione termica, che comporterebbe un miglioramento delle prestazioni operative. In presenza di stratificazione, il fluido caldo si accumula nella parte superiore dell'accumulo mentre il fluido freddo si addensa nella parte bassa per effetto della differente densità; la zona di transizione tra il volume caldo e quello freddo è nota come termoclino (in inglese thermocline).

L'analisi numerica è stata affiancata da una campagna di prove sperimentali sul sistema mCHP-HP parallela a quella realizzata per lo studio delle prestazioni di sistema, appositamente realizzata per la validazione dei modelli sviluppati; mentre lo studio analitico si è sviluppato in tre fasi, in ognuna delle quali i risultati numerici sono stati validati con i dati acquisiti durante le prove sperimentali.

Nella prima fase è stato implementato in Matlab® un modello monodimensionale a parametri concentrati, basato sul lavoro di Nelson e Balakrishnan [34]. Il modello 1D prevede la suddivisione del dominio tra ingresso ed uscita del fluido in N elementi e l'utilizzo di due equazioni di diffusione-convezione, una per il fluido e l'altra per la parete, introducendo un coefficiente di mescolamento per schematizzare il moto turbolento del fluido.

Nella seconda fase dell'attività si è implementato in Comsol® un modello CFD bidimensionale assialsimmetrico utilizzando il modello RANS  $\kappa$ - $\epsilon$  per la risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes, e l'ipotesi di Boussinesq per la convezione naturale. I risultati si sono dimostrati più accurati del modello 1D, con una riduzione dell'errore medio fino all'80% relativamente al serbatoio collegato alla pompa di calore nelle fasi di carica e scarica. Inoltre, le simulazioni CFD hanno permesso di verificare l'eventuale presenza della stratificazione e di correlarla con le condizioni operative dei test. Il principale limite dell'approccio 2D risiede nell'elevato carico computazionale.

Sulla base dei risultati ottenuti, è stato implementato un modello di tipo statistico specificamente per la fase di scarica. Tale modello è basato sulla considerazione che, in un serbatoio stratificato, la temperatura si distribuisca secondo una curva sigmoideale. Utilizzando la funzione di distribuzione cumulativa logistica, i relativi parametri sono stati calcolati partendo da una serie di simulazioni con il modello 2D CFD validato sui dati sperimentali. Si è quindi ottenuta una correlazione semplificata che lega il valore di portata in ingresso alla pendenza della curva sigmoideale (caratteristica dello spessore del termoclino). Il modello statistico è stato validato con la fase iniziale di ogni prova di scarica per rispettare la condizione di temperatura e di portata in ingresso costanti, necessaria per la validità dell'algoritmo. I risultati hanno mostrato un'accuratezza confrontabile, e in alcuni casi migliore, al modello CFD. Al contempo il modello statistico richiede un limitato carico computazionale e quindi comporta una notevole riduzione dei tempi di calcolo. Data la natura adimensionale dell'analisi, è possibile applicare il modello statistico sviluppato ad altri casi studio, con serbatoi aventi dimensioni diverse e contenenti acqua a temperature diverse.

### 10.1 Metodologia

Lo studio analitico si è sviluppato in tre diverse fasi, in ciascuna delle quali è stato implementato un differente modello numerico: monodimensionale, multidimensionale e di tipo statistico.

Il modello 1D a parametri concentrati è stato implementato in ambiente Matlab® ed è basato su uno studio di Nelson et al. [34] sul comportamento termico di un serbatoio stratificato. Sono stati tenuti in considerazione i quattro principali contributi allo scambio termico: le perdite di calore verso l'ambiente, la conduzione attraverso il termoclino, la conduzione tra la zona ad alta temperatura e la zona di bassa temperatura attraverso la parete e il mescolamento turbolento nella sezione di ingresso. Il dominio fluido e la parete del serbatoio sono suddivisi in N elementi lungo l'asse del serbatoio (Figura 151), e per essi sono

risolte le equazioni di bilancio energetico in regime transitorio: per il fluido si applica l'Eq. (10.1) mentre per gli elementi di parete vale l'Eq. (10.2).

$$\rho_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} = k_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} - \frac{\dot{m} c_f}{A_f} \frac{\partial T_f}{\partial x} + \frac{h_i S_{l,f}}{V_f} (T_w - T_f) \quad (10.1)$$

$$\rho_w c_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = k_w \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} + \frac{h_0 S_{l,w}}{V_w} (T_\infty - T_w) - \frac{h_i S_{l,f}}{V_w} (T_w - T_f) \quad (10.2)$$

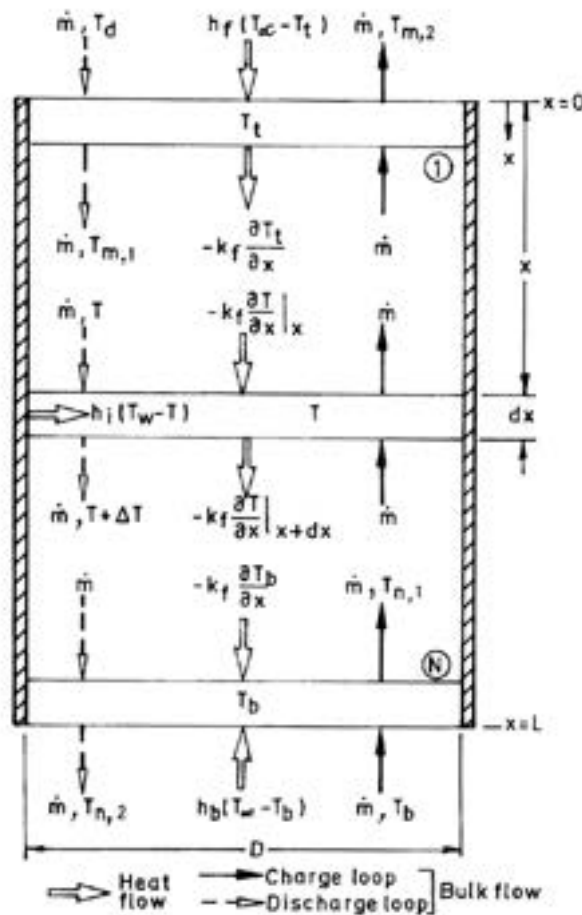


Figura 151 - Schema del modello 1D. Fonte: [34]

Le condizioni al contorno dipendono dal funzionamento dell'accumulo in carica oppure in scarica termica, e sono di seguito riportate:

*Fase di carica*

- TOP  $x=0$

$$\frac{\partial T_t}{\partial x} + \frac{h_t}{k_f} (T_\infty - T_t) + \frac{\dot{m} c_f}{k_f A_f Z_t} (T_d - T_t) = 0 \quad (10.3)$$

- BOTTOM  $x=L$

$$\frac{\partial T_b}{\partial x} - \frac{h_b}{k_f}(T_\infty - T_b) - \frac{\dot{m}c_f}{k_f A_f}(T_{n-1} - T_b) = 0 \quad (10.4)$$

*Fase di scarica*

- TOP  $x=0$

$$\frac{\partial T_t}{\partial x} + \frac{h_t}{k_f}(T_\infty - T_t) - \frac{\dot{m}c_f}{k_f A_f}(T_t - T_2) = 0 \quad (10.5)$$

- BOTTOM  $x=L$

$$\frac{\partial T_b}{\partial x} - \frac{h_b}{k_f}(T_\infty - T_b) + \frac{\dot{m}c_f}{k_f A_f Z_b}(T_b - T_{hex}) = 0 \quad (10.6)$$

I termini  $Z_t$  e  $Z_b$  in Eq. (10.3) e Eq. (10.6) sono i coefficienti di mescolamento turbolento nella sezione superiore e inferiore dell'accumulo, rispettivamente. E' importante stimare questo contributo poiché il mescolamento turbolento è una delle principali cause che influiscono sulla stratificazione termica. La loro determinazione approssimata è ottenuta utilizzando la relazione empirica riportata in [34], in funzione dei numeri adimensionali di Richardson e Reynolds, come mostrata in Figura 152:

$$Z = 1.68 \times 10^4 \left( \frac{Re}{Ri} \right)^{0.67} \quad (10.7)$$

Dove:

$Re = \frac{\rho u D}{\mu}$  è il numero di Reynolds, che esprime il rapporto tra le forze d'inerzia e le forze viscosive;

$Ri = \frac{gL}{u^2}$  è il numero di Richardson, che esprime il rapporto tra l'energia potenziale e l'energia cinetica di un fluido, ed è un indicatore dell'importanza dell'effetto gravitazionale sul moto dei fluidi.

Gli input del modello sono di seguito elencati:

- Condizioni di funzionamento: temperatura e portata in ingresso;
- Proprietà termofisiche del fluido: densità, calore specifico e conducibilità termica;
- Proprietà termofisiche dell'isolante: conducibilità termica;
- Geometria del serbatoio: altezza, diametro e spessore della parete.
- Condizioni ambientali: temperatura esterna;
- Coefficienti di scambio termico liminare a parete tra l'isolante e l'ambiente esterno.

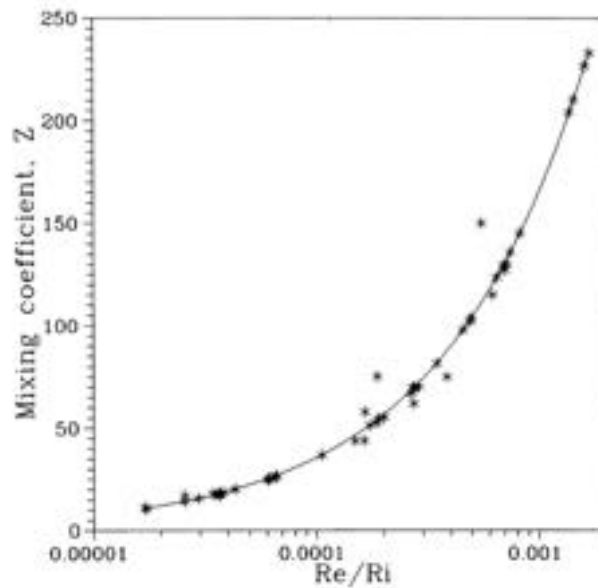


Figura 152 - Coefficiente di mescolamento in funzione del rapporto adimensionale  $Re/Ri$ . Fonte: [35]

Il modello calcola la distribuzione di temperatura ad ogni *time step*. Le equazioni sono state discretizzate utilizzando il metodo alle differenze finite e poi risolte con lo schema implicito di Eulero backward. Per garantire la stabilità della soluzione sono stati effettuati studi preliminari di convergenza per trovare il corretto compromesso del passo temporale e spaziale della griglia.

Il modello monodimensionale comporta limiti nella capacità di descrivere con accuratezza il comportamento del fluido in condizioni dinamiche, soprattutto in serbatoi con geometrie complesse o elevate portate. Nel presente studio, i serbatoi hanno una semplice geometria, tuttavia i test sono stati condotti imponendo portate elevate per vincoli tecnici su cui non è stato possibile agire.

Pertanto, si è deciso di affinare l'analisi utilizzando modelli multidimensionali. Il modello selezionato è stato implementato e risolto agli elementi finiti utilizzando il software Comsol<sup>®</sup>. Gli accumuli "caldo" e "freddo" sono stati modellati con una griglia 2D assialsimmetrica, mentre la termo-fluidodinamica è stata risolta con il ben noto modello turbolento RANS  $\kappa$ - $\epsilon$  standard, che simula le caratteristiche medie del flusso turbolento utilizzando due termini aggiuntivi, ossia l'energia cinetica turbolenta ( $\kappa$ ) e la dissipazione turbolenta ( $\epsilon$ ), quale indice del tasso di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta. Il modello ha inoltre utilizzato l'approssimazione di Boussinesq per lo scambio termico convettivo naturale del fluido all'interno dei serbatoi. In sintesi, il problema termo-fluidodinamico è stato risolto con le seguenti equazioni:

Equazione di conservazione del momento:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho(u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot [-\rho I + (\mu + \mu_T)(\nabla u + (\nabla u)^T)] + F \quad (10.8)$$

$$F = \rho_0 g \beta (T - T_0) \quad (10.9)$$

$F$  rappresenta il termine di galleggiamento approssimato con l'ipotesi di Boussinesq, mentre  $\rho_0$  e  $T_0$  sono densità e temperature di riferimento, e  $\beta$  è il coefficiente di espansione termica.

Equazione di continuità:

$$\rho \nabla \cdot (u) = 0 \quad (10.10)$$

Equazione di conservazione dell'energia:

$$\rho c_p \frac{\partial y}{\partial x} + \rho c_p u \cdot \nabla T + \nabla \cdot q = Q \quad (10.11)$$

$$q = -k \nabla T \quad (10.12)$$

Equazioni di trasporto:

$$\rho \frac{\partial \kappa}{\partial t} + \rho(u \cdot \nabla) \kappa = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\kappa} \right) \nabla \kappa \right] + P_\kappa - \rho \varepsilon \quad (10.13)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho(u \cdot \nabla) \varepsilon = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{\kappa} P_\kappa - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{\kappa} \quad (10.14)$$

Dove:

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (10.15)$$

$$P_\kappa = \mu_T [\nabla u (\nabla u + (\nabla u)^T)] \quad (10.16)$$

Per quanto riguarda le condizioni al contorno, in ingresso sono state imposte condizioni di velocità e temperatura del fluido, mentre in uscita condizioni di flusso termino e di portata massica. Alle pareti è stata imposta una condizione di scorrimento nullo e di adiabaticità. Il coefficiente di scambio termico globale con l'esterno è stato determinato in base alle condizioni ambientali delle singole prove sperimentali usate per il confronto con i risultati numerici.

La mesh è costituita da elementi triangolari ed è stata definita a valle di uno studio preliminare di indipendenza della griglia: elementi più piccoli sono prossimi alle pareti e vicino alle sezioni di ingresso e di uscita. Il time step è determinato automaticamente dal software sulla base della tolleranza assoluta impostata, pari a  $10^{-5}$ .

L'algoritmo sopra descritto è applicabile alle condizioni di funzionamento dinamiche di carica e scarica, mentre per la lenta scarica inerziale è stato necessario apportare alcune modifiche per simulare la convezione naturale in condizioni di portata in ingresso nulla e lo scambio termico con l'ambiente. Per quest'ultima tipologia di funzionamento le equazioni del modello sono di seguito riportate:

Equazione di conservazione del momento:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho(u \cdot \nabla) u = \nabla \cdot [-\rho I + \mu(\nabla u + (\nabla u)^T)] + F \quad (10.17)$$

$$F = \rho_0 g \beta (T - T_0) \quad (10.18)$$

Equazione di continuità:

$$\rho \nabla \cdot (u) = 0 \quad (10.19)$$

Equazione di conservazione dell'energia:

$$\rho c_p \frac{\partial y}{\partial x} + \rho c_p u \cdot \nabla T + \nabla \cdot q = Q \quad (10.20)$$

$$q = -k \nabla T \quad (10.21)$$

Il modello statistico è stato implementato nella fase successiva dello studio. Esso richiede che la distribuzione di temperatura segua un profilo definito da una funzione analitica. Nel caso in esame, il serbatoio stratificato presenta un profilo simile ad una curva sigmoideale. Dunque, è stata utilizzata una funzione di distribuzione logistica che ben approssima una curva sigmoideale:

$$T^*(z^*, z_c^*, S) = \frac{1}{1 + e^{-\frac{(z^* - z_c^*)}{S}}} \quad (10.22)$$

Questo modello è stato sviluppato utilizzando le seguenti quantità adimensionali:

Numero di Fourier:  $Fo = t^* = at/L^2$

Numero di Peclet:  $Pe = v^* = v_z L/\alpha$

Coordinata assiale adimensionale:  $z^* = z/L$

Temperatura adimensionale:  $T^* = (T - T_{min})/(T_{max} - T_{min})$

I due parametri contenuti in Eq. (10.22) rappresentano la posizione del centro del thermocline ( $z_c^*$ ) e la quasi-varianza ( $S$ ); essi possono essere ricavati per interpolazione di dati sperimentali o numerici. In particolare, il termine  $z_c^*$  è direttamente proporzionale al prodotto di tempo e velocità adimensionali in funzione delle condizioni di funzionamento degli accumuli [36, 37]:

In scarica:  $z_c^* = v^* t^*$

In carica:  $z_c^* = 1 - v^* t^*$

Utilizzando le precedenti correlazioni, l'unico parametro che necessitava di essere calcolato tramite interpolazione è la quasi-varianza; essa rappresenta la misura della pendenza della curva e dipende dallo spessore del thermocline secondo questa relazione:

$$TC^* = 2nS(2 + \sqrt{3}) \quad (10.23)$$

Il valore di  $n$  (Figura 153) è collegato alla quota del thermocline  $TC^*$  da considerare. Nell'ambito del presente lavoro,  $n$  è stato imposto pari a 1,67, che corrisponde al 90% dell'intero thermocline. Mantenendo

costante questo valore è possibile usare  $TC^*$  invece di  $S$  per la parametrizzazione della curva logistica [38, 39].

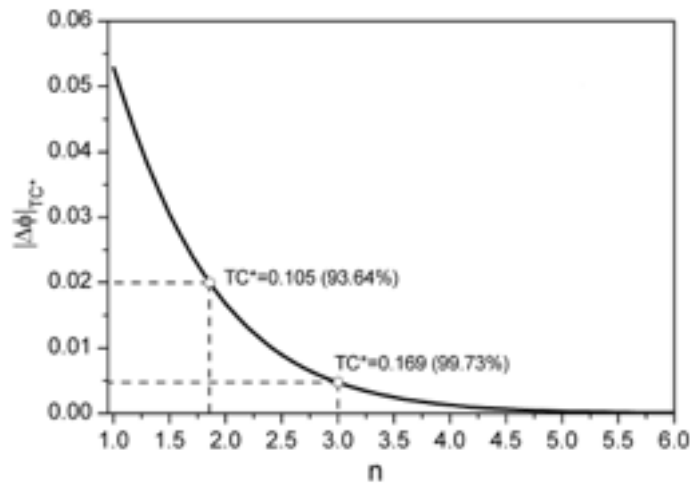


Figura 153 - Andamento del parametro  $n$  in Eq. (10.23). Fonte: [37]

A tal proposito, Chung e Bayon [37, 38] hanno dimostrato che lo spessore del thermocline cresce proporzionalmente con la radice quadrata del numero di Fourier secondo l'Eq. (10.24):

$$TC^* = a\sqrt{Fo} \quad (10.24)$$

Il parametro  $a$  è un fattore di scala, il quale è stato ottenuto per interpolazione dai risultati di una serie di simulazioni appositamente eseguite con il modello CFD bidimensionale implementato e validato sperimentalmente. Poiché il modello statistico richiede condizioni iniziali costanti di temperatura operativa minima e massima, l'unico parametro di funzionamento variabile tra le simulazioni CFD è la portata di fluido in ingresso, all'interno di un idoneo intervallo di valori. Gli input del modello CFD utilizzati per la calibrazione del modello statistico sono di seguito elencati:

- Distribuzione iniziale di temperatura nel serbatoio secondo un profilo sigmoideale;
- Portata di fluido in ingresso costante;
- Temperatura del fluido in ingresso costante.

Dalle simulazioni è stato possibile ricavare le seguenti quantità per ogni istante di tempo:

- Diffusività termica media assiale;
- Numero di Fourier;
- Velocità media lungo la direzione assiale ( $v_z$ );
- Numero di Peclet;
- Profilo di temperatura.

Il valore di  $TC^*$  calcolato per ogni istante di tempo è messo in relazione con il numero di Fourier, da cui il fattore di scala è ricavato tramite l'Eq. (10.24). Quest'ultimo è stato infine correlato con il numero di Reynolds medio sulla sezione trasversale del serbatoio.

Il processo per la validazione del modello statistico con i dati sperimentali ha seguito il procedimento opposto: partendo da un valore di portata si è ottenuto il fattore di scala, e quindi, noto il numero di

Fourier ad ogni time step, sono stati ricavati lo spessore del thermocline, la quasi varianza e la distribuzione di temperatura.

Il modello statistico è stato implementato in Matlab<sup>®</sup> e richiede gli input seguenti:

- Geometria del serbatoio (altezza e diametro);
- Proprietà termofisiche del fluido;
- Distribuzione iniziale di temperatura;
- Portata del fluido in ingresso costante;
- Temperatura del fluido in ingresso costante.

Tutti i modelli numerici implementati sono stati validati con i dati raccolti nelle prove sperimentali condotte sul banco prova. Il confronto tra i risultati dei modelli e i dati sperimentali è stato effettuato calcolando l'errore medio assoluto (*MAE*), la deviazione standard (*SD*) e l'errore relativo percentuale (*err*) sotto riportati:

$$MAE = \frac{\sum_{i=1}^n |T_{exp}^i - T_{sim}^i|}{n} \quad (10.25)$$

$$SD = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (T_{exp}^i - T_{sim}^i)^2}{n}} \quad (10.26)$$

$$err = \frac{T_{sim} - T_{exp}}{T_{exp}} \times 100 \quad [\%] \quad (10.27)$$

## 10.2 Campagna di prove sperimentali

Complessivamente sono state effettuate 10 prove utili, riportate in Tabella 47 e suddivise in quattro prove di carica, tre prove di scarica e tre prove di lenta scarica inerziale. La Figura 154 schematizza la posizione delle termoresistenze installate in entrambi i serbatoi e utilizzate per misurare le temperature che sono state confrontate con i risultati dei modelli numerici, nei quattro punti di ingresso ed uscita (lungo le tubazioni immediatamente prima del serbatoio), e in due punti interni al serbatoio. Rispetto alla configurazione del banco prova illustrata nel capitolo 4, per le prove dedicate alla caratterizzazione degli accumuli sono state inserite due termoresistenze in più: le termoresistenze indicate come  $T_2$ . La sequenza dei test è stata scelta per convenienza in modo che la carica fosse seguita da una fase di scarica o da una lenta scarica inerziale. Le variabili su cui è stato possibile agire nel banco prova sono limitate ai seguenti set point:

- $T_{sp,HT}$ : temperatura di set point dell'accumulo "caldo" (corrispondente al livello 2 nello schema di Figura 154);
- $T_{1p,CT}$ : temperatura del fluido in ingresso nell'accumulo "freddo";
- $T_{s,user}$ : temperatura di mandata dell'acqua all'utenza a valle dei due accumuli;
- $T_{r,user}$ : temperatura di ritorno dall'utenza.

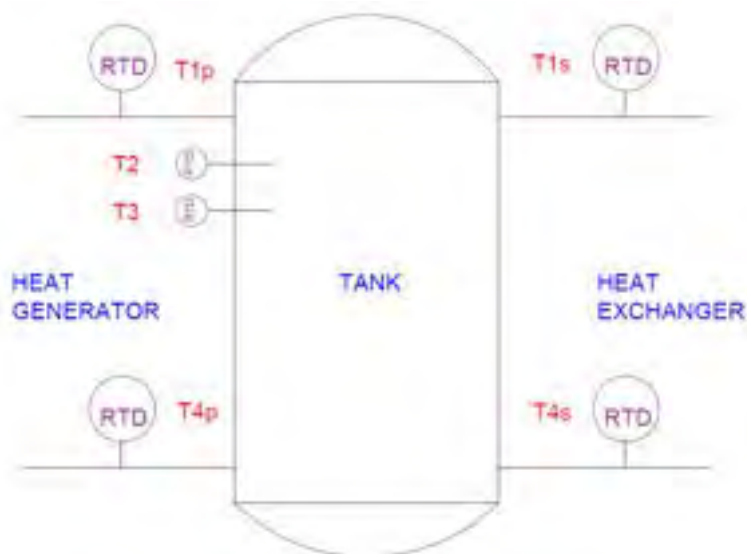


Figura 154 - Posizione delle termoresistenze negli accumuli del banco prova

Tabella 47 - Elenco delle prove dei settaggi che è stato possibile variare nella campagna sperimentale

N° Test	Inizio	Fine	Tipo prova	$T_{sp,HT}$ * [°C]	$T_{1p,CT}$ * [°C]	$T_{s,user}$ * [°C]	$T_{r,user}$ * [°C]
1	11/04	13/04	Scarica inerziale				
2	13/04	13/04	Carica	75	60	**	**
3	13/04	14/04	Scarica	***	***	55	40
4	21/04	21/04	Carica	75	65	**	**
5	21/04	26/04	Scarica inerziale				
6	26/04	26/04	Carica	75	60	**	**
7	26/04	27/04	Scarica	***	***	45	30
8	27/04	27/04	Carica	75	60	**	**
9	27/04	28/04	Scarica inerziale				
10	28/04	28/04	Scarica	***	***	45	35

\* Nota. Significato delle grandezze:  
 $T_{sp,HT}$  temperatura di set point dell'accumulo "caldo";  
 $T_{1p,CT}$  temperatura del fluido in ingresso nell'accumulo "freddo";  
 $T_{s,user}$  temperatura di mandata dell'acqua all'utenza a valle dei due accumuli;  
 $T_{r,user}$  temperatura di ritorno dall'utenza.

\*\* Nota. Pompe di circolazione sul secondario degli accumuli mantenute ferme.

\*\*\* Nota. Pompe di circolazione sul primario degli accumuli mantenute ferme.

Purtroppo, nel corso della campagna sperimentale non è stato possibile impostare liberamente le portate dell'acqua calda in ingresso nei due accumuli, in quanto vincolate per motivi tecnici al funzionamento di alcuni componenti del banco prova. Pertanto, le prove di carica sono a portata fissa: circa 5,2 m<sup>3</sup> circa per il serbatoio "caldo" e 12,5 m<sup>3</sup> per il serbatoio "freddo". In fase di scarica le portate sono variabili e dipendono dalla temperatura di ritorno; le portate aumentano nel corso della scarica fino a 5,8 m<sup>3</sup> per il serbatoio "caldo" e 10,8 m<sup>3</sup> per il serbatoio "freddo" quando i serbatoi sono termicamente scarichi.

Nelle figure che seguono si riportano a titolo di esempio le temperature misurate in una prova per ogni fase analizzata. In fase di carica (Figura 155), la portata in ingresso è costante mentre la temperatura è variabile nel tempo. Per via delle portate maggiori, l'accumulo "freddo" si caricava prima di quello "caldo". Nella fase di scarica (Figura 156), la temperature in ingresso in entrambi i serbatoi sono rimaste costanti solo nella prima parte della prova, mentre le portate hanno presentato alcune oscillazioni iniziali e quindi un graduale aumento nel tempo (Figura 157). In termini di durata, entrambi gli accumuli si scaricavano pressoché nel medesimo lasso di tempo. In Figura 158 è riportato il profilo di temperatura di una lenta scarica inerziale, confrontato con l'andamento ciclico della temperatura esterna. Per questa tipologia di prova i test sperimentali sono consistiti nel fermo impianto, mantenendo attivi il sistema di monitoraggio e di acquisizione dati.

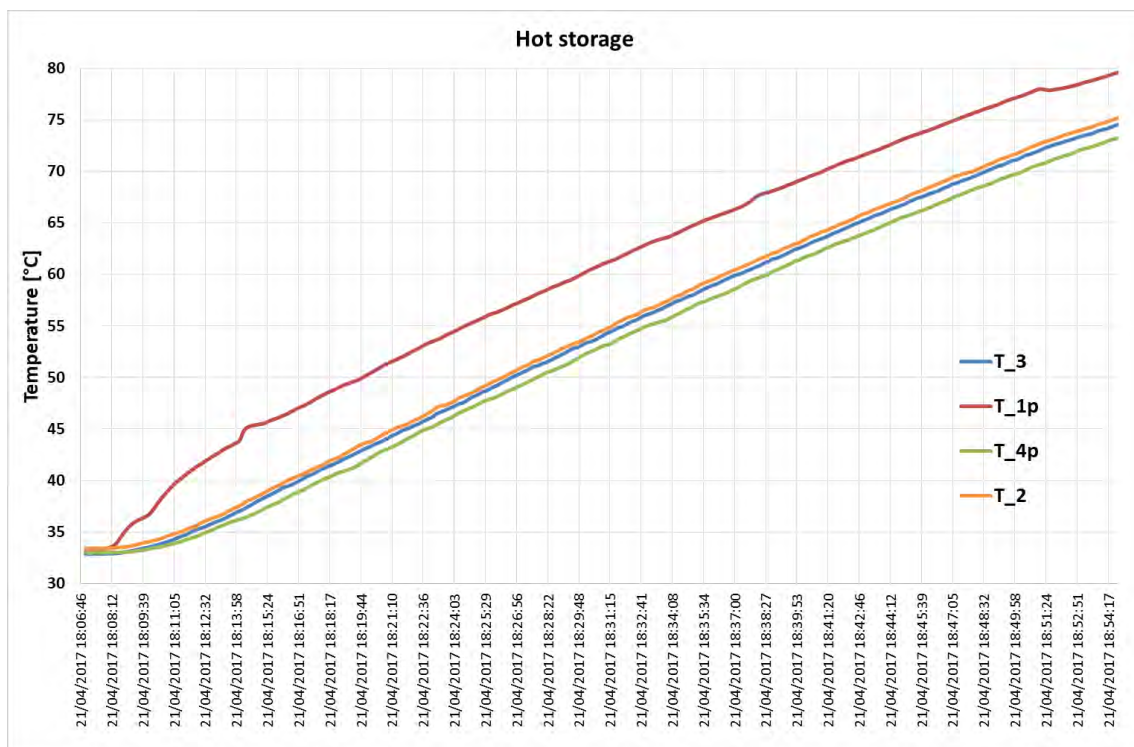


Figura 155 - Temperature misurate per il serbatoio "caldo" nella fase di carica (test n° 4)

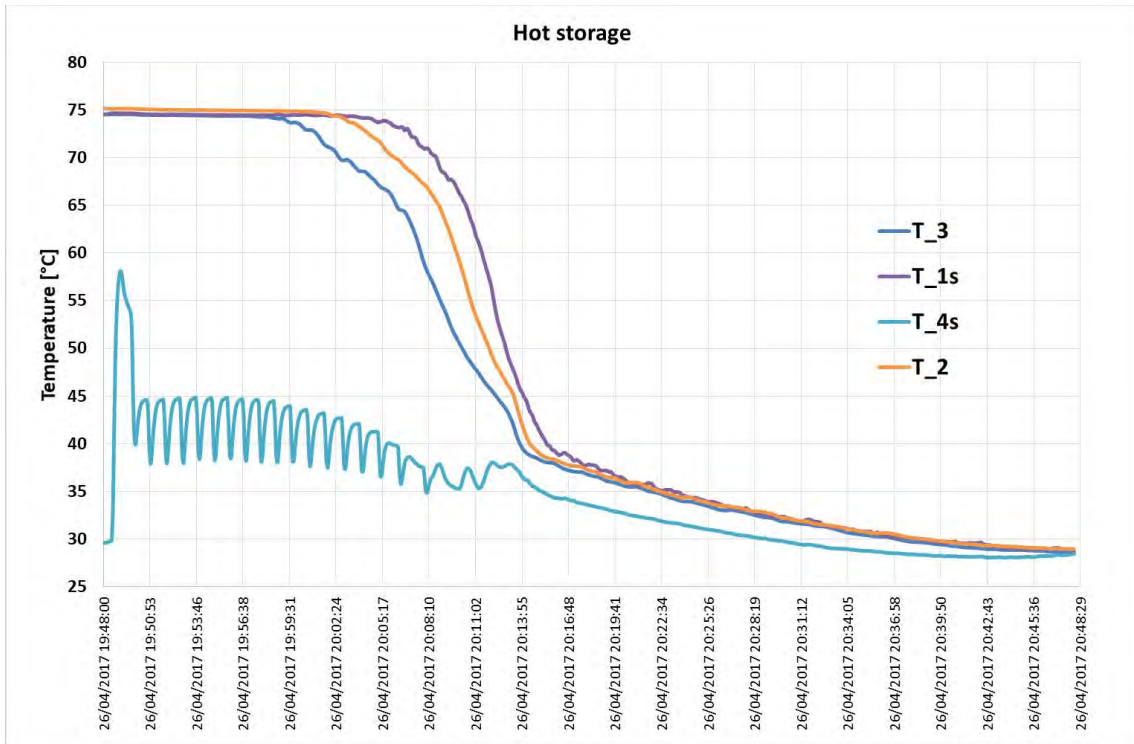


Figura 156 - Temperature misurate per il serbatoio “caldo” nella fase di scarica (test n° 7)

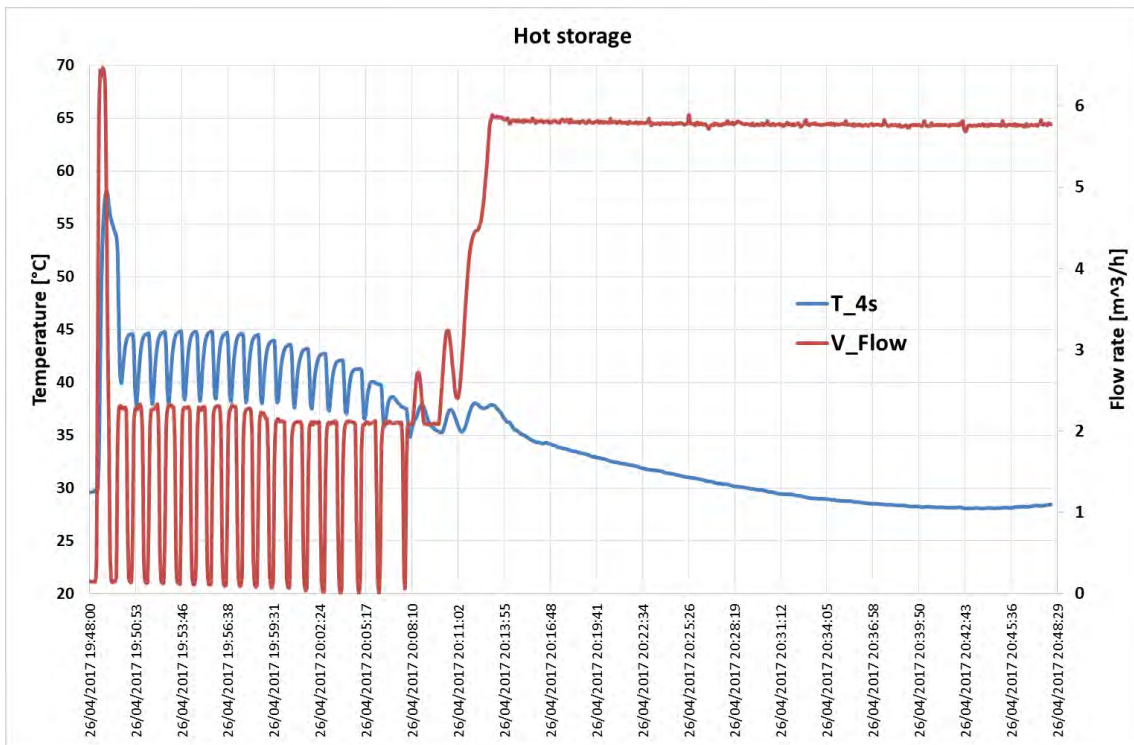


Figura 157 - Confronto tra la temperatura inferiore  $T_{4s}$  del serbatoio “caldo” e la portata in ingresso nella prova di scarica del test n° 7

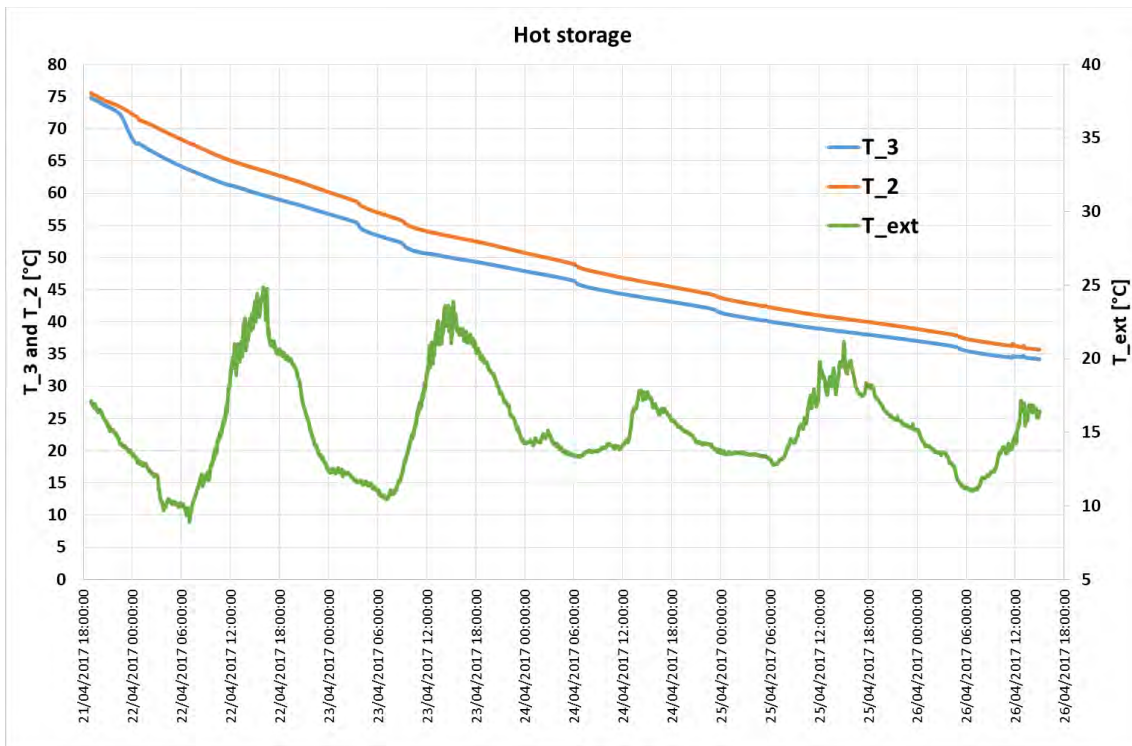


Figura 158 – Lenta scarica inerziale del serbatoio “caldo” durante il test n° 5

### 10.3 Risultati del modello monodimensionale

Nel modello 1D i serbatoi sono stati modellati in maniera tale che il volume del fluido sia compreso tra i nodi di ingresso e di uscita (trascurando quindi i punti morti superiore e inferiore). Le proprietà termofisiche sono state considerate costanti tranne che per la viscosità dinamica ed il coefficiente di espansione termica che sono variabili con la temperatura. I valori ottimali per il passo temporale e la dimensione degli elementi sono stati stabiliti sulla base dei risultati degli studi di convergenza, i cui risultati sono mostrati in Figura 159: il time step è stato fissato pari a 1 secondo, mentre la dimensione di ciascun nodo è pari a 1 centimetro in direzione assiale.

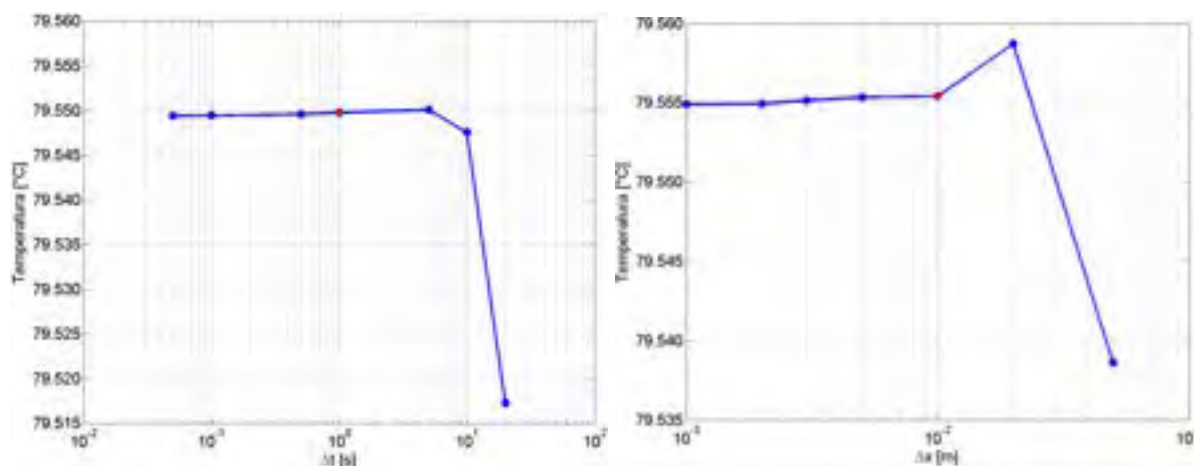
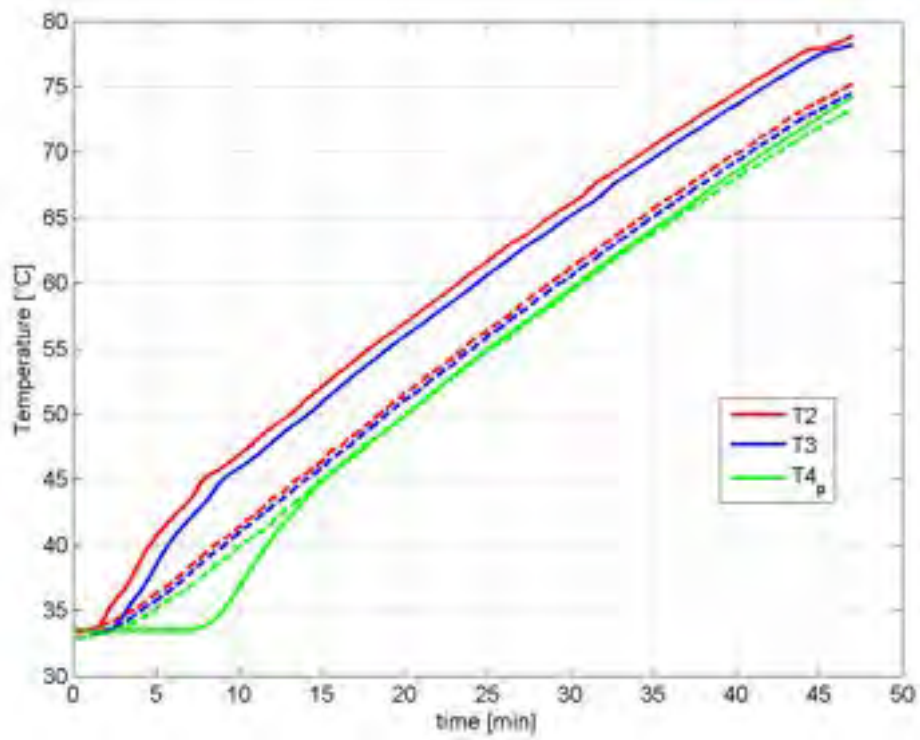


Figura 159 - Studio di convergenza per la determinazione dei passi temporale e spaziale per il modello 1D

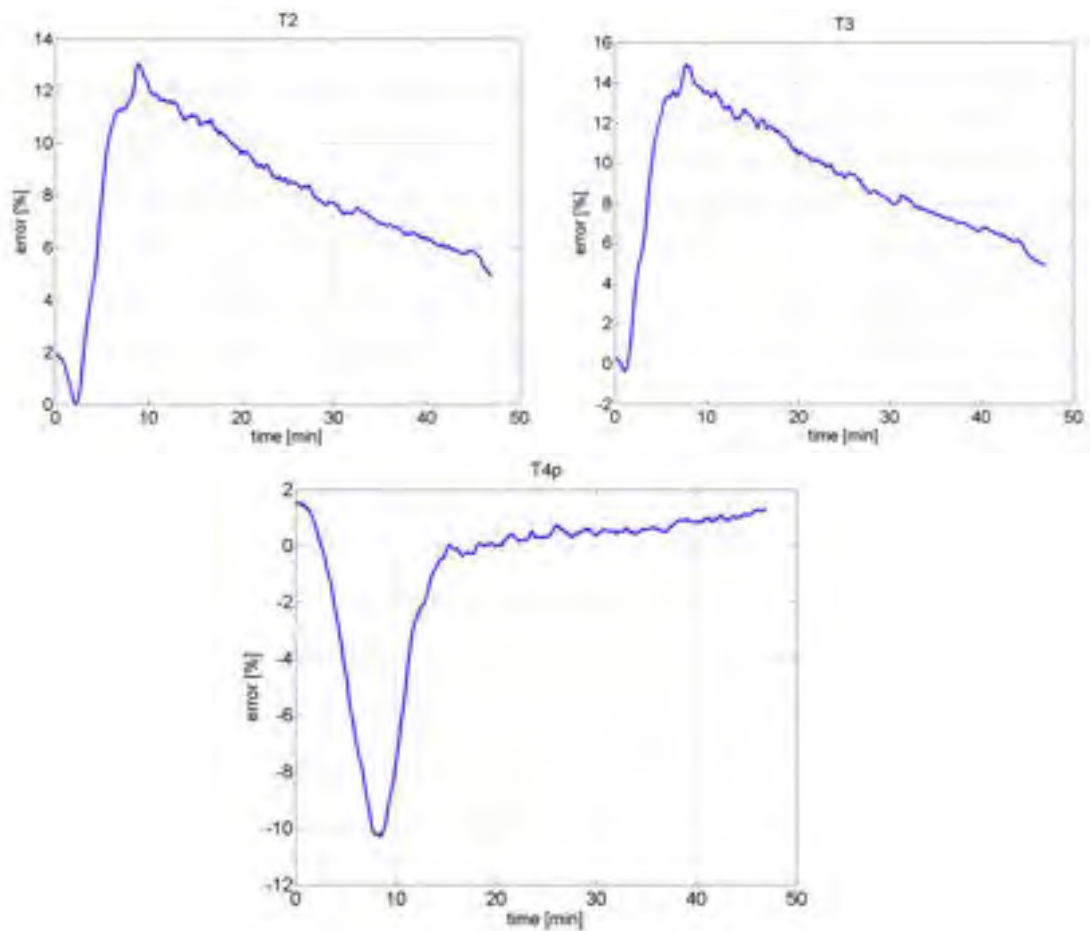
#### Fase di carica

La carica termica è stata simulata considerando una distribuzione iniziale di temperatura uniforme all'interno del serbatoio; il fluido entra nella sezione superiore mentre esce nella sezione inferiore. Figura 160 e Figura 161 mostrano l'andamento delle temperature calcolate con i dati di input del test n° 4, e confrontati con i corrispondenti dati sperimentali, da cui sono calcolati gli errori relativi. In queste e nelle successive figure, le linee continue rappresentano i valori numerici, mentre le linee tratteggiate i valori sperimentali.

Le temperature calcolate risultano sovrastimate in entrambi i serbatoi. Una possibile spiegazione è legata alle elevate portate usate nei test e quindi anche nelle simulazioni, che hanno determinato un rilevante mescolamento turbolento, che il coefficiente di mescolamento Z non è stato in grado di rappresentare in modo soddisfacente. Si nota altresì come i maggiori scostamenti riguardino le temperature nella parte superiore dei serbatoi, mentre l'evoluzione della temperatura in uscita segue meglio il dato sperimentale, probabilmente perché nella parte inferiore dell'accumulo sono meno influenti gli effetti turbolenti che si verificano all'ingresso superiore (infatti, nella parte inferiore è presente un diffusore per ridurre la turbolenza). Gli scostamenti tra il modello e i dati sperimentali sono risultati significativi (fino al 20%), corrispondenti a differenze in termini assoluti di 6°C per il serbatoio caldo e 2,7°C per quello freddo, come riportato in Tabella 48 e in Tabella 49.

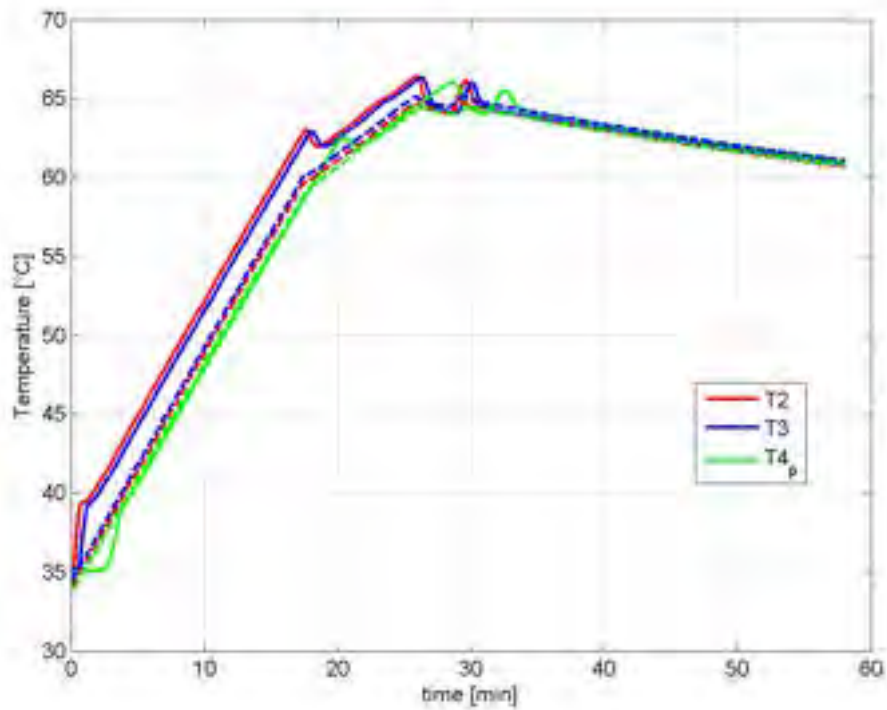


(a)

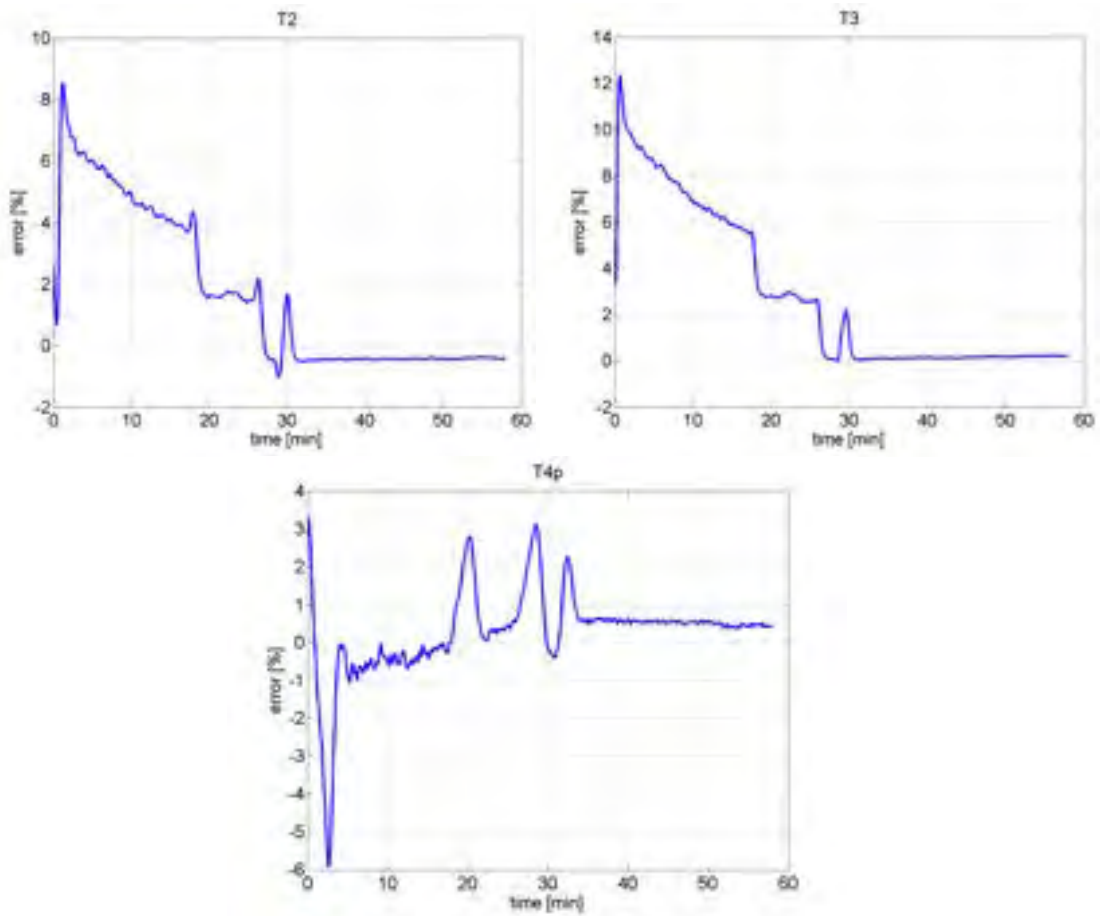


(b)

Figura 160 - Temperature (a) e scostamento tra il modello e i dati sperimentali (b) nell'accumulo "caldo" corrispondenti al test n° 4



(a)



(b)

Figura 161 - Temperature (a) e scostamento tra il modello e i dati sperimentali (b) nell'accumulo "freddo" corrispondenti al test n° 4

**Tabella 48 - Errore assoluto medio e deviazione standard del modello rispetto ai dati sperimentali per la fase di carica nel serbatoio “caldo”**

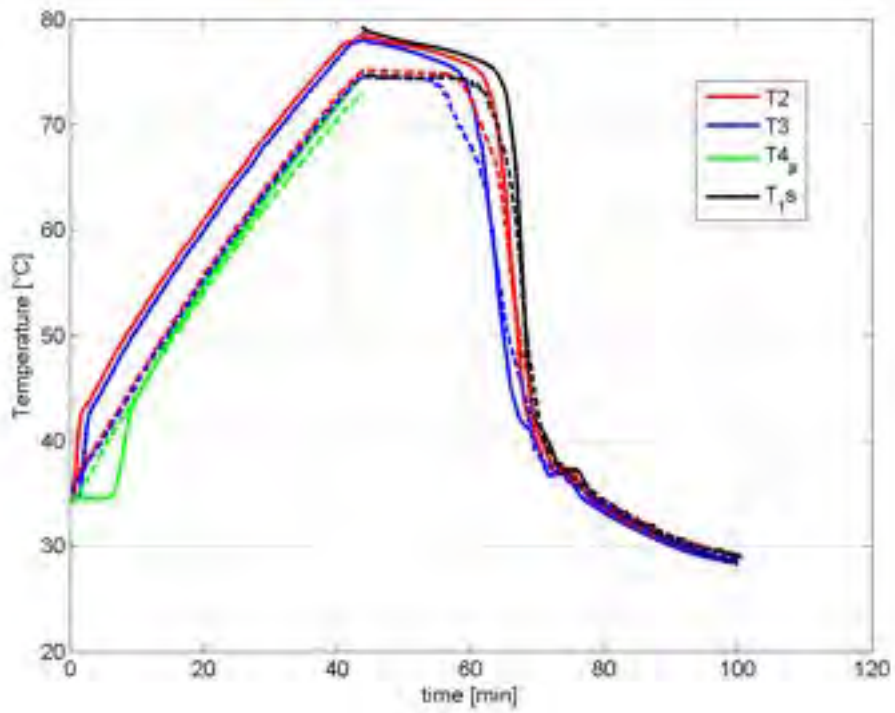
	Test 4		Test 6		Test 8	
	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]
$T_2$	4,22	4,40	5,67	5,79	5,30	5,95
$T_3$	4,74	4,91	6,23	6,29	5,86	6,47
$T_{4p}$	0,75	1,22	2,33	2,59	2,12	2,42

**Tabella 49 - Errore assoluto medio e deviazione standard del modello rispetto ai dati sperimentali per la fase di carica nel serbatoio “freddo”**

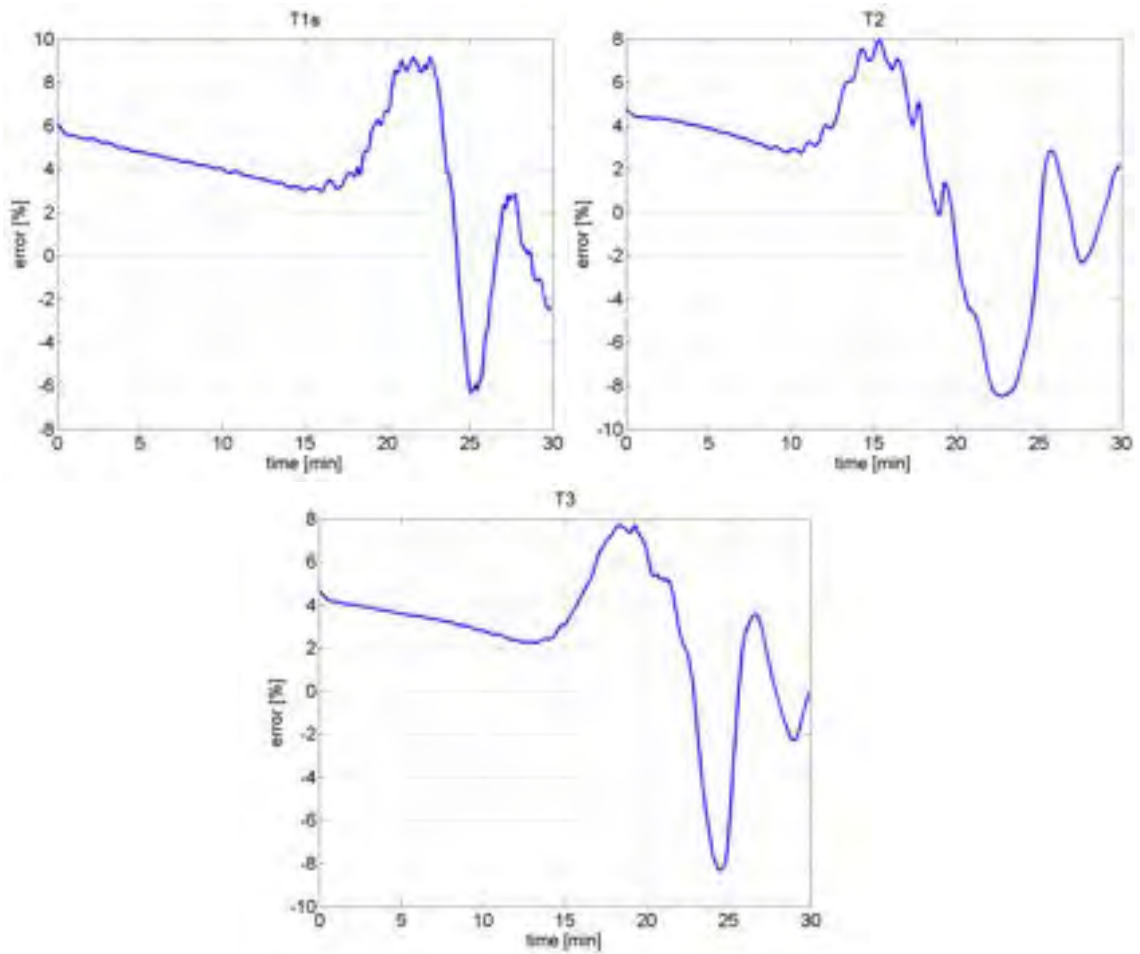
	Test 4		Test 6		Test 8	
	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]
$T_2$	1,05	1,41	2,26	2,61	1,78	2,15
$T_3$	1,38	2,03	2,69	3,15	2,06	2,59
$T_{4p}$	0,44	0,61	1,16	1,40	0,91	1,17

#### *Fase di scarica*

Le simulazioni numeriche relative alla fase di scarica hanno utilizzato come condizione iniziale le temperature calcolate al termine della precedente fase di carica. Questo approccio ha introdotto una componente di sovrastima delle temperature, così come descritto nel precedente paragrafo. In Figura 162 e Figura 163 sono rappresentati i risultati relativi ai test n° 6 (carica) e 7 (scarica): le temperature calcolate risentano della sovrastima e tendono a convergere ai dati sperimentali al termine della scarica. Pertanto, gli errori sono inferiori rispetto alle fasi di carica, seppur ancora significativi, con punte intorno al 10% per quanto riguarda l'errore relativo ed errori assoluti di circa 2 °C (i dettagli sono riportati in Tabella 50 e Tabella 51). In particolare, errori maggiori sono stati ottenuti nel serbatoio “caldo” in quanto le temperature al termine della fase di carica erano affette da maggiore sovrastima rispetto a quelle del serbatoio “freddo”.

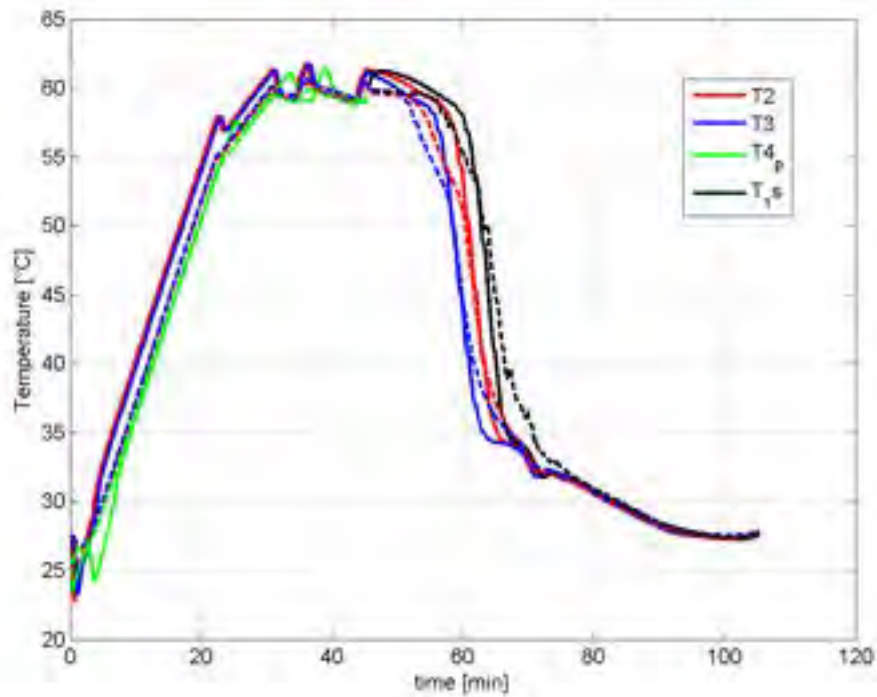


(a)

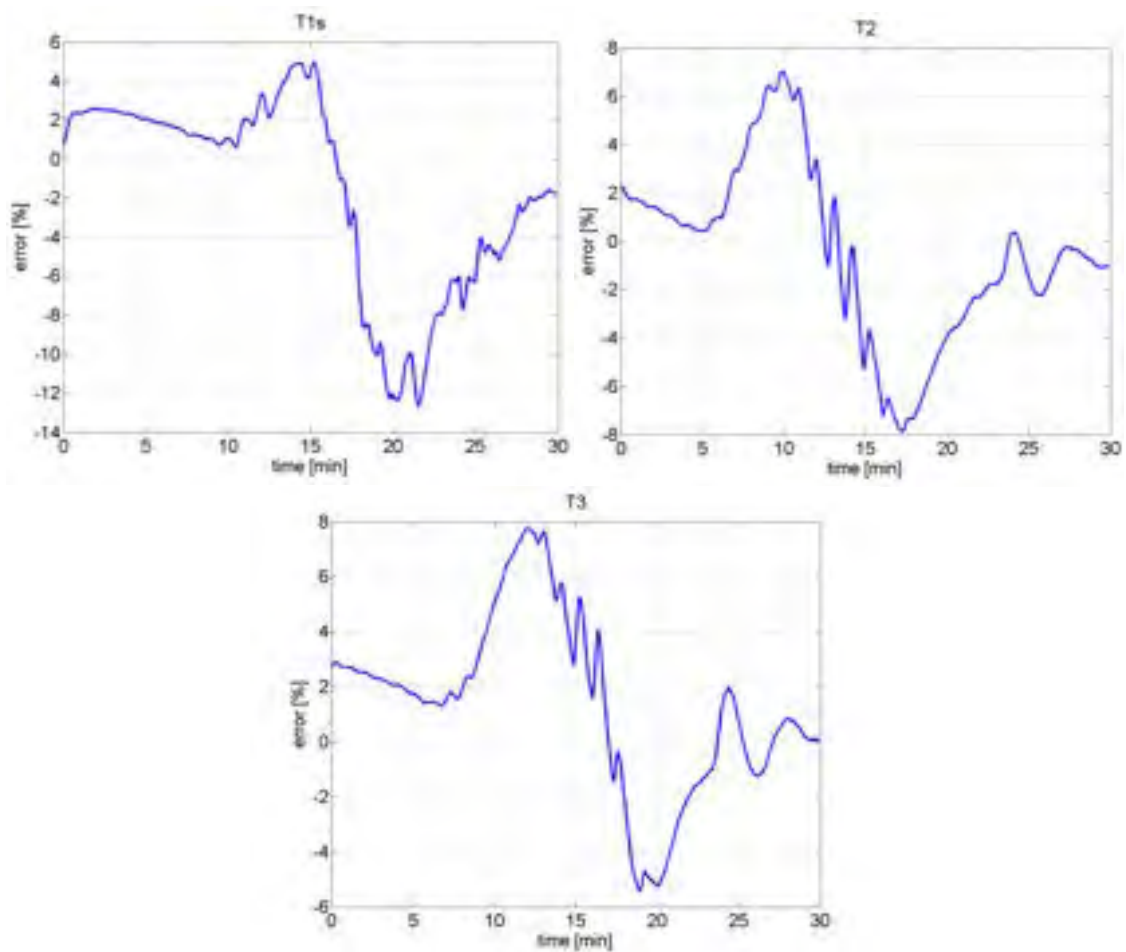


(b)

Figura 162 - Temperature (a) e scostamento tra il modello e i dati sperimentali (b) nell'accumulo "caldo" corrispondenti al test n° 7



(a)



(b)

Figura 163 - Temperature (a) e scostamento tra il modello e i dati sperimentali (b) nell'accumulo "freddo" corrispondenti al test n° 7

**Tabella 50 - Errore assoluto medio e deviazione standard del modello rispetto ai dati sperimentali per la fase di scarica nel serbatoio “caldo”**

	Test 3		Test 7	
	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]
$T_{1s}$	1,80	3,09	3,00	3,31
$T_2$	1,78	3,60	2,54	2,88
$T_3$	1,91	3,24	2,49	2,78

**Tabella 51 - Errore assoluto medio e deviazione standard del modello rispetto ai dati sperimentali per la fase di scarica nel serbatoio “freddo”**

	Test 3		Test 7	
	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]
$T_{1s}$	0,58	1,17	1,84	2,24
$T_2$	0,66	1,45	1,28	1,65
$T_3$	0,67	1,58	1,38	1,77

*Lenta scarica inerziale*

La condizione iniziale nelle simulazioni della lenta scarica inerziale è rappresentata dalla distribuzione di temperatura calcolata dal modello 1D al termine della corrispondente prova di carica che ha preceduto la scarica inerziale. Anche in questo caso i risultati sono stati influenzati dalla sovrastima delle temperature calcolate nelle fasi di carica.

Un aspetto critico del modello è legato alla corretta stima del coefficiente di scambio termico liminare tra la parete del serbatoio e l’ambiente esterno. Poiché le condizioni ambientali durante i test sono differenti, sono stati stimati differenti coefficienti di scambio termico liminare con l’esterno:

- Test 1: giornata soleggiata, assenza di vento →  $h_0 = 5 \text{ W/m}^2\text{K}$
- Test 5: giornata nuvolosa, poco vento →  $h_0 = 15 \text{ W/m}^2\text{K}$
- Test 9: giornata piovosa, poco vento →  $h_0 = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$

La Figura 164 mostra il confronto delle temperature durante il test n° 5, da cui si nota la sovrastima delle temperature, nonostante l’andamento calcolato sia analogo a quello sperimentale. Inoltre, il modello non riesce a rappresentare fedelmente la dinamica iniziale, probabilmente a causa dell’assenza di un termine relativo alla convezione naturale che riveste un ruolo determinante nella fase di lenta scarica inerziale. Questa criticità è confermata nell’ultimo set di prove, che include in successione i test n° 9 (fase finale della lenta scarica inerziale) - n° 10 (scarica), mostrati in Figura 165. I risultati numerici portano a una lenta scarica inerziale di maggiore durata rispetto ai dati sperimentali, soprattutto nella fase iniziale (ancora dominata dalla turbolenza della fase di carica, che il modello 1D non considera), e ciò influisce negativamente anche sulla soluzione calcolata per la successiva fase di scarica.

In generale, il modello 1D ha dunque mostrato una certa approssimazione nel descrivere il comportamento termico degli accumuli. Diversi sono i motivi: effetti del mescolamento turbolento nella sezione di ingresso modellati tramite un coefficiente empirico approssimato, assenza nelle equazioni di un termine relativo alla convezione naturale, schematizzazione della geometria. L’approccio multidimensionale è stato quindi seguito nella fase successiva dello studio per migliorare l’accuratezza dell’analisi numerica.

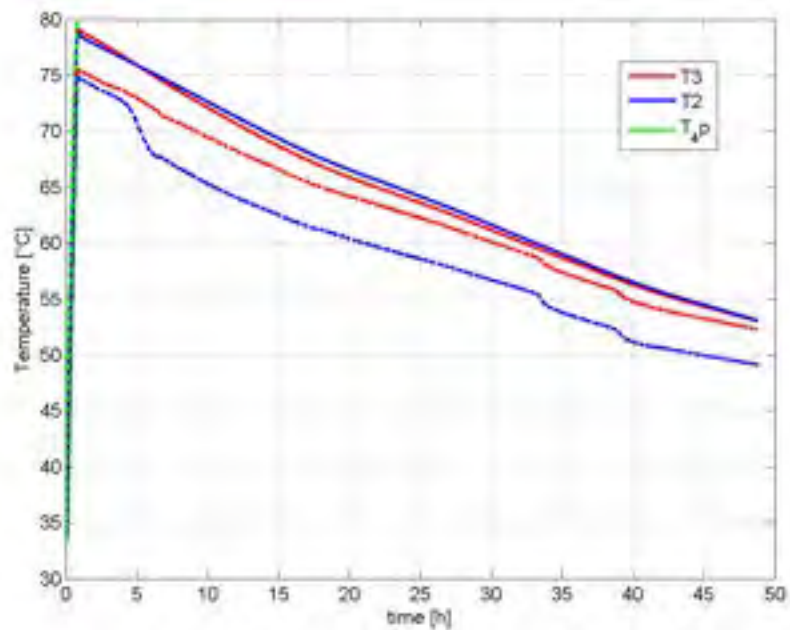


Figura 164 - Andamento della temperatura nell'accumulo "caldo" durante il test n° 5

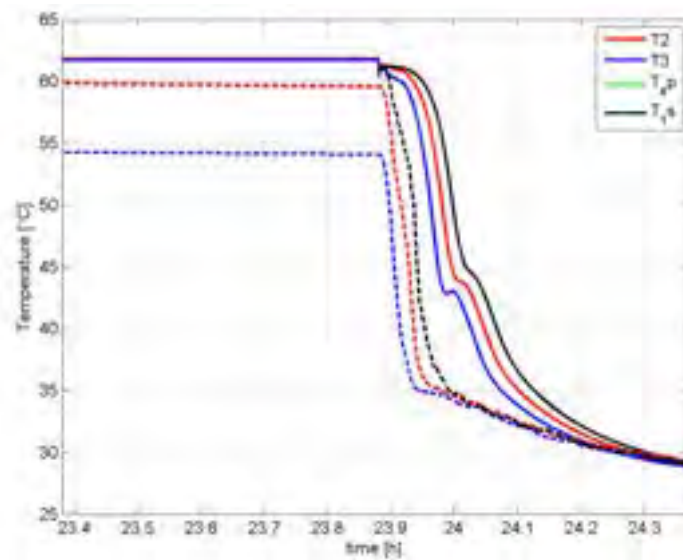


Figura 165 - Andamento della temperatura nell'accumulo "caldo" durante i test in successione n° 9 (tratto piatto, fase finale della lenta scarica inerziale) e n° 10 (tratto discendente, scarica)

### 10.4 Risultati del modello 2D

I due accumuli termici sono stati modellati in ambiente COMSOL<sup>®</sup>. Inizialmente è stata indagata la fattibilità di un’analisi CFD tridimensionale; tuttavia l’elevato carico computazionale delle simulazioni 3D ha portato alla scelta di un’analisi CFD bidimensionale 2D assialsimmetrica.

Le simulazioni hanno riguardato il volume di acqua calda nei serbatoi, le cui proprietà sono state ricavate dal database incluso nel software, ad eccezione del coefficiente di espansione termica che è stato impostato manualmente. La griglia di calcolo è stata scelta dopo uno studio di *grid independency* (Figura 166). Nelle simulazioni di carica e di scarica, essa è costituita da circa 8000 elementi triangolari di dimensioni variabili, più fitti in corrispondenza della parete e delle sezioni di ingresso e di uscita. Il time step è stato definito automaticamente dal software sulla base dell’errore impostato in input, pari a  $10^{-5}$  per la tolleranza assoluta. L’analisi 2D introduce un’approssimazione alle sezioni di ingresso e di uscita (estese alla corona circolare superiore e inferiore e non limitate al foro di connessione), che però è stata ritenuta accettabile ai fini del presente studio.

La griglia usata nelle simulazioni di lenta scarica inerziale è stata adattata per tenere conto della portata nulla in ingresso e del moto laminare determinato dal gradiente termico. Similmente, la mesh è risultata da un studio preliminare di *grid independency* (Figura 167), ed è costituita da 6400 elementi triangolari di minori dimensioni lungo le pareti (dimensione massima 11 mm), più grandi altrove (dimensione massima 25 mm).

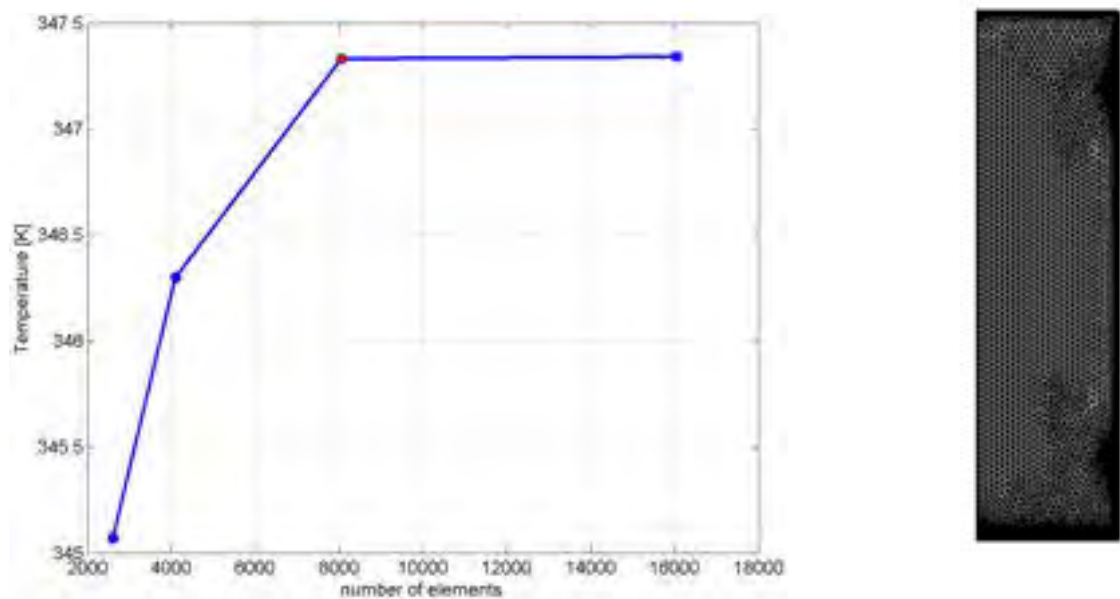
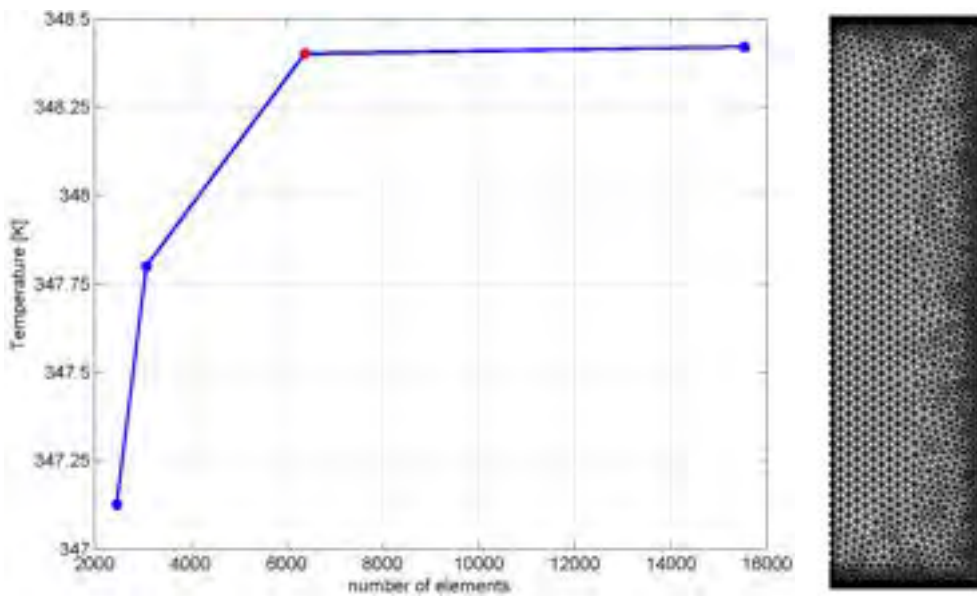


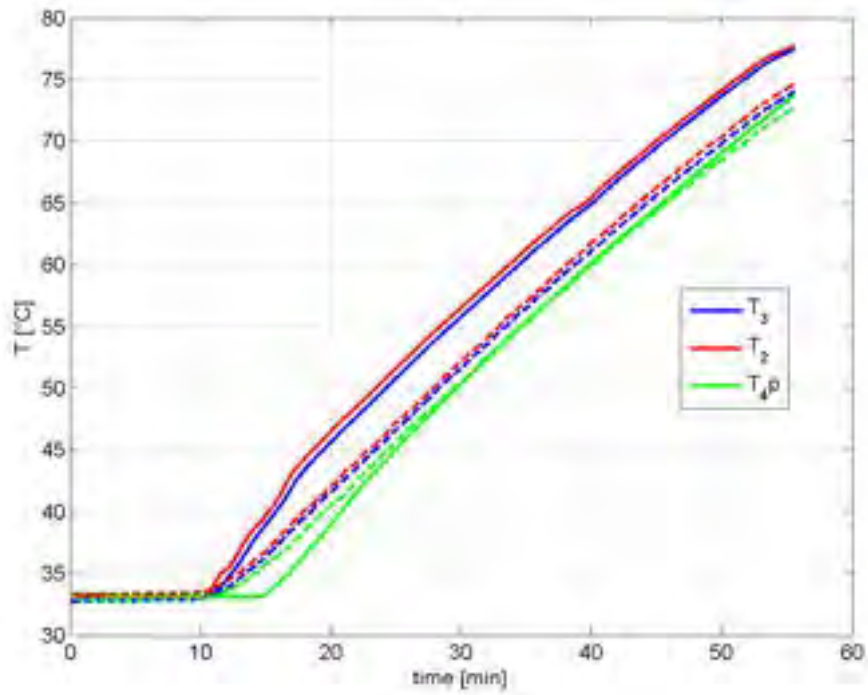
Figura 166 - Studio di indipendenza della griglia per il modello 2D delle fasi di carica e scarica (a sinistra) e mesh risultante (a destra).



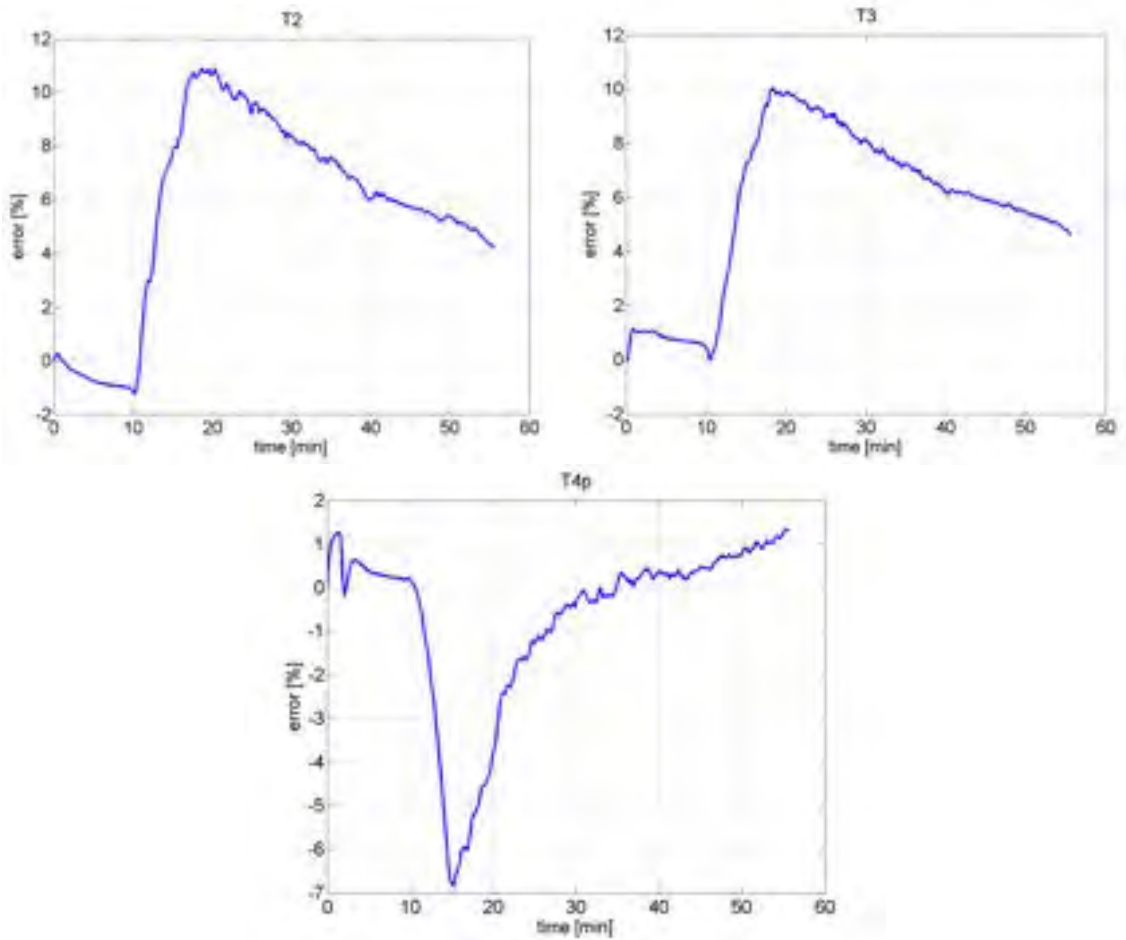
**Figura 167 - Studio di indipendenza della griglia per il modello 2D della lenta scarica inerziale (a sinistra) e mesh risultante (a destra).**

#### *Fase di carica*

I cicli di carica sono stati simulati considerando una temperatura iniziale uniforme all'interno degli accumuli. Le simulazioni sono state interrotte allorché la temperatura massima impostata viene raggiunta, pertanto la durata delle simulazioni è diversa nel caso dei due serbatoi (minore per il serbatoio "freddo" per via della maggiore portata e della minore temperatura di set point). Gli andamenti nel tempo riportati in Figura 168 e Figura 169 mostrano le temperature e gli errori relativi del modello rispetto ai dati sperimentali con riferimento al test n° 4. I risultati hanno evidenziato, per il serbatoio "freddo", temperature calcolate che seguono accuratamente l'andamento dei valori sperimentali, mentre nel serbatoio "caldo" le temperature calcolate sono sovrastimate, anche se in misura minore rispetto al modello 1D. Gli errori in questa circostanza rimangono significativi, pur se dimezzati rispetto al modello monodimensionale, mentre nel caso del serbatoio "freddo" gli errori sono assai contenuti. I risultati sono riassunti in Tabella 52 e Tabella 53: dal confronto tra i modelli 1D e 2D (Tabella 54 e Tabella 55), emerge una riduzione dell'errore generalmente compresa tra il 20% e l'80%, da cui si ricava che il modello 2D ha fornito risultati migliori rispetto al modello 1D.

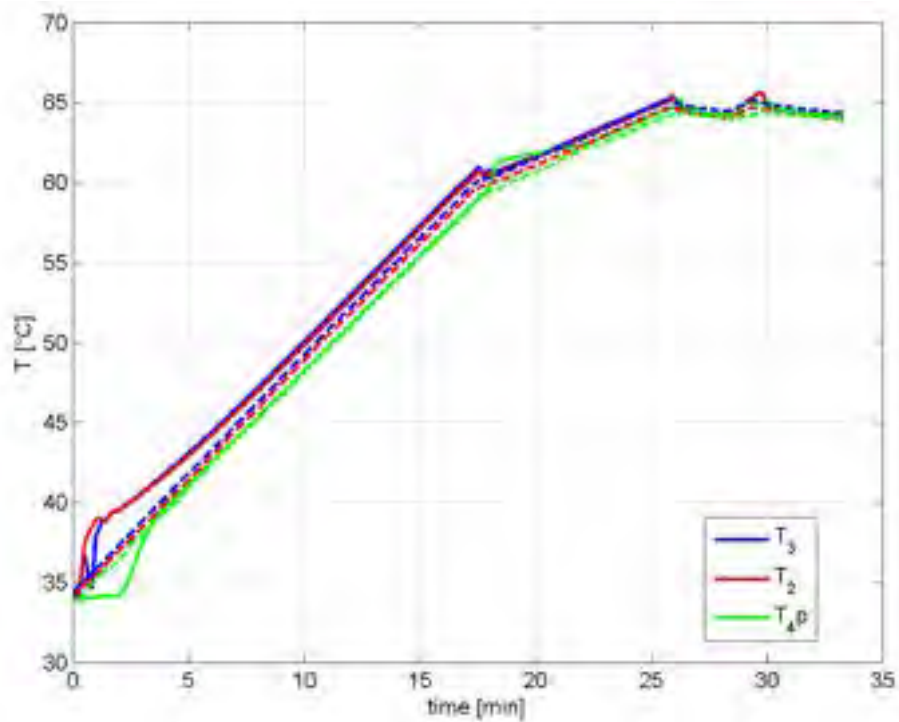


(a)

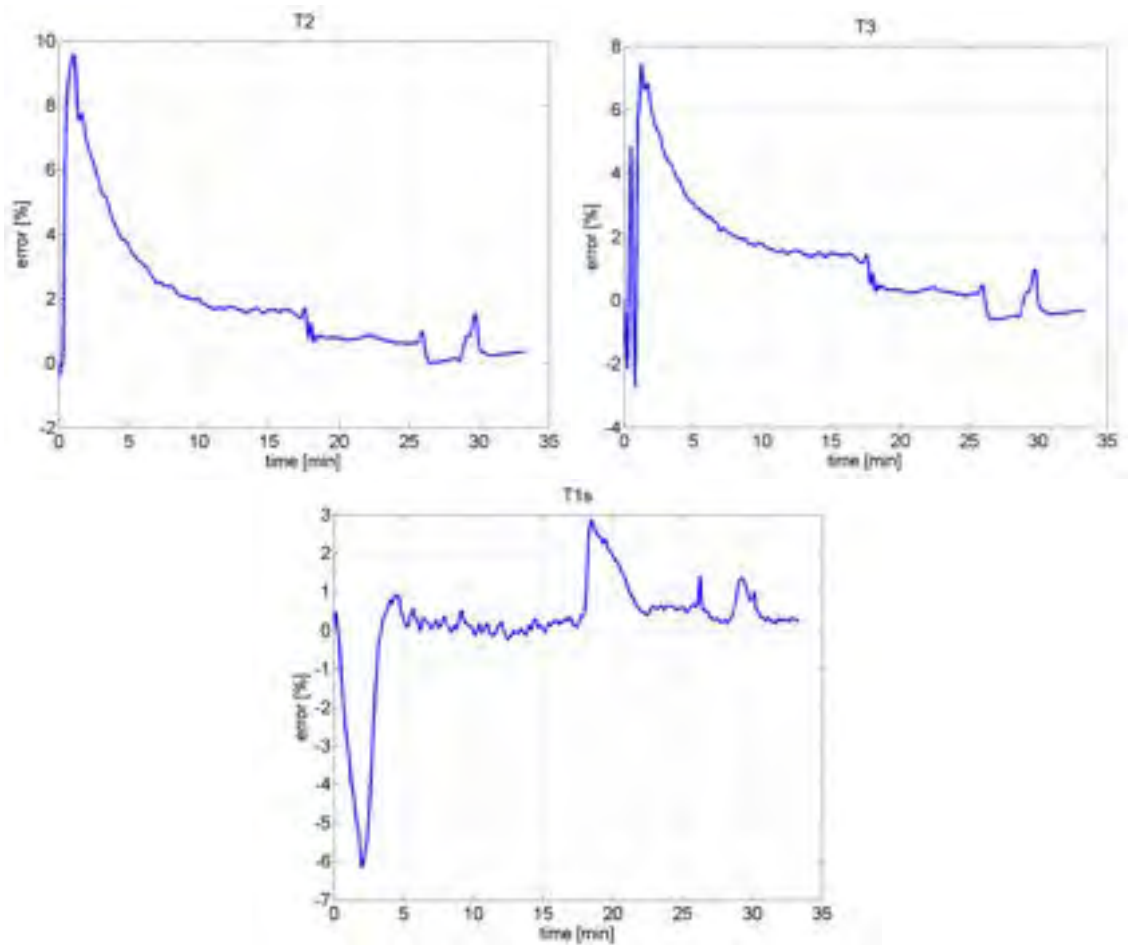


(b)

Figura 168 - Temperature (a) e scostamento tra il modello e i dati sperimentali (b) nell'accumulo "caldo" corrispondenti al test n° 4



(a)



(b)

Figura 169 - Temperature (a) e scostamento tra il modello e i dati sperimentali (b) nell'accumulo "freddo" corrispondenti al test n° 4

**Tabella 52 - Errore assoluto medio e deviazione standard del modello rispetto ai dati sperimentali per la fase di carica nel serbatoio “caldo”**

	Test 4		Test 6		Test 8	
	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]
$T_2$	3,10	3,49	3,08	3,50	3,21	3,55
$T_3$	2,99	3,37	2,93	3,18	3,04	3,41
$T_{4p}$	0,55	0,82	0,90	1,35	0,92	1,16

**Tabella 53 - Errore assoluto medio e deviazione standard del modello rispetto ai dati sperimentali per la fase di carica nel serbatoio “freddo”**

	Test 4		Test 6		Test 8	
	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]
$T_2$	0,86	1,10	0,36	0,56	0,34	0,42
$T_3$	0,68	0,88	0,40	0,56	0,41	0,48
$T_{4p}$	0,39	0,62	0,42	0,53	0,48	0,61

**Tabella 54 - Variazione dell’errore medio e della deviazione standard del modello 2D vs. 1D per la fase di carica dell’accumulo “caldo”**

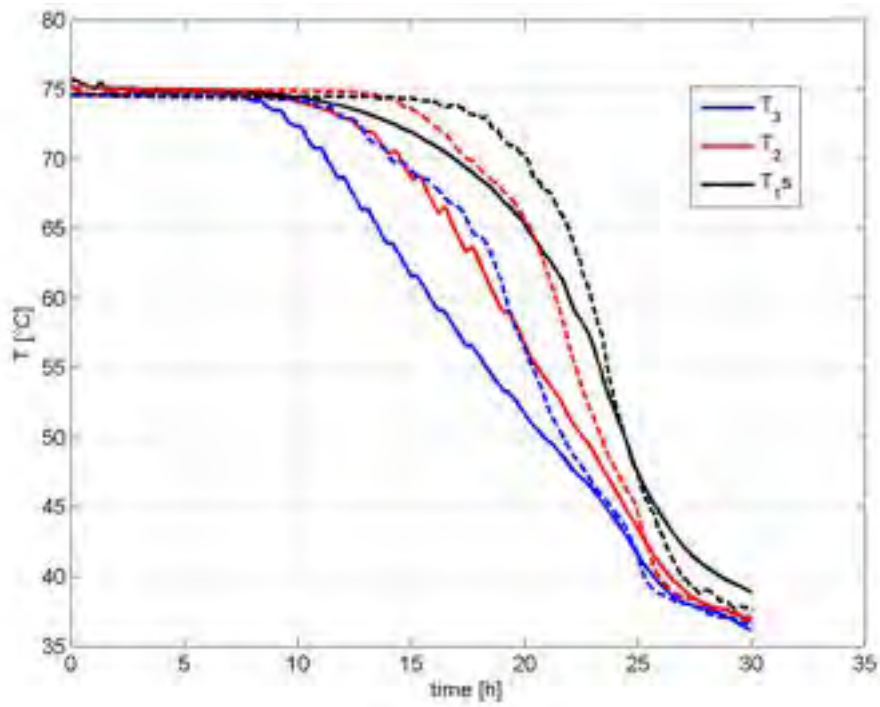
	Test 4		Test 6		Test 8	
	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]
$T_2$	-27%	-21%	-46%	-40%	-39%	-40%
$T_3$	-37%	-31%	-53%	-49%	-48%	-47%
$T_{4p}$	-27%	-33%	-61%	-48%	-57%	-52%

**Tabella 55 - Variazione dell’errore medio e della deviazione standard del modello 2D vs. 1D per la fase di carica dell’accumulo “freddo”**

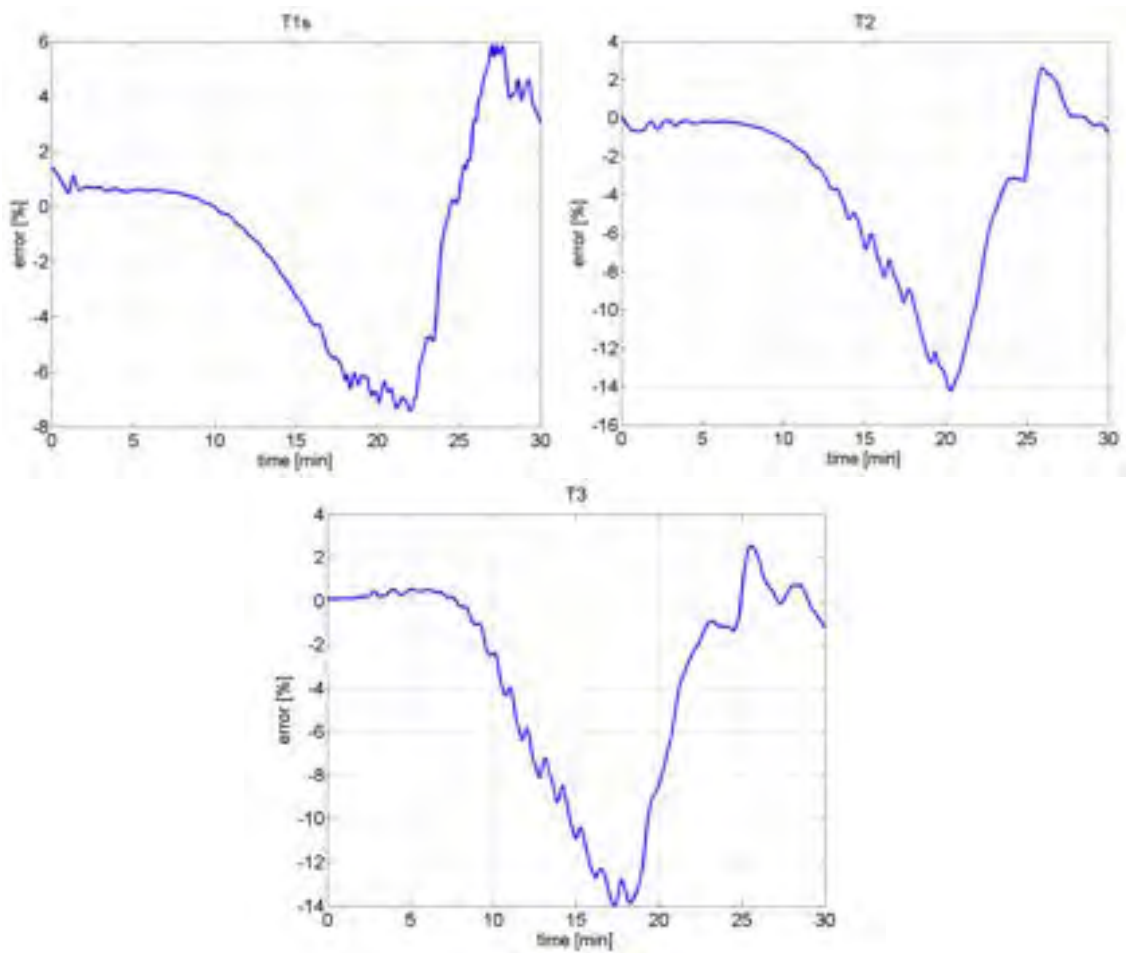
	Test 4		Test 6		Test 8	
	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]
$T_2$	-18%	-22%	-84%	-79%	-81%	-80%
$T_3$	-51%	-57%	-85%	-82%	-80%	-81%
$T_{4p}$	-11%	2%	-64%	-62%	-47%	-48%

**Fase di scarica**

I cicli di scarica sono stati simulati separatamente dai cicli di carica e i calcoli sono stati interrotti allorquando la temperatura minima all’interno dei serbatoi viene raggiunta (serbatoio completamente scarico). La distribuzione iniziale di temperatura è stata estrapolata dai dati sperimentali. A tal riguardo, si evidenzia come la scarica dei serbatoi sia stata più rapida nel test n° 3 rispetto al test n° 10, per via della diversa temperatura impostata lato utenza (55°C nel test n° 3 rispetto ai 45°C nel test n° 10). In Figura 170 e Figura 171 sono mostrati gli andamenti delle temperature in entrambi i serbatoi durante il test n° 7. Nonostante i risultati del modello CFD ottenuti il test n° 7 siano quelli che seguono peggio le misure sperimentali (soprattutto per l’accumulo “caldo”), si nota un miglioramento rispetto al modello 1D. L’errore relativo varia tra il 2% e l’8%, mentre l’errore assoluto si mantiene intorno a 1°C, come riportato in Tabella 56 e Tabella 57. In Tabella 58 e Tabella 59 è mostrato il confronto tra i risultati del modello 1D e 2D: la riduzione dell’errore è meno marcata rispetto a quella ottenuta per le fasi di carica e si assesta tra il 20 ed il 50%. In generale, anche per questa tipologia di prova il modello 2D ha portato a risultati migliori rispetto al modello 1D.

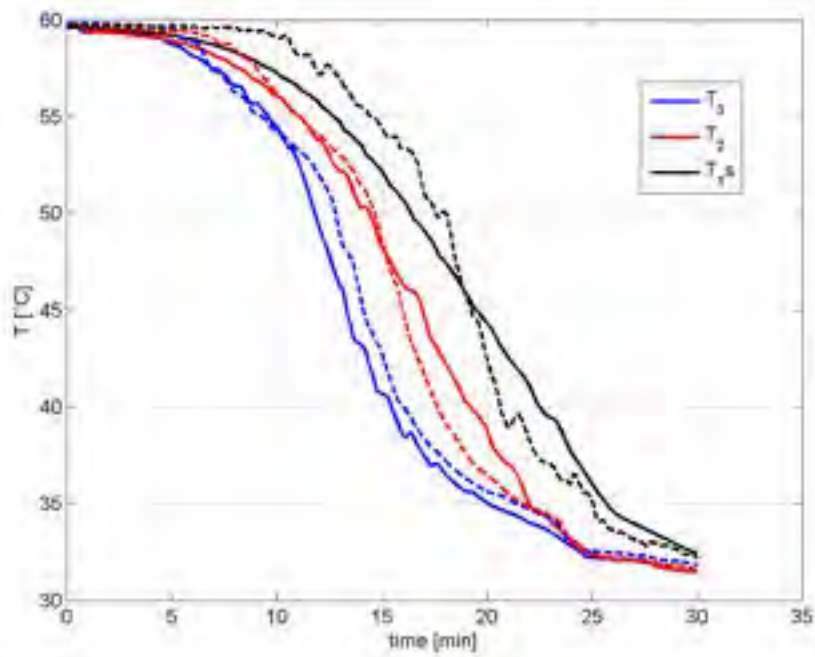


(a)

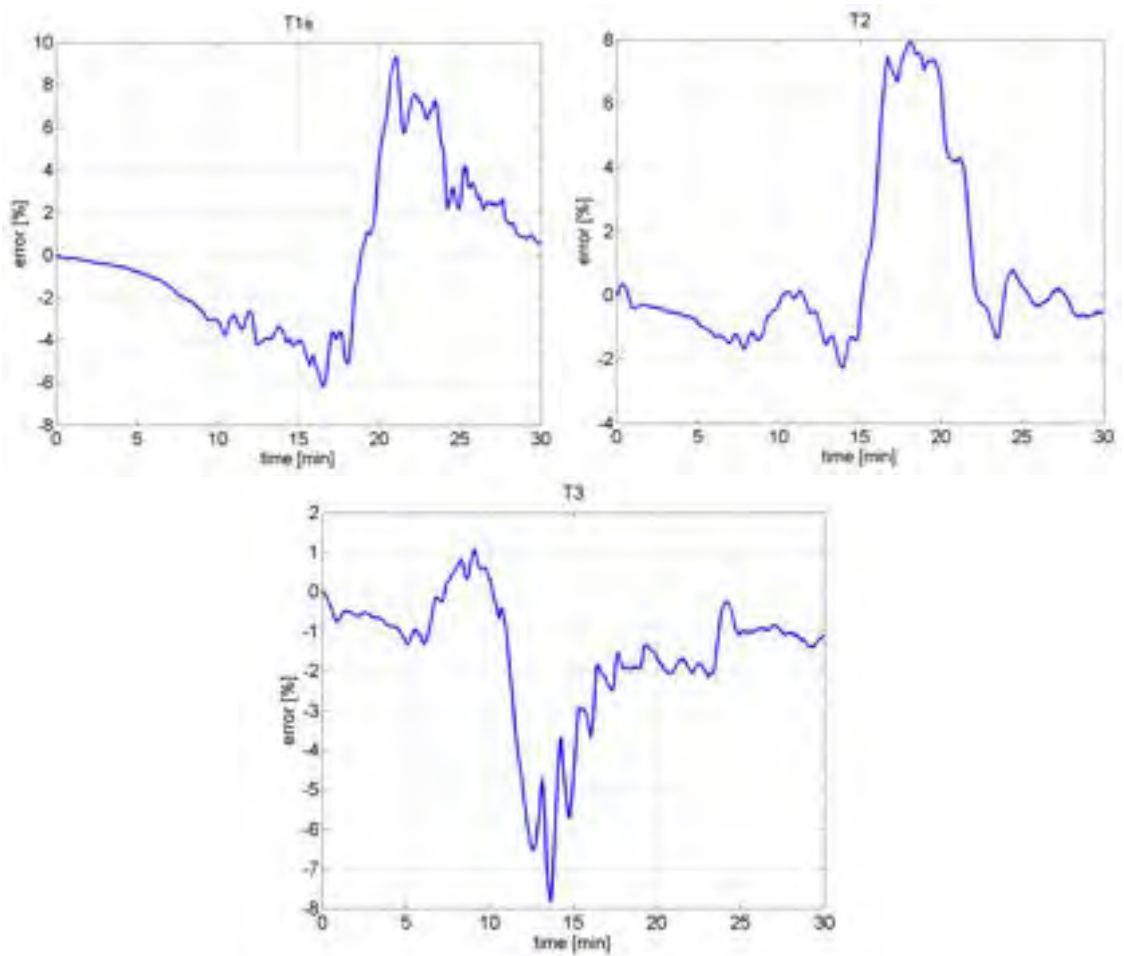


(b)

Figura 170 - Temperature (a) e scostamento tra il modello e i dati sperimentali (b) nell'accumulo "caldo" corrispondenti al test n° 7



(a)



(b)

Figura 171 - Temperature (a) e scostamento tra il modello e i dati sperimentali (b) nell'accumulo "freddo" corrispondenti al test n° 7

**Tabella 56 - Errore assoluto medio e deviazione standard del modello rispetto ai dati sperimentali per la fase di scarica nel serbatoio "caldo"**

	Test 3		Test 7	
	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]
$T_{1s}$	1,38	1,66	1,74	2,36
$T_2$	0,97	1,31	2,41	3,69
$T_3$	1,19	1,53	2,53	3,94

**Tabella 57 - Errore assoluto medio e deviazione standard del modello rispetto ai dati sperimentali per la fase di scarica nel serbatoio "freddo"**

	Test 3		Test 7	
	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]
$T_{1s}$	0,64	0,76	1,36	1,65
$T_2$	0,53	0,67	0,75	1,16
$T_3$	0,55	0,67	0,75	1,08

**Tabella 58 - Variazione dell'errore medio e della deviazione standard del modello 2D vs. 1D per la fase di scarica dell'accumulo "caldo"**

	Test 3		Test 7	
	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]
$T_{1s}$	-23%	-46%	-42%	-29%
$T_2$	-46%	-64%	-5%	28%
$T_3$	-38%	-53%	2%	42%

**Tabella 59 - Variazione dell'errore medio e della deviazione standard del modello 2D vs. 1D per la fase di scarica dell'accumulo "freddo"**

	Test 3		Test 7	
	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]
$T_{1s}$	10%	-35%	-26%	-26%
$T_2$	-20%	-54%	-41%	-30%
$T_3$	-18%	-58%	-46%	-39%

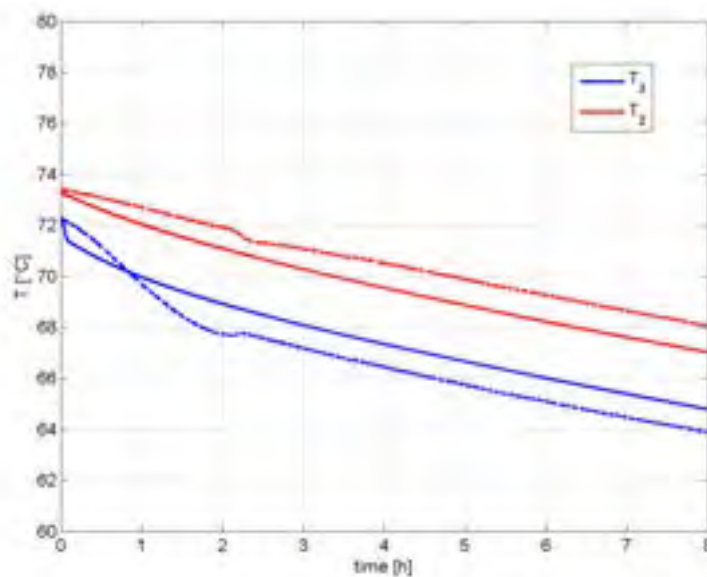
### *Lenta scarica inerziale*

Le simulazioni della lenta scarica inerziale hanno valutato l'andamento delle temperature nel corso di 8 ore dalla fine della fase di carica, trascurando le prime 4 ore dei test in quanto il modello 2D trascura gli effetti fluidodinamici collegati al moto turbolento del fluido in ingresso durante la precedente fase di carica, limitandosi a simulare gli effetti legati al gradiente termico. Pertanto, la distribuzione iniziale di temperatura nel modello CDF è stimata per approssimazioni successive sulla base delle temperature misurate nei serbatoi.

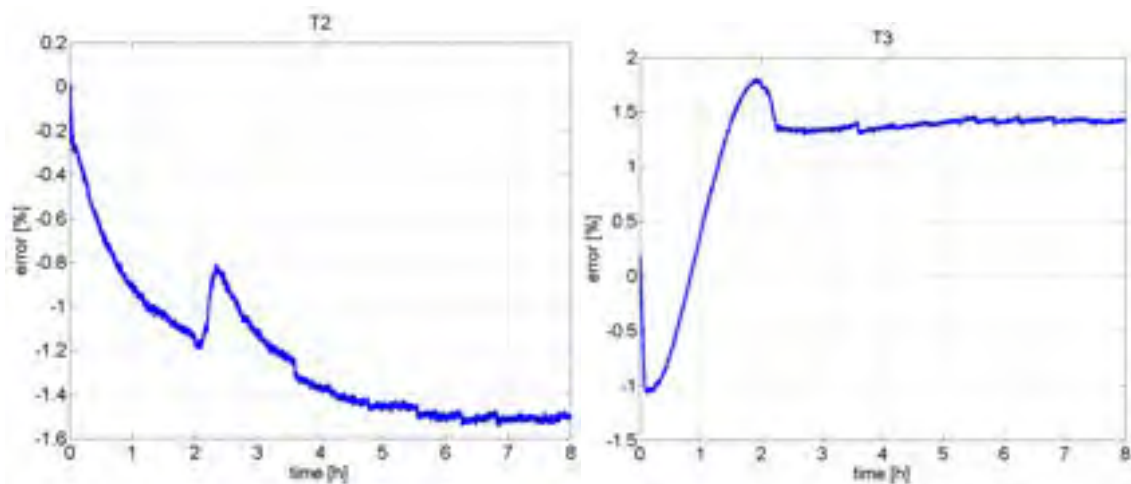
Un altro aspetto importante riguarda la scelta del coefficiente di scambio termico globale tra il volume di acqua calda nei serbatoi e l'ambiente esterno. Per ogni prova è stato determinato uno specifico coefficiente di scambio termico globale, calcolato considerando uno spessore di 4 mm dell'involucro metallico del serbatoio (acciaio con conducibilità termica  $\lambda = 14$  W/m/K), 3 cm di isolante termico ( $\lambda = 0,05$  W/m/K) e i coefficiente di scambio termico liminare con l'ambiente esterno dipendenti dalle condizioni esterne della specifica prova e usati anche nel modello 1D. Il coefficiente di scambio termico globale calcolato è quindi pari a:

- Nel test 1:  $H = 1,2 \text{ W/m}^2\text{K}$
- Nel test 5:  $H = 1,5 \text{ W/m}^2\text{K}$
- Nel test 9:  $H = 2,0 \text{ W/m}^2\text{K}$

In Figura 172 e Figura 173 è confrontata l'evoluzione delle temperature calcolate rispetto ai dati sperimentali nel test n° 5. Mentre le pendenze sono analoghe, a dimostrazione della scelta adeguata dei coefficienti di scambio termico, le temperature calcolate si discostano di circa  $1 \text{ }^\circ\text{C}$  dai valori sperimentali, con maggiori scostamenti all'inizio delle simulazioni. La principale criticità è tuttavia legata all'impossibilità di confrontare i risultati numerici ottenuti nella parte inferiore dell'accumulo, a causa dell'assenza di un sensore di temperatura installato all'interno del serbatoio in tale posizione. Nel banco prova, infatti, la termoresistenza si trova nella tubazione di collegamento immediatamente a monte del serbatoio e non può essere considerata rappresentativa della temperatura del fluido all'interno del serbatoio in condizioni statiche di lenta scarica inerziale.

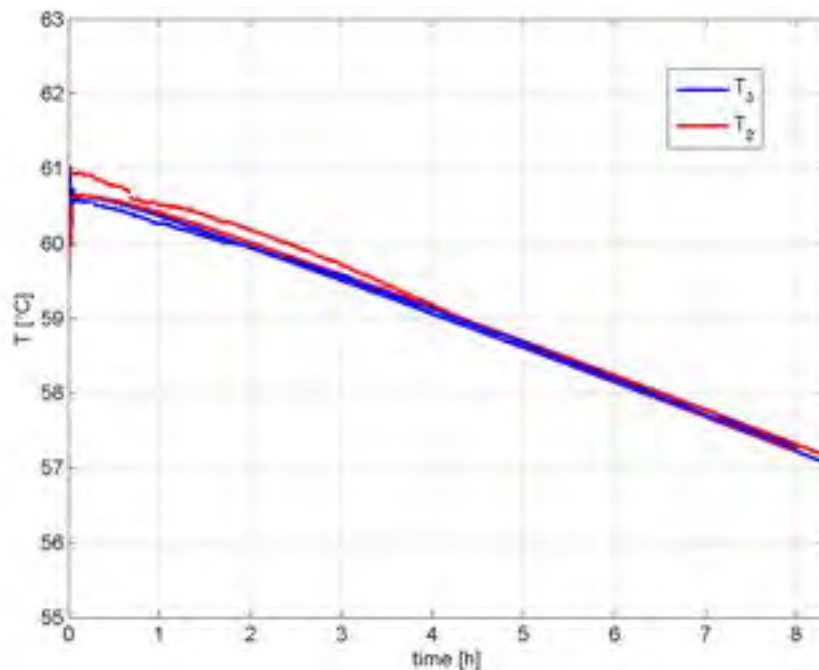


(a)

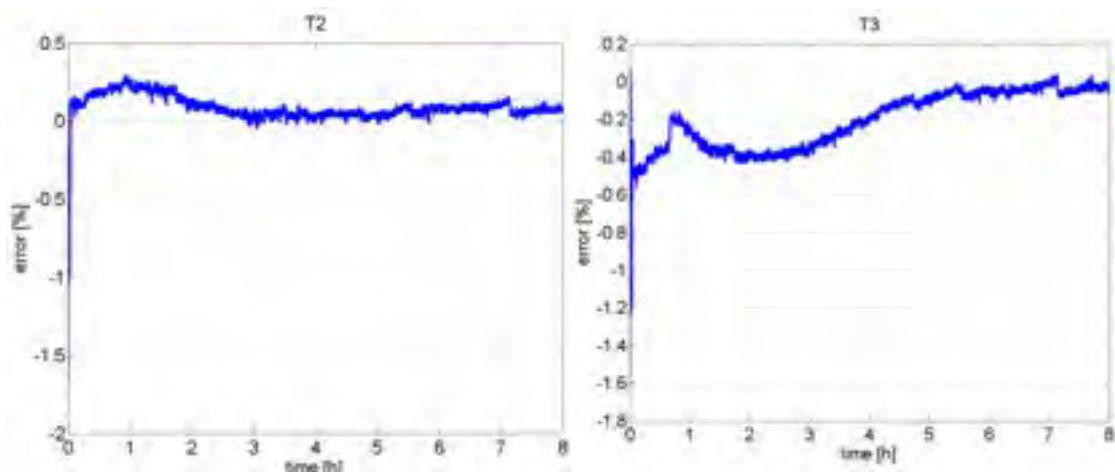


(b)

Figura 172 - Temperature (a) e scostamento tra il modello e i dati sperimentali (b) nell'accumulo "caldo" corrispondenti al test n° 5



(a)

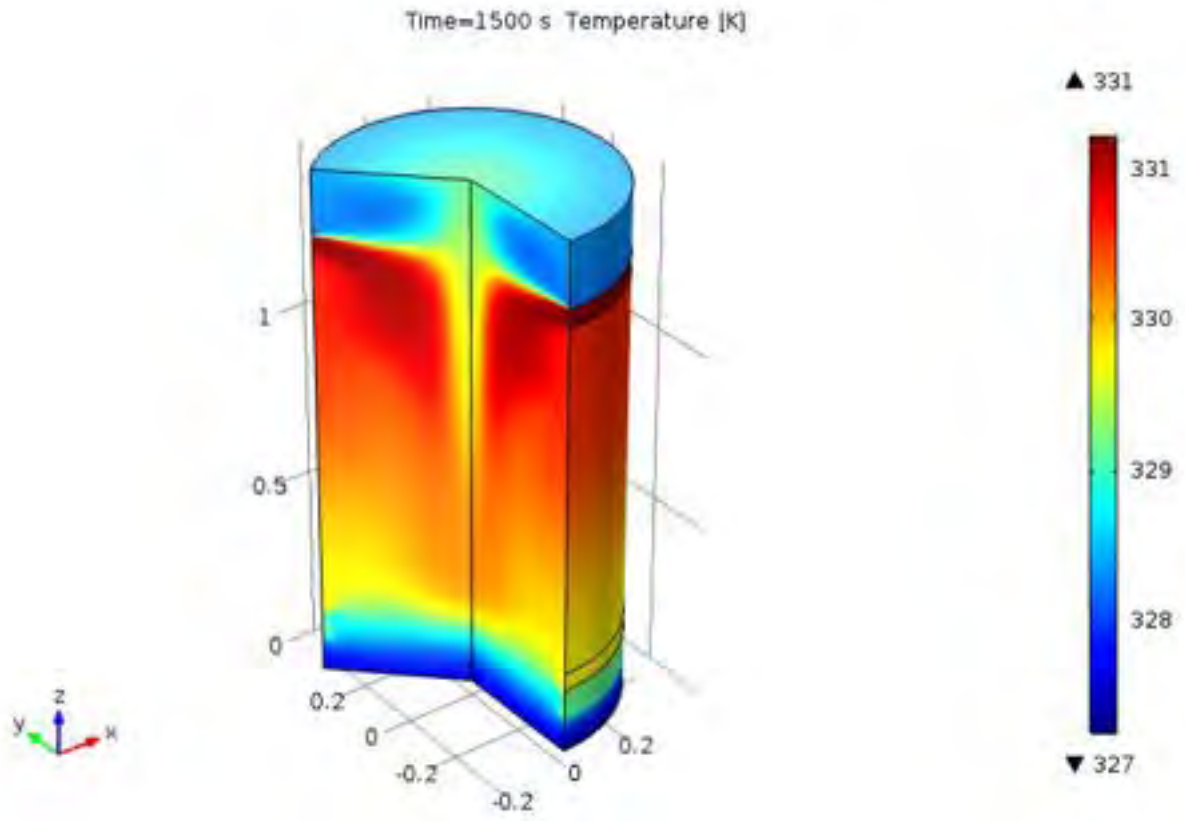


(b)

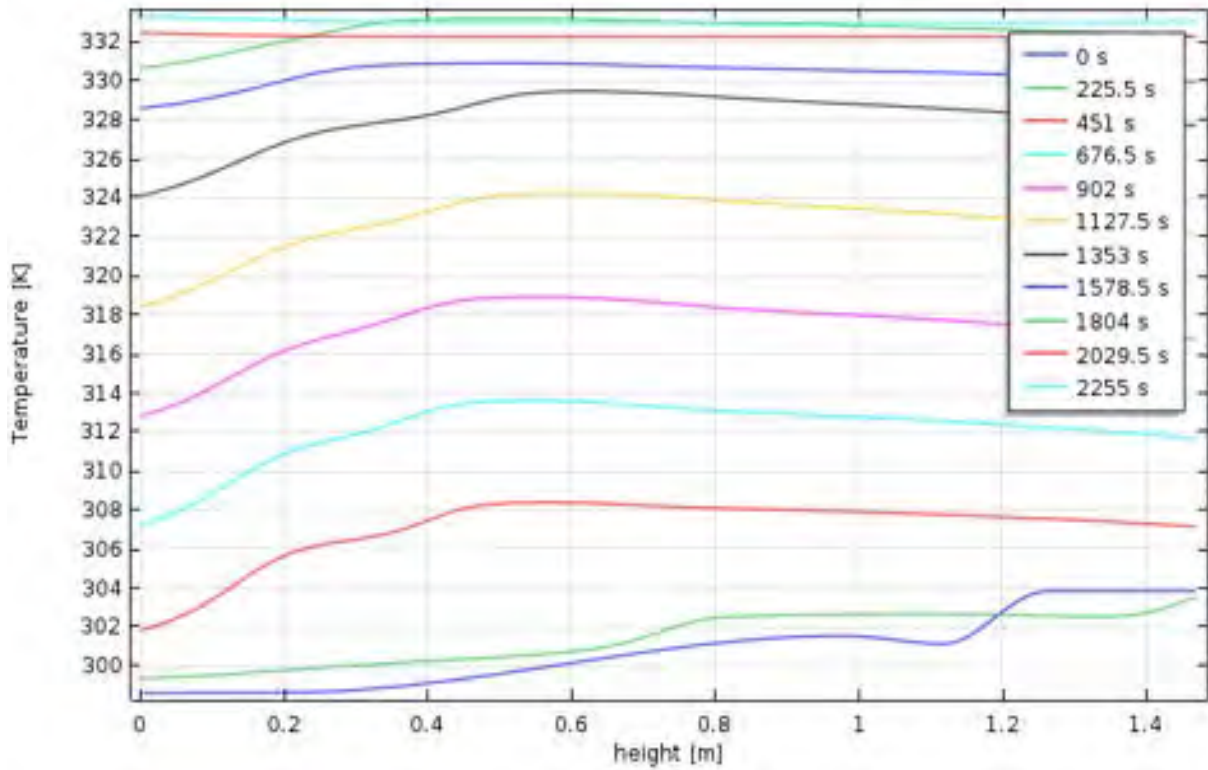
**Figura 173 - Temperature (a) e scostamento tra il modello e i dati sperimentali (b) nell'accumulo "freddo" corrispondenti al test n° 5**

### Analisi CFD della stratificazione termica

Le simulazioni Comsol® hanno portato alla determinazione dei profili termici in condizioni dinamiche all'interno di entrambi i serbatoi, dai quali è stato possibile verificare la presenza o meno della stratificazione. A titolo di esempio, in Figura 174 e Figura 175 è rappresentata la distribuzione di temperatura nell'intero volume e lungo l'asse verticale per il serbatoio "freddo" corrispondente ai test n° 4 (carica) e n° 7 (scarica). Analoghe considerazioni valgono per il serbatoio "caldo". Si evince come durante la carica (Figura 174), le elevate portate e la mancanza del diffusore nella sezione di ingresso non consentano la formazione della stratificazione. Al contrario, durante la fase di scarica (Figura 175), è possibile suddividere il volume di acqua calda nelle tre zone caratteristiche della stratificazione: una zona ad alta temperatura, una zona a bassa temperatura e una zona centrale con gradiente termico (thermocline).



(a)



(b)

Figura 174 - Distribuzione di temperatura relativa al test n° 4 nell'accumulo "freddo" all'istante  $\tau = 1500$  s (a) e lungo l'asse verticale in differenti istanti di tempo (b)

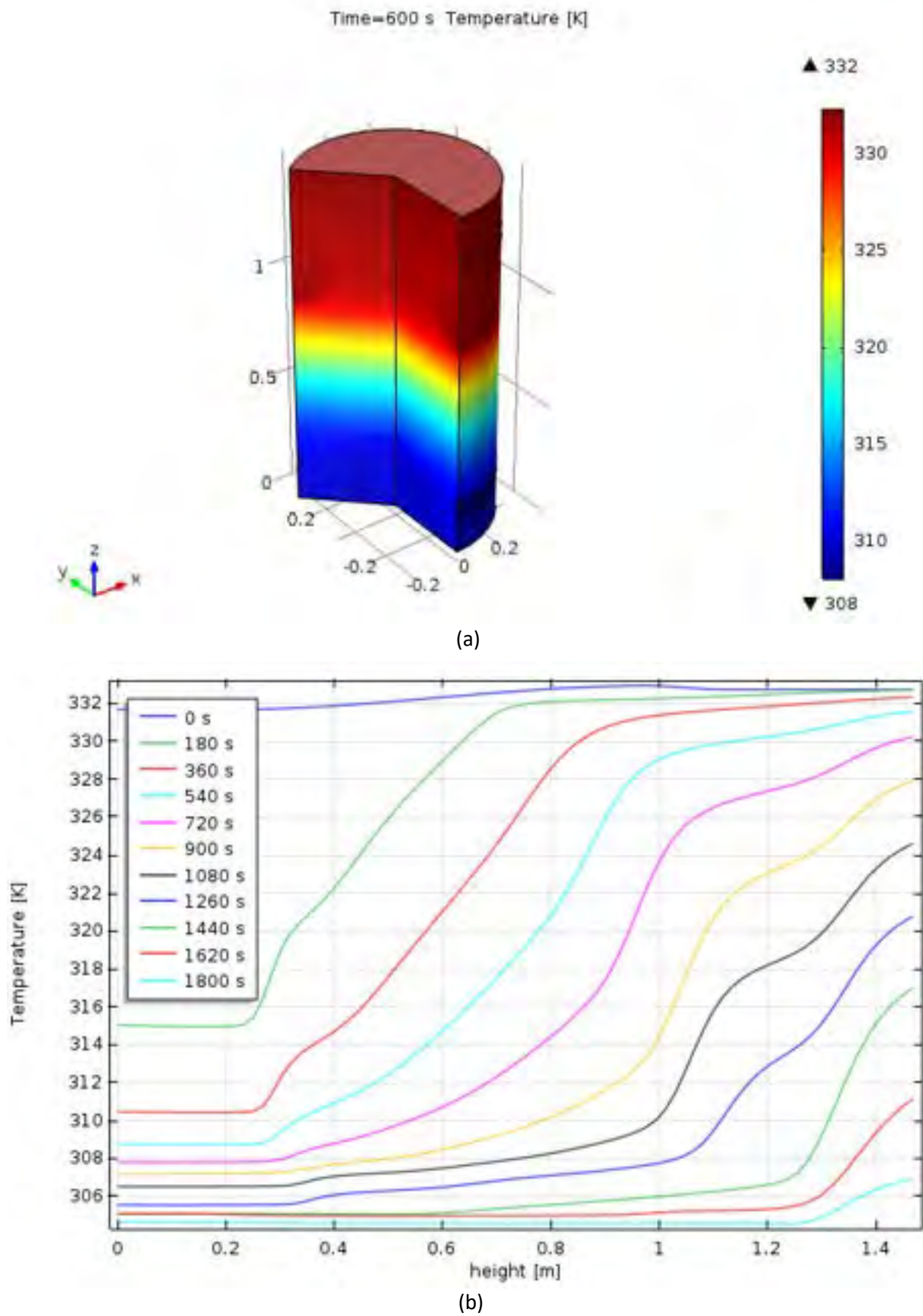


Figura 175 - Distribuzione di temperatura relativa al test n° 7 nell'accumulo "freddo" all'istante  $\tau = 600$  s (a) e lungo l'asse verticale in differenti istanti di tempo (b)

### 10.5 Modello statistico

L'analisi statistica si è focalizzata sulla fase di scarica, in quanto le simulazioni CFD hanno dimostrato che la stratificazione si è formata solo in tale fase nel corso delle prove sperimentali.

Il modello statistico richiede la definizione di un parametro legato al thermocline, che è stato ottenuto tramite una serie di simulazioni CFD con il modello 2D validato sui dati sperimentali. Come condizioni iniziali si è considerato l'accumulo carico alla temperatura di 80 °C (temperatura massima) e il fluido in ingresso a 30°C (temperatura minima). La distribuzione iniziale di temperatura, riportata in Figura 176, segue un profilo sigmoidale con centro del thermocline posizionato poco sopra il punto di uscita ( $z_c = 0,295$  m) e un basso valore della quasi-varianza ( $S = 0,005$ ) per riprodurre una pendenza quasi verticale del gradiente termico. L'unico parametro che è stato fatto variare tra le simulazioni è stata la portata di fluido in ingresso in un intervallo rappresentativo compreso tra  $0 \text{ m}^3/\text{h}$  e  $4,5 \text{ m}^3/\text{h}$ .

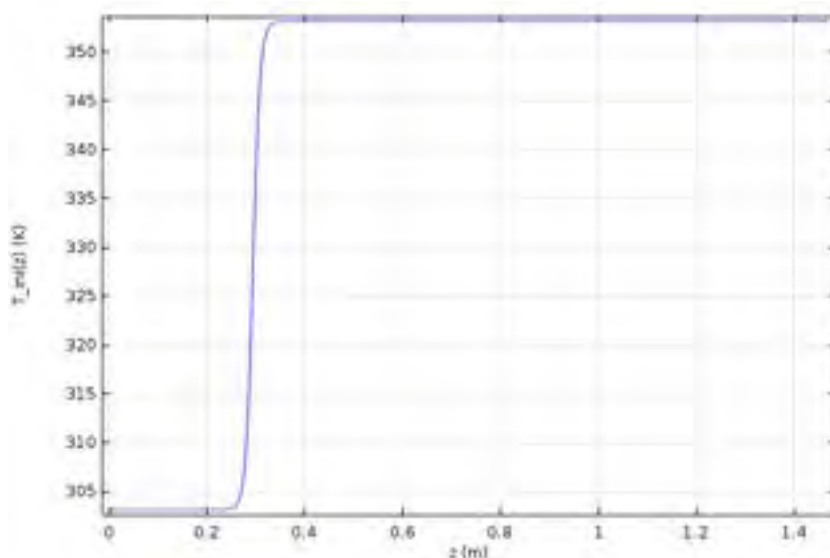


Figura 176 - Distribuzione iniziale di temperatura all'interno dell'accumulo nelle simulazioni CFD

Tabella 60 - Elenco delle simulazioni CFD per il calcolo del fattore di scala utilizzato nell'analisi statistica

N° simulazione	$V_{in}$ [m <sup>3</sup> /h]	$v_z$ [m/s]	$Re_{in}$ [-]	$Re_{bulk}$ [-]	tempo [s]
1	0,475	2,7E-4	9316	599	1870
2	0,829	4,7E-4	16258	1045	1010
4	1,200	6,8E-4	23534	1513	1000
3	1,454	8,2E-4	28515	1834	960
5	1,600	9,0E-4	31379	2018	880
6	1,850	1,05E-3	36282	2333	850
7	2,100	1,2E-3	41185	2648	790
8	2,400	1,3E-3	47068	3027	650
9	2,700	1,5E-3	52952	3405	670
10	3,000	1,7E-3	58835	3783	600
11	0,600	3,4E-4	11767	757	1400
12	1,000	5,6E-4	19612	1261	1000
13	3,500	1,9E-3	68641	4414	500
14	4,000	2,2E-3	78447	5044	450
15	4,500	2,5E-3	88253	5675	430

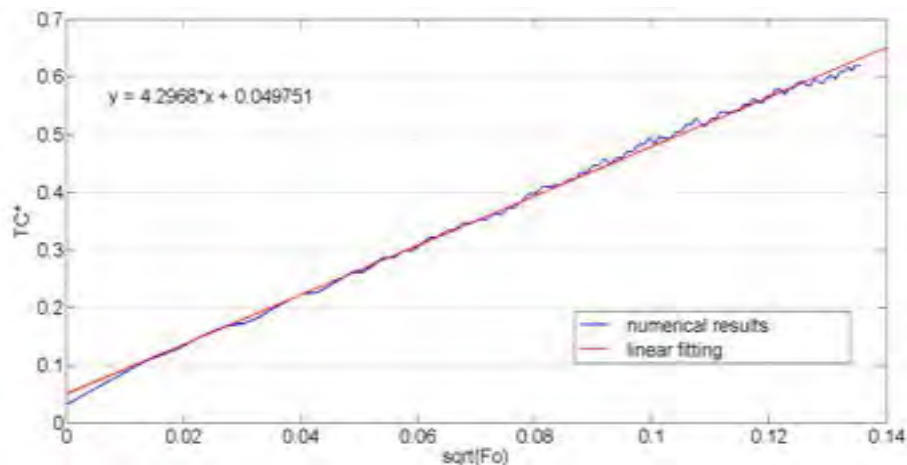


Figura 177 - Spessore del thermocline calcolato nella simulazione n° 1 di

Tabella 60

In

Tabella 60 sono riportati i valori di portata, velocità media lungo l'asse z, numero di Reynolds in ingresso e lungo l'asse z e l'intervallo di tempo della simulazione durante il quale le temperature massima e minima si mantengono costanti e quindi il modello risulta valido. Il modello statistico implementato è infatti valido solo quando la temperatura e la portata in ingresso sono costanti.

Per ognuna delle simulazioni 2D sono stati analizzati i risultati per un centinaio di istanti di tempo, dai quali è stato ricavato lo spessore del thermocline in funzione della radice del numero di Fourier come riportato in Eq. (10.24). La Figura 177 riporta i risultati della simulazione CFD per il caso n° 1 riportato in

Tabella 60, da cui si nota come lo spessore del thermocline  $TC^*$  (linea blu in figura) sia pressoché lineare; risulta quindi adeguata un'interpolazione lineare, di cui il fattore di scala ( $a$ ) corrisponde al coefficiente angolare (nel caso di Figura 177, esso è pari a 4,2968), trascurando il lieve scostamento della retta dall'origine degli assi.

Sono stati quindi ricavati quindici valori del fattore di scala (uno per ogni simulazione CFD di

Tabella 60), i quali sono riportati in Figura 178 in funzione del corrispondente numero di Reynolds relativo alla sezione trasversale dell'accumulo. L'andamento risultante è approssimabile la seguente relazione lineare:

$$a = 5,1071 + 0,0011Re_{bulk} \quad (10.28)$$

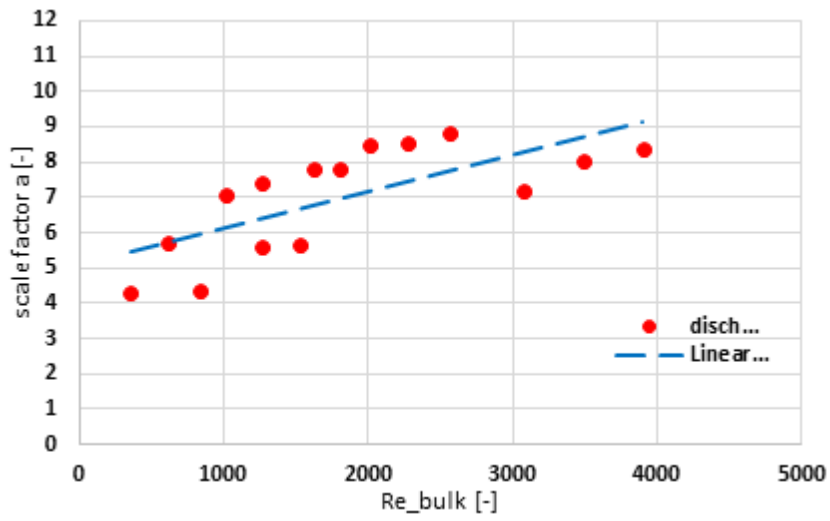


Figura 178 - Andamento del fattore di scala vs. Re nella sezione trasversale del serbatoio

La Eq. (10.28) è stata utilizzata nell'analisi statistica e permette di descrivere le fasi di scarica. Siccome l'analisi è stata condotta utilizzando variabili adimensionali, questa relazione può essere opportunamente generalizzata a serbatoi di differenti dimensioni e da acqua a temperature diverse.

Nei test sperimentali i valori di temperatura e di portata dell'acqua in ingresso si sono mantenuti approssimativamente costanti solo durante la fase iniziale della scarica, pertanto il modello statistico è applicabile limitatamente a questo intervallo di tempo. Per la validazione del modello sono stati quindi considerati solamente i primi venti minuti di ciascun test di scarica. La distribuzione iniziale del modello statistico è stata assunta sulla base dei dati sperimentali. In Figura 179 e Figura 180 sono confrontati i risultati del modello (i cui dati di input sono riassunti in Tabella 61 e Tabella 62) e le misure sperimentali con riferimento al test n° 7. Il modello statistico è in grado di riprodurre accuratamente gli andamenti sperimentali, in particolare del serbatoio caldo. L'errore relativo è limitato a circa l'1 % con picchi non superiori al 7%. Per quanto riguarda i valori medi, essi si mantengono al di sotto di 1 °C (Tabella 63 e Tabella 64), con i migliori risultati ottenuti per la temperatura  $T_{1s}$  nella parte superiore dell'accumulo.

**Tabella 61 - Dati di input del modello statistico applicato all'accumulo "caldo" nel test n° 7**

$z_{c,in}$	m	0,21
$S$	-	0,001
$T_{max}$	°C	74,8
$T_{min}$	°C	43
$\dot{V}_w$	m <sup>3</sup> /h	1,6

**Tabella 62 - Dati di input del modello statistico applicato all'accumulo "freddo" nel test n° 7**

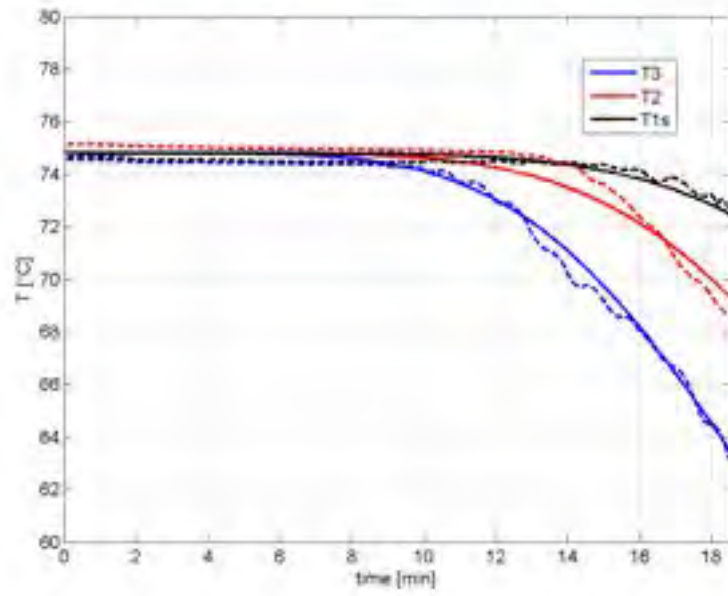
$z_{c,in}$	m	0,21
$S$	-	0,001
$T_{max}$	°C	59,8
$T_{min}$	°C	33
$\dot{V}_w$	m <sup>3</sup> /h	2,5

**Tabella 63 - Errore assoluto medio e deviazione standard del modello statistico rispetto ai dati sperimentali per la fase di scarica nel serbatoio "caldo"**

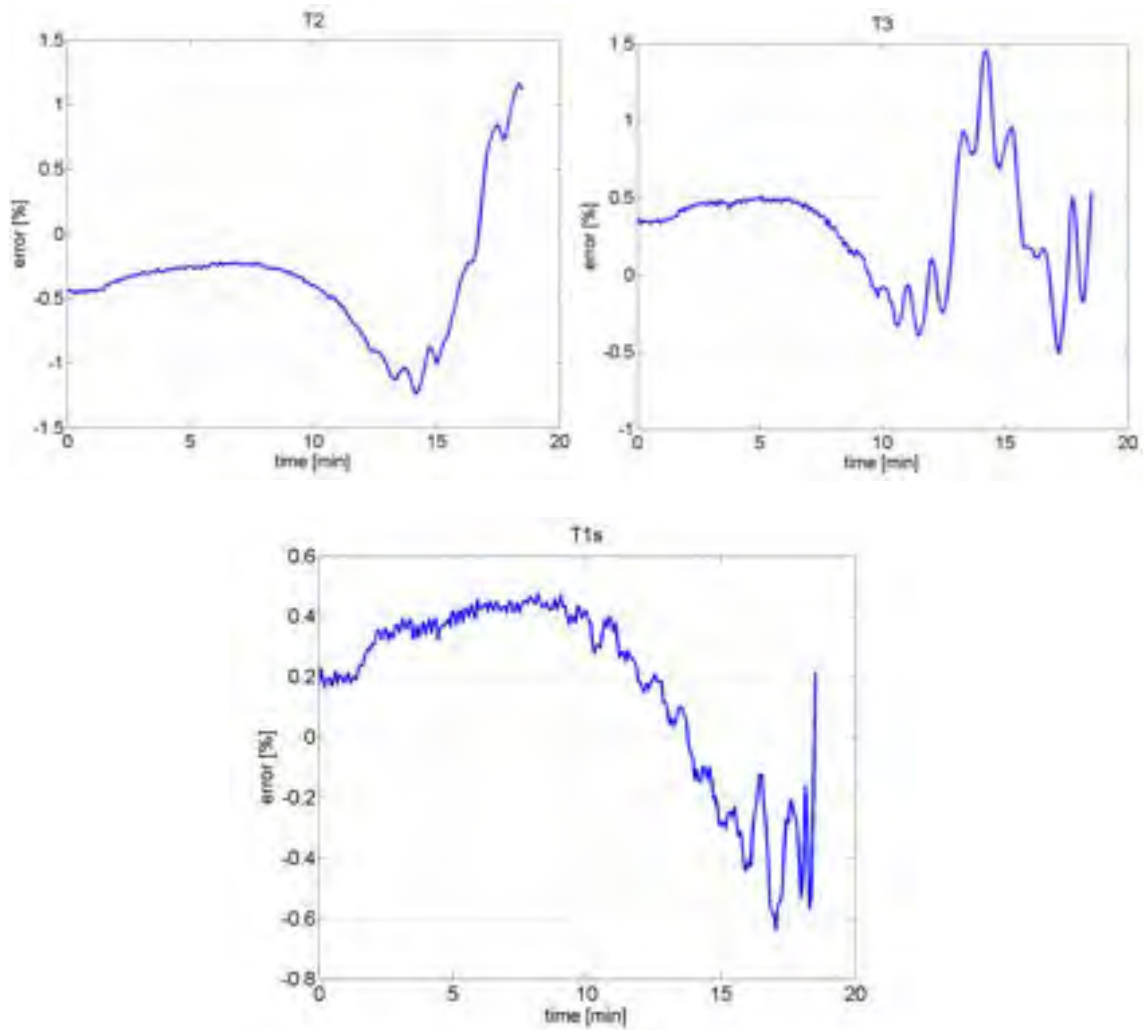
	Test 3		Test 7	
	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]
$T_{1s}$	0,89	1,28	0,23	0,25
$T_2$	0,75	1,08	0,38	0,44
$T_3$	1,20	1,20	0,28	0,34

**Tabella 64 - Errore assoluto medio e deviazione standard del modello statistico rispetto ai dati sperimentali per la fase di scarica nel serbatoio "freddo"**

	Test 3		Test 7	
	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]
$T_{1s}$	0,37	0,53	0,60	0,99
$T_2$	0,75	1,05	0,93	1,16
$T_3$	0,67	0,67	0,69	1,02

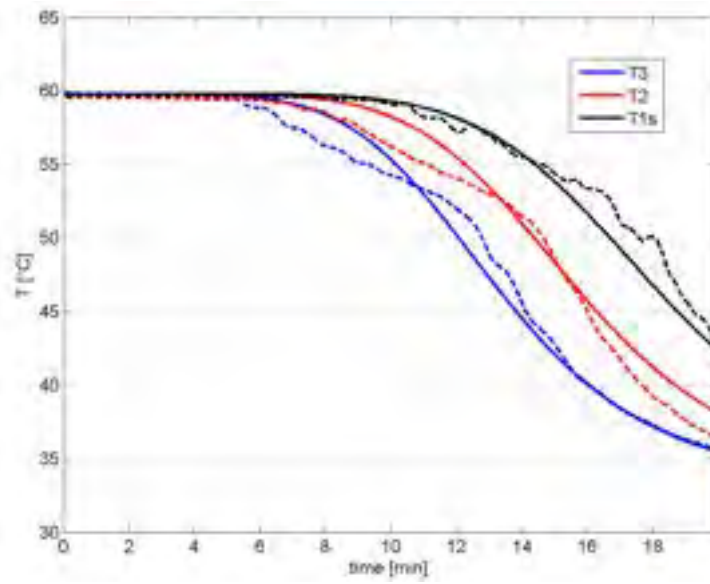


(a)

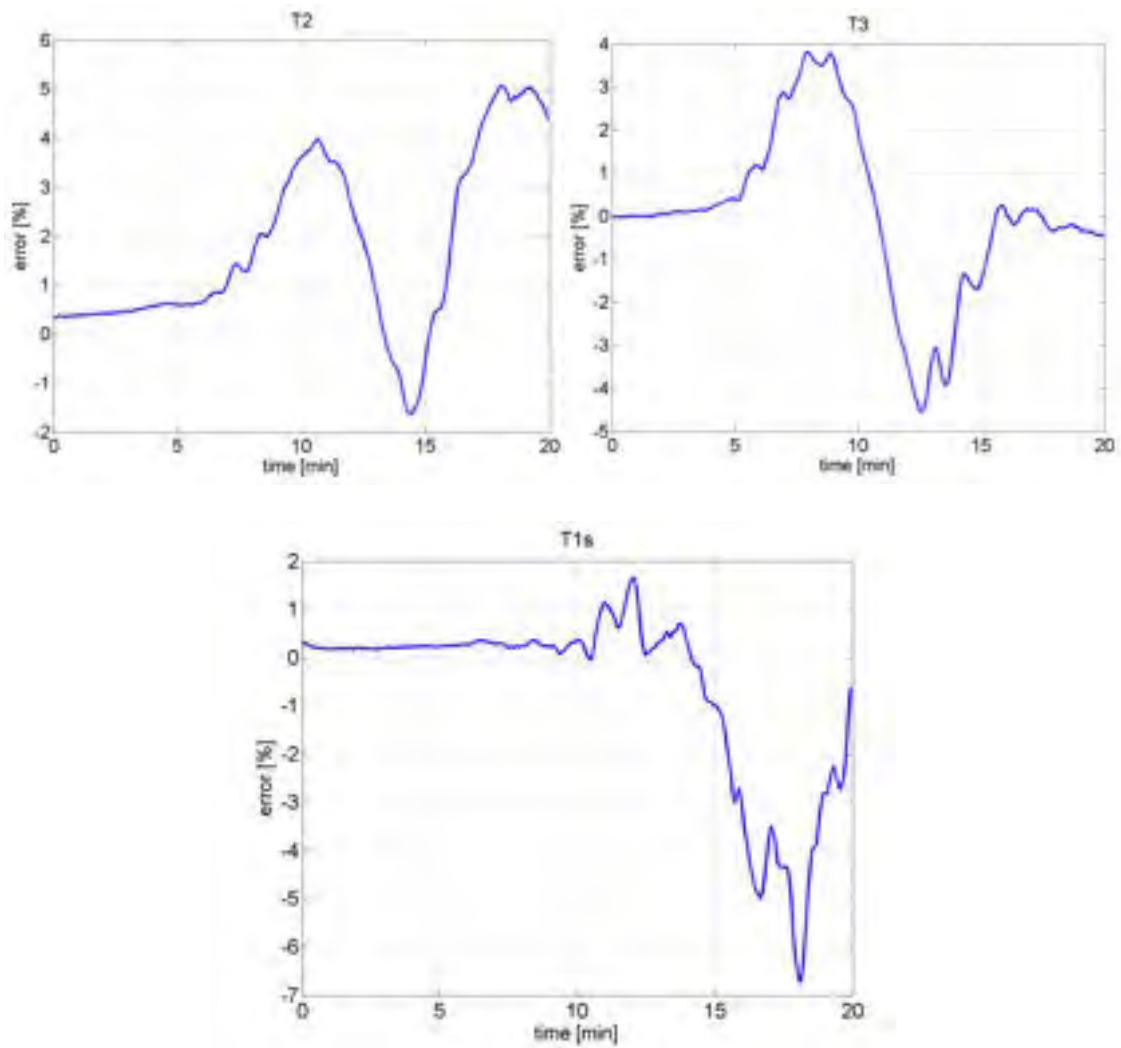


(b)

Figura 179 - Temperature (a) e scostamento tra il modello e i dati sperimentali (b) nell'accumulo "caldo" relativamente al test n° 7



(a)



(b)

Figura 180 - Temperature (a) e scostamento tra il modello e i dati sperimentali (b) nell'accumulo "freddo" relativamente al test n° 7

Facendo il confronto tra i risultati ottenuti con il modello 2D e il modello statistico, riportati in Tabella 65 e Tabella 66, si evince come l'accuratezza sia confrontabile e in alcuni casi il modello statistico porti a risultati migliori rispetto al modello CFD bidimensionale. Tuttavia il carico computazionale ed il tempo richiesto dalle simulazioni con il modello CFD bidimensionale sono notevolmente maggiori, viceversa risultano contenuti con il modello statistico, che quindi è più adatto per essere integrato in codici di calcolo più per analisi delle prestazioni dell'intero sistema energetico.

**Tabella 65 - Variazione dell'errore medio e della deviazione standard del modello statistico vs. 2D per la fase di scarica dell'accumulo "caldo"**

	Test 3		Test 7	
	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]
$T_{1s}$	-36%	-23%	-87%	-89%
$T_2$	-23%	-18%	-84%	-88%
$T_3$	1%	-22%	-89%	-91%

**Tabella 66 - Variazione dell'errore medio e della deviazione standard del modello statistico vs. 2D per la fase di scarica dell'accumulo "freddo"**

	Test 3		Test 7	
	MAE [°C]	SD [°C]	MAE [°C]	SD [°C]
$T_{1s}$	-42%	-30%	-56%	-40%
$T_2$	42%	57%	24%	0%
$T_3$	22%	0%	-8%	-6%

### 10.6 Conclusioni sulla caratterizzazione analitica degli accumuli termici

Il confronto con i dati sperimentali ha dimostrato come il modello monodimensionale implementato in ambiente Matlab® porti a risultati meno accurati rispetto al modello CFD bidimensionale assialsimmetrico e al modello statistico, in particolare per la fase di carica, oltre a comportare limitazioni allo studio della lenta scarica inerziale a causa dell'assenza di un termine relativo alla convezione naturale.

Il modello CFD bidimensionale assialsimmetrico implementato in Comsol® ha, invece, fornito risultati migliori, con una riduzione dell'errore compresa tra il 20% e l'80%. Inoltre, è stato in grado di fornire concrete indicazioni sulla stratificazione nelle fasi analizzate per entrambi gli accumuli termici. È stato verificato, infatti, che nell'ambito delle prove sperimentali la stratificazione termica è presente soltanto nelle prove di scarica, mentre nelle fasi di carica le elevate portate con cui sono state condotte le prove per esigenze legate al sistema complessivo hanno sostanzialmente determinato una condizione di serbatoio miscelato. Pertanto, l'analisi statistica è stata limitata alla fase di scarica.

La definizione del fattore di scala utilizzato dall'analisi statistica, un parametro necessario per il calcolo del termocline, è stata ottenuta da un set di simulazioni effettuate con il modello CFD bidimensionale validato sperimentalmente. E' stata quindi ricavata una relazione semplificata, che lega il fattore di scala il numero di Reynolds nella sezione trasversale del serbatoio. I risultati hanno mostrato un ottimo accordo del modello statistico e le misure sperimentali, con errori confrontabili, e in alcuni casi migliori, a quelli ottenuti con il modello CFD. Inoltre, poiché l'analisi statistica utilizza variabili adimensionali, può essere opportunamente generalizzata a serbatoi di dimensioni differenti e con acqua a temperature diverse. Il modello statistico nella formulazione qui adottata richiede temperatura e portata in ingresso costanti. A differenza del modello CFD bidimensionale, il modello statistico richiede un carico computazionale notevolmente ridotto, che permette di integrarlo in codici di calcolo per analisi delle prestazioni dell'intero sistema energetico.

## 11 Conclusioni

Al fine di valutare le potenzialità del sistema combinato mCHP-HP, che rappresenta un caso studio di un'applicazione reale avanzata di micro-cogenerazione, l'attività è stata suddivisa in tre fasi. Una prima fase in cui è stato analizzato il funzionamento del sistema durante le prove sperimentali, focalizzando l'attenzione sulla capacità dell'impianto di riuscire a soddisfare la richiesta termica imposta. Successivamente sono state stimate le prestazioni energetiche del sistema nelle condizioni realizzate nelle prove, andando a valutare i parametri caratteristici di riferimento ed a confrontare le prestazioni dell'impianto mCHP-HP con quelle di altre tecnologie già diffuse sul mercato. Rispetto alle stesse tecnologie, è stata anche analizzata la prestazione del sistema in termini di guadagno sui costi di conduzione annui, riduzione di energia primaria annua consumata e riduzione di emissioni di CO<sub>2</sub> nell'ipotesi di soddisfacimento del fabbisogno termico annuo di un'utenza residenziale.

Infine è stato analizzato teoricamente il comportamento termico di un componente specifico del sistema, gli accumuli termici, attraverso lo sviluppo di modelli di calcolo validati con i dati misurati sperimentalmente.

### **Analisi del funzionamento del sistema nel corso delle prove**

Le prove condotte durante la fase di analisi sperimentale del sistema mCHP-HP sono state suddivise in:

- Prove statiche, in cui al sistema è stato richiesto un carico termico circa costante e pari alla potenza nominale di 120 kW. Il sistema è stato testato per temperature di mandata all'utenza variabili tra i 45°C ed i 65 °C.
- Prove dinamiche, dove si è cercato di riprodurre dei profili di carico termico tipici di utenze residenziali, terziarie e scolastiche. Nei test sono state cambiate, oltre al profilo di carico, la potenza massima richiesta e la temperatura di mandata all'utenza, scegliendo per quest'ultima dei valori caratteristici a seconda della tipologia di terminale di riscaldamento ipotizzata.

I risultati dell'indagine sul sistema nei test condotti con carico statico alla potenza nominale, hanno evidenziato un funzionamento quasi perfettamente sincrono dei due generatori, con ridotti scambi con la rete elettrica nazionale. L'energia termica totale erogata dal sistema combinato è stata prodotta in media per il 60% dalla pompa di calore, e per il restante 40% dal microgeneratore; tali percentuali corrispondono circa a quelle delle potenze nominali dei due generatori di calore rispetto alla potenza nominale totale dell'impianto. Nei periodi in cui si sono registrate temperature dell'ambiente esterno al di sotto dei 10 °C e percentuali di umidità relativa superiori al 90%, la pompa di calore ha presentato un comportamento instabile per via dell'attivazione della funzione anti sbrinamento. Questo processo ha comportato un mancato apporto energetico della HP ed un utilizzo più consistente del calore accumulato nel serbatoio lato mCHP. Durante queste fasi la potenza totale erogata dal sistema all'utenza è oscillata attorno ad un valor medio di circa il 10% inferiore al valore nominale.

Dalle analisi delle prove dinamiche è emerso invece che la contemporaneità di funzionamento dei due generatori è collegata alla potenza termica richiesta, ed aumenta all'aumentare di quest'ultima. I risultati evidenziano, per profili di carico con potenze di picco fino a 60 kW (corrispondente al 50% della potenza nominale), un funzionamento intermittente della pompa di calore ed una contemporaneità di esercizio dei due generatori in media di poco superiore al 55%, con il contributo sull'energia termica totale ceduta all'utenza da parte del mCHP pari a circa 60÷65%, ed un conseguente contributo della pompa di calore di circa 35÷40%.

La quota percentuale di energia termica erogata dalla HP aumenta all'aumentare della potenza richiesta dall'utenza, raggiungendo, nei test in cui la potenza di picco richiesta è stata pari alla potenza nominale producibile dall'impianto, valori simili a quelli registrati nelle prove con carico di tipo statico: 60%.

Il sistema mCHP-HP è sempre riuscito a garantire la temperatura di mandata richiesta dall'utenza, ad esclusione delle fasi di carica degli accumuli successivi allo spegnimento dei due impianti, dovuto al raggiungimento del livello termico limite del serbatoio collegato al mCHP. Durante questa fase, prima che il sistema ripartisse, si è osservato che la temperatura dell'accumulo tende a scendere al di sotto di un valore soglia impostabile come parametro in input. Variando questo parametro da un valore di  $\Delta T$  di 10 °C a 5°C, il tempo tra lo spegnimento e la riaccensione del sistema si è ridotto di circa il 35%: la scelta di un opportuno valore di tale parametro può essere oggetto delle future ottimizzazioni.

In generale, l'ottima gestione della temperatura di mandata all'utenza è riconducibile all'opportuna regolazione delle portate tra gli accumuli termici e gli scambiatori dello skid idronico. Sono stati numerosi i casi in cui, nonostante le temperature dei serbatoi fossero molto variabili nel tempo, il sistema ha garantito nello stesso periodo di tempo una temperatura di mandata all'utenza in un range di  $2\div 3$  °C rispetto al valore obiettivo.

### **Analisi delle prestazioni energetiche del sistema nel suo complesso**

Nelle prove statiche, in cui al sistema è stato richiesto un carico pressoché costante pari a quello nominale, è risultato che le prestazioni termiche della pompa di calore siano state migliori per temperature basse di mandata all'utenza, raggiungendo un massimo di COP pari a circa 3.6 quando la temperatura di mandata all'utenza è stata di 41°C, ed un minimo di 2.4 con temperature di mandata pari a 63 °C, con una diminuzione di circa il 33%. La variabilità delle prestazioni della pompa di calore si sono tradotte in assorbimenti di energia elettrica inversamente proporzionali al COP. In particolare, per bassi COP l'energia prodotta dal mCHP non è stata sufficiente a soddisfare la richiesta della pompa di calore, causando un assorbimento di energia elettrica dalla rete, e viceversa nel caso di alti COP, in cui si è avuto una sovrapproduzione di energia elettrica da parte del mCHP e quindi immissione in rete.

Anche il rendimento dell'impianto combinato mCHP-HP diminuisce all'aumentare della temperatura di esercizio, passando da un valore massimo di 159% ed un valore minimo di 138%. Considerando i risparmi di energia primaria rispetto ad altre tecnologie di confronto attraverso l'introduzione di un indice denominato IREP, si sono osservati valori crescenti al diminuire delle temperature di mandata nel confronto con una caldaia tradizionale e con una caldaia a condensazione. Il valore massimo, 0.47 (risparmio pari al 47%), si ha nel confronto con una caldaia a gas tradizionale ed una temperatura di mandata bassa, il valore minimo, 0.29 (risparmio pari al 29%) nel confronto con una caldaia a condensazione e temperatura di mandata alta. Nel confronto con l'utilizzo di una pompa di calore, l'indice IREP è risultato crescente all'aumentare della temperatura di mandata, con un minimo di 0.10 ed un massimo di 0.20.

Nelle prove dinamiche il parametro che ha maggiormente caratterizzato le prestazioni del sistema è stata la contemporaneità di funzionamento: il tempo in cui la pompa di calore ed il mCHP hanno funzionato contemporaneamente. Questo parametro è dipeso fortemente dalla potenza massima richiesta durante le singole prove. Pertanto anche le prestazioni del sistema mCHP-HP risultano dipendenti dal carico termico, registrando un'efficienza globale media del 115% nelle prove con carico termico massimo fino a 60 kW, fino a raggiungere un massimo di circa 138% per la prova condotta con richiesta di carico massima circa pari a quella nominale dell'impianto.

La contemporaneità di funzionamento dei due generatori ha influito anche sui valori del Thermal Multiplication Factor: quest'ultimo è stato inferiore ad 1.8 per le prove con carico al di sotto del 50% della potenza nominale, cui la contemporaneità è stata al massimo del 63%, per crescere sino a 2.52 nella prova con potenza pari a quella nominale e contemporaneità pari al 96%. Una bassa contemporaneità ha comportato anche alte percentuali di energia elettrica ceduta alla rete: questa ha raggiunto valori superiori in alcuni casi al 50 %; quando i due generatori hanno funzionato all'unisono per il 96% del tempo, invece, l'energia immessa in rete è stata solo pari al 9% della somma dell'energia elettrica prodotta dal mCHP e prelevata dalla rete.

Considerando il risparmio di energia primaria attraverso l'indice IREP, il sistema è risultato sempre più efficiente rispetto a sistemi considerati come di confronto: caldaia a gas tradizionale, caldaia a gas a condensazione, pompa di calore elettrica, a parità di effetto utile prodotto. L'effetto utile considerato è composto dall'energia termica prodotta dal sistema mCHP-HP e dall'energia elettrica immessa dal sistema in rete, e relativamente a quest'ultima componente il confronto è stato fatto ipotizzando una produzione da sistema elettrico nazionale. Considerando le prove caratterizzate da alte temperature di mandata all'utenza (68°C) il risparmio di energia primaria cresce al crescere del carico richiesto dall'utenza passando da un minimo di 0.21 (risparmio del 21%), rispetto all'utilizzo di una caldaia a condensazione (più rete nazionale) per un carico termico massimo inferiore a 60 kW, fino ad un valore di circa 0.43 (risparmio del 43%) rispetto all'impiego di pompe di calore (più rete nazionale) per una potenza termica massima erogata pari a 120 kW.

Nelle prove in cui la temperatura di mandata è stata mantenuta bassa (55°C) i valori di IREP sono sempre positivi: il risparmio rispetto alle caldaie è considerevole (da un massimo di 0.35 a un minimo di 0.27), mentre rispetto alla pompa di calore la performance rimane positiva, ma su valori più contenuti (0.05÷0.11)

I risultati dell'analisi mostrano che il sistema mCHP-HP ottiene le migliori prestazioni, sia in resa termica che globale, a copertura di un profilo di carico costante ad entalpia fornita medio-bassa. In queste condizioni i vantaggi risiedono da un lato in un presumibile incremento del numero di ore di funzionamento annuali, dall'altro nella migliore efficienza totale del sistema.

Il miglioramento di quest'ultima è conseguente ai seguenti due effetti:

- il miglior sfruttamento dell'energia elettrica del micro-cogeneratore, in virtù del funzionamento parallelo e continuativo della pompa di calore che, opportunamente dimensionata, può utilizzare appieno l'energia elettrica prodotta evitando svantaggiose immissioni in rete;
- l'elevato COP della pompa di calore nel funzionamento continuativo con temperature di mandata non superiori ai 60°C.

In tali condizioni il rendimento globale del sistema è superiore al 150%.

### **Analisi economica ed ambientale del sistema**

L'analisi economica ed ambientale è stata effettuata prendendo in considerazione una curva di fabbisogno annua tipica per un'utenza residenziale, per la quale è stato ipotizzato che il fabbisogno termico fosse soddisfatto, anche nei picchi, dal sistema mCHP-HP. Sono stati adottati tre diversi scenari di utenza, nei quali è stato considerato un utilizzo del sistema mCHP-HP da condizioni prossime al pieno carico termico, a condizioni di carico termico progressivamente sempre più parzializzate.

Considerando i possibili guadagni annui rispetto alle tecnologie di confronto adottate, i guadagni maggiori (circa 10500 euro/anno) si hanno per lo scenario a maggior potenza termica (scenario 1) nei confronti della pompa di calore elettrico. Il confronto con una tecnologia più efficiente con temperature di mandata alte, come la caldaia a condensazione, vede dei valori di guadagno che vanno da un massimo pari a circa 6800 euro/anno nel caso dello scenario a maggior potenza termica, sino ad un minimo di circa 5600 euro/anno per lo scenario a maggior parzializzazione del carico.

La riduzione di energia primaria, rispetto alle diverse tecnologie di confronto, rispetto alla pompa di calore elettrica (+ rete nazionale) un risparmio che va da un massimo di circa 9.2 tep/anno ad un minimo di circa 8.5 tep/anno. Rispetto alla caldaia a condensazione (+ rete nazionale) il risparmio va da un massimo di circa 5.5 tep/anno ad un minimo di 4.8 tep/anno.

Considerando le emissioni di CO<sub>2</sub>, si osservano riduzioni di emissioni rispetto a tutti gli altri sistemi impiantistici considerati. Rispetto alla pompa di calore (+ rete nazionale) queste sono comprese tra circa 21.9 e 23.6 ton CO<sub>2</sub>/anno e raggiungono circa il 44%, mentre rispetto alla caldaia a condensazione (+ rete nazionale) vanno da un minimo di 11.3 ad un massimo di circa 13.0 ton CO<sub>2</sub>/anno, corrispondenti a riduzioni percentuali comprese tra 26.8% e circa 30%.

Infine, considerando la situazione precedente all'estensione di fatto dei benefici tariffari dei SEU a tutti gli ASSPC, introdotta con la delibera 276/2017/R/eel, si osserva che le recenti modifiche normative hanno provocato un incremento dei guadagni, legato alla parte variabile sugli oneri di sistema, che per gli scenari ipotizzati è mediamente pari a 1380 €/anno.

### **Caratterizzazione analitica degli accumuli termici**

Il confronto con i dati sperimentali ha dimostrato come il modello monodimensionale implementato in ambiente Matlab® porti a risultati meno accurati rispetto al modello CFD bidimensionale assialsimmetrico e al modello statistico, in particolare per la fase di carica, oltre a comportare limitazioni allo studio della lenta scarica inerziale a causa dell'assenza di un termine relativo alla convezione naturale.

Il modello CFD bidimensionale assialsimmetrico implementato in Comsol® ha, invece, fornito risultati migliori, con una riduzione dell'errore compresa tra il 20% e l'80%. Inoltre, è stato in grado di fornire concrete indicazioni sulla stratificazione nelle fasi analizzate per entrambi gli accumuli termici. È stato verificato, infatti, che nell'ambito delle prove sperimentali la stratificazione termica è presente soltanto nelle prove di scarica, mentre nelle fasi di carica le elevate portate con cui sono state condotte le prove per esigenze legate al sistema complessivo hanno sostanzialmente determinato una condizione di serbatoio miscelato. Pertanto, l'analisi statistica è stata limitata alla fase di scarica.

La definizione del fattore di scala utilizzato dall'analisi statistica, un parametro necessario per il calcolo del termocline, è stata ottenuta da un set di simulazioni effettuate con il modello CFD bidimensionale validato sperimentalmente. E' stata quindi ricavata una relazione semplificata, che lega il fattore di scala al numero di Reynolds nella sezione trasversale del serbatoio. I risultati hanno mostrato un ottimo accordo del modello statistico e le misure sperimentali, con errori confrontabili, e in alcuni casi migliori, a quelli ottenuti con il modello CFD. Inoltre, poiché l'analisi statistica utilizza variabili adimensionali, può essere opportunamente generalizzata a serbatoi di dimensioni differenti e con acqua a temperature diverse. Il modello statistico nella formulazione qui adottata richiede temperatura e portata in ingresso costanti. A differenza del modello CFD bidimensionale, il modello statistico richiede un carico computazionale notevolmente ridotto, che permette di integrarlo in codici di calcolo per analisi delle prestazioni dell'intero sistema energetico.

In conclusione, è possibile affermare che il sistema mCHP-HP analizzato rappresenta un'applicazione di micro-cogenerazione con buone potenzialità di efficienza energetica legato ad una sua più ampia applicazione. Tali potenzialità sono fortemente legate alla contemporaneità di funzionamento dei due generatori che costituiscono il sistema stesso e possibili miglioramenti sono rappresentati da un'ottimizzazione degli accumuli termici e dall'aumento della contemporaneità di funzionamento in condizioni di carico termico parziale.

Le più recenti novità normative sui Sistemi Semplici di Produzione e Consumo, hanno introdotto un incremento non trascurabile nei risparmi conseguibili rispetto alle tecnologie di confronto

Le attività sopra delineate sono state alla base di due tesi di laurea magistrale in Ingegneria Energetica, focalizzate, la prima sulla conduzione delle prove e sull'analisi delle prestazioni del sistema mCHP-HP, e la seconda sull'implementazione e sull'affinamento dei modelli numerici relativi agli accumuli termici, in collaborazione con il Dipartimento di Energia del Politecnico di Torino.

## 12 Riferimenti bibliografici

1. AEEGSI- Autorità per l'energia elettrica il gas e il sistema idrico, Delibera 12 dicembre 2013, 578/2013/R/eel
2. AEEGSI- Autorità per l'energia elettrica il gas e il sistema idrico, Delibera 20 aprile 2017, 276/2017/R/eel
3. Decreto Legge 30 dicembre 2016, n. 244
4. P. Mancarella, "Cogeneration systems with electric heat pumps: Energy-shifting properties and equivalent plant modelling," *Energy Conversion and Management*, vol. 50, no. 8, pp. 1991 – 1999, 2009.
5. W. Malinowska and L. Malinowski, "Parametric study of exergetic efficiency of a small-scale cogeneration plant incorporating a heat pump," *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, no. 4, 459 – 472, 2003.
6. M. Smith and P. Few, "Domestic-scale combined heat-and-power system incorporating a heat pump: analysis of a prototype plant," *Applied Energy*, vol. 70, no. 3, pp. 215 – 232, 2001.
7. M.A. Smith and P.C. Few, "Modelling of a domestic-scale co-generation plant thermal capacitance considerations," *Applied Energy*, vol. 68, no. 1, pp. 69 – 82, 2001.
8. P. Tzscheutschler and E. E. (editors), "Integration of micro-generation and related energy technologies in buildings (Annex 54) - Project Summary report," IEA EBC Annex 54 Report, June 2016. [Online]. Available: [http://www.iea-ebc.org/fileadmin/user\\_upload/docs/SR/EBC\\_SR\\_Annex54.pdf](http://www.iea-ebc.org/fileadmin/user_upload/docs/SR/EBC_SR_Annex54.pdf)
9. G. Ciampi, A. Rosato, M. Scorpio, and S. Sibilio, "Experimental analysis of a micro-trigeneration system composed of a micro-cogenerator coupled with an electric chiller," *Applied Thermal Engineering*, vol. 73, no. 1, pp. 1309 – 1322, 2014.
10. Direttiva 2010/31/eu del parlamento europeo e del consiglio del 19 maggio 2010 sulla prestazione energetica nell'edilizia.
11. G. Angrisani, M. Canelli, C. Roselli, and M. Sasso, "Microcogeneration in buildings with low energy demand in load sharing application," *Energy Conversion and Management*, vol. 100, pp. 78 – 89, 2015.
12. MEGlobal. Ethylene glycol product guide. [Online]. Available: [http://www.meglobal.biz/media/product\\_guides/MEGlobal\\_MEG.pdf](http://www.meglobal.biz/media/product_guides/MEGlobal_MEG.pdf)
13. "Stazione Meteorologica del Dipartimento di Fisica dell'Università degli Studi di Torino." [Online]. Available: <http://www.meteo.dfg.unito.it/>
14. Decreto legislativo 8 febbraio 2007, n. 20. Attuazione della direttiva 2004/8/CE sulla promozione della cogenerazione basata su una domanda di calore utile nel mercato interno dell'energia, nonché modifica alla direttiva 92/42/CEE.
15. M. Pece, G. Tomassetti, and D. D. Santo, "Analisi del potenziale della microcogenerazione in Italia," *Fire*, 2008.
16. E. Macchi, S. Campanari, and P. Silva, "La Microcogenerazione a gas naturale," Polipress, 2005.
17. M. A. Ancona and F. Melino. (2015, Settembre) Analisi di soluzioni progettuali per la trasformazione di reti di teleriscaldamento esistenti in reti poligenerative con presenza di scambio attivo. [Online]. Available: [http://www.enea.it/it/Ricerca\\_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/risparmio-energia-settore-civile/2014/rds-par2014-019.pdf](http://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/risparmio-energia-settore-civile/2014/rds-par2014-019.pdf)
18. UNI. UNI/TS 11300-2 - Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 2: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale, per la produzione di acqua calda sanitaria, per la ventilazione e per l'illuminazione in edifici non residenziali. Ottobre 2014.
19. Aermec, scheda prodotto nrk 0200-0700. [Online]. Available: [http://download.aermec.com/docs/schede/nrk\\_1507\\_2\\_it.pdf?r=10835](http://download.aermec.com/docs/schede/nrk_1507_2_it.pdf?r=10835)
20. Mitsubishi electric, pompe di calore idroniche. [Online]. Available: [https://climatizzazione.mitsubishielectric.it/uploads/document/i-1305190\\_pompecalore9\\_1134.pdf](https://climatizzazione.mitsubishielectric.it/uploads/document/i-1305190_pompecalore9_1134.pdf)
21. Ministero dello Sviluppo Economico, DM 5 Settembre 2011.
22. AEEGSI- Autorità per l'energia elettrica il gas e il sistema idrico, Oneri generali di sistema e ulteriori componenti, consultato il 01/09/2017. [Online]. Available: <https://www.autorita.energia.it/it/elettricità/auc.htm>

23. Ministero dello Sviluppo Economico, D.M. 30 Novembre 2011.
24. DPCM 15/01/1999.
25. Decreto Legislativo 2 febbraio 2007, n. 26 "Attuazione della direttiva 2003/96/CE che ristruttura il quadro comunitario per la tassazione dei prodotti energetici e dell'elettricità" .
26. AEEGSI- Autorità per l'energia elettrica il gas e il sistema idrico, Condizioni economiche per i clienti del mercato tutelato, consultato il 1/09/2017. [Online]. Available: <http://www.autorita.energia.it/it/dati/condec.htm>
27. AEEGSI- Autorità per l'energia elettrica il gas e il sistema idrico, Prezzi medi di vendita al mercato finale al dettaglio , consultato il 1/09/2017. [Online]. Available: <http://www.autorita.energia.it/it/dati/gp36.htm>
28. AEEGSI- Autorità per l'energia elettrica il gas e il sistema idrico, Imposte sul gas , consultato il 1/09/2017. [Online]. Available: <http://www.autorita.energia.it/it/dati/gp30.htm>
29. AEEGSI- Autorità per l'energia elettrica il gas e il sistema idrico, Prezzi minimi garantiti anno 2017. [Online]. Available: <http://www.autorita.energia.it/it/comunicati/17/170127.htm>
30. AEEGSI- Autorità per l'energia elettrica il gas e il sistema idrico, Prezzi al kWh per cliente tipo servito in maggior tutela - aggiornamento trimestrale, consultato il 1/09/2017. [Online]. Available: <http://www.autorita.energia.it/it/elettricità/prezzirif.htm>
31. GME - Gestore dei Mercati Energetici, Titoli di Efficienza Energetica, consultato il 1/09/2017. [Online]. Available: <http://www.mercatoelettrico.org/it/>
32. Regione Piemonte, Foglio di calcolo per le emissioni in atmosfera, consultato il 1/09/2017. [Online]. Available: [www.regione.piemonte.it/Findustri/dwd/misura1/emissioni\\_v\\_1\\_7.xls](http://www.regione.piemonte.it/Findustri/dwd/misura1/emissioni_v_1_7.xls)
33. ENEA, Poteri calorifici inferiori dei combustibili e fattori di emissione della CO2, consultato il 01/09/2017. [Online]. Available: <http://www.efficienzaenergetica.enea.it/regioni/siape/poteri-calorifici-inferiori-dei-combustibili-e-fattori-di-emissione-della-co2>
34. Nelson J., Balakrishnan A., Murthy S. S., Parametric studies on thermally stratified chilled water storage systems, *Applied Thermal Engineering*, 19 (1999), 89-115.
35. Nelson J., Balakrishnan A., Murthy S. S., Experiments on stratified chilled water tanks, *International Journal of Refrigeration*, 22 (1999), 216-234.
36. Han Y., Wang R., Dai Y., Thermal stratification within the water tank, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13 (2009), 1014-1026.
37. Chung J. D., Shin Y., Integral approximate solution for the charging process in stratified thermal storage tanks, *Solar Energy*, 85 (2011), 3010-3016.
38. Bayòn R., Rojas E., Analytical function describing the behaviour of a thermocline storage tank: a requirement for annual simulations of solar thermal power plants, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 68 (2014), 641-648.
39. Pizzolato A., Donato F., Verda V., Santarelli M., CFD-based reduced model for the simulation of thermocline thermal energy storage systems, *Applied Thermal Energy*, 76 (2015), 391-399.

## 13 Abbreviazioni ed acronimi

### Acronimi

A1	Serbatoio d'accumulo servito dal micro-cogeneratore
A2	Serbatoio d'accumulo servito dalla pompa di calore
COP	Coefficient of Performance
ScHi	Scambiatore di calore ad alta entalpia
ScLo	Scambiatore di calore a bassa entalpia
ASAP	Altri Sistemi di AutoProduzione
ASE	Altri Sistemi Energetici
ASSPC	Altri Sistemi Semplici di Produzione e Consumo
CAR	Cogenerazione ad Alto Rendimento
HP	Pompa di calore
mCHP	Micro-cogeneratore
PES	Primary Energy Saving
RISP	Risparmio di energia primaria
SESEU	Sistemi Energetici Equivalenti a Sistemi Efficienti di Utenza
SEU	Sistemi Efficienti di Utenza
SSP-A	Sistemi semplici di Produzione di tipo A
SSP-B	Sistemi Semplici di Produzione di tipo B
SSPC	Sistemi Semplici di Produzione e Consumo
TISSPC	Testo Integrato Dei Sistem Semplici di Produzione e Consumo
TMF	Thermal Multiplication Factor

### Simboli

$\Delta$	Differenza
$\Delta t$	Timestep
$\dot{V}$	Portata volumica
$\dot{V}_{\text{gas}}$	Portata gas naturale in $\text{Sm}^3$
$\eta$	Rendimento
$\eta_{\text{el,rif}}$	Rendimento elettrico rete nazionale
$\rho$	densità
C	Costo
c	Costo per unità di volume o energia
Cd	Discharge coefficient
cp	Calore specifico
d, D	Diametri sezione tubazioni

em	Emissioni di CO <sub>2</sub> per unità di volume o energia
En	Energia cumulata
F	Frazione Potenza termica
G	Guadagno
g	Accelerazione di gravità
h	Altezza
K	Coefficiente di armonizzazione
LHV <sub>gas</sub>	Potere calorifico inferiore gas naturale in Sm <sup>3</sup>
M	Massa d'acqua nel serbatoio d'accumulo
p	Pressione
Pth	Potenza termica
V	Velocità
Y1	Fattore di espansione
Den	Termini al denominatore
Num	Termini al numeratore

**Pedici**

A1 – mCHP	Da serbatoio A1 a microgeneratore
A1 – ScHi	Da serbatoio A1 a scambiatore ad alta entalpia
A2 – HP	Da serbatoio A2 a pompa di calore
A2 – ScLo	Da serbatoio A2 a scambiatore a bassa entalpia
Acc	Accumulata
acc	Accise
acq	Acquistata
defis	Defiscalizzato
el	Elettrico
funz	Funzionamento
grid	Rete elettrica
grid – imp	Da rete elettrica ad Impianto
HP – A2	Da pompa di calore a serbatoio A2
id	Ipotetico
imp	Impianto
imp – grid	Da Impianto a rete elettrica
in	Ingresso
j	Istante di riferimento
man	Manutenzione
mCHP – A1	Da micro-cogeneratore a serbatoio A1

nom	Nominale
q.e.	Quota energia
rif	Riferimento
ScHi – A1	Da scambiatore ad alta entalpia a serbatoio A1
ScHi – Ut	Da scambiatore ad alta entalpia ad utenza
ScLo – A2	Da scambiatore a bassa entalpia a serbatoio A2
Ut	Utenza
Ut – ScLo	Da utenza a scambiatore a bassa entalpia
v	Volumetrica
vend	Venduta