



## Ricerca di Sistema elettrico

Studio teorico/sperimentale di componenti  
e sistemi integrati per la climatizzazione.  
Progettazione preliminare  
e realizzazione di “HiL”.

G. Boccardi, F. D'Annibale, G. Cicconi, A. Franchi, L. Gugliermetti,  
A. Mariani, A. Lattanzi, C. Menale, M. Morlacca,  
M. Pieve, A. Scotini, L. Simonetti, R. Trinchieri

STUDIO TEORICO/SPERIMENTALE DI COMPONENTI E SISTEMI INTEGRATI PER LA CLIMATIZZAZIONE.  
PROGETTAZIONE PRELIMINARE E REALIZZAZIONE DI "HIL".

G. Boccardi, F. D'Annibale, G. Cicconi, A. Franchi, L. Gugliermetti, A.Mariani, A. Lattanzi, C. Menale, M. Morlacca, M. Pieve, A. Scotini, L. Simonetti, R. Trinchieri (ENEA)

Aprile 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - II annualità

Obiettivo: Tecnologie

Progetto: Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico negli usi finali

Work package: Pompe di Calore

Linea di attività: Sistemi complessi di PdC integrate: Studio teorico/sperimentale di componentistica innovativa. Progettazione preliminare e realizzazione di "Hil"

Responsabile del Progetto: Claudia Meloni, ENEA

Responsabile del Work package: Raniero Trinchieri, ENEA

# Indice

SOMMARIO .....	5
1 INTRODUZIONE.....	6
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ DI “RICERCA E DEFINIZIONE DI CONFIGURAZIONI E DI GESTIONI OTTIMALI DELLA PDC AI FINI DELLO SBRINAMENTO” E RISULTATI.....	6
2.1 MODALITÀ DI POSSIBILI INTERVENTI SULLA ASHP .....	8
2.1.1 Funzionamento “base” .....	9
2.1.2 Recupero energia dal $GC_{LT}$ .....	9
2.1.3 Utilizzo di potenza da fonte esterna .....	9
2.1.4 Utilizzo di parte della $W_{ris}$ per lo sbrinamento .....	9
2.1.5 Utilizzo della Caldaia Ausiliaria .....	9
2.1.6 Regolazione della portata di aria.....	10
2.2 IMPLEMENTAZIONE DEL S/W .....	10
2.2.1 Implementazione s/w per il funzionamento base .....	10
2.2.2 Implementazione del $GC_{LT}$ .....	11
2.2.3 Implementazione del caso con potenza fornita da fonte esterna .....	12
2.2.4 Implementazione di parte della $W_{ris}$ per lo sbrinamento.....	12
2.2.5 Implementazione del funzionamento con la Caldaia Ausiliaria.....	12
2.2.6 Implementazione dell’uso di un inverter .....	13
2.2.7 Opzioni di simulazioni disponibili .....	14
2.3 VALUTAZIONE DEL BRINAMENTO E DEI SUOI EFFETTI TRAMITE S/W .....	16
2.3.1 Dimensionamento con il s/w della mappa di Zhu .....	16
2.3.2 Riferimenti bibliografici utilizzati .....	21
2.3.3 Considerazioni ed ipotesi sul processo di brinamento .....	26
2.3.4 Modalità di confronto per diverse configurazioni della massa di ghiaccio formata .....	30
2.3.5 Valutazione dei tempi di brinamento .....	32
2.3.6 Valutazione del numero di brinamenti a parità di energia per il riscaldamento prodotta .....	33
2.4 SIMULAZIONE DEGLI INTERVENTI DI RITARDO PROPOSTI .....	34
2.4.1 Dimensionamento dell’evaporatore .....	34
2.4.2 Uso dell’inverter.....	40
2.4.3 Preriscaldamento aria da fonte esterna (PA) .....	46
2.4.4 Interventi sulla portata di aria .....	51
2.5 VALUTAZIONE E CONFRONTO DEI METODI PROPOSTI .....	52
2.5.1 Condensing line .....	53
2.5.2 Produzione di ghiaccio a parità di energia fornita .....	53
2.5.3 Variazione percentuale del numero dei brinamenti.....	55
2.5.4 Inizio della Condensing Zone .....	55
2.5.5 Combinazione dei metodi di ritardo proposti.....	56
2.5.6 Ipotesi utilizzo PA_Inv .....	57
2.6 BRINAMENTO PER $T_{AR\_IN} < TBI$ .....	69
2.6.1 Utilizzo PA .....	70
2.7 IMPIEGO PA_INV PER TUTTO IL RANGE DI $T_{AR\_IN}$ .....	75
2.8 STUDIO DI ULTERIORI INTERVENTI PER RIDURRE IL BRINAMENTO NEL CASO $T_{AR\_IN} < TBI$ .....	76
2.9 IPOTESI DI UTILIZZO DEL METODO DI SBRINAMENTO CSDD INTEGRATO CON IL PA E I SA.....	78
2.9.1 Definizione dei parametri del processo di sbrinamento.....	79
2.9.2 Processo di sbrinamento nel ciclo CSSD.....	80
2.9.3 Mantenimento del riscaldamento all’utenza durante il CSSD.....	82
2.9.4 Valutazioni energetiche.....	85
2.9.5 Considerazioni finali sullo sbrinamento CSDD con il preriscaldamento dell’aria.....	89
3 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ DI “CONFRONTO SPERIMENTALE DELL’EFFICIENZA DELL’ACCUMULO TERMICO CON ACQUA E CON PCM”E RISULTATI.....	91
3.1 IMPIANTO SPERIMENTALE PER LA VALUTAZIONE DELL’ACCUMULO TERMICO .....	91

3.1.1	Sezione di prova .....	94
3.2	PROCEDURA PER L'ESECUZIONE DELLE PROVE .....	98
3.3	TEST SPERIMENTALI .....	99
3.3.1	Prove preliminari .....	100
3.3.2	Prove sperimentali .....	101
3.3.3	Elaborazione dei dati sperimentali .....	105
3.4	SIMULAZIONE NUMERICA DEL SISTEMA .....	117
3.5	CONFRONTO DELLE SIMULAZIONI CON LE PROVE SPERIMENTALI .....	122
3.6	VALUTAZIONI SUL SISTEMA DI ACCUMULO A PCM .....	122
4	DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ DI "DIMENSIONAMENTO IMPIANTO DI PROVA DINAMICO DI TIPO "HARDWARE IN THE LOOP" E SUA REALIZZAZIONE" E RISULTATI .....	126
4.1	CONFIGURAZIONE DI LAVORO DELL'IMPIANTO HiL .....	127
4.1.1	Modalità di funzionamento del circuito idronico .....	128
4.1.2	Strumentazione prevista nel loop idronico .....	135
4.1.3	Dimensionamento dello scambiatore di disaccoppiamento primario/secondario .....	136
4.2	REALIZZAZIONE DELLA CONFIGURAZIONE IDRAULICA DELL'HiL .....	142
4.3	STRATEGIA DI SIMULAZIONE DINAMICA SU IMPIANTO DI TIPO HiL .....	147
4.3.1	Profili di default per il fabbisogno termico dell'utente per ciascuna zona climatica .....	147
5	CONCLUSIONI .....	152
6	APPENDICE 1 – TABELLE DEI DATI UTILIZZATI PER LE ATTIVITÀ SUI PCM .....	153
7	RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI .....	154
8	ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI .....	155

## Sommario

La linea di ricerca descritta in questo report è articolata su diverse attività, aventi come denominatore comune lo studio di soluzioni tecnologiche o metodologie di analisi delle prestazioni innovative da applicarsi nel campo delle pompe di calore.

In particolare, sono state sviluppate tre distinte tematiche:

- Ricerca e definizione di configurazioni e modalità di gestione di PdC ottimizzate per lo sbrinamento: in prosecuzione dell'attività condotta nella prima annualità, si è proceduto ad introdurre nel s/w realizzato alcuni dei parametri utili per il confronto delle prestazioni della ASHP senza e con gli interventi di ritardo del brinamento. Con tale strumento è stato proposto e valutato un metodo per ritardare il brinamento (combinando opportunamente il preriscaldamento dell'aria (PA) e l'utilizzo dell'Inverter) e un metodo di sbrinamento (che combina il CSDD, Compressor Shut Down Defrosting con il preriscaldamento dell'aria). La bontà dei metodi e la loro fattibilità è discussa nel report;
- Confronto sperimentale dell'efficienza dell'accumulo termico con acqua e con PCM: sono state confrontate sperimentalmente le prestazioni ottenute nell'accumulo di calore utilizzando acqua oppure PCM (Phase Change Material). I dati ottenuti sono stati utilizzati per validare un modello alle differenze finite, che permette un rapido confronto tra le due configurazioni e consente di simulare configurazioni di geometria simile ma di diversa dimensione. Il s/w di simulazione è stato utilizzato per una valutazione preliminare delle prestazioni ottenibili con accumuli da utilizzare per evitare la formazione di brina nell'evaporatore durante le condizioni di funzionamento sfavorevoli;
- Dimensionamento dell'impianto di prova dinamico di tipo "Hardware in the Loop" e sua realizzazione: è stato dimensionato e realizzato un impianto di prova, che costituisce l'estensione di quello già esistente presso il C.R. ENEA Casaccia, che consentirà il test di pompe di calore in configurazione dinamica. Con esso si vogliono fornire valutazioni prestazionali più realistiche sulle pompe di calore (per esempio andando a valutare sperimentalmente l'effetto del brinamento sulle prestazioni) rispetto a quelle determinate dall'applicazione della Normativa vigente, che le calcola a partire dalla conoscenza di pochi dati prestazionali puntuali e dall'applicazione di alcuni coefficienti correttivi uguali per ogni pompa di calore.

## 1 Introduzione

Nei paragrafi successivi saranno descritte le tre attività condotte nella seconda annualità del PTR 2019-2021, progetto 1.7, WP “Pompe di Calore”, concernenti lo studio di soluzioni tecnologiche innovative per pompe di calore e di sviluppo di metodologie dinamiche di analisi delle prestazioni.

Nel paragrafo 2 si illustreranno i risultati relativi alla ricerca e definizione di configurazioni e di modalità di gestione della PdC ottimizzate per una esecuzione energeticamente efficiente dello sbrinamento. Durante lo studio, sono state inizialmente individuate le diverse situazioni di esercizio che si potrebbero realizzare implementando la ASHP con nuovi componenti e disponendo di fonti esterne per il riscaldamento dell’aria ai fini del ritardo del brinamento o dello sbrinamento. Conseguentemente, si è sviluppato il s/w, realizzato nella precedente annualità, inserendo le opzioni necessarie per simulare le condizioni di funzionamento della ASHP corrispondenti alle situazioni di esercizio selezionate; le varie opzioni hanno consentito di individuare e valutare sotto il profilo prestazionale molteplici configurazioni della ASHP, supponendo presenti i circuiti ausiliari che ne permetteranno la realizzazione.

Nel paragrafo 3 si illustreranno i risultati del confronto sperimentale dell’efficienza dell’accumulo termico con acqua e con PCM. La ricerca indaga il possibile uso di un accumulo termico a PCM per agevolare il preriscaldamento dell’aria in ingresso all’evaporatore, possibilmente utilizzando calore accumulato a temperatura contenuta durante le fasi di funzionamento più favorevoli. Le condizioni d’esercizio di un accumulo siffatto sono le più adatte per i sistemi con PCM (Phase Change Material), che, in certe condizioni, hanno il vantaggio di permettere l’accumulo di una quantità di calore superiore a quella accumulabile con serbatoi tradizionali che utilizzano il calore sensibile dell’acqua.

Nel paragrafo 4 si illustrerà l’attività di dimensionamento di un impianto di prova dinamico di tipo “Hardware in the Loop” e la sua realizzazione. In particolare, s’illustrerà il processo di dimensionamento, le apparecchiature installate, le varie modalità di esercizio, la modalità di simulazione energetica dell’utenza e la messa a punto delle logiche di gestione.

## 2 Descrizione delle attività di “Ricerca e definizione di configurazioni e di gestioni ottimali della PdC ai fini dello sbrinamento” e risultati.

Tale attività è la prosecuzione di quella condotta nella prima annualità, descritta in [1]. In esso, considerando di poter disporre di una fonte rinnovabile a bassa temperatura, è stato proposto il preriscaldamento dell’aria (PA) per il ritardo del brinamento. Nel report si era inoltre evidenziata l’influenza del dimensionamento iniziale e delle caratteristiche dei componenti della ASHP (es. entità della conduttanza termica globale US, prestazioni dei fan) su di esso. Un possibile ulteriore intervento, indicato ma non indagato, era l’utilizzo dell’inverter, che consente, entro certi limiti di esercizio, di modulare le prestazioni fornite dalla macchina per adattare alle effettive necessità dell’utenza: ciò permette di lavorare a  $T_{ev}$  maggiori, con evidenti vantaggi in termini di riduzione della produzione di ghiaccio.

Per lo sbrinamento, sempre nell’ipotesi di inserire serbatoi di accumulo e di fonti rinnovabili quali solare e geotermico, si indicava di investigare il ciclo RCD (Reverse Cycle Defrosting), p.e. utilizzando i serbatoi di accumulo per ridurre il problemi di disagio dell’utenza durante i periodi di inversione del ciclo.

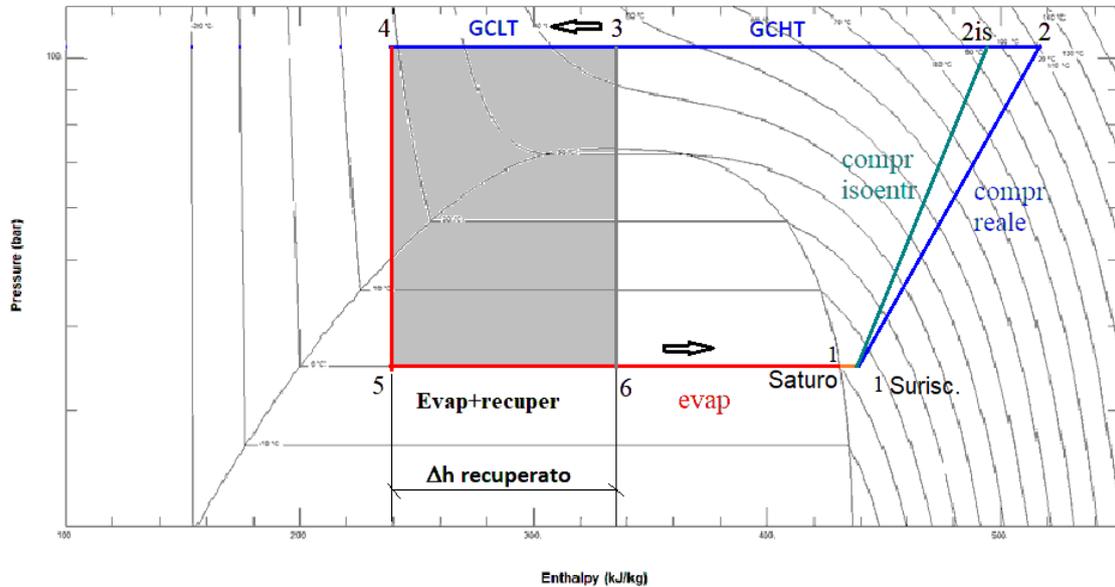
Inoltre si suggeriva di studiare qualche possibile utilizzo del ciclo CSDD (Compressor Shut Down Defrosting), migliorandone l’efficienza preriscaldando l’aria grazie all’integrazione con le sorgenti di calore esterne, e fornendo nel frattempo la potenza richiesta dall’utenza ( $W_{dem}$ ) per mezzo dei serbatoi di accumulo durante i probabili lunghi periodi di stop della ASHP.

Le ipotesi d’intervento dovrebbero essere associate a diverse configurazioni/implementazioni dell’impianto/sistema integrato per poterne simulare l’effetto complessivo sulle prestazioni.

In questo Report sono presentati i risultati ottenuti nello sviluppo delle indicazioni e ipotesi proposte nel report succitato; in particolare per quanto riguarda l’implementazione e lo sviluppo del s/w di simulazione, si manterrà l’approccio indicato nel § 2.5 del report della prima annualità [1].

La ASHP a CO<sub>2</sub> disponibile per le prove prevede l’acqua come fluido termovettore per il circuito utenza; in molte condizioni di esercizio, la temperatura di ritorno nel Gas-Cooler dell’acqua può essere molto

superiore alla temperatura dell'aria esterna ( $T_{ar}$ ) e quindi una parte di calore, proporzionale alla differenza tra la temperatura della  $CO_2$  nel punto 3 ( $T_3$ ) di figura 1 e la temperatura dell'aria esterna, resterà teoricamente ancora recuperabile. A livello concettuale si può ipotizzare l'adozione di due distinti gas-cooler, uno ad alta temperatura (GCHT) ed uno a bassa temperatura (GCLT). In questo rapporto tecnico, si fa riferimento al ciclo con due gas cooler per poter recuperare separatamente anche questa parte di calore non utilizzabile direttamente per il riscaldamento; nella fig. 1 è mostrato il ciclo semplificato della  $CO_2$  nel piano p-h con questa configurazione, già descritto in [1].



**Figura 1 – Ciclo ASHP a  $CO_2$  con due Gas Cooler, nel piano ph**

Nella figura 2 è mostrato il corrispondente schema semplificato della ASHP per la situazione di riscaldamento/produzione ACS (Acqua Calda Sanitaria) con l'introduzione del preriscaldamento: a tale scopo sono indicati due scambiatori, uno, LT, previsto per sorgenti di bassa temperatura (geotermico, solare bassa T,  $SA_{LT}$ ), l'altro per sorgente a T maggiore, p.e. solare ad alta temperatura con accumulo termico dedicato ( $SA_{HT}$ ). Il s/w terrà conto di queste possibilità di recupero. Sia i GC che i preriscaldatori non sono collegati al momento ad alcuna utenza/circuito ausiliario specifico ma sono predisposti per i calcoli lato  $CO_2$  e fluidi di servizio.

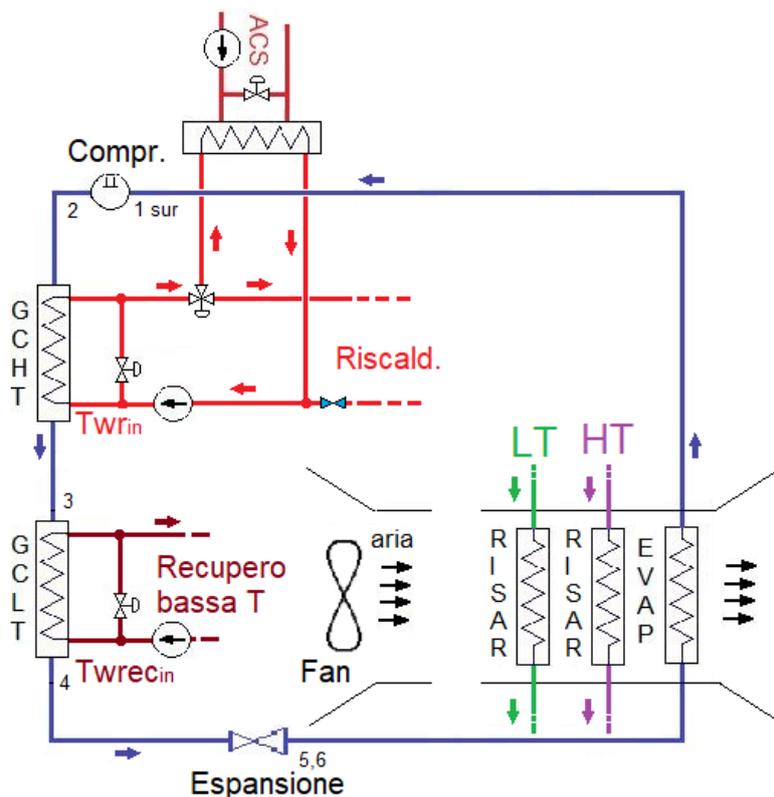


Figura 2 – Schema semplificato della ASHP con i due GC e i preriscaldamenti dell’aria

## 2.1 Modalità di possibili interventi sulla ASHP

In questo paragrafo definiamo un quadro generale delle situazioni di esercizio che si potrebbero realizzare implementando la ASHP con nuovi componenti e disponendo di fonti esterne per il riscaldamento dell’aria. Saranno presentate il maggior numero di opzioni possibili considerando che le modalità di funzionamento dell’ASHP sono molto variabili e dipendono inoltre dalle richieste dell’utenza; p.e., a parità di  $T_{ar\_in}$ , a seconda della umidità relativa (UR), ci potremmo trovare a dover affrontare o situazioni di brinamento rilevanti che potrebbero consigliare una certa configurazione mirata a ridurne l’insorgenza oppure essere lontani dal  $T_{dew}$  e quindi poter utilizzare un’altra opzione più vantaggiosa dal punto di vista prettamente energetico.

Partendo dallo schema di figura 2 e supponendo la presenza di un adeguato stoccaggio, si possono supporre diversi situazioni di funzionamento della ASHP e implementare di conseguenza il s/w per la loro verifica di efficienza e/o convenienza di utilizzo, sia per ritardare il brinamento che per lo sbrinamento.

Per esempio, se si utilizza il  $GC_{LT}$ , la potenza di scambio all’evaporatore (EV) aumenterà della quantità così recuperata  $W_{ev\_LT}$  rispetto a quella base per il solo riscaldamento,  $W_{ev\_ris}$ . Un aumento della  $W_{ev\_tot}$  comporta un abbassamento della  $T_{ev}$  con il peggioramento del rischio di brinamento oltre che, se non accompagnata da vantaggi sulla potenza “utile”, un decremento del coefficiente di prestazione (COP). Se però fosse possibile impiegare questa potenza nella fase di produzione di ACS, e, inoltre, non in condizioni di brinamento ( $T_{ev} > 0^{\circ}C$  e/o  $T_{ev} > T_{dew}$ ), si potrebbe ottenere un vantaggio nel rendimento energetico totale.

Sia la  $W_{GCHT}$  che la  $W_{GCLT}$  possono essere utilizzate direttamente o accumulate in uno o più serbatoi. Nel seguito supponiamo due serbatoi di accumulo, di alta e bassa temperatura  $SA_{HT}$  e  $SA_{LT}$ , per avere maggiore libertà di valutare diverse situazioni.

Per il PA si ipotizza l’uso

- di una sorgente esterna ( $W_{ext}$ )
- della potenza disponibile nei serbatoi
- di parte o di tutta la potenza ottenuta direttamente dai GC.

Potrà essere inoltre valutata anche l'azione contemporanea delle diverse fonti a diversa temperatura come previsto nella fig.2.

Infine si vuole indagare la possibilità di impiegare parte della potenza di una eventuale caldaia ausiliaria CA ( $W_{CA}$  prevista in [1]) per gestire il brinamento in situazioni limite.

Tutte queste situazioni potranno essere testate con l'impiego dell'inverter nei limiti accettati per un funzionamento in sicurezza del compressore.

Nel seguito sono presentate sinteticamente le varie possibili risorse disponibili nel sistema e come si intende sfruttarle; gli interventi descritti possono essere valutati singolarmente o insieme ad altri, con o senza l'impiego dell'inverter.

Successivamente si descriverà come ciò sia stato ottenuto nell'implementazione e sviluppo del s/w.

### 2.1.1 Funzionamento "base"

Il funzionamento "base" della HP, senza alcun recupero, corrisponde alla situazione di riferimento per i successivi confronti con le altre configurazioni studiate ed è stata impostata in [1]. Per valutare l'effetto di dimensionamenti diversi dell'evaporatore, come già accennato in [1], può essere utilizzata la possibilità di variare la ATD (Approach Temperature Difference) all'evaporatore nelle condizioni di riferimento.

### 2.1.2 Recupero energia dal $GC_{LT}$

Nel  $GC_{LT}$  si può teoricamente recuperare calore dall'aria esterna da temperature di qualche grado superiori alla  $T_{ar\_in}$  fino a valori prossimi alla temperatura T3, figura 1, come detto in precedenza. Il calore potrà essere accumulato nel  $SA_{LT}$  per impiegarlo per il ritardo e/o in situazioni più critiche o per implementare la produzione di ACS.

Per giustificare un serbatoio di accumulo non ha senso spingere il recupero a temperature troppo basse; visto che uno dei principali possibili utilizzi del  $SA_{LT}$  potrebbe essere il contribuire alla produzione dell'ACS riscaldando l'acqua in ingresso proveniente dall'acquedotto<sup>1</sup>, fino a valori prossimi alla T3, si è posto come temperatura minima di accumulo  $T_{SALT\_min}=20\text{ °C}$ .

### 2.1.3 Utilizzo di potenza da fonte esterna

La potenza proveniente da fonte esterna dovrà avere una temperatura adeguata a riscaldare l'aria, almeno per le condizioni peggiori di funzionamento della ASHP, usualmente considerate per  $T_{ar\_in}<6\text{ °C}$  [1]. Considerato un ATD di 4 °C, occorre quindi una fonte con almeno  $T>10\text{ °C}$  per avere una copertura completa di questa zona. Temperature superiori consentono in ogni caso un miglioramento delle prestazioni della ASHP, a prescindere dal brinamento. Al limite, disporre di una  $T>20\text{ °C}$ , potrebbe portare a rivedere la  $T_{SALT\_min}=20\text{ °C}$  per un migliore utilizzo nel sistema delle risorse rinnovabili. Nel seguito considereremo la disponibilità del PA fino a temperature di  $T_{ar\_in}=11\text{ °C}$ .

Il PA può quindi essere impiegato sia per il ritardo che per lo sbrinamento: se la fonte è disponibile senza limitazioni, potrebbe essere utilizzata in continuo per migliorare le prestazioni della ASHP.

### 2.1.4 Utilizzo di parte della $W_{ris}$ per lo sbrinamento

Questa opzione è stata introdotta per poter valutare se sussista un vantaggio nell'utilizzare parte della potenza in eccesso di riscaldamento, che la ASHP produce per  $T_{ar\_in}>TBI$  (temperatura bivalente), per contrastare il brinamento.

### 2.1.5 Utilizzo della Caldaia Ausiliaria

In alcune situazioni limite, caratterizzate da bassi COP, potrebbe essere interessante indagare la possibilità di impiegare parte della potenza della  $W_{CA}$  per realizzare un ritardo del brinamento.

---

<sup>1</sup> Questa temperatura è ovviamente variabile; per una prima stima consideriamo un valore di 15°C

### 2.1.6 Regolazione della portata di aria

Nel rapporto tecnico [1], partendo dalle considerazioni presentate da Da Silva et al. [2], Ye et al. [3] e Moallem et al. [4], come possibile metodo di ritardo si proponeva di intervenire sulla portata di aria in ingresso. In questo Report si approfondirà, tramite delle simulazioni che tengano conto anche delle variazioni della UR a parità di  $T_{ar\_in}$ , l'interesse a sperimentare tale opzione, già valutata preliminarmente in [1].

## 2.2 Implementazione del s/w

Il s/w è stato modificato in modo da poter simulare le condizioni di funzionamento della ASHP derivanti dalle ipotesi esposte nel § precedente e dalle condizioni di esercizio; ad ogni opzione implementata corrisponderà una configurazione della ASHP più i circuiti ausiliari che ne permetterà la realizzazione. Nel seguito, poiché è previsto di poter testare anche l'effetto del dimensionamento dell'evaporatore, come "configurazione" intenderemo l'opzione di funzionamento associata a una scelta di dimensionamento dell'evaporatore. Per ogni configurazione il s/w dovrà essere in grado di calcolare i principali parametri di funzionamento, con riferimento allo schema fig. 1, in modo da potere confrontare le prestazioni della ASHP per un suo utilizzo ottimale.

*Allo stato attuale di studio si valutano 9 possibili opzioni, indicate di seguito con il corrispondente numero di selezione del s/w. La grandezza  $W_{prea}$  è introdotta per ipotizzare l'utilizzo di parte del calore producibile dalla ASHP o da fonte esterna per il PA o la produzione di ACS o lo sbrinamento.*

*Se la potenza proveniente da una fonte esterna,  $W_{prea\_ext}$  è usata per preriscaldare l'aria in ingresso all'evaporatore, ciò comporta un miglioramento delle prestazioni della PdC (Pampa di Calore) con un aumento della  $T_{ev}$  e quindi la riduzione del rischio di brinamento. Date l'ipotesi di bassa  $T$ , non può però "passare" per il  $SA_{LT}$  perché potrebbe rimettere in discussione l'ipotesi di  $T_{min} SA_{LT}=20^{\circ}C$ , in particolare proprio nelle situazioni più critiche per la ASHP con temperature dell'aria minori. Per questo motivo nello schema di fig.2, si ipotizza un circuito apposito con uno scambiatore recuperatore dedicato (LT).*

*Come  $W_{prea}$  si può anche intendere anche la  $W$  accumulata in condizioni di esercizio favorevoli: in questo caso il guadagno dovrà essere valutato confrontando i possibili utilizzi di questa energia in situazioni diverse da quella di accumulo. (fornitura  $W_{ris}$  in condizioni con COP minore, sbrinamento, ACS, spostamento della TBI, ...).*

*Nel seguito sono state esplorate solo quelle opzioni ritenute di maggiore interesse fermo restando la possibilità di successive valutazioni per le altre.*

### 2.2.1 Implementazione s/w per il funzionamento base

Il "funzionamento base" può essere eseguito riferendosi a diversi dimensionamenti come descritto in [1], dove è stato impostato il dimensionamento che denomineremo nel seguito NRI. In pratica, nel s/w di simulazione, data la scelta della TBI a  $-2^{\circ}C$ , della  $\Delta T_{sur}$  ingresso compressore e della  $T_{ar\_in}$  di dimensionamento= $5^{\circ}C$ , si è impostato il valore di  $\Delta T_{ex\_ev}$  (=ADT<sub>ev</sub>) ritenuto congruo (4K nel caso NRI) e si sono modificati gli altri input del s/w in modo da mantenere la portata dei fan a  $8000\text{ m}^3/\text{h}$  (oltre agli altri parametri descritti nel [1]). Se si modifica solo il  $\Delta T_{ex\_ev}$ , con il s/w è possibile trovare il nuovo punto di funzionamento della ASHP per lo stesso  $Q_{fan}=8000\text{ m}^3/\text{h}$  che corrisponderà a un nuovo valore di US. Un caso è presentato già in [1] in cui si è provato un caso con  $\Delta T_{ex\_ev}=3K$ ; il relativo dimensionamento è denominato RI. Durante questa annualità si è inoltre cercato il dimensionamento, in seguito denominato M, che potesse rappresentare la ASHP testata da Zhu et al. [5], quindi correlata ai relativi dati sperimentali, per avere un riferimento "esterno" alle simulazioni puramente teoriche eseguite; si rimanda al successivo §2.3.1 per la descrizione del modo in cui ciò è stato ottenuto ma intanto si anticipano i dati di dimensionamento ricavati, insieme ai casi NRI e RI (evaporatore ASHP maggiorato) nella tabella 1 seguente.

**Tabella 1 – Dimensionamenti attualmente disponibili nel s/w**

	TBI	$W_{dem}$	$\Delta T_{sur}$	$T_{ar\_in}$	$\Delta T_{ex\_ev}$	$US_{rif}$	$\Delta T_{lm}$	Qfan	Gfan	$p_{cp}$	Tevap	$G_{CO_2}$
Dimens.	°C	kW	K	°C	K	kW/K		m <sup>3</sup> /h	kg/s	bar	°C	kg/s
M	-2	25.9	4	5	5.18	2.2	7.83	8000	2.82	113.4	-6.26	0.140
NRI	-2	25.9	4	5	4	2.7	6.66	8000	2.82	113.3	-5.3	0.145
RI	-2	25.9	4	5	3	3.26	5.62	8000	2.82	113.1	-4.45	0.150

In nero sono riportati i dati di riferimento per il dimensionamento, in rosso i diversi valori di  $\Delta T_{ex\_ev}$  e delle corrispondenti grandezze ottenuti all'equilibrio delle potenze termiche scambiate all'evaporatore, in blu i valori di funzionamento del compressore.

I tre dimensionamenti sono disponibili come scelta iniziale nel menù di input del s/w di simulazione in modo da poter valutare l'effetto del dimensionamento sulle prestazioni della ASHP, in particolare per quanto riguarda il brinamento. Come visto è sempre possibile, sulla base di eventuali indicazioni sperimentali, definire nuovi dimensionamenti da implementare e simulare con il s/w.

### 2.2.2 Implementazione del $GC_{LT}$

In [1], sulla base delle considerazioni presentate da Chen [6], si sono affrontati i particolari problemi presenti nel dimensionamento dei GC con  $CO_2$  transcritica. In particolare si sono ipotizzati due circuiti separati per la rimozione del calore dai due GC; per il  $GC_{HT}$  la temperatura di ingresso dell'acqua da riscaldare è stata posta a 40°C. Questa scelta fa sì che per il  $GC_{LT}$  la  $T_{CO_2\_in}$  sia posta a 44°C ( $ATD_{GC_{LT}}=4K$ ) mentre, per le condizioni di riferimento in stazionario, la temperatura di ingresso dell'acqua è, per quanto detto nel §1.2.4, di 20°C.

Come esposto in [1], nel s/w sono introdotte delle subroutine che effettuano dei calcoli che consentono di soddisfare le condizioni di pinch point (p.p.) imposto variando la portata dell'acqua di raffreddamento; i dati acquisiti consentiranno inoltre di studiare la gestione dei circuiti di raffreddamento. Nel caso del  $GC_{LT}$  si prevedono due opzioni: la prima valuta sempre la possibilità di recupero massimo possibile per la prova, la seconda solo, se presente, il recupero effettivamente richiesto<sup>2</sup>. Nella figura 3 è mostrato per esempio l'andamento delle temperature della  $CO_2$  e dell'acqua e il variare del p.p. per il caso di riferimento RI, per l'ipotesi di recupero massimo possibile dal  $GC_{LT}$ . I dati di portata acqua fanno riferimento alla convergenza del s/w per il primo valore maggiore del p.p.=2 K richiesto. I valori di ATD e del p.p. possono essere impostati da input.

La  $CO_2$  nel  $GC_{LT}$  è transcritica solo in un primo tratto finché non raggiunge la  $T_{critica}= 30,98$  °C; ciò spiega, insieme alla pressione elevata, circa 113 bar ([1], fig. 38), un andamento dei profili di temperatura acqua- $CO_2$  più regolare rispetto allo scambio nel  $GC_{HT}$ . Per una eventuale valutazione dello scambio termico nel  $GC_{LT}$  si può quindi pensare di utilizzare il  $\Delta T_{lm}$ , Schaefer [7].

<sup>2</sup> All'aumentare del recupero di calore al  $GC_{LT}$  decresce la  $T_{ev}$ ; peggiorano quindi le prestazioni della ASHP e aumenta il brinamento, perciò conviene contenere le richieste di potenza allo strettamente necessario

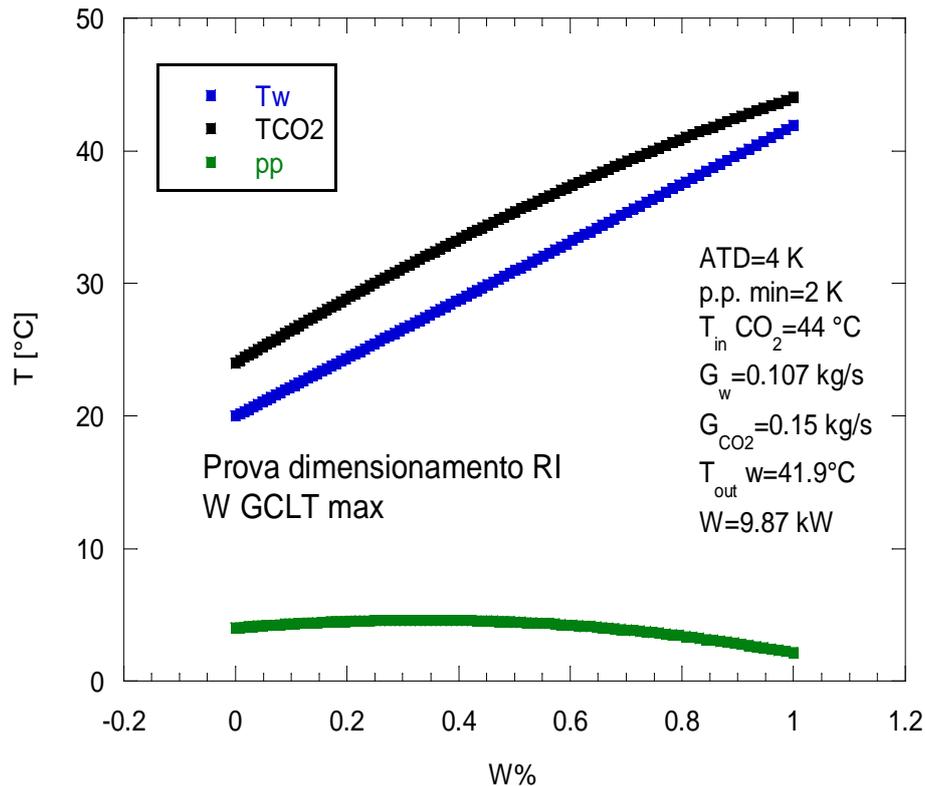


Figura 3 - GCLT: Andamento di Tw, TCO2 e p.p. vs W% scambiata ottenuta da s/w per la simulazione di ASHP

### 2.2.3 Implementazione del caso con potenza fornita da fonte esterna

Per gli scopi del s/w (valutazione degli effetti qualitativi di alcuni interventi sulle prestazioni della ASHP) l'implementazione della potenza esterna risulta semplice, dato che sarà utilizzata solo per il riscaldamento dell'aria in ingresso; in pratica si suppone che tutta la potenza, purché abbia una  $T > 10^\circ\text{C}$ , sia utilizzabile per il PA, non considerando le perdite nello scambio con l'aria. Nella realtà si dovrà quindi richiedere una potenza fornita superiore che dipenderà, a parità di dimensionamento dello scambiatore, dalla temperature di scambio al momento non conosciute lato sorgente esterna.

L'effetto di un incremento della  $T_{ar\_in}$  di fatto si ritrova essenzialmente nell'aumento della  $T_{ar\_inEV}$  e quindi, a parità di  $\Delta T_{ae}$ , nel valore maggiore della  $T_{ev}$  con conseguente incremento del COP e della  $W_{ris}$  prodotta. Il s/w calcolerà e acquisirà i parametri necessari per valutare queste diverse prestazioni.

Quindi l'introduzione la  $W_{ext}$  non sarà considerata direttamente nei calcoli del COP; una sua ricaduta in termini costi energetici dovrà rientrare nelle valutazioni del sistema complessivo della ASHP integrata ai SA e ai circuiti ausiliari oltre che ad altre eventuali sorgenti.

### 2.2.4 Implementazione di parte della $W_{ris}$ per lo sbrinamento

La ASHP produce per  $T_{ar\_in} > T_{BI}$  una  $W_{ris} > W_{dem}$ : cercando delle soluzioni per migliorare il rendimento globale del sistema che si sta studiando, si vuole valutare se un diverso utilizzo di parte di questo calore in eccesso può portare dei benefici per il contenimento del brinamento e/o dell'energia necessaria allo sbrinamento. Per tale motivo si è introdotto nel s/w la possibilità di simulare questa opzione in modo che fornisca i parametri necessari per elaborare i dati per il confronto con le altre possibili soluzioni.

### 2.2.5 Implementazione del funzionamento con la Caldaia Ausiliaria

La CA è la soluzione prevista in [1] per fornire il calore di integrazione che la ASHP non è in grado di produrre per  $T_{ar\_in} < T_{BI}$  (si rimanda al §6.2 per alcune considerazioni sulla scelta eseguita). In queste situazioni sarà

$$W_{dem} = W_{ris} + W_{CA} \quad (1)$$

A tale scopo la  $W_{CA}$  varierebbe da 0 per  $T_{ar\_in} \geq T_{BI}$  a un valore massimo che la CA dovrebbe fornire alla  $T_{ar\_in}$  minima prevista; in questo studio si fa riferimento alle condizioni climatiche “average”, ([1], fig. 9). In analogia a quanto detto per il  $W_{ris}$  nel § precedente, per  $T_{ar\_in}$  superiori alla temperatura  $T_{BI}$  di progetto, la CA sarebbe in grado di fornire calore da poter utilizzare per contrastare il brinamento: il s/w è stato adattato per simulare entrambe le possibilità.

### 2.2.6 Implementazione dell'uso di un inverter

L'inverter permette di controllare e ridurre l'eccesso di  $W_{ris}$  rispetto alla  $W_{dem}$  prodotta per  $T_{ar\_in} > T_{BI}$ , ottenendo delle  $T_{ev}$  di funzionamento del compressore superiori con conseguente miglioramento del COP e riduzione del rischio e/o dell'effetto del brinamento.

L'uso dell'inverter è stato implementato nel s/w in maniera semplice considerando che, come riportato in [8] *“I compressori a pistoni, a vite e scroll sono macchine volumetriche. La coppia resistente media all'albero del compressore rimane approssimativamente costante su un ampio range di velocità (frequenza  $\varphi$ ) in quanto dipende principalmente dalle condizioni di funzionamento e le proprietà del refrigerante. Pertanto, la capacità frigorifera e la potenza elettrica assorbita variano in modo approssimativamente proporzionale alla velocità”*.

Nella figura 4 è rappresentato questo comportamento come variazione percentuale del COP e della potenza prodotta (Q) in funzione della frequenza; in realtà nella figura è mostrato un leggero incremento del COP per frequenze al di sotto della nominale, probabilmente legato all'effetto dell'incremento della  $T_{ev}$ , predominante in questa zona rispetto alle perdite dovute al funzionamento del compressore al di fuori del dimensionamento ottimale. Nella figura sono evidenziate le due usuali frequenze di rete, 50 e 60 Hz. [8]

Partendo da queste considerazioni, si sono adattate le correlazioni già implementate sulle prestazioni del compressore in [1] introducendo un fattore correttivo funzione della frequenza di funzionamento dell'inverter.

Sempre in [8] viene consigliato di non scendere sotto certi valori di frequenza per evitare danneggiamenti e/o malfunzionamenti del compressore; nel nostro caso si simulerà fino alla frequenza di 35 Hz. Non sarà invece considerata la possibilità di funzionare a frequenze superiori poiché, oltre a comportare la scelta di motori con maggiore potenza assorbita e complessità nel collegamento elettrico, in questa situazione la  $p_{ev}$  e la  $T_{ev}$  diminuirebbero e quindi si favorirebbe l'insorgere del brinamento.

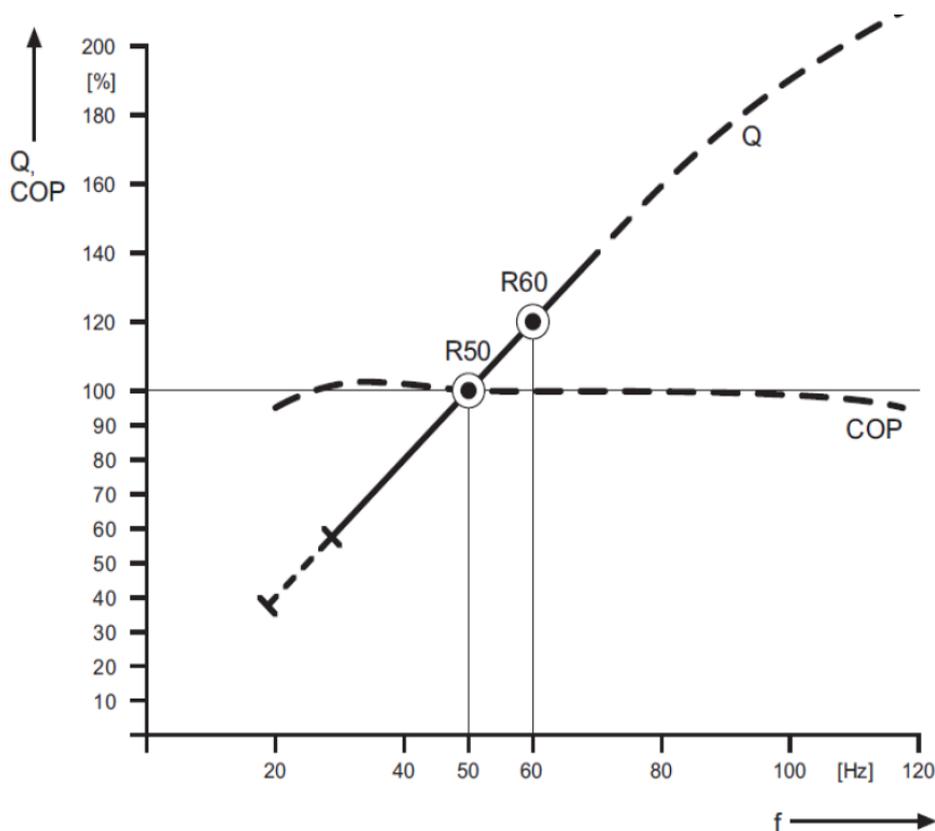


Figura 4 - Variazione percentuale del COP e della potenza prodotta in funzione della frequenza. [8]

### 2.2.7 Opzioni di simulazioni disponibili

Le considerazioni e le implementazioni presentate nei paragrafi precedenti hanno consentito la possibilità di simulare diverse ipotesi di funzionamento a cui corrispondono configurazioni di esercizio e prestazioni della ASHP. Allo stato attuale di studio si possono simulare le 9 possibili configurazioni di seguito sinteticamente presentate, indicate con il corrispondente numero di selezione dal menù del s/w, con le relative grandezze da impostare oltre quelle di base [1]; sono inoltre riportate le modalità di calcolo di alcune grandezze fondamentali. La  $W_{prea\_ext}$  è introdotta per ipotizzare la disponibilità di una fonte esterna di calore anche di bassa qualità (p.e. solare, geotermico, recuperi di altre attività o, al limite, utilizzo di calore accumulato in precedenti periodi di funzionamento).

Queste configurazioni possono operare con dimensionamenti iniziali, frequenza dell'inverter e recupero da CA differenti. Perciò, prima di scegliere la configurazione, si devono indicare come input:

- a) il dimensionamento di riferimento tra i tre disponibili (NRI, RI, M)
- b) la frequenza dell'inverter nel range accettato 35÷50 Hz
- c) il valore di  $W_{CA}$  che implicitamente comporta nei calcoli:
  - a.  $W_{CA}=0 \Rightarrow$  ne esclude l'uso
  - b.  $W_{CA}= W_{CA\_int} \Rightarrow$  la CA è usata solo per l'integrazione per  $T_{ar\_in}<TBI$
  - c.  $W_{CA}> W_{CA\_int} \Rightarrow$  la CA fornisce calore per il PA.

A seconda della configurazione, la potenza scambiata all'evaporatore, ossia recuperata dall'ambiente, può essere utilizzata esclusivamente per il riscaldamento o anche che per altre scelte, quali accumuli, PA, ACS; per tale motivo nel seguito si indicherà come verrà utilizzata per valutare il suo possibile utilizzo nel calcolo dei COP:  $COP_c$  che considera solo il ciclo per il riscaldamento e recuperi per ACS, e  $COP_f$  che tiene conto di altri recuperi e dei principali consumi energetici, in particolare l'assorbimento dei fan.

Le configurazioni disponibili sono:

0. Funzionamento "base" della HP, senza alcun recupero.

Si ha  $W_{ev\_tot} = W_{ev\_ris}$ , il  $COP_c = (W_{ris})/W_{e\_cp}$  e  $COP_f = W_{ris}/(W_{e\_cp} + W_{fan})$ .

1. Recupero dal  $GC_{LT}$  per accumulo nel  $SA_{LT}$ :

input da fornire:  $W_{acc}$

$$W_{ev\_tot} = W_{ev\_ris} + W_{acc}, COP_c = (W_{ris})/W_{e\_cp}, COP_f = W_{ris}/(W_{e\_cp} + W_{fan})$$

2. Recupero dal  $GC_{LT}$  per preriscaldamento dell'aria + eventuale accumulo nel  $SA_{LT}$

Input da fornire:  $W_{prea\_LT}, W_{acc}$

$$W_{ev\_tot} = W_{ev\_ris} + W_{prea\_LT} + W_{acc}, COP_c = (W_{ris})/W_{e\_cp}, COP_f = W_{ris}/(W_{e\_cp} + W_{fan})$$

3. Recupero dal  $GC_{LT}$  per produzione ACS + eventuale accumulo nel  $SA_{LT}$

Input da fornire  $W_{ACS}, W_{acc}$

La  $W_{ACS}$  si suppone ottenuta innalzando la  $T_{in}$  della ACS tramite la potenza accumulata nel  $SA_{LT}$  e quindi la  $W_{ACS}$  si ritiene  $W$  utile recuperata.

$$W_{ev\_tot} = W_{ev\_ris} + W_{ACS} + W_{acc}, COP_c = (W_{ris} + W_{ACS})/W_{e\_cp}, COP_f = (W_{ris} + W_{ACS})/(W_{e\_cp} + W_{fan})$$

4. Recupero dal  $GC_{LT}$  per ritardare lo sbrinamento tramite preriscaldamento dell'aria + eventuale accumulo nel  $SA_{LT}$

Input da fornire:  $W_{prea\_LT}, W_{acc}$

$$W_{ev\_tot} = W_{ev\_ris} + W_{prea\_LT} + W_{acc}, COP_c = (W_{ris})/W_{e\_cp} \text{ e } COP_f = W_{ris}/(W_{e\_cp} + W_{fan})^3$$

5. Recupero da una fonte esterna<sup>4</sup> per il preriscaldamento dell'aria+eventuale accumulo nel  $SA_{LT}$

Input:  $W_{prea\_ext}, W_{acc}$

$$W_{ev\_tot} = W_{ev\_ris} + W_{acc}, COP_c = (W_{ris})/W_{e\_cp} \text{ e } COP_f = W_{ris}/(W_{e\_cp} + W_{fan})$$

6. Recupero da fonte esterna per ritardare il brinamento + eventuale accumulo nel  $SA_{LT}$

input  $W_{prea\_ext}, W_{acc}$

$$W_{ev\_tot} = W_{ev\_ris} + W_{acc}, COP_c = (W_{ris})/W_{e\_cp} \text{ e } COP_f = (W_{ris})/(W_{e\_cp} + W_{fan})^5$$

7. Recupero da  $W_{ext}$  per preriscaldamento ACS

input  $W_{prea\_ext}, W_{ACS}$

$$W_{ev\_tot} = W_{ev\_ris}, COP_c = (W_{ris})/W_{e\_cp} \text{ e } COP_f = (W_{ris} + W_{ACS})/W_{e\_cp}^6$$

8. Recupero da  $W_{ris}$  per ritardare il brinamento. Si suppone di utilizzare direttamente parte della potenza prodotta per il riscaldamento dell'aria

Input:  $W_{prea\_ris}$

$$W_{ev\_tot} = W_{ris} + W_{prea\_ris}, COP_c = (W_{ris} - W_{prea\_ris})/W_{e\_cp} \text{ e } COP_f = (W_{ris} - W_{prea\_ris})/(W_{e\_cp} + W_{fan})^7$$

9. Si suppone di utilizzare insieme le ipotesi 4, 6, 8 per lo sbrinamento (senza accumulo)

Input:  $W_{prea\_LT}, W_{prea\_ext}, W_{prea\_ris}$

$$W_{ev\_tot} = W_{ris} + W_{prea\_ris} + W_{prea\_LT}$$

$$COP_c = (W_{ris} - W_{prea\_ris})/(W_{e\_cp}) \text{ e } COP_f = (W_{ris} - W_{prea\_ris})/(W_{e\_cp} + W_{fan})^8.$$

<sup>3</sup> Per un semplice confronto, se nello sbrinamento si utilizzassero dei riscaldatori elettrici per avere la stessa  $W_{ris}$ : il COP sarebbe stato  $COP = W_{ris}/(W_{e\_cp} + W_{e\_risc})$ . I valori di  $W_{e\_cp}$  sono diversi perché cambia la  $W_{ev\_tot}$ .

<sup>4</sup> Si suppone la fonte a bassa temperatura e quindi adatta solo per preriscaldare l'aria.

<sup>5</sup> Come per la nota 3: si confronta con  $COP = W_{ris}/(W_{e\_cp} + W_{e\_risc})$

<sup>6</sup> Utilizzabile solo se la  $T$  della fonte è maggiore a  $20^\circ\text{C}$

<sup>7</sup> Il COP di confronto è con  $W_{prea\_ris} = 0$  ossia l'opzione base. Questa configurazione può essere utile allo studio per la riduzione del brinamento in condizioni estreme.

<sup>8</sup> Come per la nota 3

In queste ipotesi, tranne che per il caso 8 e 9, si suppone che la  $W$  fornita dal  $GC_{HT}$  sia tutta utilizzata alle condizioni di esercizio richieste grazie alla presenza del  $SA_{HT}$  che accumula gli eccessi e li restituisce a ASHP ferma.

Un sunto delle diverse configurazioni è presentato nella tabella 2 con l'indicazione delle potenze da fornire in input e con la  $T_{in\_EV}$  che si utilizzerà per i calcoli.

**Tabella 2 – opzioni s/w**

s/w	Recupero	$W_{acc}$	$W_{prea\_ext}$	$W_{prea\_LT}$	$W_{prea\_ris}$	$W_{ACS}$	$T_{in\_EV}$
0	no	0	0	0	0	0	$T_{ar\_in}$
1	$GC_{LT} \times SA_{LT}$ (no PA)	x	0	0	0	0	$T_{ar\_in}$
2	$GC_{LT} \times preris$ (+ $SA_{LT}$ )	(y)	0	x	0	0	$T_{ar\_r}$
3	$GC_{LT} \times ACS$ (+ $SA_{LT}$ )	(y)	0	0	0	x	$T_{ar\_in}$
4	$GC_{LT} \times sbrin$ (+ $SA_{LT}$ )	(y)	0	x	0	0	$T_{ar\_r}$
5	$W_{ext} \times preris$ (+ $SA_{LT}$ )	(y)	x	0	0	0	$T_{ar\_r}$
6	$W_{ext} \times sbrin$ (+ $SA_{LT}$ )	(y)	x	0	0	0	$T_{ar\_r}$
7	$W_{ext} \times ACS$ (+ $SA_{LT}$ )*	0	x	0	0	x	$T_{ar\_in}$
8	$W_{ris} \times sbrin$ (+ $SA_{HT}$ )	0	0	0	x	0	$T_{ar\_r}$
9	$GC_{LT}, W_{prea\_ext}, W_{ris} \times sbrin$	0	x	x	x	0	$T_{ar\_r}$

x =  $W$  che si richiede da accumulare o disponibile per preriscaldamento aria e/o sbrinamento e/o ACS

y =  $W$  eventualmente accumulata in "parallelo" all'utilizzo previsto

\*Solo se la  $W_{ext}$  ha  $T > 20^\circ C$

In questo report si presentano solo i risultati ottenuti con le configurazioni 0 e 5, variando i punti a), b), c); le altre potranno essere utilizzate per valutazioni teoriche una volta definito una scelta per il metodo di sbrinamento da adottare.

## 2.3 Valutazione del brinamento e dei suoi effetti tramite s/w

Per poter confrontare diverse ipotesi di ritardo del brinamento, il s/w deve essere in grado di valutare la formazione e la crescita del ghiaccio nonché le prestazioni della ASHP corrispondenti alle diverse condizioni di funzionamento. Nei prossimi paragrafi saranno esposti i metodi di valutazione introdotti nel s/w a partire dell'utilizzo della mappa presentata da Zhu et al. [5] come riferimento.

### 2.3.1 Dimensionamento con il s/w della mappa di Zhu

In [1] si è ampiamente parlato dell'importanza delle mappe di frosting e si è introdotta la mappa ricavata sperimentalmente da Zhu et al. [5]. Le condizioni previste per le prove sperimentali erano:

1. Non considerare la purezza dell'aria e le caratteristiche della superficie di formazione del ghiaccio
2. Velocità dell'aria costante: si assume una velocità dell'aria di 2 m/s (il range usuale per le ASHP è 1.5÷3.5 m/s)
3. La portata del refrigerante è uniformemente distribuita nei circuiti dell'evaporatore
4. Il compressore lavora a velocità costante
5.  $0 < UR\% < 100$  e  $-15 < T_{ar\_in} < 11.5^\circ C$

Con le prove sperimentali svolte in [5] si era ricavata la condensing line e la frosting line mostrate nella figura 5 che delimitano le zone in cui si ha la formazione di ghiaccio in funzione della temperatura e della UR dell'aria di ingresso alla ASHP. La mappa è stata ottenuta dai dati sperimentali di  $DT (= \Delta T_{ae})$  in funzione di  $T_{ar\_in}$  che dipendono, oltre che dalla  $T_{ar\_in}$  stessa, dalle caratteristiche di dimensionamento e funzionamento della ASHP [1].

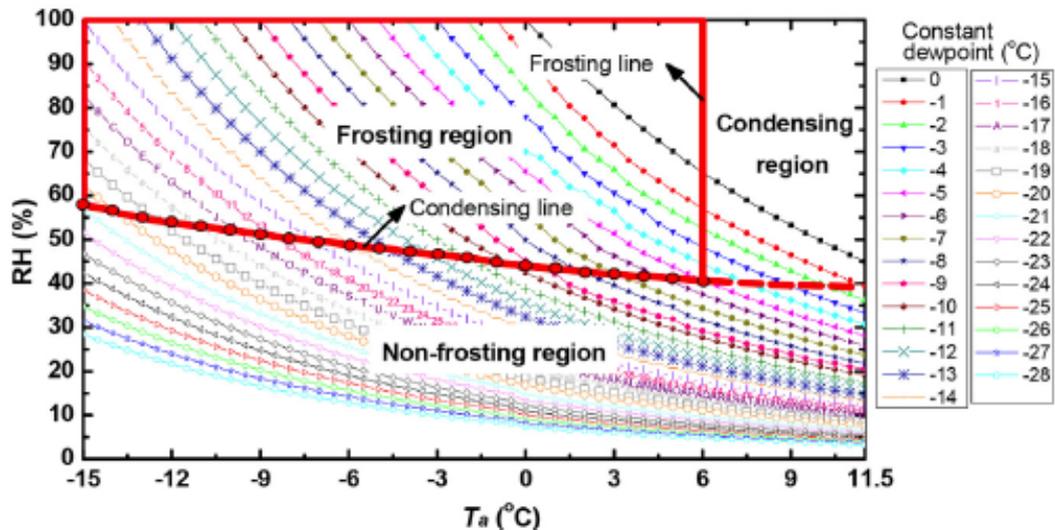


Figura 5 - frosting map [5]

In [5] si è ulteriormente suddiviso la mappa (figura 6) in tre ulteriori zone, (debole, moderata e rilevante) in base alla severità del frosting, determinate secondo un modello numerico presentato da Wang et al. [9] per superfici piane. Le zone “debole” e “moderata” sono state ulteriormente suddivise in due parti, (I, II), per ottenere una più dettagliata previsione dell’importanza del frosting.

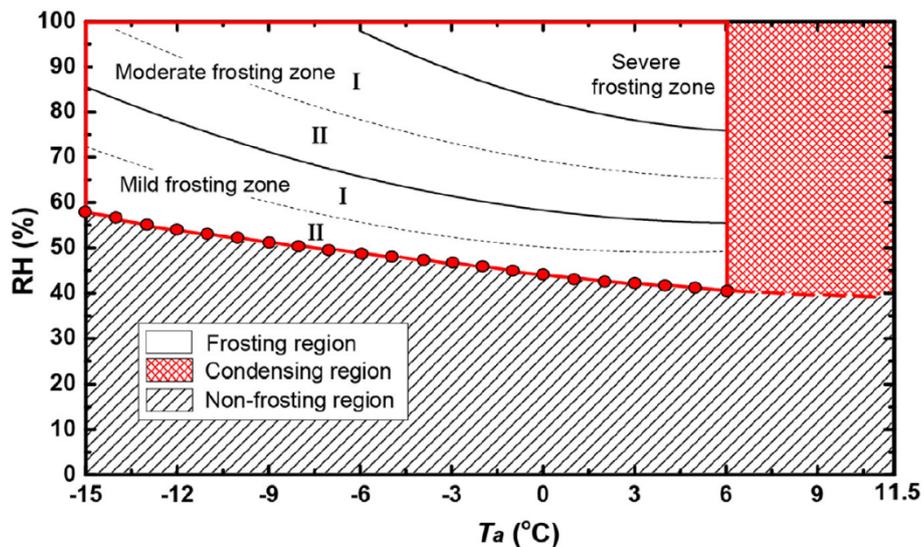


Figura 6 - Divisione della mappa [5] in zone: I e II indicano il livello di frosting della zona

In questa attività abbiamo provato a ricostruire con il s/w sviluppato, per via teorica, la stessa condensing line mantenendo le seguenti condizioni:

- i punti 1) e 3) sono implicitamente rispettati, essendo le nostre delle simulazioni,
- il punto 2) è stato conservato mantenendo una portata volumetrica dell’aria costante, corrispondente al dimensionamento con la velocità dell’aria di 2m/s,
- il 4) non simulando l’uso dell’inverter.

Dimensionando per le stesse condizioni utilizzate per RI e NRI, si è trovato che ponendo  $US=2.2$  kW/K si ottiene un dimensionamento di riferimento (nel seguito M) che permette di ripetere i punti della curva  $UR_{con}$  presentata in [5], come è evidente dalla figura 7 dove i punti della curva sono confrontati con 4 simulazioni a  $T_{ar,in} = -5, 0, 5, 9$  °C. Con questo dimensionamento è evidente che, nel range delle  $T_{ar,in}$  di interesse, non si avrà mai il frosting per  $UR < 39\%$  circa. Ricordiamo che per il dimensionamento NRI si pone un  $US=2.7$  kW/K e per RI  $US=3.26$  kW/K, valori decisamente superiori, 22% e del 48%, rispetto alla

conduttanza termica totale,  $US$ , ricavata per il dimensionamento  $M$ . In sostanza, la nostra geometria di riferimento dell'evaporatore NRI dispone già di un "intervento" di ritardo del frosting, ottenibile operando sul dimensionamento ( $US$ ) rispetto alle prove sperimentali [5].

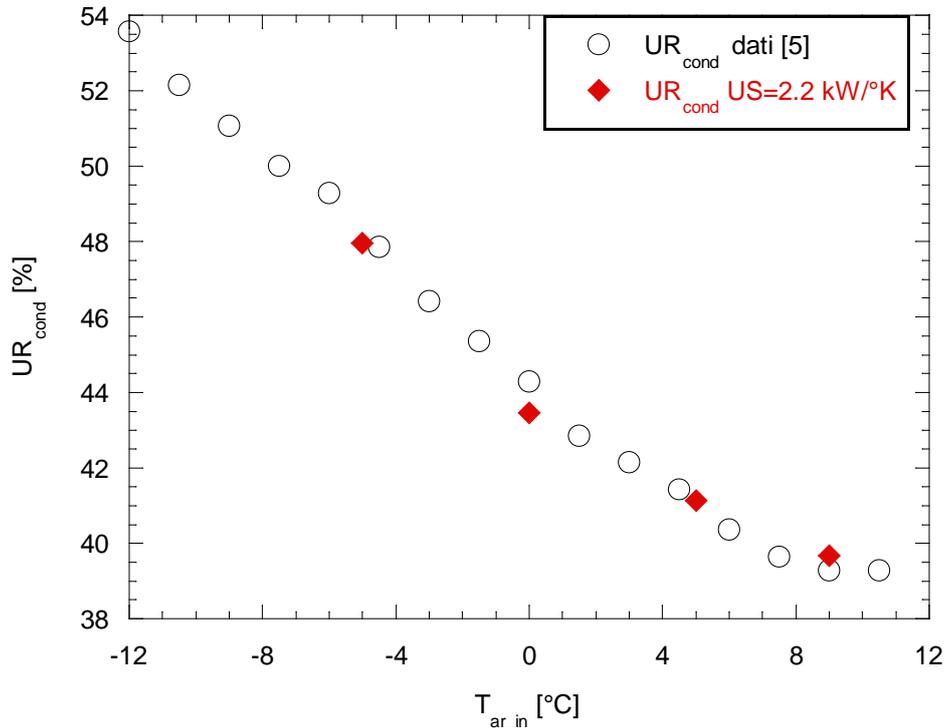


Figura 7 – Simulazione condensing curve dati [5]

Ciò si evidenzia nella figura 8 dove sono confrontate le condensing lines per i tre dimensionamenti. Le condensing lines segnano un confine, per la relativa ASHP, al possibile verificarsi del brinamento poiché, per valori inferiori di  $UR$ , risulta  $T_{dew} < T_{ev}$  e quindi il brinamento non è mai possibile. Nella zona superiore sarà invece teoricamente possibile per  $T_{ev} < 0^{\circ}C$ . Si nota come l'incremento della capacità di scambio dell'evaporatore sposti verso valori superiori di qualche unità le  $UR$  delle condensing lines di NRI e RI, aumentando di conseguenza la zona no frosting. Per le  $T_{ar,in}$  di interesse, i punti delle tre condensing lines sono compresi tra  $UR=40\div60\%$  circa.

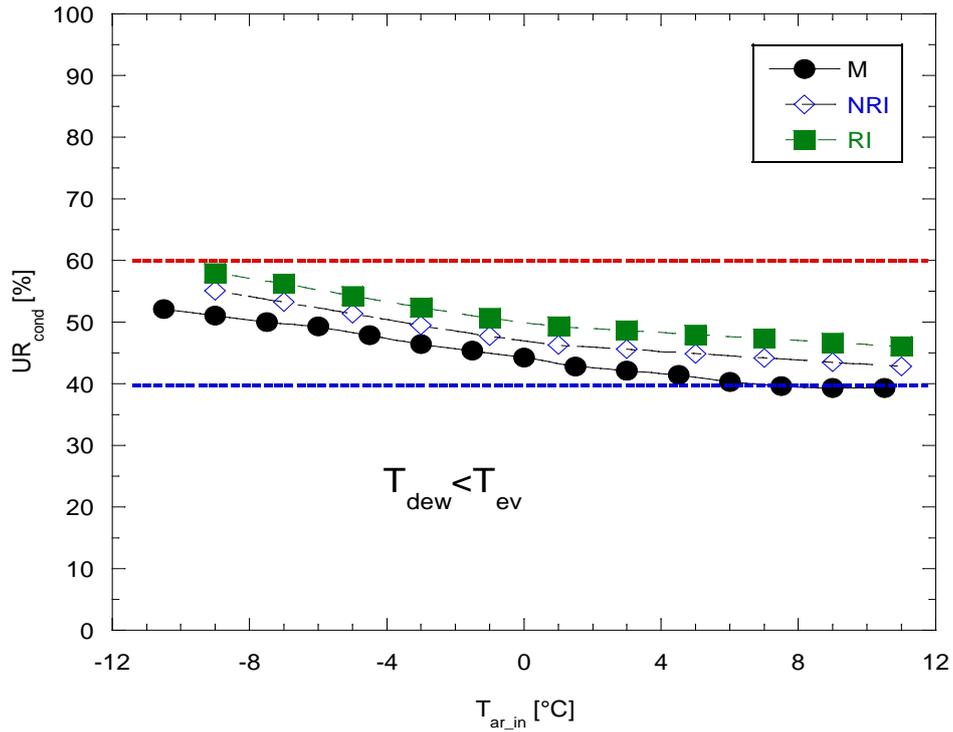


Figura 8 –confronto condensing curve dimensionamenti M, NRI, RI

In [5], dai dati sperimentali si è ricavato, tramite un fit lineare ( $R^2=0.69$ ), una correlazione  $\Delta T_{ae}=f(T_{ar,in})$ , figura 9, che consente di calcolare la  $T_{ev}$ .

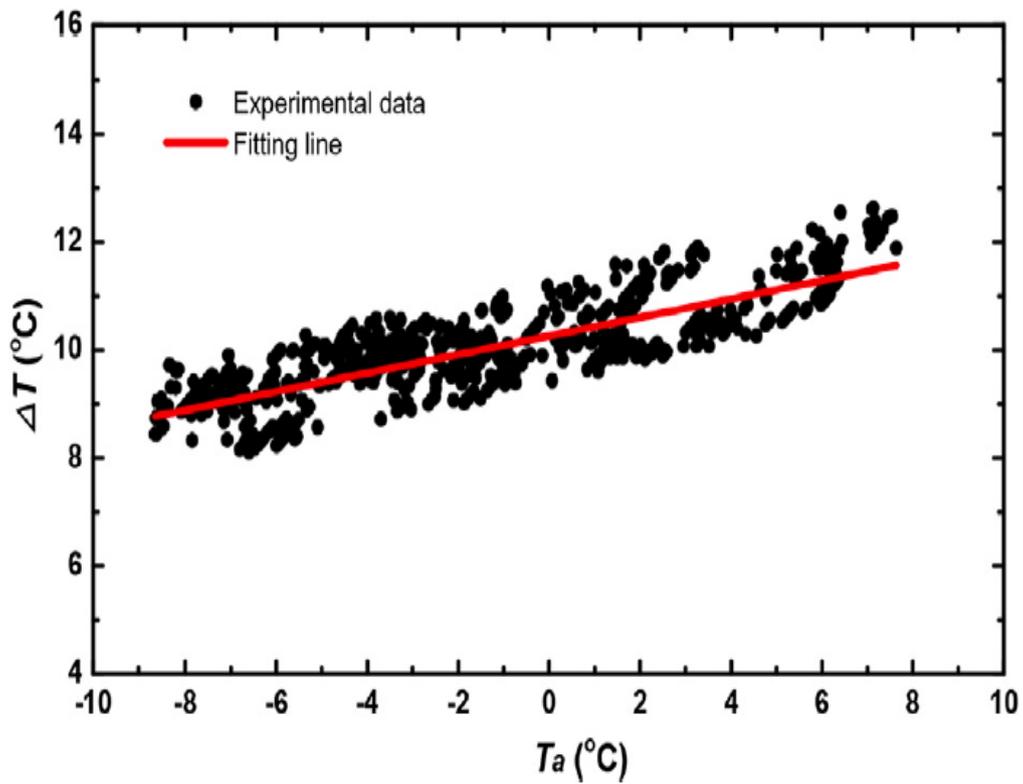
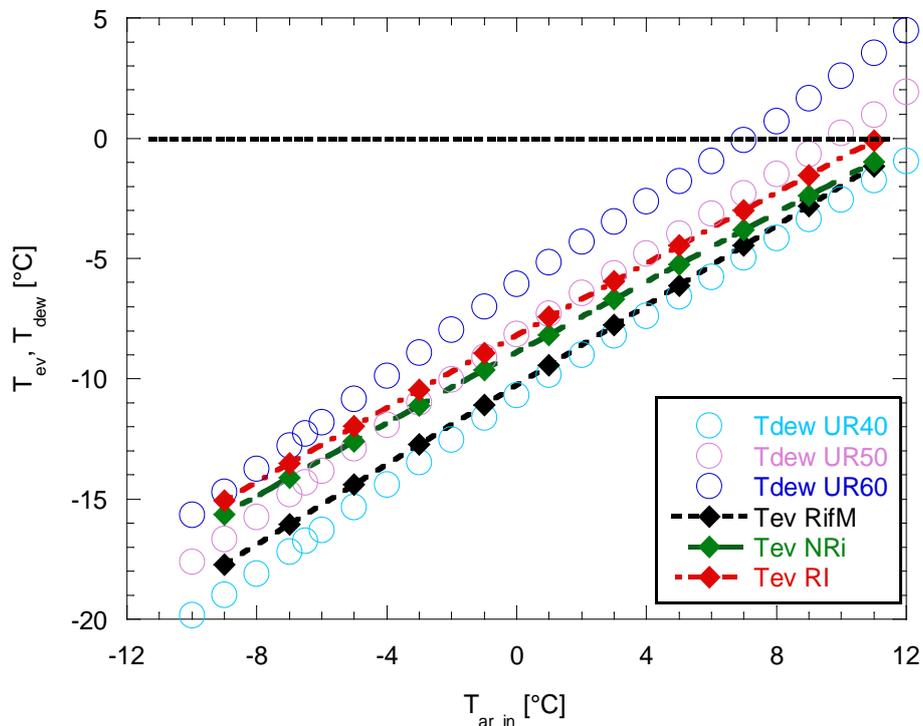


Figura 9 – $\Delta T_{ae}$  sperimentali e fit ottenuto in funzione della  $T_a(=T_{ar,in})$  [5]

Utilizzando questa correlazione, si sono calcolati i valori di  $T_{ev}$  e le corrispondenti  $T_{dew}$  della ASHP utilizzata nelle prove [5] per UR=40, 50, 60% al variare di  $T_{ar,in}$  che sono confrontati nella fig. 10 con le  $T_{ev}$  e  $T_{dew}$  ottenuti dal s/w per i dimensionamenti NRI e RI.



**Figura 10 – Confronto  $T_{ev}$  e  $T_{dew}$  per i tre dimensionamenti e UR%=40, 50, 60 in funzione di  $T_{ar,in}$**

Si osserva che

- Per UR= 40% tutte le  $T_{ev}$  sono maggiori della  $T_{dew}$  per ogni  $T_{ar,in}$  (assenza brinamento)
- Per UR= 50%, considerando il dimensionamento RI che ha le  $T_{ev}$  maggiori, si ottiene  $T_{ev}>T_{dew}$  fino a circa  $T_{ar,in}=1^{\circ}\text{C}$
- Poiché tutte le  $T_{ev}$  calcolate sono  $<0^{\circ}\text{C}$ , ciò significherebbe teoricamente la presenza del brinamento da  $1^{\circ}\text{C}<T_{ar,in}<11^{\circ}\text{C}$  e UR>50%.

Nella mappa riportata in fig.5 è invece indicata una condensing region, delimitata dalla condensing line e da una retta “Frosting line”, determinata sperimentalmente per  $T_{ar,in}=6^{\circ}\text{C}$ , come una zona in cui si ha prevalentemente la condensazione, a prescindere se, come evidente dalla figura precedente, si abbia  $T_{ev}<0^{\circ}\text{C}$ . Le evidenze sperimentali mostrano che in questa situazione,  $6^{\circ}\text{C}<T_{ar,in}<12^{\circ}\text{C}$ , nell’evaporatore si abbiano contemporaneamente sia il brinamento che la condensazione con prevalenza di quest’ultima. Anche altri ricercatori (Mohammed et Chi-Chuan [11], Nawaz et al. [12], Mengjieet al. [13], Vocale et al. [14]) confermano sperimentalmente che da  $T_{ar,in}$  intorno ai  $5\div 6^{\circ}\text{C}$ , il brinamento sia trascurabile o assente [2,32,34,14]. Per spiegare questa discrepanza, Zhu et al. [5] ipotizzano che, a causa della differenza di temperatura tra la superficie dei tubi e le alette, la maggior parte della superficie di scambio potrebbe trovarsi a  $T>T_{ev}$ .

Considerando una  $T_{ar,in}=6^{\circ}\text{C}$ , dal fit di fig. 8 si ha  $\Delta T_{ae}\approx 11.5^{\circ}\text{C}$ , che corrisponderebbe a una  $T_{ev}\approx -5.5^{\circ}\text{C}$ . Seguendo il ragionamento esposto da di Zhu et al. [5], le temperature delle alette potrebbero essere, a seconda la posizione, prossime a  $0^{\circ}\text{C}$  e quindi non in grado di scambiare una quantità di calore sufficiente per il brinamento (non garantirebbero un sottoraffreddamento sufficiente). Aumentando la  $T_{ar,in}$ , la  $T_{ev}$  cresce e il fenomeno sarebbe ancora più evidente. Nel caso dei dimensionamenti NRI e RI, le  $T_{ev}$  sono superiori rispetto a M e quindi la scelta che faremo di considerare la frosting line a  $7^{\circ}\text{C}$  nelle successive elaborazioni è cautelativa.

### 2.3.2 Riferimenti bibliografici utilizzati

Nel § 2.1.4 di [1] abbiamo presentato le considerazioni di diversi autori sugli effetti del brinamento sulle prestazioni delle ASHP che riportiamo in parte per una migliore comprensione delle scelte effettuate in seguito.

Guo et al. [14] hanno studiato gli effetti delle tre fasi di formazione della brina sulle prestazioni di una ASHP. Nella prima fase di formazione del ghiaccio le prestazioni della ASHP migliorano per due fattori:

- il vapore inizia a condensare sulla superficie migliorando il coefficiente di scambio
- i primi cristalli di ghiaccio che si formano hanno l'effetto di aumentare la rugosità superficiale, migliorando ulteriormente il coefficiente di scambio.

Gli effetti negativi attesi, la possibile diminuzione della portata d'aria e aumento della resistenza termica per lo strato di ghiaccio, sono praticamente irrilevanti in questa prima fase che presenta uno spessore di ghiaccio minimo.

Nella seconda fase di sviluppo dello strato di brina, il suo spessore cresce ma, se la geometria di scambio è adeguatamente dimensionata (superficie, distanza tra le alette) ciò comporta solo una minima riduzione nelle prestazioni della ASHP. Solo nell'ultima fase, a causa della rapida crescita dello spessore dello strato brinato, si verifica una riduzione del coefficiente di scambio ma, soprattutto, una diminuzione significativa della portata di aria e, quindi, un abbassamento rilevante delle prestazioni della ASHP.

L'importanza della geometria è evidenziata nell'articolo di Zhang et al. [15] dedicato allo studio dell'effetto dei parametri geometrici sulle prestazioni di uno scambiatore PF<sub>2</sub> (flusso parallelo, alette parallele) in condizioni di frosting periodico. Le geometrie testate hanno passaggi di aria ridotti e quindi situazioni in cui il frosting può avere un peso notevole portando rapidamente a un livello importante di ostruzione del flusso dell'aria.

Aljuwayhel et al. [16], hanno studiato, su un evaporatore industriale per basse temperature, l'effetto della crescita della massa ghiacciata dovuta al brinamento mantenendo la velocità di rotazione dei fan costante: ciò ha comportato che la velocità dell'aria a fine esperienza si fosse dimezzata per la presenza del ghiaccio. Si è inoltre osservato come è variato il titolo di vapore dell'aria in ingresso ed uscita: la differenza è aumentata leggermente (la temperatura di esercizio,  $T_{ar\_in}$  circa -27°C e  $T_{ar\_out}$  circa -31°C, comportano  $\dot{m}_x$  molto basse rispetto alle situazioni di esercizio delle ASHP per la climatizzazione) ma, diminuendo contemporaneamente la portata di aria, la velocità di formazione del ghiaccio rimane circa costante. Infine le prestazioni dell'evaporatore si sono ridotte in maniera quasi lineare. Gli autori, in queste situazioni di funzionamento, ritengono che il decremento delle prestazioni siano legate essenzialmente alla riduzione della portata di aria conseguente al decrescere dell'area di passaggio provocata dalla formazione del ghiaccio.

Y. Xia and A.M. Jacobi [17] hanno sviluppato un modello di previsione per scambiatori a tubi piani in condizioni di frosting utilizzando un metodo semiempirico. I dati sperimentali portati a confronto mostrano una velocità di formazione del ghiaccio costante e un flusso termico costante che inizia a scendere dopo un periodo di tempo significativo.

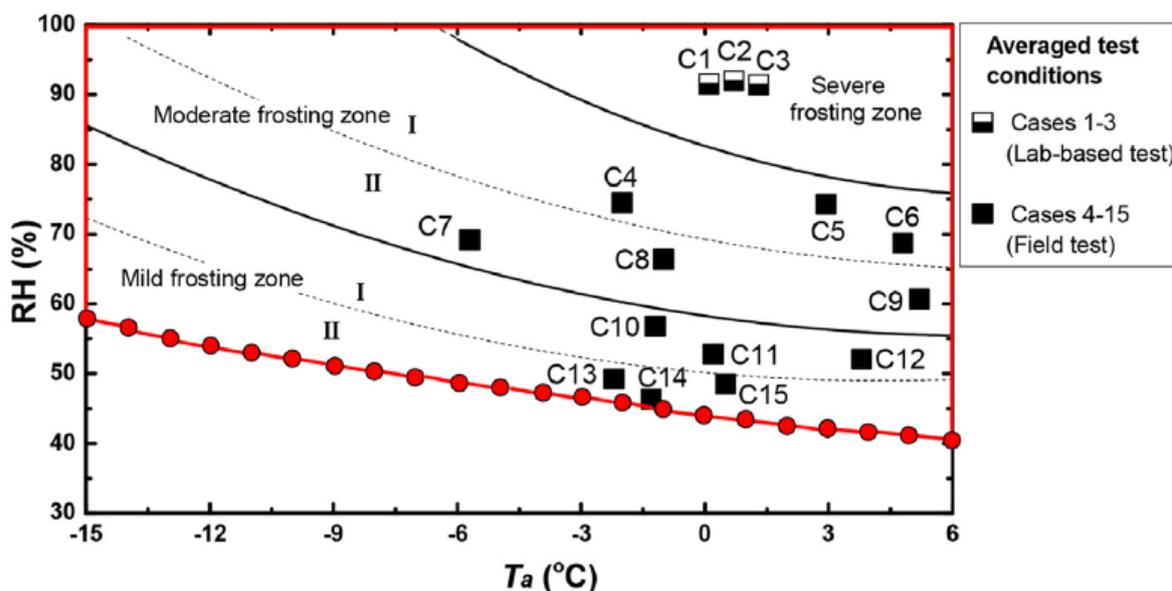
Zhu et al. [5] ha esaminato sperimentalmente 15 condizioni di esercizio, riportate in tabella 3, per temperature e UR di maggior interesse per il brinamento: sono esaminati 3 casi per ciascuna zona della mappa di fig 6.

**Tabella 3 – Condizioni di esercizio dei test sperimentali [5]**

Detailed operating conditions for all test cases.

Case	$T_a$ (°C)		RH (%)		Frosting zone	Remark
	Range	Avg.	Range	Avg.		
C1	-0.4 to 0.6	0.1	90.3–92.5	91.5	Severe	Laboratory
C2	0.5–0.9	0.7	91.2–92.4	92.0	Severe	
C3	0.6–2.1	1.3	90.5–92.1	91.4	Severe	
C4	-2.2 to -1.5	-2.0	73.6–75.7	74.5	Moderate I	Field test
C5	2.8–3.1	2.9	73.5–75.2	74.3	Moderate I	
C6	4.2–5.3	4.8	68.1–69.2	68.7	Moderate I	
C7	-6.0 to -5.1	-5.7	68.6–69.8	69.2	Moderate II	
C8	3.9–4.5	-1.0	63.6–67.1	66.4	Moderate II	
C9	5.0–5.6	5.2	58.8–62.7	60.7	Moderate II	
C10	-1.9 to 0.1	-1.2	54.6–58.3	56.8	Mild I	
C11	-0.5 to 1.0	0.2	50.6–54.4	52.8	Mild I	
C12	3.3–4.7	3.8	50.2–55.3	52.1	Mild I	
C13	-3.0 to -1.5	-2.2	47.8–49.9	49.2	Mild II	
C14	-1.9 to -0.8	-1.3	45.1–48.1	46.3	Mild II	
C15	0.1–1.1	0.5	47.5–49.8	48.5	Mild II	

Nella figura 11 è mostrato dove vanno a posizionarsi i punti testati nella suddetta mappa.



**Figura 11 – Posizione delle prove sperimentali nella mappa [5]**

I risultati dei casi per la “severe zone” C1, C2 e C3 sono presentati in figura 12. Queste prove sono state eseguite in laboratorio a causa delle condizioni di funzionamento non ottenibili nella zona climatica di installazione dell’impianto sperimentale in campo. Le figure 12 a,b mostrano che il processo di deterioramento delle prestazioni della ASHP sia rapido: dopo un tempo di circa 20 min, la temperatura di aspirazione inizia a scendere, quella di mandata a crescere mentre la potenza fornita (Q) diminuisce a parità di potenza elettrica fornita (W). Intorno ai 27 min, per tutte le prove, inizia il defrosting, corrispondente a una perdita di circa il 30% nelle prestazioni di Q e a un calo del 26% per il COP. La velocità con cui si raggiungono queste condizioni conferma il posizionamento di queste tre prove nella zona “severe”. Come riscontro al raggiungimento di situazioni limite di funzionamento, nella fig 12c si osserva

che, all'avvio del defrosting, le aree di passaggio dell'aria sulla superficie esterna dell'evaporatore fossero quasi completamente ostruite da ghiaccio di struttura consistente.

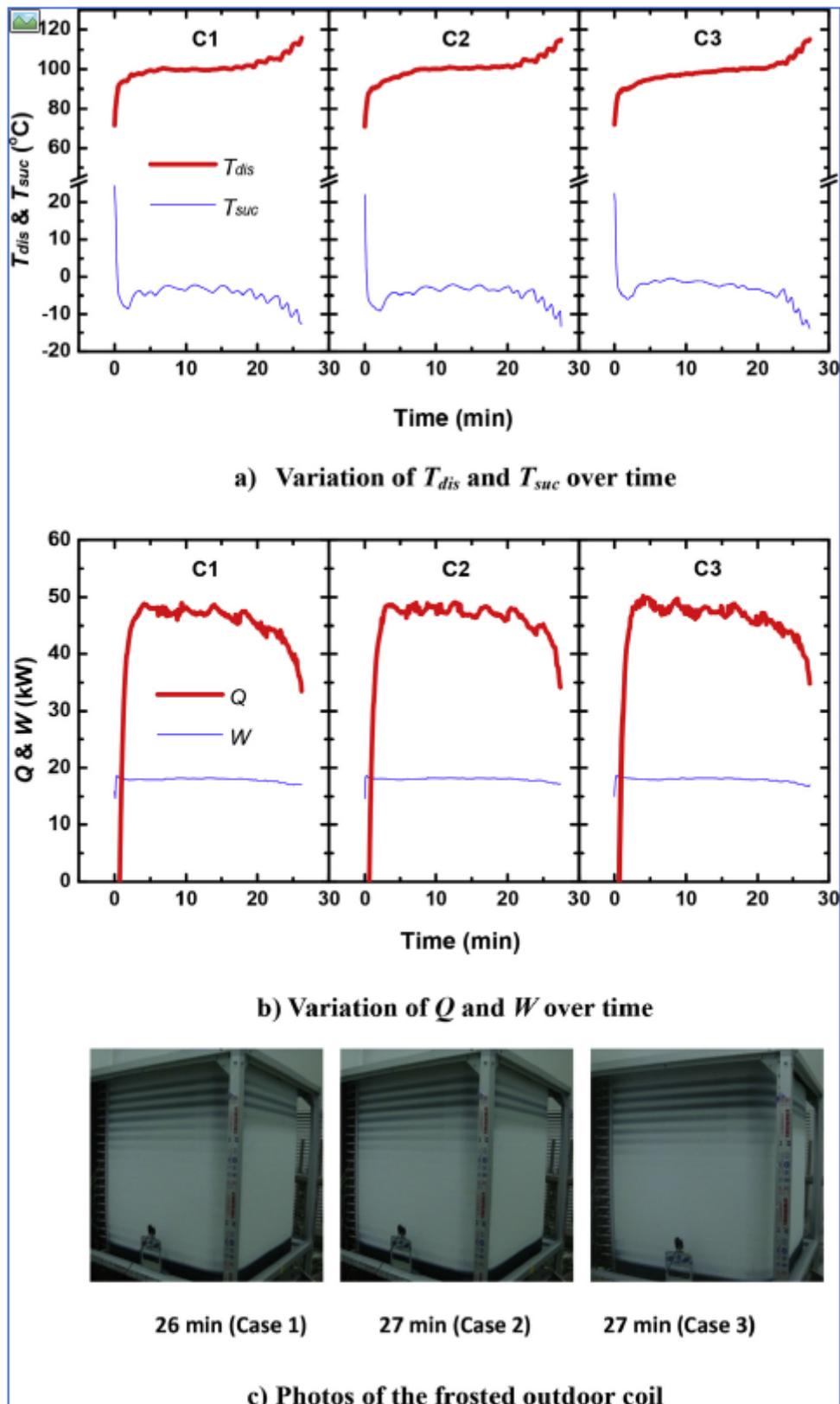


Figura 12 – Test C1÷C3: a)  $T_{in}$  e  $T_{out}$  compressore, b)  $W_{ris}$  ( $Q$ ) e  $W_{e\_cp}$  ( $W$ ), c) immagini uscita evaporatore [5]

La tabella 4 riporta i risultati delle altre prove sperimentali eseguite in campo, quindi con condizioni di ingresso meno stabili, come si può osservare dalle oscillazioni dei dati acquisiti nei successivi grafici di figura 13a,b in particolari sui valori delle  $T_{suction}$  e  $T_{discharge}$ , mentre le potenze fornite e assorbite dal compressore sono più coerenti con gli andamenti delle precedenti prove in laboratorio.

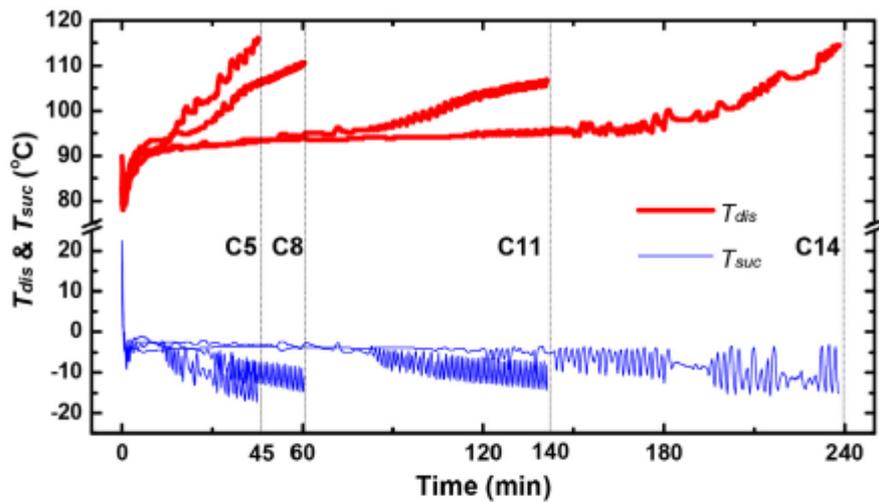
**Tabella 4 - Dati sperimentali brinamento test C4÷C15 [5]**

Results of four field tests (Cases 4–15).

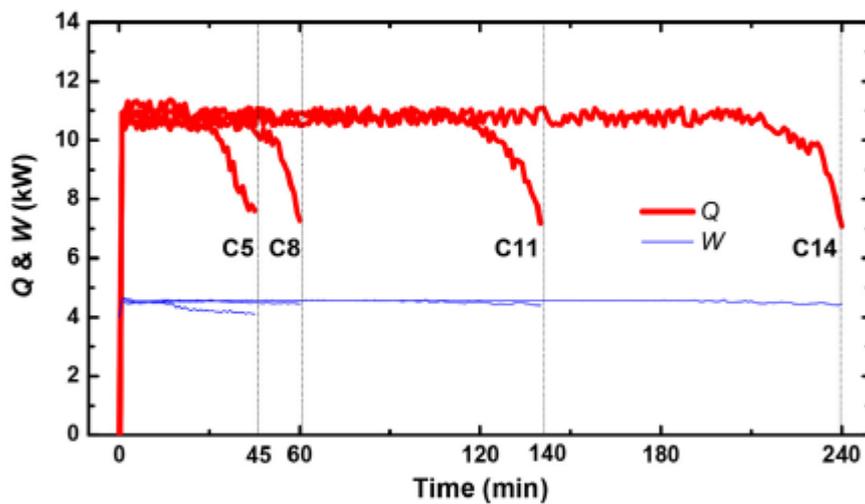
Frosting zone	Case	$M_f$ (g)	Loss of Q (%)	$T_{dc}$ (min)
Moderate I	C4	1393	30	45
	C5	1386	30	45
	C6	1381	29	45
Moderate II	C7	1375	30	70
	C8	1362	30	60
	C9	1406	31	75
Mild I	C10	1363	30	90
	C11	1361	31	140
	C12	1365	31	120
Mild II	C13	1162	30	200
	C14	1192	30	240
	C15	1089	29	180

La figura 13 riporta per le prove C5, C8, C11, C14, una per zona, le stesse informazioni già viste per le prove C1, C2, C3. Si osserva come i trend sono simili ai casi precedenti, ma con oscillazioni evidenti dei dati acquisiti in particolare sui valori delle  $T_{suction}$  e  $T_{discharge}$ , fig.13 a, mentre le potenze fornite e assorbite sono più coerenti con gli andamenti delle prove in laboratorio fig.13 b. I tempi di inizio defrosting, indicati come  $T_{dc}$  in tabella (nel seguito indicati nel RT come  $t_b$  o  $t_{frr}$ , tempi di brinamento o frosting), sono diversi, con differenze significative anche all'interno della stessa zona, tranne che le prove nella "moderate zone I" che hanno comportamento simile alle prove in "severe zone". Le masse di ghiaccio presenti nell'evaporatore alla fine della fase di frosting ( $M_f$ ) sono praticamente uguali per le prove della stessa zona, variano di poco tra le zone Mild I, Moderate I e Moderate II, mentre sono leggermente minori per Mild II (C13, C14 e C15). Le immagini dell'uscita dell'evaporatore riportate in fig.13c, fanno pensare che in quest'ultima zona, spostandosi le condizioni iniziali verso situazioni più prossime alla condensing line<sup>9</sup>, la formazione del ghiaccio avvenga in modo più distribuito lungo l'evaporatore e non solo sulla parte terminale.

<sup>9</sup> In particolare la prova C14, più prossima alla condensing line, mostra i valori minori di  $M_f$ .



a) Variation of  $T_{dis}$  and  $T_{suc}$  over time



b) Variation of  $Q$  and  $W$  over time



45 min (Case 5)

60 min (Case 8)

140 min (Case 11)

240 min (Case 14)

c) Photos of the frosted outdoor coil

Figura 13 – Test C4-C15: a)  $T_{in}$  e  $T_{out}$  compressore, b)  $W_{ris}$  ( $Q$ ) e  $W_{e,cp}$  ( $W$ ), c) immagini uscita evaporatore [5]

Da Silva et al. [18] hanno condotto delle ricerche sperimentali sull'influenza della formazione di ghiaccio sulle prestazioni di un evaporatore tubi-alette osservando che la velocità di formazione aumentava con il crescere della portata di aria, del sottoraffreddamento e della densità delle alette. Di contro, l'effetto della riduzione della conducibilità dovuta all'incremento dello spessore del ghiaccio sulla capacità di scambio

dell'evaporatore era molto inferiore alla riduzione dovuta al solo diminuire della portata dell'aria. Sperimentalmente si è visto che, mantenendo la portata dell'aria costante, la capacità di scambio dell'evaporatore calava di circa il 15% dopo 80 minuti di funzionamento contro il 40% con la portata di aria che diminuiva coerentemente alla curva prevalenza/portata del fan. Queste ipotesi trovano supporto nel lavoro di Ye et al. [19] che tramite un modello matematico e delle prove sperimentali, condotte seguendo la curva prevalenza-portata dei fan, affermano che la resistenza termica convettiva tra aria e superficie ghiacciata sia circa il 90% della resistenza totale di scambio mentre la resistenza dello "spessore" dello scambiatore sia stimabile al 2% senza ghiaccio e raggiunga il 5% circa in condizioni di quasi blocco (80% di chiusura dell'area di passaggio, Bloking Ratio BR).

Inoltre, l'aumento della resistenza termica convettiva dell'aria (R) cresce in funzione del (BR) dovuto alla crescita dello strato ghiacciato e alla riduzione di portata dell'aria (figura 14).

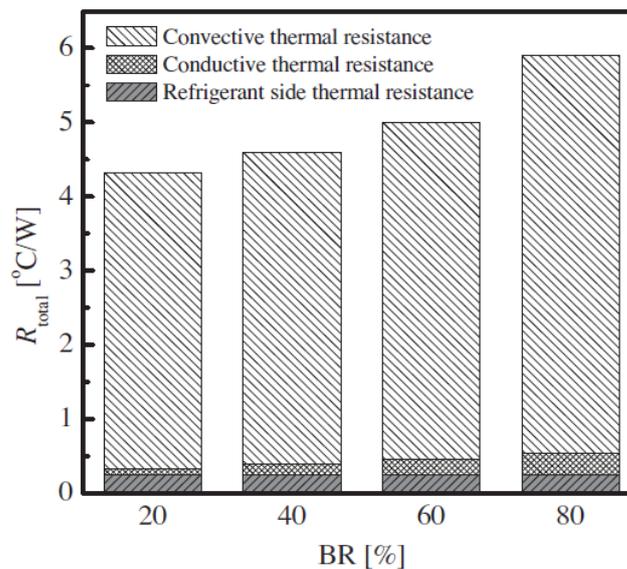


Figura 14 - Resistenza termica refrigerante – aria per diverse percentuali di blocco dell'area di passaggio [19]

### 2.3.3 Considerazioni ed ipotesi sul processo di brinamento

Non avendo a disposizione dati sperimentali, si è cercato di individuare teoricamente la zona di inizio frosting dalle indicazioni del s/w, con le semplificazioni indicate in [1] e da considerazioni conseguenti a quanto esposto nel § precedente.

Nel s/w il frosting è riconosciuto quando si verifica  $T_{ev} < 0^\circ\text{C}$  e  $T_{ev} < T_{dew}$ ; con  $T_{ev} < T_{dew}$  e con  $T_{ev} > 0^\circ\text{C}$  il vapore acqueo invece condensa. La velocità di formazione del ghiaccio (o di brinamento)  $G_{gh}$ , ossia la quantità di brina (o condensa) che si forma nell'unità di tempo, è calcolata nel s/w come esposto di seguito e in maggior dettaglio in [1].

Man mano che il vapore brina a contatto con le superfici "fredde" di scambio a  $T = T_{ev}$ , la  $x$  decresce e quindi anche la  $T_{dew}$  diminuisce dal valore iniziale; questo processo termina quando la  $T_{dew}$  diventa uguale a  $T_{ev}$  rendendo impossibile il brinamento: la temperatura di rugiada alla temperatura di uscita dell'aria dall'evaporatore,  $T_{dew\_out}$ , sarà di conseguenza uguale alla temperatura di evaporazione.

Teoricamente è possibile calcolare, conosciuto  $T_{ev}$

$$T_{dew\_out} = T_{ev} \quad (2)$$

e

$$x_{out} = x_{T_{ev\_dew}} \quad (3)$$

anche la UR% dell'aria in uscita che è funzione di  $T_{ar\_out}$  e  $x_{out}$ .

Ricordando che

$$G_{ar}=Q_{ar} \cdot \rho_{ar} \quad (4)$$

si ottiene la velocità di brinamento

$$G_{gh}= G_{ar} \cdot (x_{in}-x_{out}) = G_{ar} \cdot (x_{in}-x_{Tev}) \quad (5)$$

Nelle prove di riferimento si ha  $Q_{ar}=8000 \text{ m}^3/\text{h}$  e si sceglie di mantenerla costante<sup>10</sup> durante tutta la prova, a prescindere dall'aumento delle perdite di carico dovute alla riduzione dell'aria di passaggio per il brinamento. Nel seguito trascureremo l'effetto dell'aumento della  $W_{fan}$  conseguente nei calcoli del COP.

Con il deperimento della prestazioni di scambio dovuto al brinamento, la  $T_{ev}$  diminuisce e conseguentemente anche la  $x_{Tev}$ ; quindi, la relazione (5) comporta che la  $G_{gh}$  aumenti dato che  $G_{ar}$  è costante<sup>11</sup>.

Nel § precedente abbiamo presentato diversi articoli [5,14,17,18] dove si fa notare come le prestazioni della ASHP in brinamento comportino una fase iniziale, che chiameremo *fpc*, in cui le prestazioni della ASHP restano pressoché costanti al crescere della formazione di brina (p.e. la prima e la seconda fase di formazione del ghiaccio prevista da Guo et al. [10]) e una finale, nel seguito indicata come *fpd*, in cui diminuiscono rapidamente. Quest'ultima è correlabile all'aumento dello strato di ghiaccio (terza fase di formazione del ghiaccio [10]) che comporta significative variazioni del coefficiente di scambio lato aria e/o della superficie di scambio [19]. La progressiva chiusura di canali di passaggio dell'aria dell'evaporatore [19] infine esalta la rapidità del fenomeno.

Vari autori hanno osservato che il mantenere la portata di aria costante favorisce l'allungamento del tempo di brinamento; nella fase *fpc* ciò avviene poiché evitare la riduzione del coefficiente di convezione limita la diminuzione della  $T_{ev}$  e quindi l'aumento della  $G_{gh}$ . Il discorso è più complesso per il suo effetto sulla *fpd* perché, essendo già stata raggiunta una situazione con una significativa resistenza conduttiva dovuta allo strato di ghiaccio presente, lo scambio termico in convezione pesa di meno sul coefficiente globale di scambio e non basta a contenere significativamente la riduzione della  $x_{Tev}$  nell'eq. (5). Un comportamento simmetrico è stato evidenziato da Aljuwayhel et al. [16] che hanno notato sperimentalmente che, in particolare per temperature di evaporazione molto basse, la diminuzione della portata di aria, riducendosi  $G_{ar}$  nella (5), consenta di contenere la crescita della velocità di brinamento.

Quando inizia la fase finale *fpd*, si realizza un processo divergente che ne limita la durata poiché:

- a) una maggiore quantità di ghiaccio provoca sia un incremento della resistenza termica di conduzione sia una riduzione della superficie di scambio, non più compensabile dal mantenimento di un coefficiente di scambio in convezione elevato come avviene per la fase *fpc*
- b) la ASHP di conseguenza si porta a lavorare a  $T_{ev}$  minori
- c) la  $x_{Tev}$  diminuisce
- d) si ha un ulteriore aumento della produzione di ghiaccio (5) e il processo riparte dal punto a) con un'accelerazione nella crescita dello spessore di ghiaccio.

In pratica ci si trova in una situazione in cui il valore di US lato evaporatore varia in funzione del brinamento e non solo della temperatura dell'aria e del dimensionamento della macchina; si perde quindi la relazione tra la  $T_{ar\_in}$  e il  $\Delta T_{ae}=T_{ar\_in}-T_{ev}$  [1, 5] e il prevedere le prestazioni della ASHP risulta estremamente complesso. Per tale motivo Da Silva et al. [18] suggeriscono di considerare come un "insieme" l'evaporatore-fan in modo da "dimensionarlo" per controllare la capacità di scambio per lunghi periodi: così aumentano i tempi di frosting e si migliora l'efficienza della ASHP.

Nella figura 15 è presentato, supponendo di avere un  $\Delta T_{ae}=10 \text{ K}$  e condizioni di aria in ingresso di  $3^\circ\text{C}$  e  $UR\%=75$  e  $100$ , un esempio teorico di come possa variare la differenza  $(x_{in}-x_{Tev})$  al decrescere delle prestazioni della ASHP. In questa esemplificazione si parte da una  $T_{ev}=-7^\circ\text{C}$  e si suppone che l'aumento dello spessore di ghiaccio comporti una  $T_{ev}$  di blocco di  $-13^\circ\text{C}$ ; nella figura sono riportate le relative variazioni di  $x$

<sup>10</sup> Questa scelta, oltre a mantenere la coerenza con le sperimentazioni [5] prese come riferimento, va a favore di un contenimento del brinamento, come visto nel § precedente

<sup>11</sup>  $\rho_{ar}$  dipende dalle condizioni di ingresso dell'aria e quindi rimane costante durante la prova

per degli step  $\Delta T_{ae} = \Delta T_{ev}$  di -2 K. Con UR%=100,  $(x_{in} - x_{Tev})$  è circa il doppio del caso con UR%=75 (0.00262 vs 0.00144  $kg_w/kg_{ar}$ ); lo stesso rapporto si ha perciò per le  $G_{gh}$ . Gli incrementi di  $(x_{in} - x_{Tev})$  al diminuire di  $T_{ev}$  sono gli stessi ma partendo da UR%=75 anche con  $T_{ev} = -13^\circ C$ , si ha un valore di  $(x_{in} - x_{Tev}) = 0.00229 kg_w/kg_{ar}$  ancora inferiore al valore iniziale per  $T_{ev} = -7^\circ C$  del caso a UR%=100.

Da quanto suddetto, nella situazione limite di UR%=100 si parte con valori elevati di  $x$  che fanno prevedere un rapido raggiungimento della situazione di blocco; nel caso di UR%=75 ci si aspetta una fase *fpc* più lunga e quindi tempi di frosting maggiori.

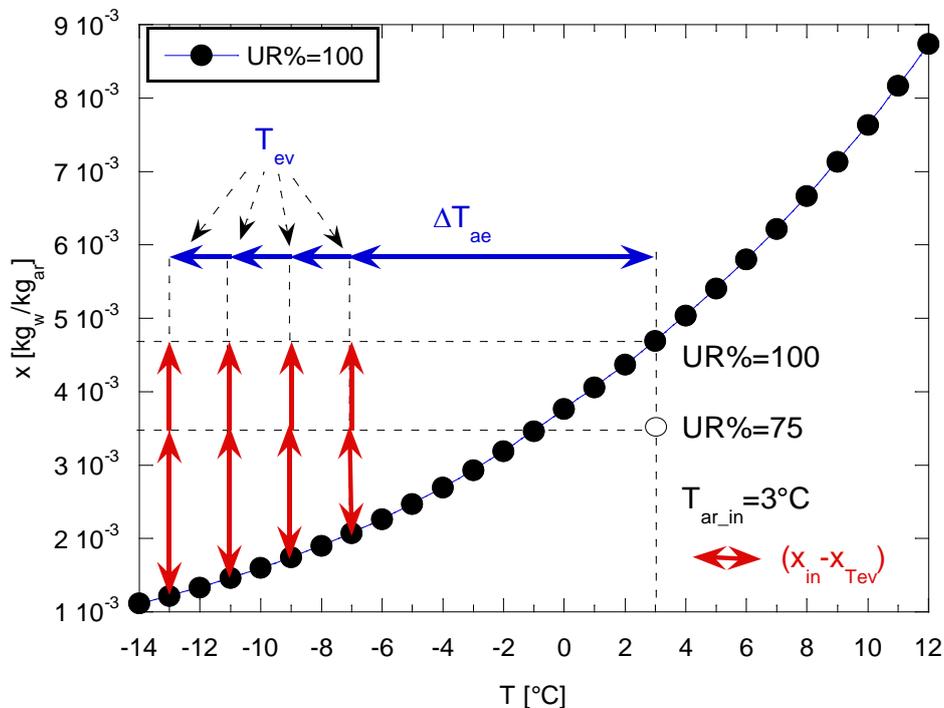


Figura 15 – Esempio di variazione di  $(x_{in} - x_{Tev})$  in funzione di UR% iniziale e della  $T_{ev}$

Per evidenziare l'influenza della UR% nella velocità di formazione del ghiaccio, nella tabella 5 per  $T_{ar,in} = 3^\circ C$  e UR% comprese tra 50 e 100, sono riportati i valori di  $(x_{in} - x_{dew})$  per  $T_{ev}$  decrescenti da  $-6^\circ C$  a  $-14^\circ C$ , corrispondenti indicativamente a  $T_{ar,in} = -4 \div 4^\circ C$  con  $\Delta T_{ae} = 10 K$ . Dalla tabella si osserva come il valore iniziale della UR% sia fondamentale per la velocità di formazione del ghiaccio: per raggiungere il valore di  $(x_{in} - x_{dew}) = 1 g_w/kg_{ar}$  nel caso di UR%=50 si deve arrivare a  $T_{ev} = -12^\circ C$  mentre per UR%=60 basta  $T_{ev} = -9^\circ C$  e  $T_{ev} = -6^\circ C$  per UR%=70 (valori evidenziati in giallo). Con  $T_{ev} = -6^\circ C$  e valori maggiori di UR% si hanno  $(x_{in} - x_{dew})$  decisamente superiori.

Tabella 5 -  $(x_{in} - x_{dew})$  per  $T_{ar,in} = 3^\circ C$ , UR%=50÷100,  $T_{ev} = -6 \div -14^\circ C$

		Tar=3°C						
		UR %	50	60	70	80	90	100
		x [g <sub>w</sub> /kg <sub>ar</sub> ]	2.336	2.806	3.276	3.746	4.218	4.690
$T_{ev}$ [°C]	$x_{dew}$ [g <sub>w</sub> /kg <sub>ar</sub> ]	$(x_{in} - x_{dew})$ [g <sub>w</sub> /kg <sub>ar</sub> ]						
-6	2.263	0.074	0.543	1.013	1.484	1.955	2.427	
-7	2.074	0.262	0.731	1.201	1.672	2.144	2.616	
-8	1.901	0.436	0.905	1.375	1.846	2.317	2.789	
-9	1.741	0.595	1.065	1.535	2.005	2.477	2.949	
-10	1.594	0.742	1.212	1.682	2.152	2.624	3.096	
-11	1.459	0.877	1.347	1.817	2.288	2.759	3.231	
-12	1.334	1.002	1.471	1.941	2.412	2.883	3.356	
-13	1.220	1.117	1.586	2.056	2.527	2.998	3.470	
-14	1.114	1.222	1.692	2.162	2.633	3.104	3.576	

Nelle prove sperimentali svolte in [5], presentate nel § precedente, figure 12 e 13 e tabelle 3 e 4, la  $G_{ar}$  è costante. Dalle figure si nota chiaramente sia la presenza della *fpc* con prestazioni ( $Q$ ) pressoché costanti sia della successiva *fpd*, caratterizzata da una rapida diminuzione della  $Q$  fornita, con il raggiungimento delle condizioni di partenza del defrosting ( $T_{fd}$ ). Il tempo relativo alla *fpc* ( $t_{br\_fpc}$ ) si allunga decisamente nei test con UR% ridotta; anche la durata della *fpd* ( $t_{br\_fpd}$ ) aumenta ma in misura inferiore.

Se andiamo a valutare le durate delle due fasi, individuabili nelle figure 12b e 13b nel punto d'inizio della rapida decrescita della potenza, si nota che i rapporti tra le durate rimangono pressoché costanti, tabella 6, al variare delle prove, tranne che per le prove in Mild zone II; questa zona, corrispondente ai valori minimi di UR% prossimi alla condensing line, si è visto che si differenzia anche nella minore quantità di ghiaccio di frosting ( $M_f$ ) formato. Tenendo conto delle incertezze legate alle prove sperimentali, specialmente quelle in campo, è possibile trovare un valore medio che può rappresentare i rapporti temporali suddetti con un errore contenuto, anche per le prove in Mild zone II. Nella tabella sono riportati questi rapporti e valori medi dei gruppi di prove con e senza la C14.

**Tabella 6 – rapporti tra i tempi di frosting totale e delle fasi fpc e fpd estrapolati dalle figure 12b e 13b**

prova	tipo	$t_{br\_fpc}$	$t_{br\_fpd}$	$t_{br}=t_{fd}$	$t_{br\_fpc}/t_{br}$	$t_{br\_fpd}/t_{br}$	Er %	Er %
		min	min	min			media	media+C14
C1	severe	20	7	27	0.74	0.26	-0.62	1.82
C5	Moderate I	32	13	45	0.71	0.29	3.52	4.78
C8	Moderate II	42	18	60	0.70	0.30	5.17	5.89
C11	Mild I	111	29	140	0.79	0.21	-7.15	-3.39
<b>media</b>					<b>0.736</b>	<b>0.264</b>		
C14	Mild II	204	36	240	0.85	0.15		-9.11
<b>media+C14</b>					<b>0.759</b>	<b>0.241</b>		

Assumendo validi i rapporti  $t_{br\_fpc} / t_{br}$  e  $t_{br\_fpd} / t_{br}$  ottenuti dalla media con C14<sup>12</sup>, si può porre in generale

$$t_{br} = t_{br\_fpc}/0.76 = t_{br\_fpd}/0.24 \quad (6)$$

da cui

$$t_{br\_fpd} = t_{br\_fpc} * 0.24/0.76 = 0.31 * t_{br\_fpc} \quad (7)$$

Dette  $M_{gh\_br\_fpc}$  e  $M_{gh\_br\_fpd}$  le masse di ghiaccio formate nelle due fasi, si può scrivere la massa totale di ghiaccio che si forma durante il brinamento ( $M_f$  di tab. 4)

$$M_{gh\_br} = M_{gh\_br\_fpc} + M_{gh\_br\_fpd} \quad (8)$$

Osservando la proporzionalità tra i tempi di durata delle fasi e ricordando che la massa di ghiaccio di frosting  $M_{gh\_br}$  invece rimane pressoché costante per tutte le prove (tab. 4), tranne che per la suddetta Mild zone II, si può ipotizzare che, data una ASHP con  $G_{ar}$  costante, a prescindere dalle condizioni iniziali di ingresso dell'aria, le  $M_{gh\_br\_fpc}$  e  $M_{gh\_br\_fpd}$  possono considerarsi praticamente costanti al variare delle prove. Questa ipotesi sono coerenti con quanto esposto da Guo et al. [10] poiché portano a supporre che il passaggio tra le fasi *fpc* e *fpd* sia dovuto al raggiungimento di una certa copertura della superficie dell'evaporatore da parte della brina, indipendentemente dal tempo occorrente. Ciò comporta che il

<sup>12</sup> Si sceglie la media effettuata anche con la prova C14 per avere una copertura completa dei casi possibili in questa fase di valutazione degli effetti dei metodi di contenimento del brinamento

raggiungimento della  $M_{gh\_br\_fpc}$  può essere visto come un indicatore del raggiungimento della condizione “necessaria” al brinamento che sarebbe completato nel tempo  $t_{br\_fpd}$ <sup>13</sup>.

Da quanto detto anche in [1], lo scopo di questa parte del progetto è di fornire delle indicazioni di massima sugli effetti dei sistemi di ritardo sulle prestazioni della ASHP in brinamento; in questa ottica, considerando che il brinamento dipende essenzialmente dalle condizioni iniziali oltre che dalle caratteristiche della ASHP, nel seguito supporremo che la  $G_{gh}$  e la  $W_{ris}$  utilizzate siano costanti e funzione delle condizioni iniziali. Per quanto visto, si può ragionevolmente considerare  $fpc$  come rappresentativo dell’avvio della fase di frosting più acuta; inoltre, costituisce la fase di brinamento di gran lunga più significativa in termini di tempo: p.e., se consideriamo le prove in laboratorio, decisamente più stabili rispetto a quelle in campo, si hanno circa 20 min per la  $fpc$  su 27min totali per lo start del defrosting, ossia la  $fpc$  corrisponde al 74% del tempo totale di frosting.

In conclusione, si possono aspettare dei comportamenti simili per le ASHP, variando solamente i rapporti tra le fasi al mutare del dimensionamento. Dato che i dimensionamenti per le ASHP commerciali dedicate alla climatizzazione seguono delle logiche standard, si attendono comunque delle variazioni limitate.

Nel seguito, come primo approccio, assumeremo dei rapporti tra  $t_{br\_fpc}$  e  $t_{br\_fpd}$  uguali a quelli indicati nell’eq. (6) per la valutazione degli effetti dei metodi ritardo del brinamento; come vedremo nel seguito, la modalità di valutazione dei metodi risente in misura minima di questa scelta.

### 2.3.4 Modalità di confronto per diverse configurazioni della massa di ghiaccio formata

Consideriamo inizialmente la situazione con  $T_{ar\_in} > TBI$ ; il caso con  $T_{ar\_in} < TBI$ , per cui si prevede l’utilizzo della CA [1], sarà esaminato in una sezione seguente.

Data una  $T_{ar\_in}$  si conosce la  $W_{dem}$  [1] e, per un tempo di riscaldamento richiesto  $tr$ , si ricava un fabbisogno di un’energia necessaria all’utenza  $E_{ris}$

$$E_{ris} = W_{dem} * tr \quad (9)$$

Supponendo di utilizzare la configurazione NRI, in conseguenza del dimensionamento alla temperatura TBI [1], la ASHP fornisce una  $W_{ris\_NRI} > W_{dem}$  che corrisponderà a un tempo di funzionamento  $tf_{NRI}$ <sup>14</sup> necessario per produrre la  $E_{ris}$  (si ricorda che è sempre previsto un serbatoio di accumulo per la gestione della potenza in eccesso), se la  $W_{ris\_NRI}$ , potenza fornita dalla ASHP per  $T_{ar\_in}$ , fosse costante si avrebbe

$$tf_{NRI} = E_{ris} / W_{ris\_NRI} = W_{dem} * tr / W_{ris\_NRI} \quad (10)$$

Con il brinamento, il valore di  $W_{ris\_NRI}$  si riduce: dai dati sperimentali, dalle figure 12 e 13, abbiamo visto che

- solo per la fase iniziale  $fpc$ ,  $W_{ris\_NRI}$  si può considerare, con buona approssimazione, costante e dipendente dalla sola temperatura dell’aria in ingresso
- la durata delle fasi  $fpc$  e  $fpd$  corrispondono a una percentuale stimabile, eq. (6), a circa il 76% e il 24% del tempo di frosting;
- la  $W_{ris}$  nella fase  $fpd$  decresce quasi linearmente<sup>15</sup> fino al 70%, raggiunto alla partenza del defrosting<sup>16</sup> [5], ossia con un valore medio lineare

$$W_{ris\_fpd\_medio} = 0.85 * W_{ris} \quad (11)$$

Se introduciamo questi valori, si può esprimere  $E_{ris}$  in funzione del  $W_{ris}$  iniziale

<sup>13</sup> La durata di questa fase è variabile e dipenderà da “quando” si riterrà opportuno far iniziare il defrosting; p.e., nel caso delle prove [5] si potrebbe indicare il decremento del 30% delle prestazioni in termini di  $W_{ris}$

<sup>14</sup> Supponiamo che  $tf$  sia completamente in brinamento e ripartito tra le fasi  $fpc$  e  $fpd$  come da equaz. (6)

<sup>15</sup> Gli andamenti sono leggermente superiori a quello lineare e quindi si avrebbero valori leggermente minori a 1.04 nella (13), in particolare per i casi in Mild zone II

<sup>16</sup> La scelta dell’inizio del defrosting è un tema di aperta discussione [1]; per coerenza con le altre ipotesi accettate in questo report [5], manteniamo questo riferimento basato sulla riduzione del 30% della  $W_{ris}$

$$E_{ris} = tf_{fpc} * W_{ris} + tf_{fpd} * W_{ris\_tpd\_medio} = 0.76 * tf * W_{ris} + 0.24 * tf * 0.85 * W_{ris} = 0.96 * tf * W_{ris} \quad (12)$$

Da cui la (10) diventa

$$tf_{NRI} = W_{dem} * tr / (W_{ris\_NRI\_iniz} * 0.96) = 1.04 * W_{dem} * tr / W_{ris\_NRI\_iniz} \quad (13)$$

Con queste approssimazioni, l'esercizio nella fase fpd comporta un incremento del tempo di funzionamento di circa il 4% rispetto al considerare tutto il periodo a  $W_{ris}$  costante. Queste ipotesi sono valide se la  $W_{ris}$  iniziale consente di avere  $tr \geq tf$  ossia si abbia  $W_{ris} \geq 1.04 W_{dem}$  e quindi la  $W$  di dimensionamento, calcolata senza considerare il brinamento, dovrebbe essere il 4% maggiore. Questo aspetto fa notare come il riferimento adottato per l'inizio del defrosting (in questo caso una decremento del 30% della  $W_{ris}$ ) possa influenzare il dimensionamento della ASHP<sup>17</sup>. Ricordiamo che le prove sperimentali utilizzate per le precedenti ipotesi sono state effettuate a velocità costante del compressore e quindi con  $W_{ris}$  superiori alla  $W_{dem}$ ; utilizzando l'inverter occorrerebbe tener conto della eq. (13) e non sarebbe più possibile settarlo per ottenere la  $W_{ris} = W_{dem}$ .

Se la  $G_{gh}$  rimanesse costante per tutto il tempo  $tf$  si produrrebbe una massa di ghiaccio

$$M_{gh\_NRI} = G_{gh\_NRI} * tf_{NRI} = G_{gh\_NRI} * W_{dem} * tr / W_{ris\_NRI\_iniz} \quad (14)$$

Similmente, per una configurazione diversa "X", per produrre la stessa  $E_{ris}$  si avrebbe

$$tf_X = E_{ris} / W_{ris\_X} = W_{dem} * tr / W_{ris\_X} \quad (15)$$

con una massa di ghiaccio prodotta

$$M_{gh\_X} = G_{gh\_X} * tf_X = G_{gh\_X} * W_{dem} * tr / W_{ris\_X} \quad (16)$$

In realtà nella fpd si assiste a una rapida crescita del  $G_{gh}$  di difficile valutazione. Nella fase fpc si può invece ritenere che  $G_{gh}$  sia praticamente costante<sup>18</sup> e quindi dipendente dalle sole condizioni iniziali ( $T_{ar\_in}$ , UR). Per i nostri scopi di ricercare una valutazione di massima degli effetti dei metodi di ritardo sul brinamento, si può operare, in coerenza da quanto detto in precedenza, valutando la quantità di ghiaccio formata durante la fpc nel tempo  $tf_{fpc}$

$$M_{gh\_fpc} = tf_{fpc} * G_{gh} = 0.76 * tf * G_{gh} \quad (17)$$

Per la configurazione NRI, utilizzando la (13), si ottiene

$$M_{gh\_fpc\_NRI} = 0.76 * G_{gh} * 1.04 * W_{dem} * tr / W_{ris\_NRI} = 0.79 * G_{gh} * W_{dem} * tr / W_{ris\_NRI} \quad (18)$$

A parità di  $tr$  e quindi di  $E_{Ris}$ , la variazione percentuale della quantità di ghiaccio prodotto con la configurazione X rispetto al riferimento NRI per la fase *fpc* è

<sup>17</sup> La ASHP deve fornire  $W_{ris} = W_{dem}$  per  $T=TBI$

<sup>18</sup> Rimanendo le prestazioni praticamente costanti, la  $T_{ev}$  non diminuisce in maniera significativa e quindi nemmeno la  $x_{Tev}$  nell'eq. (5)

$$\Delta M_{gh\_fpc\%} = [(M_{gh\_fpc\_X} - M_{gh\_fpc\_NRI}) / M_{gh\_fpc\_NRI}] * 100 \quad (19)$$

Adoperando la (18), sostituendo e semplificando si ottiene

$$\Delta M_{gh\_fpc\%} = [(G_{gh\_X} * W_{ris\_NRI} - G_{gh\_NRI} * W_{ris\_X}) / (G_{gh\_NRI} * W_{ris\_X})] * 100 \quad (20)$$

quantità calcolabile dal s/w con le condizioni di ingresso dell'aria.

### 2.3.5 Valutazione dei tempi di brinamento

Data la complessità del fenomeno del brinamento, per una valutazione di massima degli effetti dei diversi metodi di ritardo che saranno proposti, abbiamo applicato le seguenti semplificazioni:

- Condizioni stazionarie della temperatura e UR dell'aria in ingresso e  $Q_{ar}$  costante
- Utilizzare, tramite alcune approssimazioni, la  $W_{ris}$  e la  $G_{gh}$  calcolata per le condizioni iniziali
- Supporre che il raggiungimento delle condizioni di inizio defrosting comporti, data la ASHP, una quantità di ghiaccio costante, formata nell'evaporatore alla fine della fase fpc.

La scelta a) è necessaria data l'estrema difficoltà di seguire le variazioni di prestazioni della ASHP e dei fenomeni di brinamento in condizioni di variazioni continue, sia pure limitate, delle condizioni di ingresso (vedi figura 13, prove sperimentali).

L'ipotesi b) nasce dall'impossibilità di calcolare in maniera puntuale la  $W_{ris}$  e la  $G_{gh}$  prodotte nella fase *fdp*; le approssimazioni utilizzate sono state presentate nel § precedente.

L'ipotesi c) fa riferimento a quanto ipotizzato nel §2.3.3 dalle osservazioni di alcuni ricercatori e dai dati delle prove sperimentali utilizzate [5] in cui si nota che la quantità di ghiaccio prodotta dal frosting sia praticamente la stessa per i diversi test nelle diverse zone, *tranne che per la zona Mild II*<sup>19</sup>.

In sostanza, dalle ipotesi fatte, possiamo effettuare le valutazioni sui vari metodi di ritardo supponendo di operare in condizioni stazionarie e che la necessità dello sbrinamento corrisponda, data la ASHP e la modalità di ritardo eventualmente utilizzata, a una certa quantità di ghiaccio costante,  $M_{gh\_br\_fpc}$ , formato nell'evaporatore durante la fase fpc. In questo modo i confronti tra i metodi possono essere effettuati in funzione di  $T_{ar\_in}$  e  $UR_{in}$ : ciò è coerente con il fatto che queste due grandezze *influiscono in maniera fondamentale sulla formazione della brina e quindi sulle sue caratteristiche (densità, ecc) oltre che sulle prestazioni della ASHP. (fig. 15 e tab. 5).*

Non essendo in grado di calcolare questi valori di  $M_{gh\_br\_fpc}$  che dipendono dalle caratteristiche della ASHP, la valutazione degli effetti dei metodi ritardo del brinamento saranno espressi, per ogni  $T_{ar\_in}$  e  $UR$ , in termini di confronto con una situazione di riferimento che corrisponderà al caso ottenuto con il dimensionamento NRI, quindi senza interventi di ritardo. Supponendo di essere sempre in condizioni di possibile frosting, nel seguito i tempi di funzionamento corrispondono ai tempi di formazione del ghiaccio  $t_{br}$ .

La  $M_{gh\_br\_fpc}$  può essere scritta per la configurazione NRI

$$M_{gh\_br\_fpc} = G_{gh\_NRI} * t_{br\_fpc\_NRI} \quad (21)$$

<sup>19</sup> Osservando le foto di fig. 9d del brinamento associate alle prove si nota che, tranne per il Mild II, il ghiaccio "blocca" completamente gran parte dei canali di passaggio dell'aria, riducendo rapidamente lo scambio [19]. La zona Mild II è prossima alla condensing line e quindi potrebbe avere dei fenomeni "border line" locali nella formazione del ghiaccio. In questa situazione il crollo delle prestazioni potrebbe essere principalmente associato allo spessore e alla copertura di ghiaccio più "diffusa e ripartita" e magari a una diversa conformazione della brina piuttosto che all'effetto, più rapido, del blocco dei canali. Interessante è anche l'andamento della  $W$  nella *fdp*, fig. 9b, con due andamenti, il primo lento e il secondo più rapido.

Il tempo di funzionamento della ASHP per arrivare alla formazione della  $M_{gh\_br}$  per la configurazione NRI si ricava dalla (21) e dalla (6)

$$t_{br\_NRI} = M_{gh\_br\_fpc} / (G_{gh\_NRI} * 0.76) = 1.31 * M_{gh\_br\_fpc} / G_{gh\_NRI} \quad (22)$$

da cui si può riscrivere la (21)

$$M_{gh\_br\_fpc} = t_{br\_NRI} * G_{gh\_NRI} / 1.31 \quad (23)$$

Il  $t_{br}$  di un'altra configurazione "X" proposta per il ritardo del brinamento sarà, per le stesse  $T_{ar\_in}$  e UR,

$$t_{br\_X} = 1.31 * M_{gh\_br\_fpc} / G_{gh\_X} \quad (24)$$

Sostituendo  $M_{gh\_br\_fpc}$  utilizzando la (23) si ottiene

$$t_{br\_X} = t_{br\_NRI} * G_{gh\_NRI} / G_{gh\_X} \quad (25)$$

La differenza nei tempi di brinamento, calcolata rispetto a NRI, è

$$\Delta t_{br\_X} = t_{br\_X} - t_{br\_NRI} = t_{br\_NRI} * G_{gh\_NRI} / G_{gh\_X} - t_{br\_NRI} = t_{br\_NRI} * (G_{gh\_NRI} / G_{gh\_X} - 1) \quad (26)$$

e il  $\Delta t_{br}$  % risulta:

$$\Delta t_{br\_X} \% = \Delta t_{br\_X} / t_{br\_NRI} = (G_{gh\_NRI} - G_{gh\_X}) / G_{gh\_X} \quad (27)$$

e quindi, può essere calcolato dal  $s/w$  con i soli dati di input.

Questa valutazione è *solo indicativa della differenza della velocità di brinamento nelle due diverse configurazioni*; per avere informazioni significative occorre effettuare confronti rispetto ad una situazione comparabile, che, come suddetto, può essere a parità di  $E_{ris}$  prodotta.

### 2.3.6 Valutazione del numero di brinamenti a parità di energia per il riscaldamento prodotta

L'energia di riscaldamento prodotta nel tempo di brinamento  $t_{br\_NRI}$  sarà dalla (12), con le ipotesi esposte nel §2.3.4

$$E_{ris\_br\_NRI} = 0.96 * t_{br\_NRI} * W_{ris\_NRI} \quad (28)$$

Per ottenere una  $E_{ris}$ , si avranno quindi un numero di brinamenti per la configurazione NRI:

$$Nbr\_NRI = E_{ris} / E_{ris\_br\_NRI} = 0.96 * t_{f\_NRI} * W_{ris\_NRI} / (0.96 * t_{br\_NRI} * W_{ris\_NRI}) = t_{f\_NRI} / t_{br\_NRI} \quad (29)$$

Introducendo le (13) e (24)

$$N_{br\_NRI} = (1.04 * W_{dem} * tr / W_{ris\_NRI}) / (1.31 * M_{gh\_br\_fpc} / G_{gh\_NRI}) = ((1.04 * W_{dem} * tr) / (1.31 * M_{gh\_br\_fpc})) * (G_{gh\_NRI} / W_{ris\_NRI}) \quad (30)$$

Analogamente, nel caso di configurazione X

$$N_{br\_X} = ((1.04 * W_{dem} * tr) / (1.31 * M_{gh\_br\_fpc})) * (G_{gh\_X} / W_{ris\_X}) \quad (31)$$

Si nota che a primo termine abbiamo raccolto le grandezze costanti e quindi la differenza tra il numero dei brinamenti tra due situazioni di esercizio per la stessa configurazione dipende dal rapporto  $G_{gh}/W_{ris}$ .

A parità di  $E_{ris}$  fornita, passando dalla configurazione di riferimento NRI a una X, si avrà una variazione % del numero di brinamenti conseguenti

$$\Delta N_{br\_X}\% = [(N_{br\_X} - N_{br\_NRI}) / N_{br\_NRI}] * 100 \quad (32)$$

Sostituendo si ottiene

$$\Delta N_{br\_X}\% = [(G_{gh\_X} * W_{ris\_NRI} - G_{gh\_NRI} * W_{ris\_X}) / (G_{gh\_NRI} * W_{ris\_X})] * 100 \quad (33)$$

La correlazione ottenuta, pur partendo da approcci diversi, corrisponde alla (20) ottenuta per  $\Delta M_{gh}\%$ .

Questa grandezza può essere vista come indicativa dell'effetto dell'utilizzo del metodo X sul brinamento: si avrà una riduzione dei brinamenti (e quindi degli interventi di sbrinamento) se il numeratore della (33) è negativo, ossia

$$G_{gh\_X} * W_{ris\_NRI} < G_{gh\_NRI} * W_{ris\_X} \quad (34)$$

con il limite del -100% se il metodo porterà a una assenza di brinamento ( $G_{gh\_X}=0$ ).

Se invece

$$G_{gh\_X} * W_{ris\_NRI} > G_{gh\_NRI} * W_{ris\_X} \quad (35)$$

il metodo introdotto provoca un incremento del brinamento con la configurazione X, con il caso limite di  $G_{gh\_NRI} = 0$  che corrisponde all'assenza di brinamento nel caso di riferimento NRI.

## 2.4 Simulazione degli interventi di ritardo proposti

In questo paragrafo sono presentati i risultati delle simulazioni ottenute dal s/w introducendo i seguenti metodi di ritardo del brinamento [1]:

- Il dimensionamento dell'evaporatore
- L'uso dell'inverter
- Il preriscaldamento dell'aria da fonte esterna
- la variazione della portata di aria

Le elaborazioni forniranno le variazioni dei parametri caratteristici delle prestazioni della ASHP, in particolare per quanto riguarda il brinamento, rispetto al riferimento dato dal dimensionamento NRI in condizioni di funzionamento "base" (§2.1.2).

### 2.4.1 Dimensionamento dell'evaporatore

L'effetto della scelta di dimensionamenti diversi è già stato in parte presentato nel §2.3.1 dedicato alle frosting maps considerando i dimensionamenti NRI ( $US=2.7$  kW/K) e RI ( $US=3.26$  kW/K). Nella fig. 10 si è visto che le  $T_{ev}$  con RI, a parità di condizioni dell'aria in ingresso, siano maggiori rispetto a NRI; ciò comporta delle migliori prestazioni del ciclo dell'ASHP. Nella figura 16, p.e, si osserva che la  $W_{ris}$  sia superiore, anche se di poco.

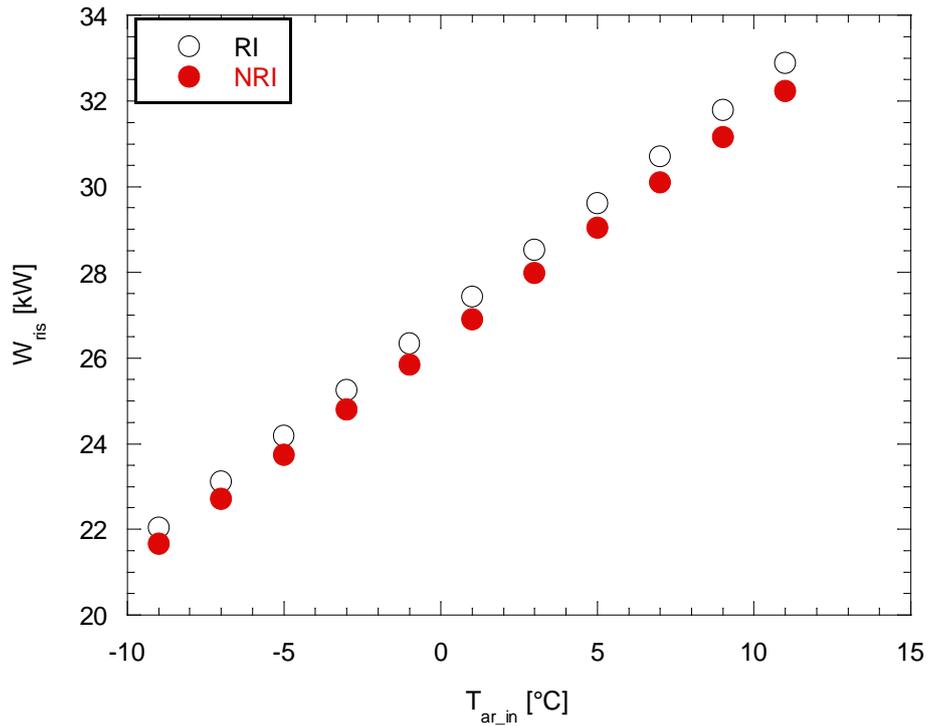


Figura 16 – Confronto  $W_{ris}$  in funzione di  $T_{ar,in}$  per i dimensionamenti NRI e RI

Il COP di ciclo ( $=W_{ris}/W_{e,cp}$ ) cresce leggermente grazie al maggiore dimensionamento dell'evaporatore. Effettuando una stima dell'assorbimento dei fan secondo quanto detto in [1] è possibile calcolare il  $COP_f = W_{ris}/(W_{e,cp} + W_{fan})$ ; la  $W_{fan}$  con il dimensionamento RI è valutato maggiore rispetto all'NRI di circa 110 W. Per tale motivo nella figura 17 si nota come in pratica il vantaggio sul  $COP_f$  sia quasi nullo.

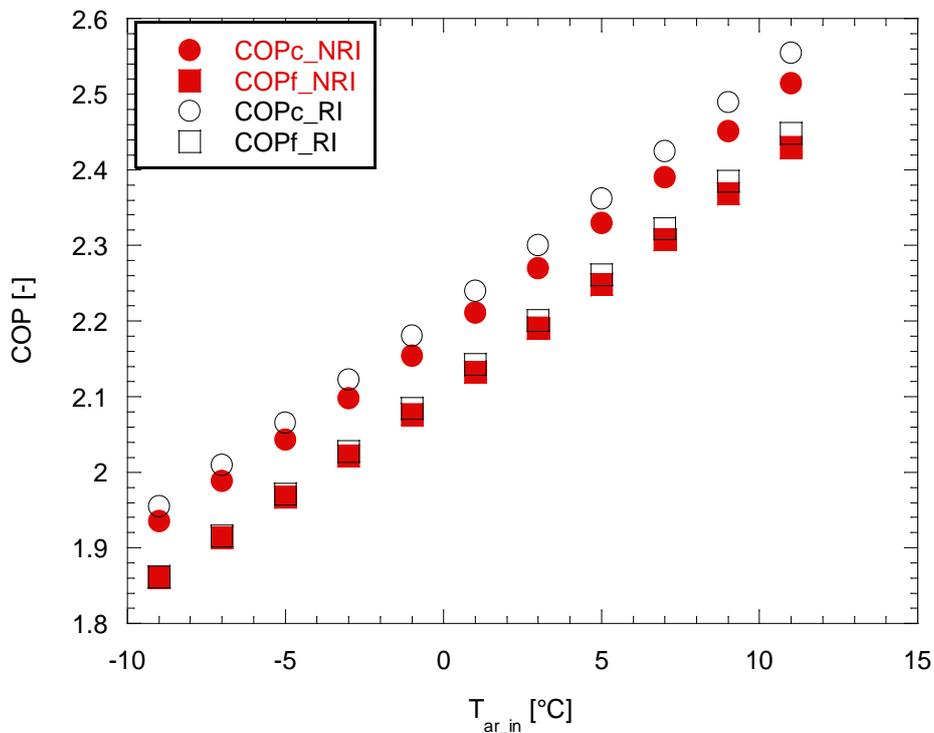


Figura 17 - Confronto  $COP_c$  e  $COP_f$  in funzione di  $T_{ar,in}$  per i dimensionamenti NRI e RI

Nella figura 18 si osserva come varia la velocità di formazione del ghiaccio,  $G_{gh}$ , calcolato per le condizioni di ingresso, per i dimensionamenti NRI e RI con UR tra 50 e 100%. Il caso con UR=40% non è presentato poiché per questi valori, come si deduce dalle figure 8 e 10, non si ha praticamente formazione di ghiaccio. In coerenza con la frosting zone definita nel § precedente, si suppone inoltre che il brinamento termini per  $T_{ar\_in} > 7^{\circ}C$ .

Con UR=50%, per NRI il brinamento inizia per  $T_{ar\_in} = -3^{\circ}C$  circa mentre nel caso RI sale a  $T_{ar\_in} = 1^{\circ}C$ . In generale, con il dimensionamento RI la velocità di formazione del ghiaccio è inferiore rispetto a NRI e la differenza cresce, a parità di UR%, con la  $T_{ar\_in}$ .

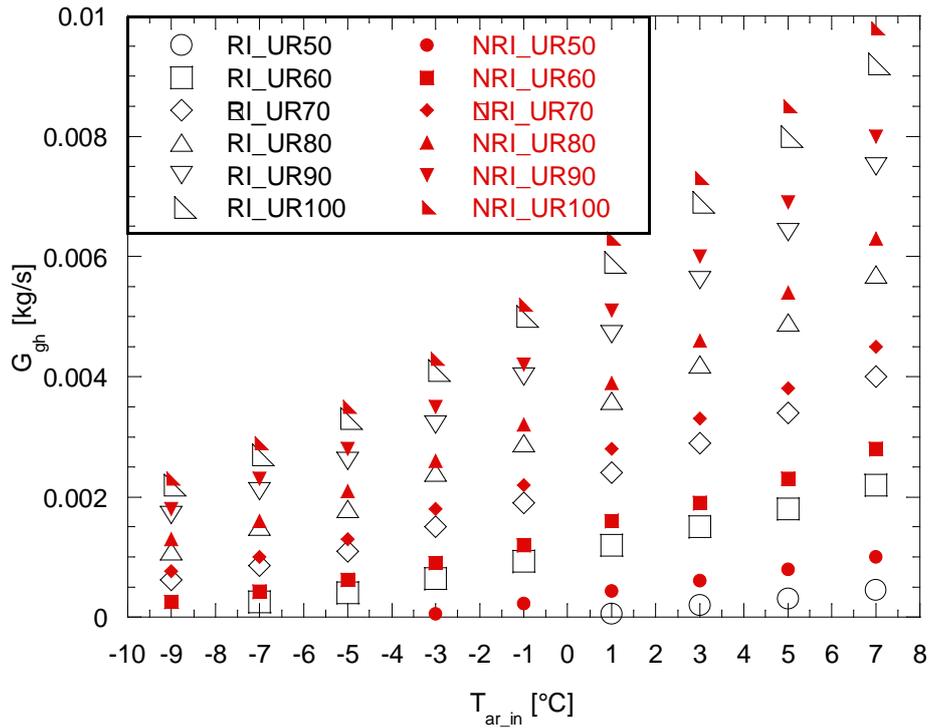


Figura 18 - Confronto  $G_{gh}$  per i dimensionamenti NRI e RI in funzione di  $T_{ar\_in}$  e UR%=50, 60, 70, 80, 90, 100

Dato il basso valore di  $G_{gh}$  per UR= 50%, nel seguito considereremo UR= 60% come la UR% minima per i confronti.

Come detto nei § precedenti, per  $T_{ar\_in} < T_{BI}$  ( $= -2^{\circ}C$ ), poiché  $W_{ris} < W_{dem}$ , la ASHP non basta da sola a soddisfare le necessità di riscaldamento; nel seguito affronteremo dapprima le situazioni con  $T_{ar\_in} > T_{BI}$  rimandando a una parte successiva la valutazione del brinamento con  $T_{ar\_in} < T_{BI}$ .

Nella figura 19 è mostrata la variazione percentuale di  $G_{gh}$  con il dimensionamento RI rispetto al riferimento NRI.

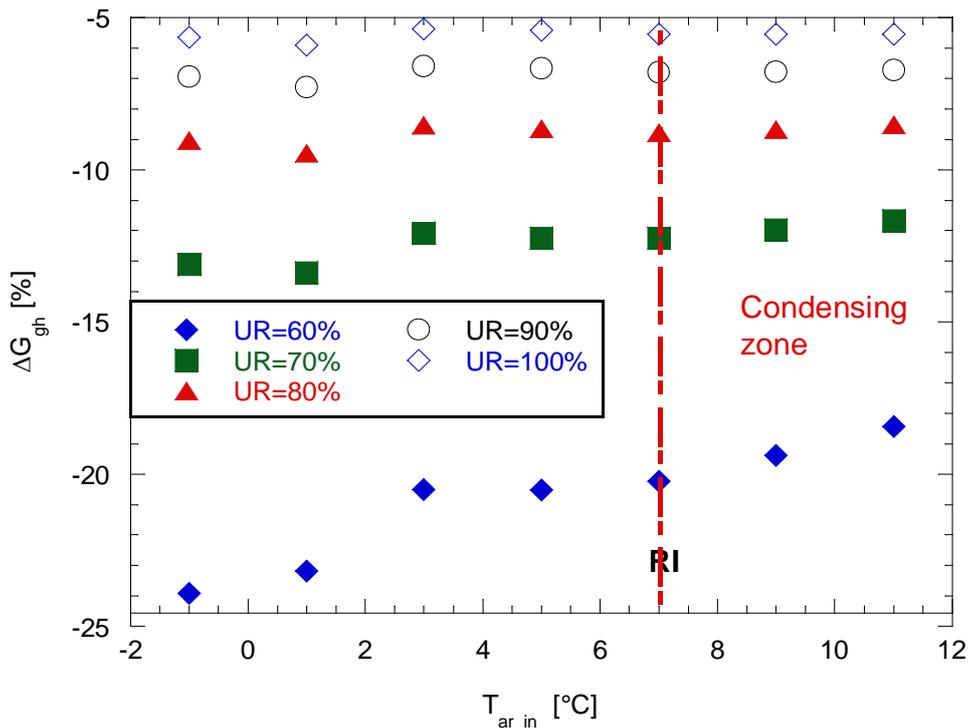


Figura 19 -  $\Delta G_{gh}$ % fra i dimensionamenti RI e NRI in funzione di  $T_{ar,in}$  UR%= 60, 70, 80, 90, 100

Nella fig. 18 abbiamo osservato che aumentando l'US si ottiene una riduzione della velocità di brinamento; per un confronto completo sul brinamento dobbiamo considerare, oltre alla velocità di formazione del ghiaccio, anche la diversa potenza erogata nei due dimensionamenti (fig. 16).

Per tener conto di ciò, faremo riferimento, come indicato nel §2.3.6, alla quantità di ghiaccio formata nel tempo necessario (tf) per fornire per un'ora il calore di riscaldamento ( $E_{dem,h}$ ) all'utenza, sia direttamente sia accumulando l'eventuale eccesso di produzione in un SA e restituendolo durante la fase di ASHP ferma. Il tempo di riscaldamento scelto di un'ora serve solo per "quantizzare" i parametri ma è del tutto ininfluenza sulle valutazioni di confronto che saranno effettuate sulle variazioni percentuali, come visto nei § precedenti.

Conoscendo anche la  $W_{dem}$ , dalle correlazioni introdotte nei § precedenti, possiamo calcolare per le configurazioni NRI e RI tutte le grandezze utili al confronto.

Nella figura 20 è mostrato il confronto tra i tf per i due dimensionamenti; le differenze sono minime e tendono a calare al crescere di  $T_{ar,in}$  poiché la  $W_{dem}$  diminuisce più rapidamente di quanto le  $W_{ris}$  si differenzino (fig.16). Da notare come gli andamenti di  $\Delta G_{gh}$ % (fig. 19) e  $\Delta M_{gh}$ % siano simili; le differenze sono limitate perché i valori di  $W_{ris}$ , per questa configurazione, cambiano di poco come visto nella figura 16.

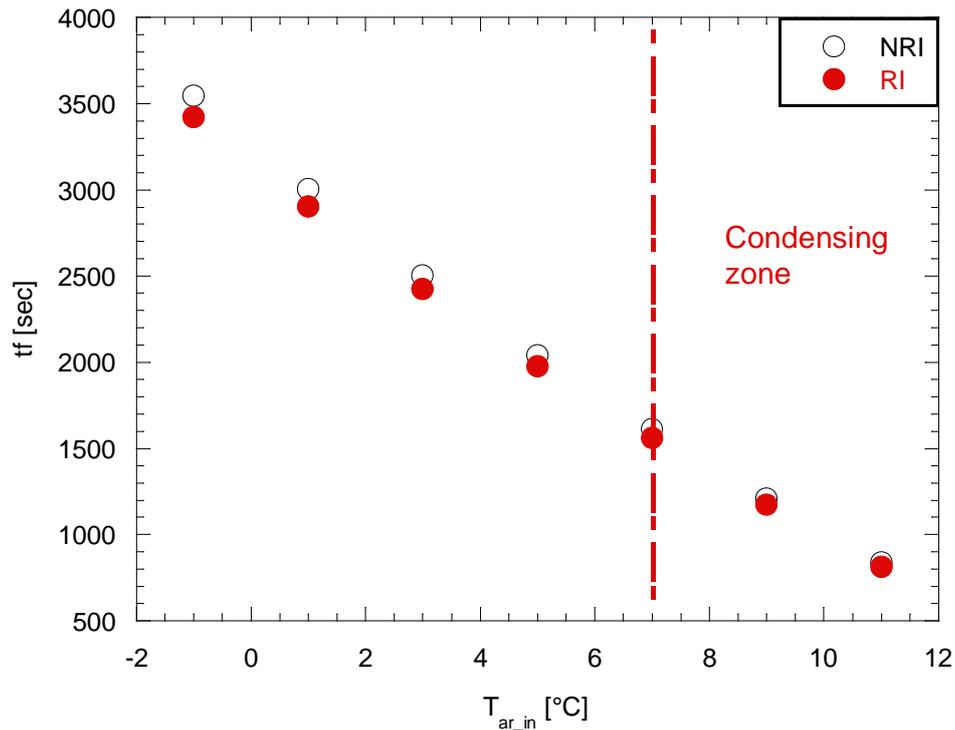


Figura 20 - Confronto  $t_f$  in funzione di  $T_{ar,in}$  per i dimensionamenti NRI e RI

La figura 21 riporta la variazione percentuale della massa di ghiaccio  $\Delta M_{gh}$  per la fase fpc (eq. 20), corrispondente alla  $E_{ris}$  richiesta, per il dimensionamenti RI rispetto al NRI al variare della  $T_{ar,in}$  con diverse UR%. Dal confronto è evidente che un dimensionamento superiore porta a vantaggi per il brinamento.

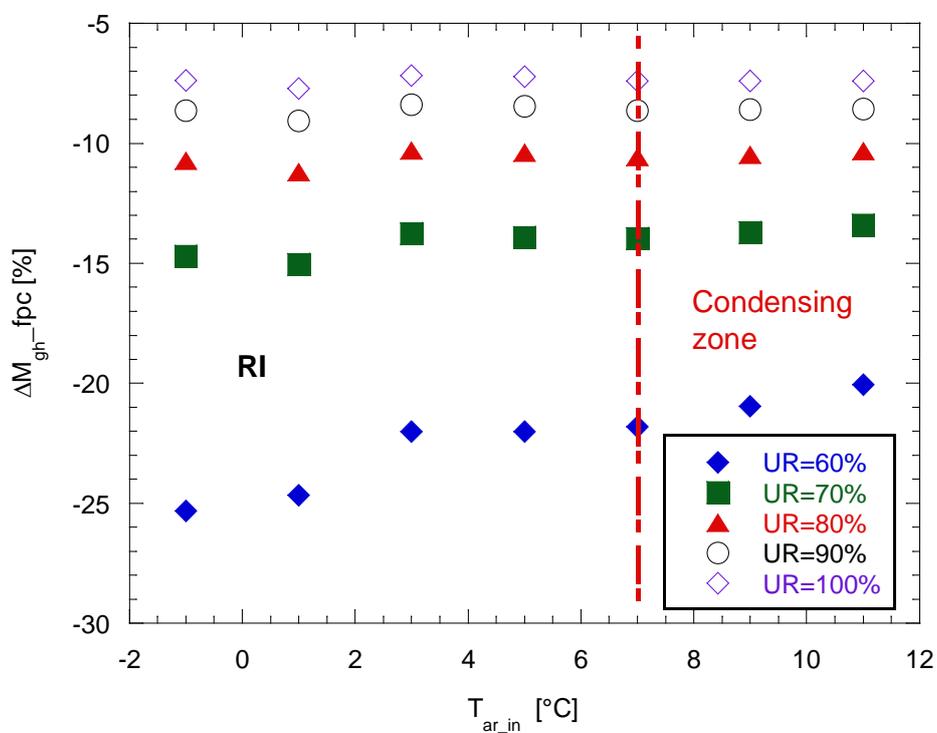


Figura 21 –  $\Delta M_{gh\_fpc}\%$  per i dimensionamenti NRI e RI in funzione di  $T_{ar,in}$  e UR%=60, 70, 80, 90, 100

Questa variazione si ritrova nei tempi di brinamento che aumentano nella variazione percentuale, come mostrato nella figura 22 dove è riportato il  $\Delta t_{br}$  (eq. 27) rispetto a NRI in funzione della  $T_{ar,in}$ : per UR=60% si hanno i valori maggiori che diminuiscono rapidamente al crescere di UR. Anche l'incremento di  $T_{ar,in}$  porta a una leggera riduzione di  $\Delta t_{br}$  % con l'effetto che decresce al crescere di UR.

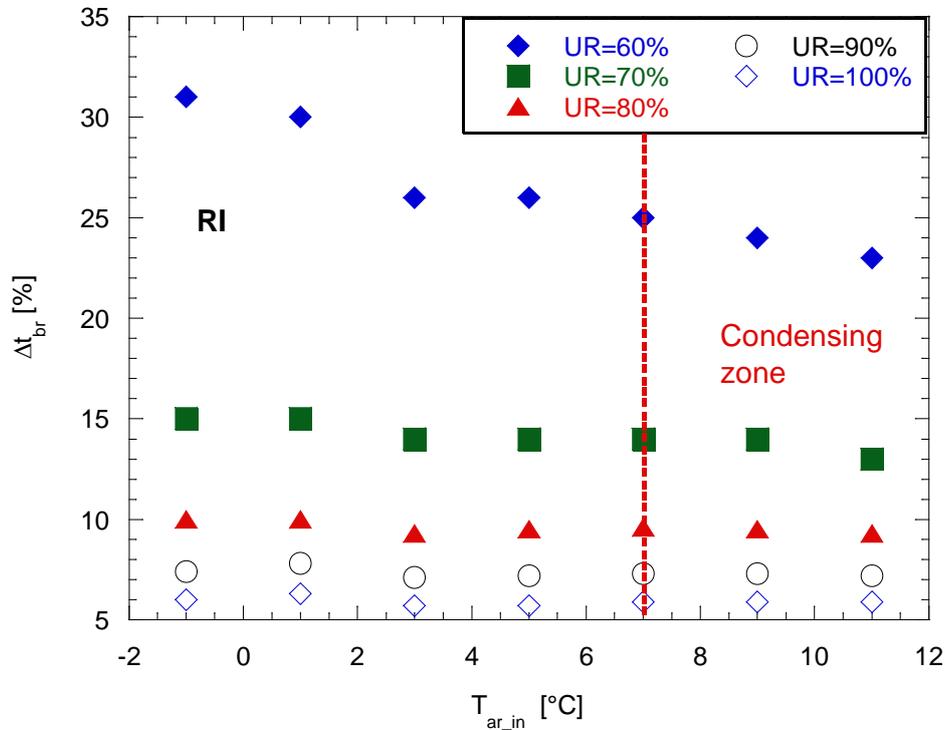


Figura 22-  $\Delta t_{br}$ % per i dimensionamenti NRI e RI in funzione di  $T_{ar,in}$  e UR%= 60, 70, 80, 90, 100 x NRI e RI

L'incremento di  $\Delta t_{br}$  è un indicatore a favore della riduzione del numero di sbrinamenti necessari ma l'effettivo raggiungimento di questo risultato deve essere valutato come riportato nel § 2.3.5, ossia a parità di riferimento  $E_{ris}$ .

Per valutare l'effetto della scelta della configurazione RI sul brinamento a parità di  $E_{ris}$  fornita, in figura 23 è presentata la variazione percentuale del numero di brinamenti, calcolati con l'eq. (33), che si verificherebbero passando dalla configurazione NRI alla RI.

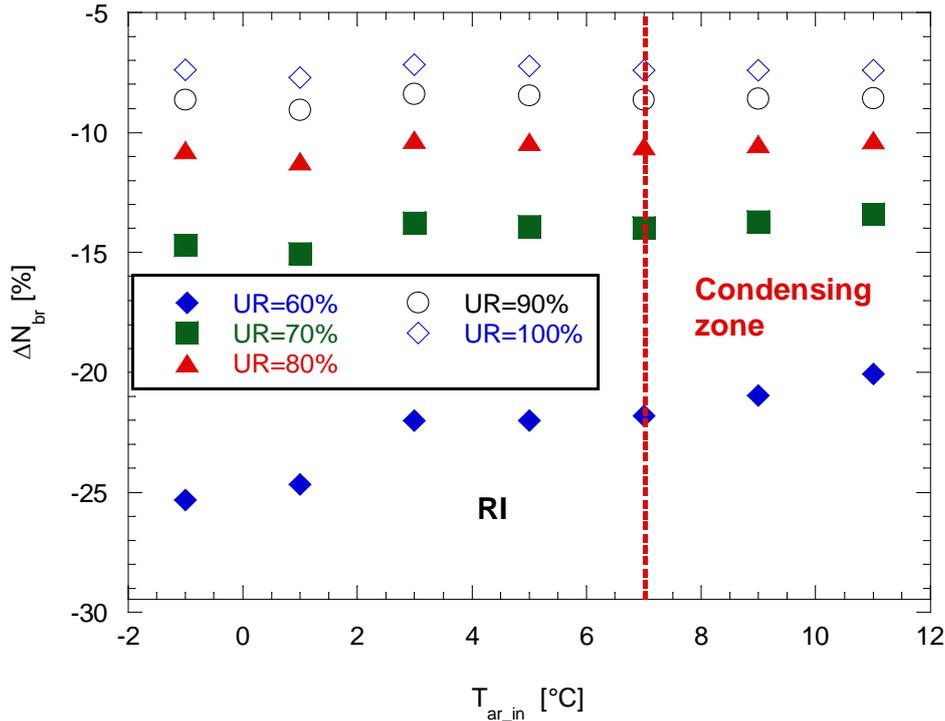


Figura 23 -  $\Delta N_{br}\%$  per i dimensionamenti NRI e RI in funzione di  $T_{ar,in}$  e UR%= 60, 70, 80, 90, 100

La riduzione del numero di brinamenti conseguente al dimensionamento RI diminuisce al crescere di UR; ciò dipende essenzialmente dalla riduzione della differenza percentuale tra le rispettive  $G_{gh}$  al crescere della UR. Per la UR=80%, valore relativamente alto, si otterrebbe una riduzione di circa il 10% degli sbrinamenti necessari per tutte le  $T_{ar,in}$  di interesse.

Avendo mostrato nel § 2.3.5 che gli andamenti delle grandezze  $\Delta N_{br}\%$  e  $\Delta M_{gh}\%$  sono corrispondenti, per quest'ultima si avrebbero andamenti analoghi a quelli mostrati in figura 23.

#### 2.4.2 Uso dell'inverter

L'inverter può essere utilizzato per  $T_{ar,in} > -2^\circ\text{C}$  (TBI) riducendo la frequenza con l'obiettivo di mantenere la  $W_{ris}$  il più vicino possibile a  $W_{dem}$  richiesta; per  $T_{ar,in} = 2^\circ\text{C}$  circa, la frequenza dell'inverter raggiunge il minimo usualmente consigliato (35 Hz) per il corretto funzionamento del compressore.

Per la configurazione NRI, nella figura 24 si osserva che la differenza tra  $W_{dem}$  e la  $W_{ris}$  può essere mantenuta al valore minimo accettabile<sup>20</sup> variando la frequenza dell'inverter; in particolare, in corrispondenza di  $T_{ar,in} = 2^\circ\text{C}$  circa, il pareggio tra  $W_{dem}$  e la  $W_{ris}$  si ottiene lavorando alla frequenza limite di 35 Hz. La differenza tra  $W_{ev}$  senza e con inverter cresce fino alla frequenza limite per poi rimanere circa costante. Diminuire la  $W_{ev}$  comporta un aumento della  $T_{ev}$  e quindi è un'opzione da valutare per ridurre il rischio e gli effetti del brinamento. Si ricorda che cambiando la TBI e/o il dimensionamento si avrebbero situazioni diverse.

Nella fase *fpd* abbiamo visto che la  $W_{ris}$  diminuisce e quindi, teoricamente, sarebbe possibile aumentare la  $\phi$  dell'inverter per mantenere la  $W_{dem}$ : in questa analisi non consideriamo questa possibilità per semplicità di confronto e perché aumentare la potenza fornita nella *fpd* aumenterebbe ulteriormente la  $G_{gh}$  accelerando ulteriormente il brinamento

<sup>20</sup> La frequenza dell'inverter per  $T_{ar,in} = -1, 1^\circ\text{C}$  non è al minimo possibile che corrisponderebbe a  $W_{ris} = W_{dem}$  poiché ciò non avrebbe consentito di mantenere il  $tf \leq tr$ , eq. (15); Con le ipotesi assunte in questo report occorre almeno  $W_{ris} = W_{dem} / 0.96$ , §2.3.4. Nell'elaborazioni seguenti si noterà che, come detto nel §2.3.4, il dimensionamento senza considerare il brinamento potrebbe portare a prestazioni inadeguate.

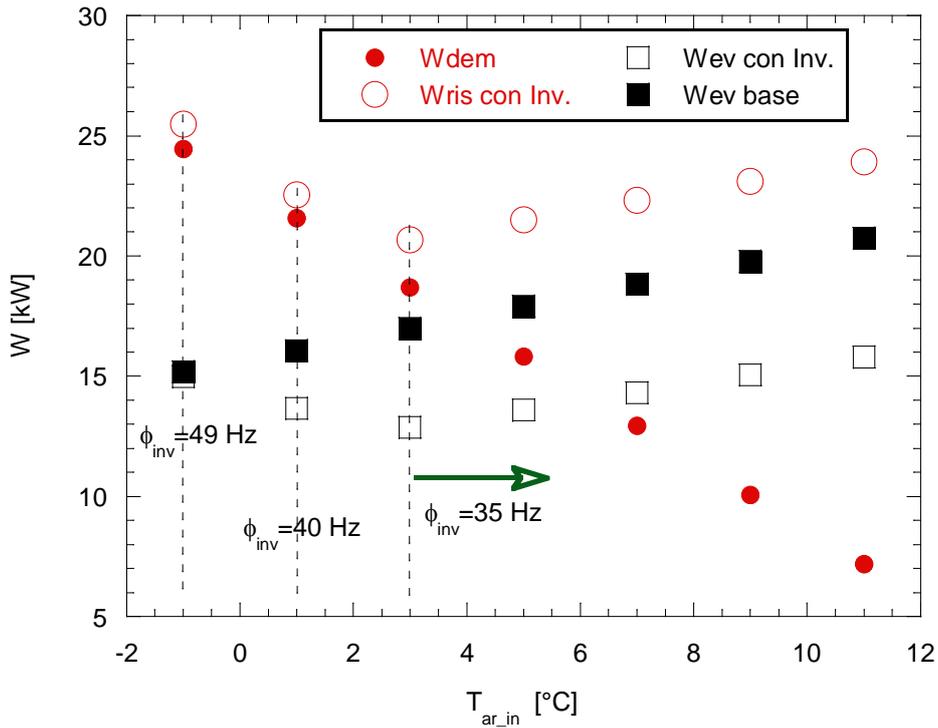


Figura 24 –  $W_{ris}$ ,  $W_{dem}$  e  $W_{ev}$  in funzione di  $T_{ar,in}$  al variare della  $\phi$  dell'inverter – configurazione NRI

L'effetto della  $T_{ev}$  maggiore è evidente (fig. 25) nella "condensing curve" che cresce con la riduzione della frequenza dell'inverter di diversi punti fino al valore limite di 35 Hz. Si nota che, per quanto detto di considerare una  $W_{ris} > W_{dem}$  per  $T_{ar,in} = -1^\circ\text{C}$ , l'incontro tra le condensing line NRI e NRI\_Inv avviene prima della  $TBI = -2^\circ\text{C}$  a causa del dimensionamento eseguito senza considerare gli effetti del brinamento sulla  $W_{ris}$  media (eq. (12) con le nostre ipotesi).

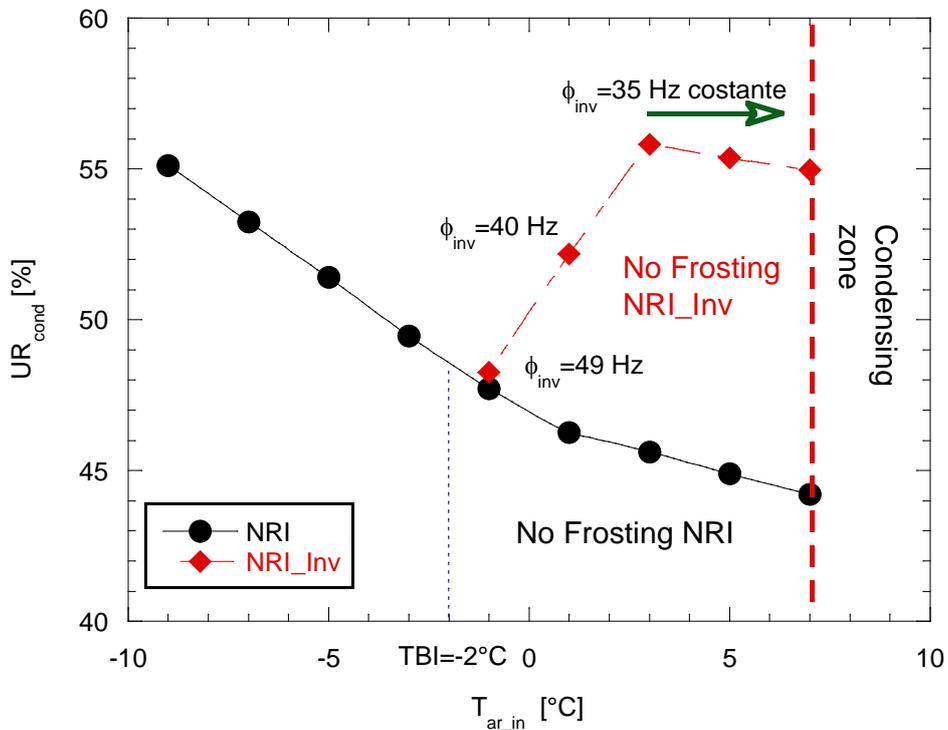


Figura 25 – Confronto  $UR_{cond}$  per le configurazioni NRI e NRI\_Inv in funzione di  $T_{ar,in}$

Nella figura 26 è riportata la variazione percentuale della velocità di formazione del ghiaccio con l'uso dell'inverter per il dimensionamento NRI. Rispetto al caso senza inverter si ha una riduzione di  $\Delta G_{gh}\%$  che cresce fino a  $T_{ar,in}=3^\circ$  circa, per poi stabilizzarsi per  $T_{ar,in}$  maggiori. Da notare che, per  $T_{ar,in} > 7^\circ\text{C}$ , l'uso dell'inverter porti a un'assenza di brinamento conseguenti a  $T_{ev} > T_{dew}$ .

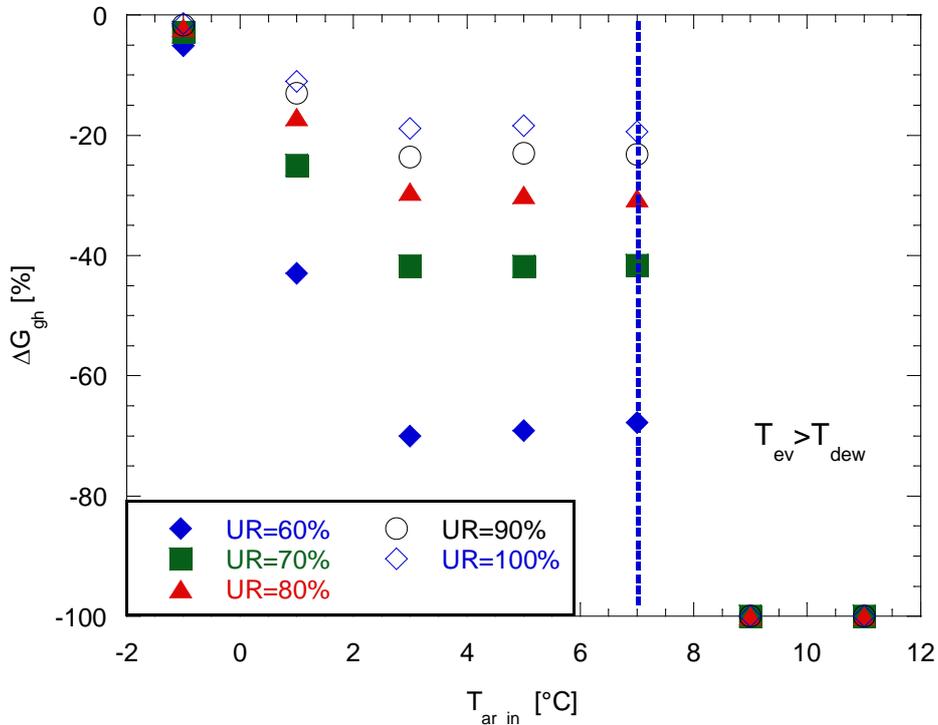


Figura 26 -  $\Delta G_{gh}\%$  rispetto a  $NRI_{inv}$  in funzione di  $T_{ar,in}$  per UR%= 60, 70, 80, 90, 100

Come detto, la  $W_{ris}$  è inferiore al caso senza inverter come mostrato nella figura 27.

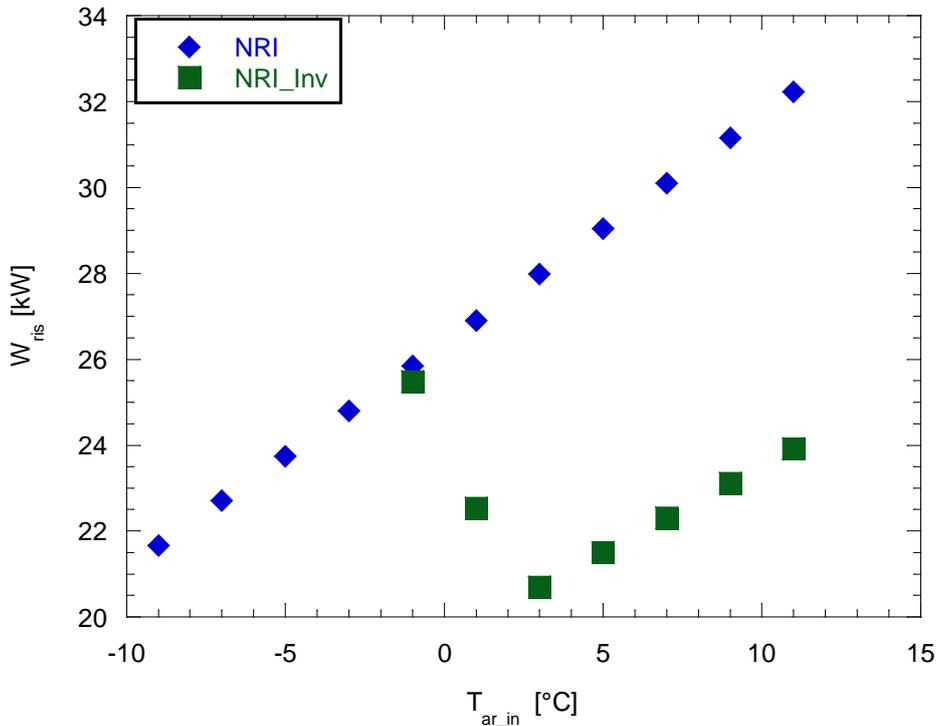


Figura 27 - Confronto  $W_{ris}$  in funzione di  $T_{ar,in}$  per i dimensionamenti NRI e  $NRI_{Inv}$

Nella figura 28 sono confrontati i tempi  $t_f$  per l'esercizio senza e con l'inverter per il dimensionamento NRI. Si osserva che la diminuzione del  $W_{ris}$  causato dall'inverter comporta dei tempi  $t_f$  (riferimento  $t_r=1h$ ) decisamente maggiori in particolare quando è utilizzato al minimo della frequenza accettabile che corrisponde a  $T_{ar,in}>3^{\circ}C$  circa. La differenza tende a ridursi con il crescere della  $T_{ar,in}$ . I punti per  $T_{ar,in}=-1, 1^{\circ}C$  sono al limite del valore di  $t_r$  (3600 s).

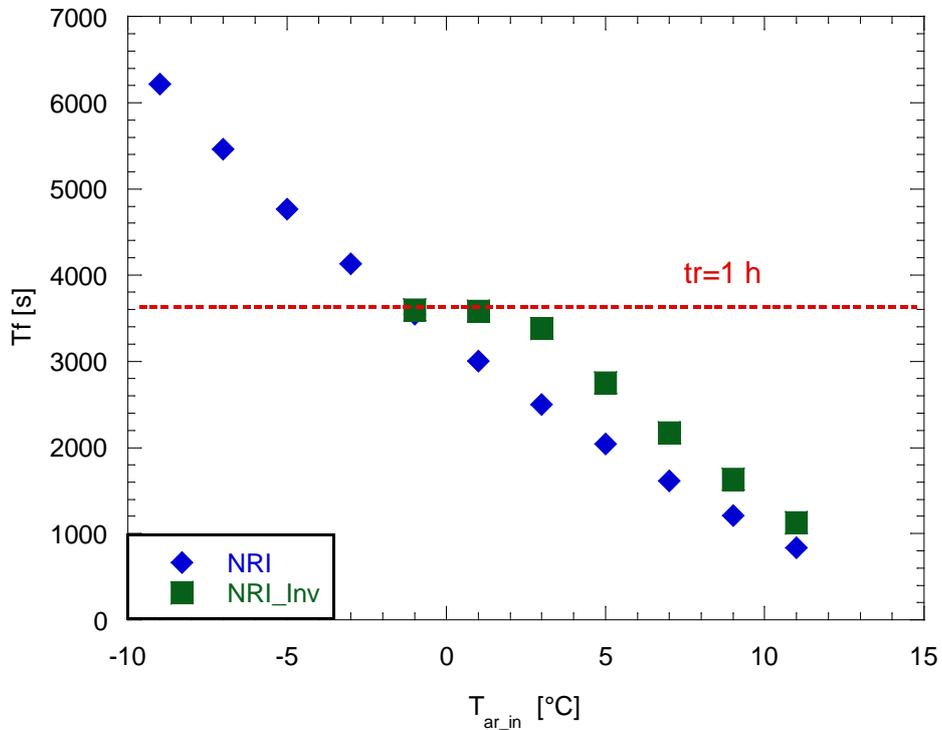


Figura 28 - Confronto  $t_f$  per i dimensionamenti NRI e NRI\_Inv in funzione di  $T_{ar,in}$

Nella formazione del ghiaccio questi tempi  $t_f$  maggiori bilanciano in parte il  $G_{gh}$  minore come si osserva dalla figura 29 dove sono riportate le  $\Delta M_{gh\_fpc}\%$ , rispetto al caso NRI. Si osserva che, al crescere dell'UR,  $\Delta M_{gh\_fpc}$  passi, a seconda della  $T_{ar,in}$ , da valori negativi a positivi con un valore di soglia di UR tra 80% e 90% in coerenza del verificarsi della condizione (34) o (35).

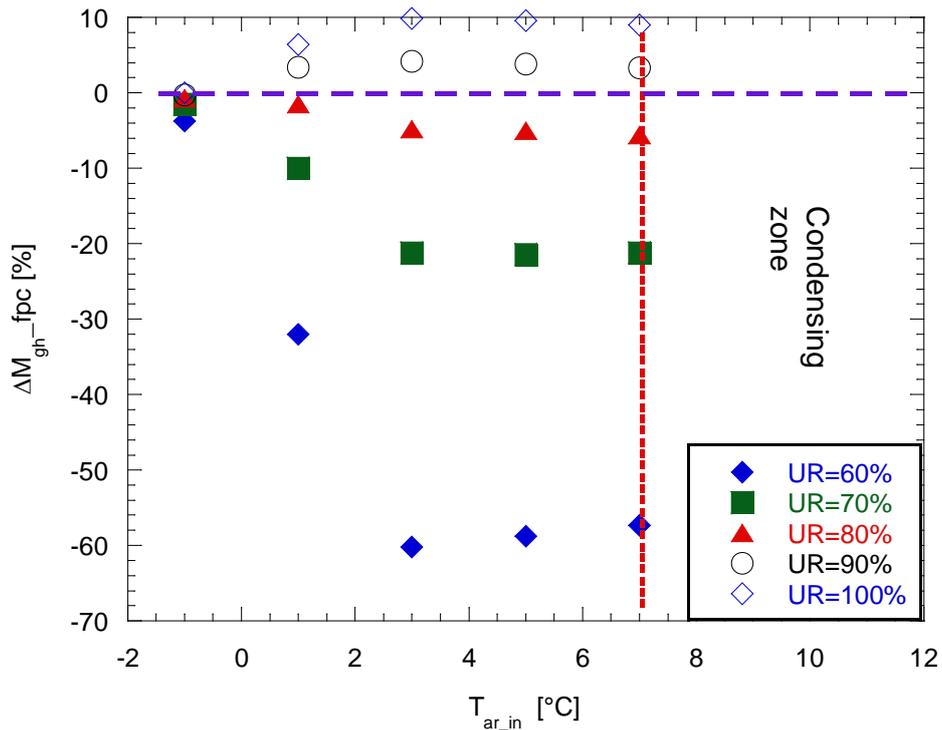


Figura 29 –  $\Delta M_{gh}\%$  per i dimensionamenti NRI e NRI\_Inv in funzione di  $T_{ar,in}$  e UR%=60, 70, 80, 90, 100

La variazione percentuale del numero dei brinamenti segue gli stessi andamenti di  $\Delta M_{gh}\%$ , come mostrato in fig.25, con la differenza che si tiene conto dell'assenza di formazione del ghiaccio per  $T_{ar,in} > 7^\circ\text{C}$  poiché si ha solo condensazione essendo  $T_{ev} > T_{dew}$ .

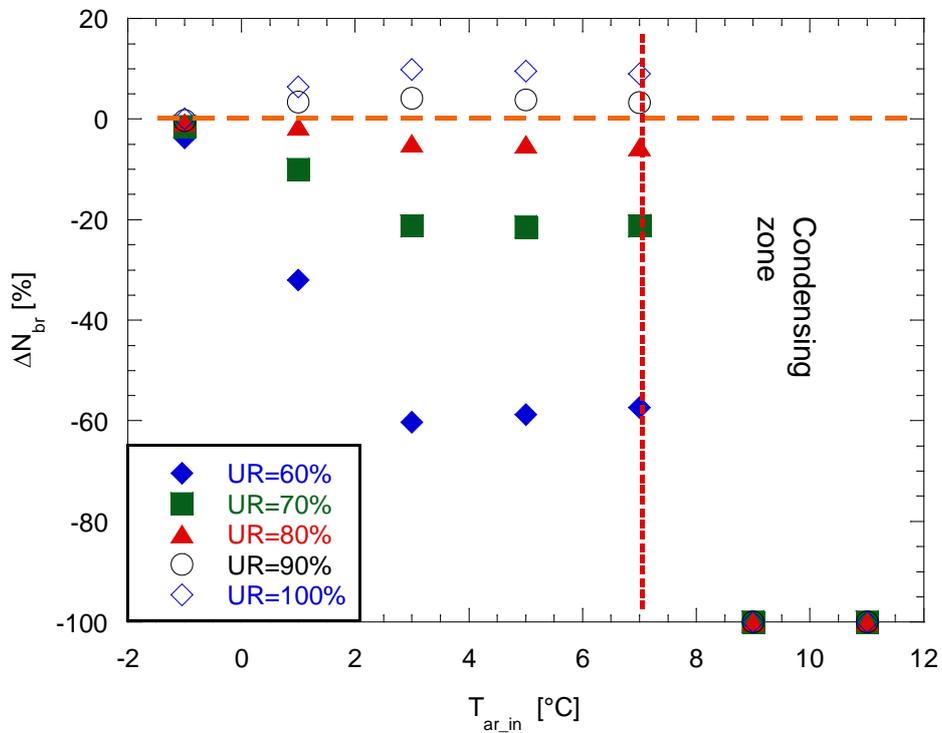


Figura 30 – Variazione  $\Delta N_{br}\%$  per i dimensionamenti NRI e RI in funzione di  $T_{ar,in}$  e UR%=60, 70, 80, 90, 100

In sostanza, utilizzando l'inverter per  $UR > 80\%$  si rischia di aumentare la quantità di ghiaccio formata e quindi il numero di brinamenti per ottenere la stessa energia di riscaldamento; ciò è dovuto alla concomitanza di alti valori di  $t_f$ , conseguenza delle  $W_{ris}$  minori, associati alle elevate variazioni di  $x$  e alla  $T_{ev}$  presenti in queste condizioni (esempio in tabella 5). Il vantaggio dovuto alla riduzione della  $T_{ev}$  per ritardare il brinamento è perciò limitato a UR non elevati. L'inverter da solo, in queste condizioni, può essere addirittura controproducente e favorire il brinamento.

Nella figura 31 è riportato il  $\Delta t_{br}\%$  rispetto a NRI in funzione della  $T_{ar,in}$  considerando solo UR=60, 70, 80%; per UR=60% si hanno valori elevati che diminuiscono rapidamente al crescere di UR. Per tutti le UR considerate, i valori di  $\Delta t_{br}\%$  restano superiori al 40% per  $T_{ar,in} > 3^\circ\text{C}$ .

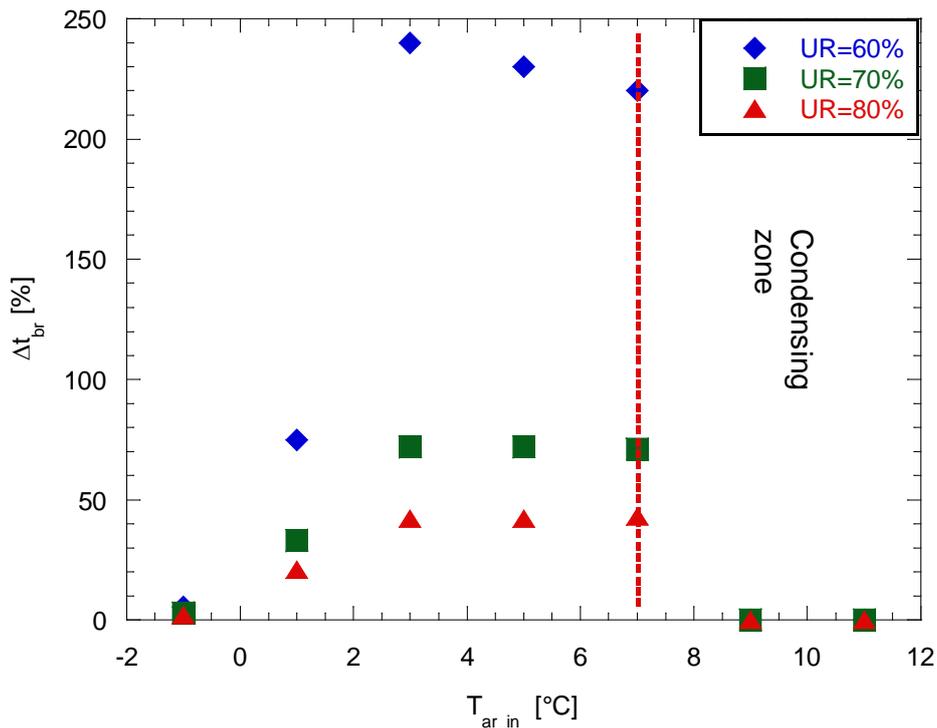


Figura 31 -  $\Delta t_{br}\%$  per i dimensionamenti NRI e NRI\_Inv in funzione di  $T_{ar,in}$  e UR%= 60, 70, 80

Per quanto riguarda il COPf (figura 32) si ha un miglioramento di qualche % ma, considerando che non è inserito nel calcolo l'assorbimento elettrico dell'inverter, nella realtà potremmo trovarci con COPf praticamente uguali se non minori.

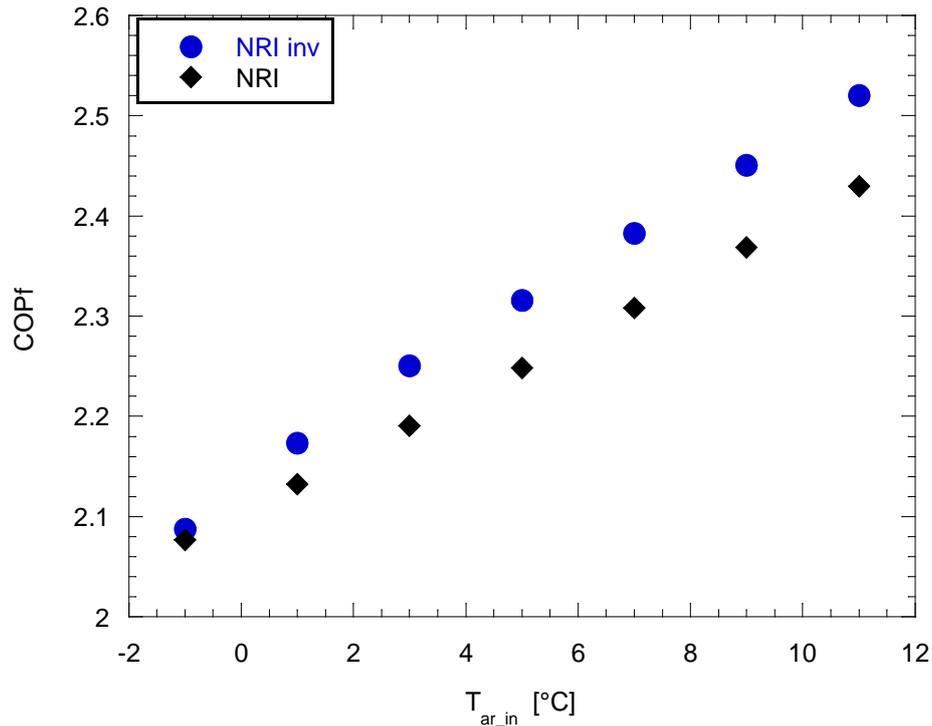


Figura 32 - Confronto COPf in funzione di  $T_{ar,in}$  per i dimensionamenti NRI e NRI\_Inv

### 2.4.3 Preriscaldamento aria da fonte esterna (PA)

Preriscaldare l'aria in ingresso è una semplice tecnica di intervento per contrastare la formazione del ghiaccio; l'aria in ingresso riscaldata mantiene lo stesso  $x$  e la stessa  $T_{dew}$  ma varia la UR, e, soprattutto, la temperatura di ingresso nell'evaporatore ( $T_{ar,inEV}$ ).

Per valutarne l'efficacia utilizzeremo il s/w supponendo di disporre di una sorgente di calore esterna con una potenza  $W_{ext}=5$  kW completamente trasferibile all'aria. La potenza scelta è un primo approccio ritenuto coerente con l'ipotesi di disporre nel prosieguo del progetto di una sorgente geotermica di capacità di quest'ordine di grandezza. Come le altre prove di riferimento, la portata di aria rimane costante  $Q_{ar}=8000$  m<sup>3</sup>/h.

Le simulazioni sono state eseguite con la configurazione 5 del s/w (§2.2.7) ponendo  $W_{acc}=0$ ; nel seguito i dati così ottenuti sono indicati con il suffisso “\_PA” aggiunto al dimensionamento, NRI o RI, utilizzato.

Nella figura 33 si confrontano le condensing lines del dimensionamento NRI con e senza il preriscaldamento. Le curve sono circa parallele con un guadagno nella UR di condensazione che diminuisce da circa 7 a 5 punti al crescere della  $T_{ar}$ ; questo guadagno corrisponde a una maggiore estensione della zona non frosting.

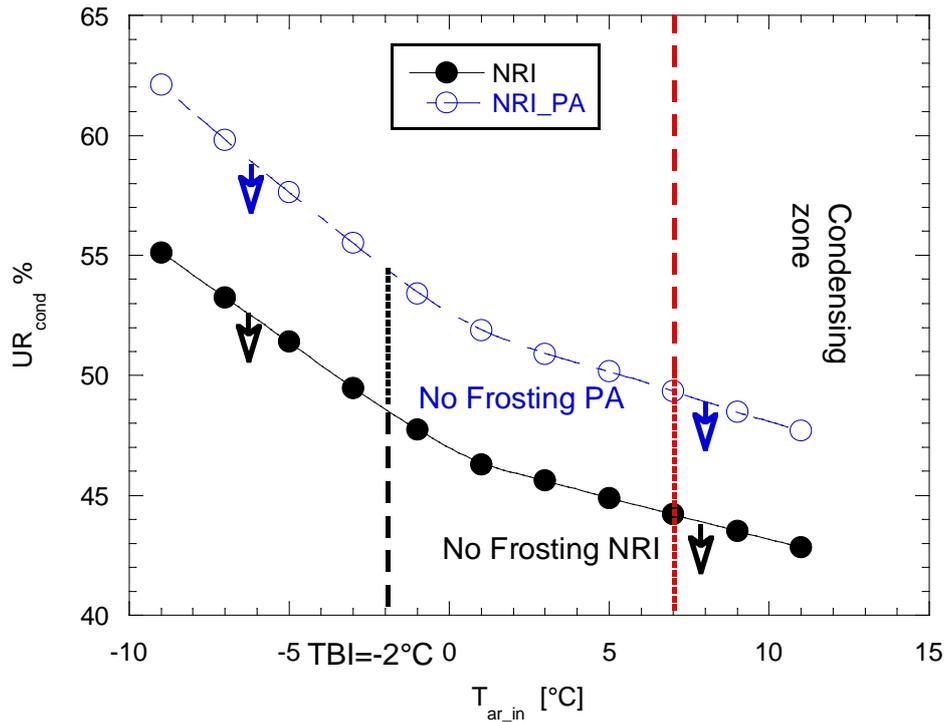


Figura 33- Confronto URcond in funzione di Tar\_in per le configurazioni NRI e NRI\_PA

La temperatura dell'aria riscaldata aumenta di circa 1.7K con ridotti scostamenti dovuti alle limitate variazioni di cp e p con la T<sub>ar,in</sub>. Il COPf, senza considerare la spesa energetica sussidiaria per preriscaldare l'aria (aumento W<sub>fan</sub>, W pompaggio del fluido caldo, ecc.) cresce con il preriscaldamento di pochi centesimi, figura 34.

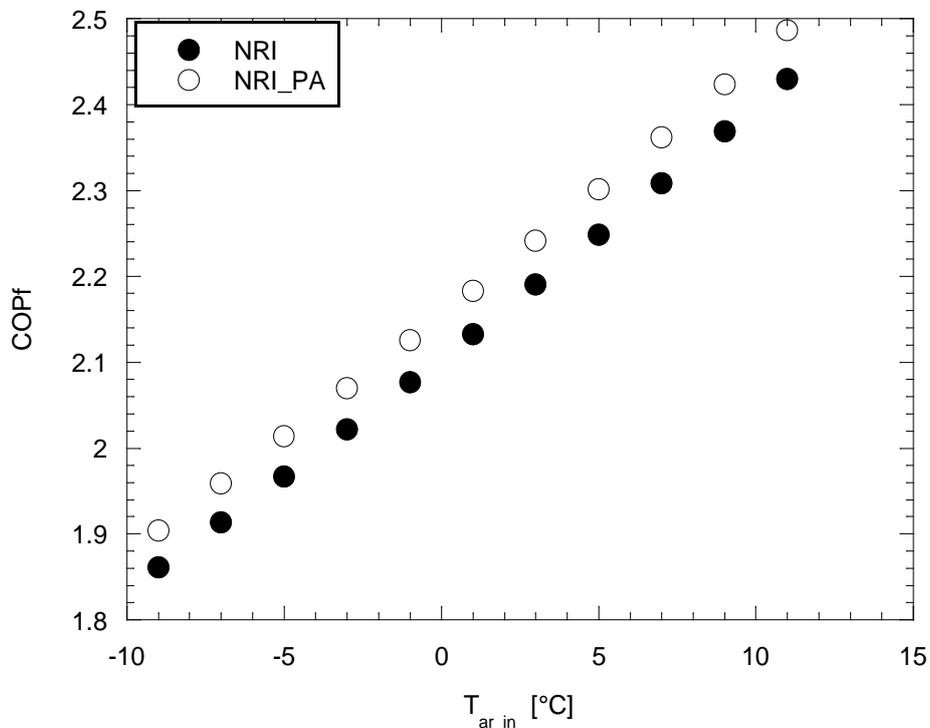


Figura 34 - Confronto COPf in funzione di Tar\_in per i dimensionamenti NRI e NRI\_PA

La  $W_{ris}$  aumenta di circa 1 kW con il preriscaldamento, come si osserva dalla fig. 35 seguente.

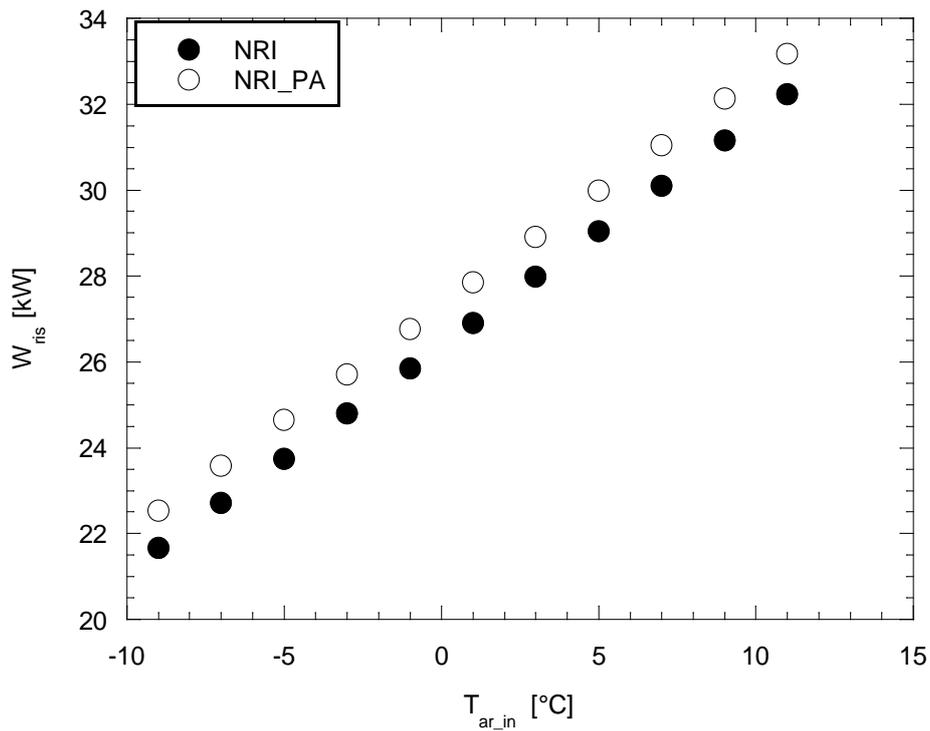


Figura 35- Confronto  $W_{ris}$  in funzione di  $T_{ar\_in}$  per i dimensionamenti NRI e NRI\_PA

La velocità di formazione del ghiaccio, figura 36, è minore rispetto al caso base; il suo decremento percentuale diminuisce con  $T_{ar\_in}$  e UR% crescenti.

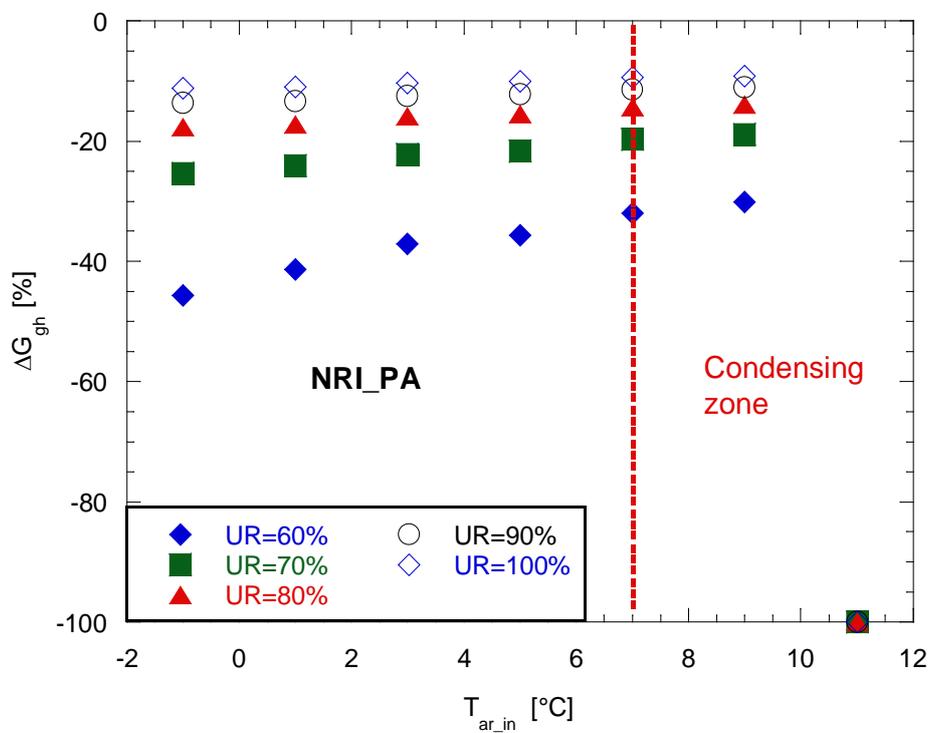


Figura 36 -  $\Delta G_{gh}\%$  rispetto a NRI\_PA in funzione di  $T_{ar\_in}$  per UR%= 60, 70, 80, 90, 100

I valori di  $t_f$  sono leggermente inferiori al caso base, con la differenza che tende a diminuire al crescere di  $T_{ar\_in}$  (fig. 37).

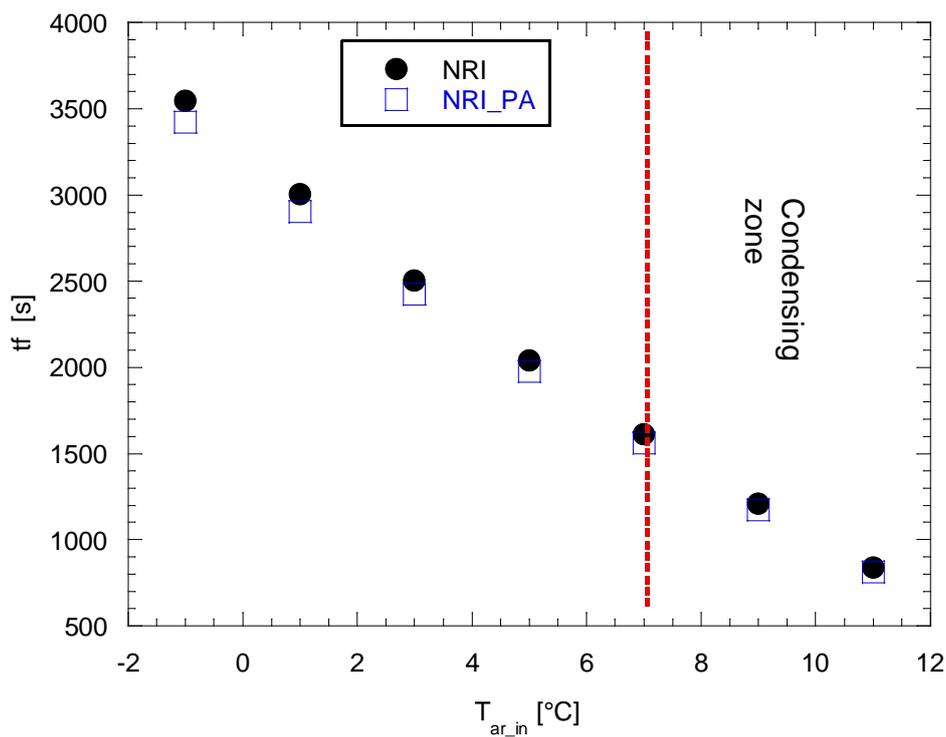


Figura 37 - Confronto  $t_f$  in funzione di  $T_{ar\_in}$  per i dimensionamenti NRI e NRI\_PA

Nella figura 38 è riportata la variazione percentuale della quantità di ghiaccio formata rispetto a NRI, per diverse UR%, in funzione della  $T_{ar\_in}$ . Gli andamenti con UR e  $T_{ar\_in}$  risentono essenzialmente della variazione della  $G_{gh}$  e, in misura minore, dei diversi  $t_f$ .

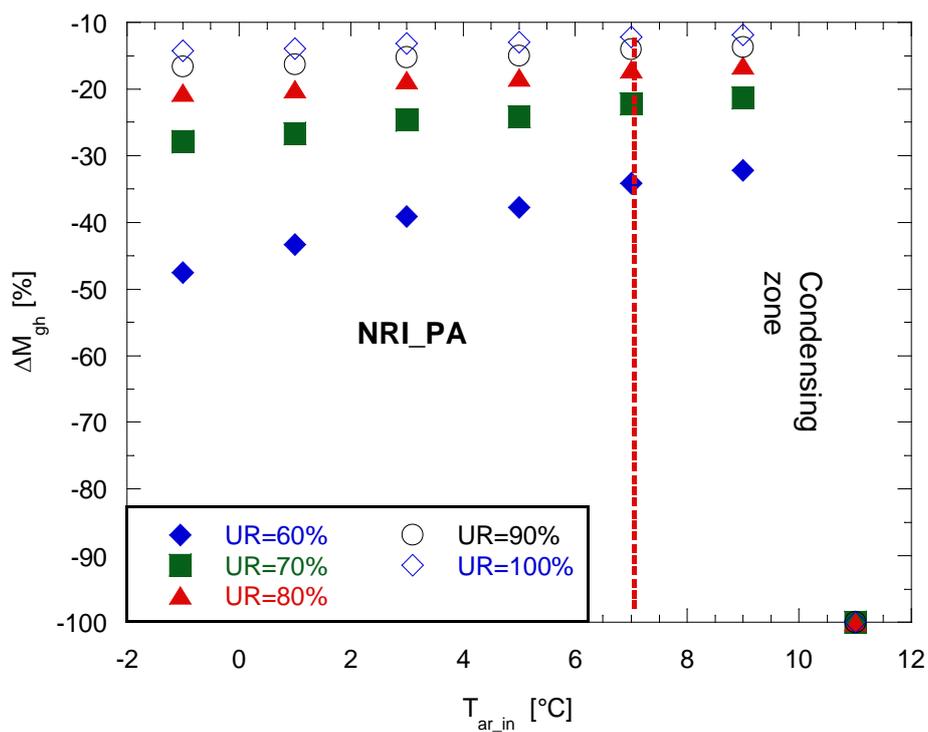


Figura 38 -  $\Delta M_{gh}\%$  in funzione di  $T_{ar\_in}$  e UR%=60, 70, 80, 90, 100 per i dimensionamenti NRI e NRI\_PA

Nella figura 39 è riportata la  $\Delta N_{br}\%$  che conferma lo stesso andamento di  $\Delta M_{gh}\%$ .

Gli effetti del metodo di brinamento diminuiscono al crescere della UR e di  $T_{ar,in}$ , in analogia con gli altri metodi proposti in precedenza.

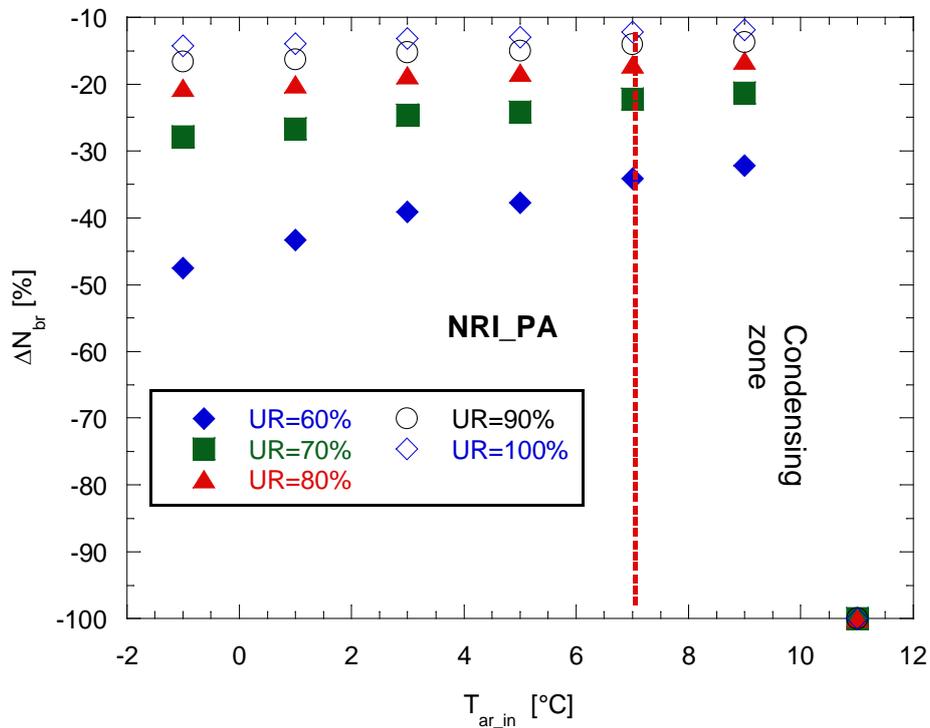


Figura 39 -  $\Delta N_{br}\%$  in funzione di  $T_{ar,in}$  e UR%=60, 70, 80, 90, 100 per i dimensionamenti NRI e NR\_PA

Nella figura 40 è riportato il  $\Delta t_{br}\%$  rispetto a NRI in funzione della  $T_{ar,in}$ . Come visto per gli altri metodi, per UR=60% si hanno valori elevati che diminuiscono rapidamente al crescere di UR. Anche l'incremento di  $T_{ar,in}$  porta a una riduzione di  $\Delta t_{br} \%$  ma l'effetto è minimo e decresce al crescere di UR.

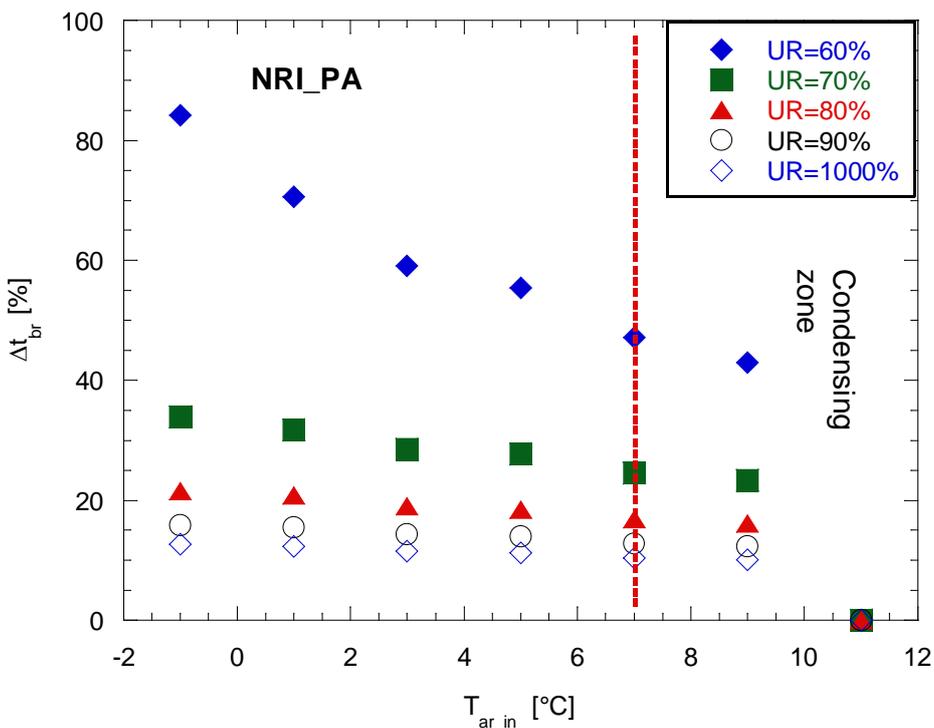


Figura 40 -  $\Delta t_{br}\%$  in funzione di  $T_{ar,in}$  e UR%= 60, 70, 80 per i dimensionamenti NRI e NRI\_PA

#### 2.4.4 Interventi sulla portata di aria

Dato un dimensionamento iniziale dell'evaporatore, aumentare la portata di aria migliora il coefficiente di scambio con le superfici dell'evaporatore e ha, come principale effetto positivo sul brinamento, un aumento della  $T_{ev}$ . In parallelo, la nuova condizione di equilibrio della ASHP comporta valori diversi per altre grandezze che ricadono, sia positivamente che negativamente, sul brinamento della ASHP.

Rispetto alle prove preliminari presentate [1], abbiamo approfondito l'effetto della UR simulando valori del 60, 70, 80, 90%, per due  $T_{ar\_in}$  diverse, -1 e 5°C, con con portata  $Q_{ar}$  aumentata a 9000 m<sup>3</sup>/h circa rispetto alla condizione di riferimento di 8000 m<sup>3</sup>/h. I risultati e il confronto per le grandezze ritenute di maggiore interesse con la situazione di riferimento sono riportati nelle tabelle seguenti.

Nella tabella 3, per  $T_{ar\_in} = -1^\circ\text{C}$ , sono mostrate le variazioni per le grandezze non influenzate dalla UR: la  $T_{ev}$  cresce di circa 0.5 K, la  $W_{ris}$  di 0.36 kW mentre i COPf restano praticamente uguali poiché l'aumento di  $W_{fan}$  compensa in parte la maggiore  $W_{ris}$ . L'aumento della  $T_{ev}$  dipende essenzialmente dalla riduzione di  $\Delta T (=T_{ar\_in}-T_{ar\_out})$  mentre la  $ATD_{EV}$  varia in maniera trascurabile [1].

**Tabella 7 -  $T_{ar\_in} = -1^\circ\text{C}$ : Confronto grandezze per  $Q_{ar} = 8000$  e  $9000$  m<sup>3</sup>/h**

$T_{ar\_in}$	$Q_{ar}$	$G_{ar}$	$T_{ev}$	$ATD_{EV}$	$\Delta T_{far}$	$W_{e\_cp}$	$W_{ris}$	$W_{ev}$	$W_{fan}$	COPc	COPf
°C	m <sup>3</sup> /h	kg/s	°C	K	K	kW	kW	kW	W	-	-
-1	8023.80	2.89	-9.62	3.40	5.22	12.00	25.85	15.18	448.38	2.15	2.08
-1	9012.01	3.25	-9.11	3.37	4.74	12.06	26.21	15.48	634.37	2.17	2.07
Delta	988.21	0.36	0.51	-0.03	-0.48	0.06	0.36	0.30	185.99	0.02	-0.01

Nella tabella 8 si osservano rispetto alla UR% dell'aria gli effetti dell'incremento di  $Q_{ar}$  sul brinamento. Il  $\Delta N_{br}\%$  è migliore solo per UR=60%, praticamente uguale a UR=70% e superiore per UR% maggiori. Ciò si spiega considerando che

- la riduzione di  $\Delta x_{gh}$  dovuto all'aumento della  $Q_{ar}$  non è più sufficiente, per UR%>70% circa, a compensare il peso del maggiore  $G_{ar}$  nel calcolo della  $G_{gh}$ , eq. (5)
- in queste condizioni, l'aumento della  $W_{ris}$  con la  $Q_{ar}$  non è tale da compensare questa variazione nell'eq. (33).

La  $T_{ev}$  cresce di circa 0.5 K ma la sua temperatura è lontana dai valori interessanti per l'inizio della condensing zone, di cui parleremo successivamente. La  $UR_{cond}$  cresce ma il vantaggio nello spostamento della non frosting zone non appare significativo.

**Tabella 8 -  $T_{ar\_in} = -1^\circ\text{C}$ : Confronto grandezze indicative del brinamento per  $Q_{ar} = 8000$  e  $9000$  m<sup>3</sup>/h**

Aria ingresso					Evaporatore						
$T_{ar\_in}$	$Q_{ar}$	UR	$T_{dew}$	$xT_{ar\_in}$	$T_{dew\_T_{ev}}$	$xT_{ev}$	$\Delta x_{gh}$	$G_{gh}$	$UR_{con}$	$\Delta N_{br}\%$	
°C	m <sup>3</sup> /h	%	°C		°C	kgv/kgar	kgv/kgar	kg/s	%	%	
-1	8023.8	0.6	-7.00	0.00207	-9.616	0.00165	0.00043	0.00123	0.477		
-1	9012.0	0.6	-7.00	0.00207	-9.108	0.00172	0.00035	0.00113	0.499		
Delta	988.2				0.508	0.00007	-0.00008	-0.00010	0.022	-9.39	
-1	8023.8	0.7	-5.21	0.00242	-9.616	0.00165	0.00077	0.00223	0.477		
-1	9012.0	0.7	-5.21	0.00242	-9.108	0.00172	0.0007	0.00226	0.499		
Delta	988.2				0.508	0.00007	-0.00007	0.00003	0.022	-0.05	
-1	8023.8	0.8	-3.62	0.00277	-9.616	0.00165	0.00112	0.00324	0.477		
-1	9012.0	0.8	-3.62	0.00277	-9.108	0.00172	0.00104	0.00339	0.499		
Delta	988.2				0.50753	0.00007	-0.00008	0.00015	0.022	3.19	
-1	8023.8	0.9	-2.22	0.00312	-9.616	0.00165	0.00147	0.00424	0.477		
-1	9012.0	0.9	-2.22	0.00312	-9.108	0.00172	0.00139	0.00452	0.499		
Delta	988.2				0.508	0.00007	-0.00008	0.00028	0.022	5.14	

Per  $T_{ar\_in} = 5^{\circ}\text{C}$  si ha una situazione simile (tabelle 9 e 10). L'unico possibile vantaggio potrebbe risiedere nella  $T_{ev}$  più prossima al possibile inizio della condensing zone.

**Tabella 9 -  $T_{ar\_in}=5^{\circ}\text{C}$ : Confronto grandezze per  $Q_{ar}=8000$  e  $9000 \text{ m}^3/\text{h}$**

$T_{ar\_in}$	$Q_{ar}$	$G_{ar}$	$T_{ev}$	ATD_EV	$DT_{far}$	$W_{e\_cp}$	$W_{ris}$	$W_{ev}$	$W_{fan}$	COPc	COPf
$^{\circ}\text{C}$	$\text{m}^3/\text{h}$	$\text{kg}/\text{s}$	$^{\circ}\text{C}$	K	K	kW	kW	kW	W	-	-
5	8008.9	2.82	-5.27	3.965	6.3	12.5	29.03	17.89	445.9	2.33	2.25
5	9011.8	3.18	-4.62	3.92	5.7	12.5	29.37	18.22	634.3	2.35	2.24
Delta	1002.9	0.36	0.65	-0.045	-0.6	0.01	0.34	0.32	188.4	0.03	-0.01

**Tabella 10 -  $T_{ar\_in}=5^{\circ}\text{C}$ : Confronto grandezze indicative del brinamento per  $Q_{ar}=8000$  e  $9000 \text{ m}^3/\text{h}$**

Aria ingresso					Evaporatore					
$T_{ar\_in}$	$Q_{ar}$	UR	$T_{dew}$	$xT_{ar\_in}$	$T_{dew\_T_{ev}}$	$xT_{ev}$	$\Delta x_{gh}$	$G_{gh}$	UR <sub>cond</sub>	$\Delta N_{br}\%$
$^{\circ}\text{C}$	$\text{m}^3/\text{h}$	%	$^{\circ}\text{C}$	$\text{kgv}/\text{kgar}$	$^{\circ}\text{C}$	$\text{kgv}/\text{kgar}$	$\text{kgv}/\text{kgar}$	$\text{kg}/\text{s}$	%	%
5	8008.9	0.6	-1.79	0.00323	-5.25087	0.00241	0.00082	0.00232	0.448	0
5	9011.8	0.6	-1.79	0.00323	-4.59754	0.00255	0.00068	0.00217	0.474	
Delta	1002.9				0.65333	0.00014	-0.00014	-0.00015	0.026	-7.54
5	8008.9	0.7	0.14	0.00377	-5.25087	0.00241	0.00136	0.00385	0.448	
5	9011.8	0.7	0.14	0.00377	-4.59754	0.00255	0.00122	0.00389	0.474	
Delta	1002.9				0.65333	0.00014	-0.00014	4E-05	0.026	-0.12
5	8008.9	0.8	1.85	0.00432	-5.25087	0.00241	0.0019	0.00538	0.448	
5	9011.8	0.8	1.85	0.00432	-4.59754	0.00255	0.00177	0.00561	0.474	
Delta	1002.9				0.65333	0.00014	-0.00013	0.00023	0.026	3.08
5	8008.9	0.9	3.50	0.00486	-5.25087	0.00241	0.00245	0.00691	0.448	
5	9011.8	0.9	3.50	0.00486	-4.59754	0.00255	0.00231	0.00734	0.474	
Delta	1002.9				0.65333	0.00014	-0.00014	0.00043	0.026	5.01

In conclusione, da queste simulazioni, con i limiti delle approssimazioni assunte nel s/w e della scelta del dimensionamento iniziale, non sono apparsi particolari vantaggi nell'aumentare la portata di aria per contenere il brinamento se non per  $UR < 70\%$ . Questo aspetto potrà essere oggetto di valutazioni sperimentali.

## 2.5 Valutazione e confronto dei metodi proposti

L'efficacia dei metodi di ritardo proposti può essere valutata tramite:

- lo spostamento della condensing line, che porta ad estendere la zona di no frosting;
- la quantità di ghiaccio che, a parità di  $E_{ris}$  fornita, viene a formarsi nel tempo  $t_f$  e nelle conseguente variazioni nei tempi di frosting,  $t_{br}$ , e nella frequenza dei cicli di defrosting,  $N_{br}$ .

Un altro aspetto da considerare è che questi metodi, comportando un aumento della  $T_{ev}$ , potrebbero avere effetti positivi sull'inizio della Condensing Zone dato che la  $T_{ar\_in}$  corrispondente alla frosting line si può correlare, oltre che alla stessa  $T_{ar\_in}$  anche alla  $T_{ev}$ ; un incremento della  $T_{ev}$  può far presupporre un inizio della condensing zone a  $T_{ar\_in}$  minori e quindi una riduzione dei brinamenti.

Non consideriamo invece gli effetti sul COP poiché dovremmo limitarci a considerazione teoriche trascurando i reali impegni energetici, sia negativi, dovuti ai maggiori oneri impiantistici, che positivi, conseguenti al risparmio energetico per la riduzione dei cicli di sbrinamento. Inoltre non possiamo quantizzare il miglioramento del comfort legato alla riduzione del numero degli sbrinamenti [1].

Si ricorda che questi confronti sono legati alle scelte fatte per il dimensionamento dell'evaporatore e per la potenza di PA fornita.

### 2.5.1 Condensing line

La figura 41 mostra come fino a circa  $T_{ar\_in}=0^{\circ}\text{C}$  il preriscaldamento dell'aria permetta una *no frosting zone* più estesa; per valori superiori l'uso dell'inverter dà i risultati migliori. L'agire sul dimensionamento iniziale (portandolo dal caso base NRI con  $US=2.7\text{ kW/K}$  al caso RI con  $US=3.26\text{ kW/K}$ ,  $\Delta US=20\%$ ) sposta la condensing line in misura minore degli altri due metodi con un incremento dello spostamento al crescere della  $T_{ar\_in}$ .

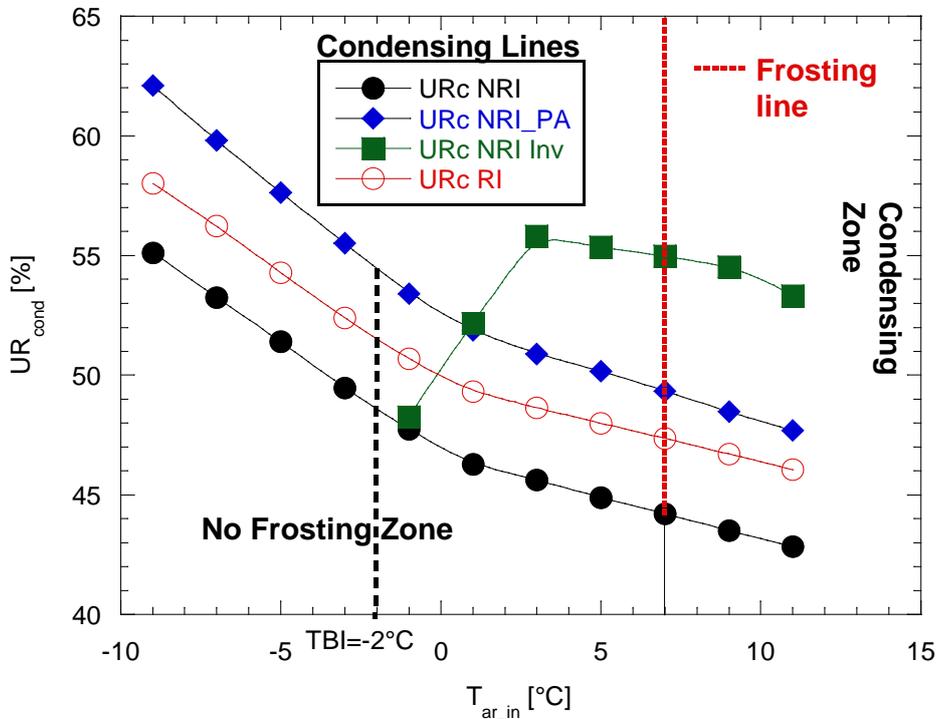


Figura 41 - Confronto  $UR_{cond}$  in funzione di  $T_{ar\_in}$  per le configurazioni NRI, NRI\_PA, NRI\_Inv, RI

### 2.5.2 Produzione di ghiaccio a parità di energia fornita

L'effetto dei metodi sulla velocità di produzione del ghiaccio è mostrato nella figura seguente come variazione percentuale con riferimento al dimensionamento NRI, per  $UR=60, 80, 100\%$ . Non sono presentate le elaborazioni per  $T_{ar\_in}<TBI$  poiché sono influenzate dall'intervento della CA. La figura mostra che, per  $T_{ar}>1^{\circ}\text{C}$ , l'uso dell'inverter provoca la maggiori riduzioni fino a  $UR=80\%$ , per valori superiori il metodo migliore è PA mentre il sovradimensionamento RI comporta le riduzioni minori.

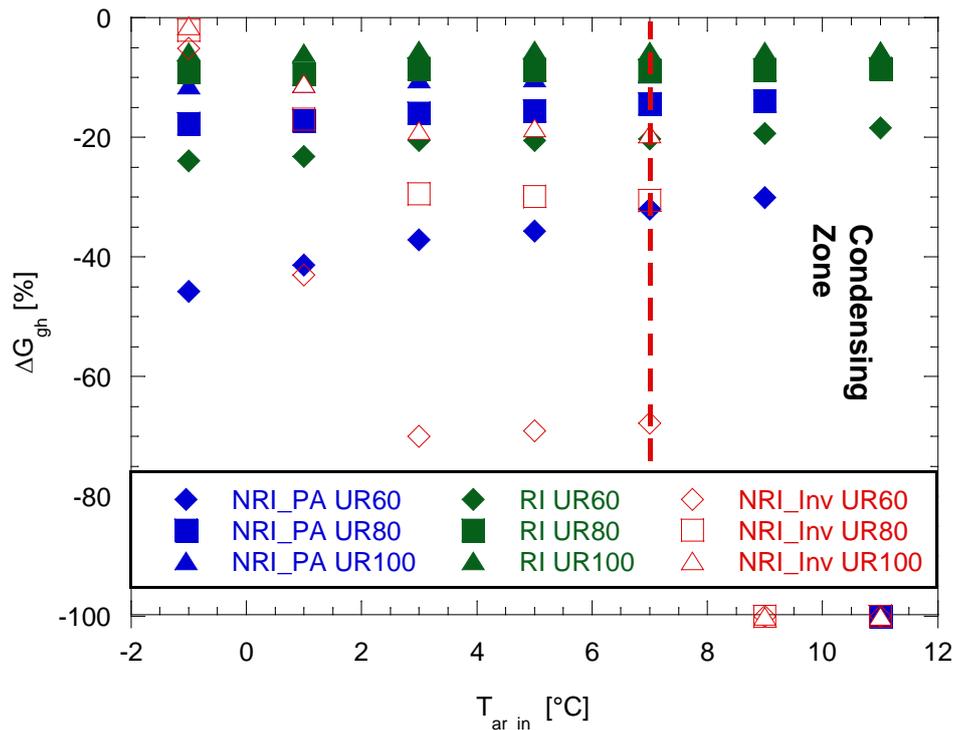


Figura 42 -  $\Delta G_{gh}$  in funzione di  $T_{ar,in}$  per le configurazioni NRI\_PA, NRI\_Inv, RI e UR%=60, 80, 100

Se osserviamo la variazione percentuale della massa di ghiaccio formata nei tempi di funzionamento  $t_f$  dei tre metodi in funzione della  $T_{ar,in}$ , figura 43, la situazione cambia: le migliori prestazioni sono date dal metodo PA tranne le situazioni, per UR=60% e  $T_{ar,in} > 1^\circ\text{C}$ , in cui l'uso con l'inverter è superiore. L'inverter però perde rapidamente in prestazioni al crescere di UR% fino a produrre un incremento della massa di ghiaccio per i valori massimi di UR%. Il dimensionamento RI produce dei miglioramenti ma sempre inferiori al caso con il PA.

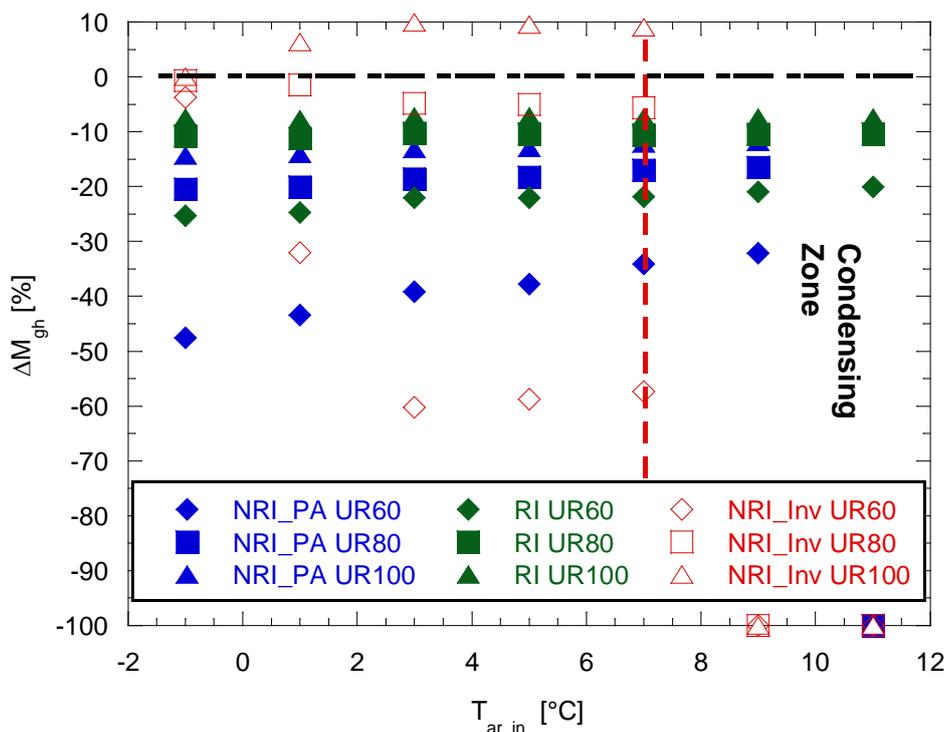


Figura 43 -  $\Delta M_{gh}$  in funzione di  $T_{ar,in}$  per le configurazioni NRI\_PA, NRI\_Inv, RI e UR%=60, 80, 100

### 2.5.3 Variazione percentuale del numero dei brinamenti

Nella figura seguente si osserva che, riguardo la variazione percentuale del numero dei brinamenti  $\Delta N_{br}\%$  (molto simile all'andamento di  $\Delta M_{gh}$ ), l'uso dell'inverter è particolarmente performante per  $T_{ar,in} > 1^\circ\text{C}$  e UR=60% con valori di  $\Delta N_{br}\%$  intorno a -60% ma, per UR= 80% la riduzione è già inferiore al -10%. Per valori superiori di UR si ottengono vantaggi praticamente nulli se non effetti negativi per i valori massimi di UR a causa della maggiore quantità di ghiaccio che viene a formarsi.

Il PA fornisce i valori globalmente migliori, consentendo una riduzione ipotetica degli interventi di defrosting dal 45 al 10% circa al variare della  $T_{ar,in}$  e della UR con prestazioni in calo con il crescere di UR% e  $T_{ar,in}$ . Il dimensionamento RI porta dei vantaggi inferiori al PA.

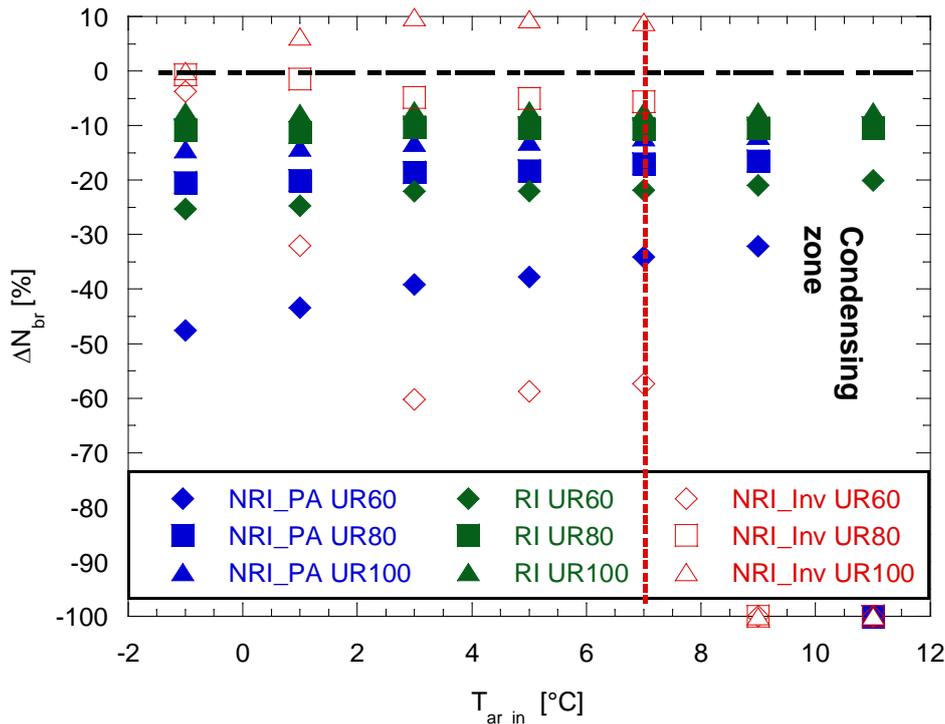


Figura 44 -  $\Delta N_{br}$  in funzione di  $T_{ar,in}$  per le configurazioni NRI\_PA, NRI\_Inv, RI e UR%=60 ,80 ,100

### 2.5.4 Inizio della Condensing Zone

Nel § 2.3.1 abbiamo parlato della condensing zone, individuata sperimentalmente, il cui instaurarsi si può correlare alla  $T_{ar,in}$  e alla  $T_{ev}$ ; un incremento della  $T_{ev}$  può far presupporre un inizio di questa zona a  $T_{ar,in}$  minori, e quindi una riduzione del brinamento. Zhu e altri, sulla base di risultati sperimentali, ponevano la soglia di tale zona a circa  $T_{ar,in} = 6^\circ\text{C}$ . In questo report, per un approccio conservativo, l'abbiamo considerata a  $T_{ar,in} = 7^\circ\text{C}$  a cui corrisponde, per il caso "base" NRI, una  $T_{ev} = -4^\circ\text{C}$  circa; si può quindi supporre, per quanto detto nel §2.3.1, che il raggiungimento  $T_{ev} \geq -4^\circ\text{C}$  sia indicativa della possibilità di inizio della condensing zone anche con  $T_{ar,in}$  diversi.

Nella fig. 45 è mostrato l'andamento della  $T_{ev}$  con l'utilizzo dei metodi di ritardo RI, NRI\_PA, NRI\_Inv. Dalla figura si osserva che con la configurazione RI,  $T_{ev} = -4^\circ\text{C}$  si ottiene con  $T_{ar,in} = 6^\circ\text{C}$  circa, con il PA si raggiunge per  $T_{ar,in} = 5^\circ\text{C}$  circa, mentre con l'inverter per  $T_{ar,in} = 3.5^\circ\text{C}$ . Questi valori di  $T_{ar,in}$  possono essere visti come i minimi idealmente ottenibili per le nuove frosting lines poiché occorre anche verificare che, contemporaneamente, la portata di aria asporti un'adeguata quantità di calore dalla condensa tale da evitare la formazione del ghiaccio<sup>21</sup>; semplificando un processo particolarmente complesso descritto in [1], questo flusso termico è funzione della  $T_{ev}$ ,  $T_{ar,in}$  e  $T_{fus} = 0^\circ\text{C}$  e quindi l'equilibrio potrebbe realizzarsi per valori

<sup>21</sup> In realtà si è visto che in questa zona del ghiaccio può venire a formarsi ma sulle superfici di scambio non si raggiunge uno spessore sufficiente per il brinamento poiché parte del ghiaccio è continuamente asportata con la condensa

di  $T_{ev} \geq -4^\circ\text{C}$  e  $T_{ar,in} \leq -7^\circ\text{C}$ . Con i metodi RI e NRI\_Inv la  $T_{ar,in} = T_{ar,in}EV$  mentre nel caso di PA, le  $T_{ar,in}EV$  sono maggiori delle  $T_{ar,in}$  (per le nostre simulazioni di circa 1.7 K); questo aspetto fa pensare che il metodo PA possa portare a dei maggiori vantaggi nel ridurre la  $T_{ar,in}$  di frosting line.

Se fosse sperimentalmente confermato che sussistono degli spostamenti significativi delle frosting line, significherebbe che questi metodi di ritardo del brinamento hanno l'ulteriore effetto di estendere la condensig zone verso  $T_{ar,in}$  inferiori con gli evidenti vantaggi nel defrosting. Questa ipotesi, essendo basata su considerazioni essenzialmente teoriche, sarà introdotta come suggerimento da approfondire nella valutazione dell'efficacia dei metodi proposti.

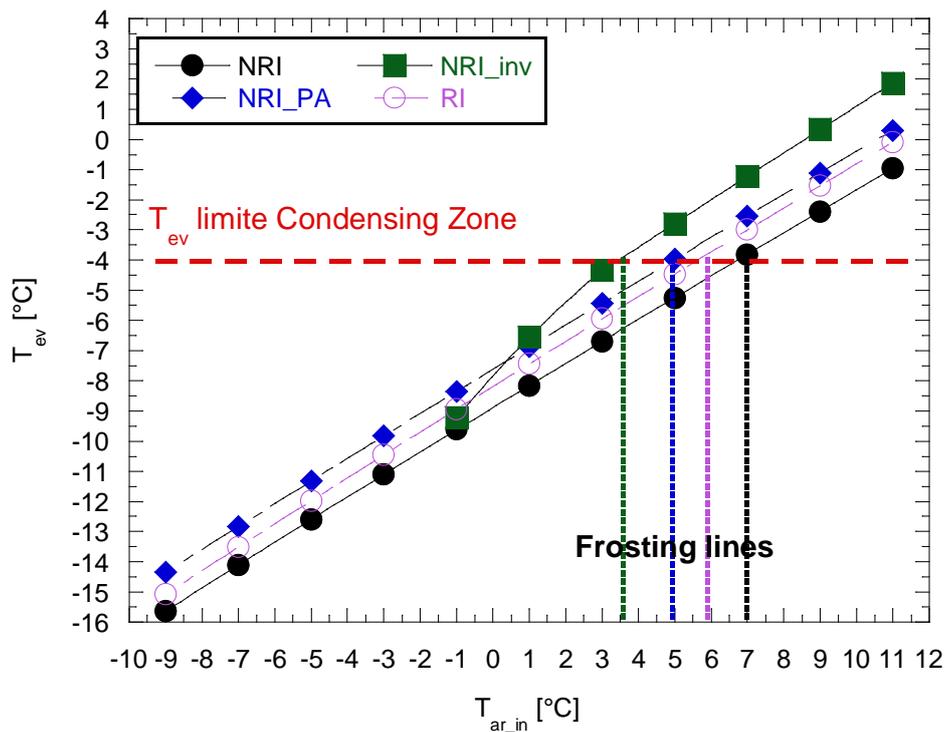


Figura 45 – Analisi sul possibile spostamento della frosting line a parità di  $T_{ev}$  grazie ai metodi di ritardo

### 2.5.5 Combinazione dei metodi di ritardo proposti

Prima di passare a considerare i casi per  $T_{ar,in} < TBI$ , è stata indagata la possibilità di combinare i diversi metodi di ritardo proposti.

Nella figura 46 sono presentati i risultati ottenibili in termini di condensig line. L'utilizzo del PA insieme all'inverter per il dimensionamento RI comporta la curva migliore e questo approccio può essere interessante in fase di progettazione di una nuova AHSP. Riportandosi invece alle esperienze eseguibili nel prosieguo dell'attività dove non è previsto un incremento del dimensionamento dell'evaporatore della ASHP disponibile, nel seguito considereremo la combinazione di PA ed inverter (NRI\_PA\_Inv) nel dimensionamento NRI che resta il riferimento per le variazioni dei parametri analizzati.

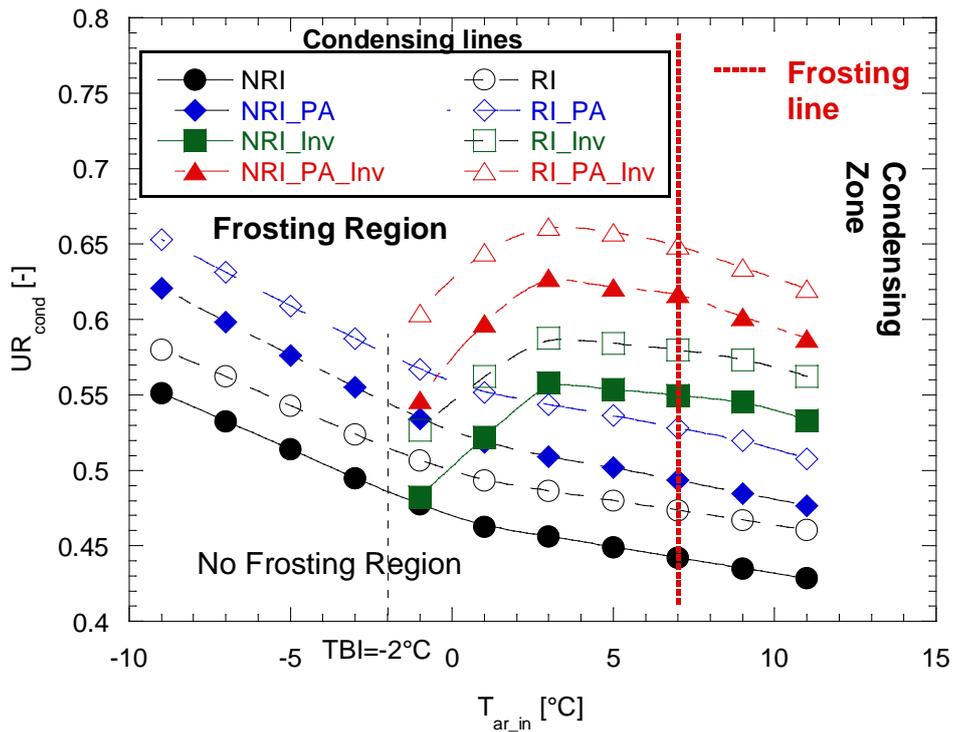


Figura 46 - Confronto  $UR_{cond}$  in funzione di  $T_{ar,in}$  per le combinazioni di configurazioni possibili

### 2.5.6 Ipotesi utilizzo PA\_Inv

Poiché il metodo combinato PA-inverter sembra essere un metodo promettente per ritardare il brinamento, in questo paragrafo approfondiremo il confronto con gli altri metodi considerando solo il dimensionamento NRI.

Nella figura 47 è presentata la condensing line di base e quella che si otterrebbe con PA\_Inv. L'incremento della zona no frosting per  $T_{ar,in} < TBI$  dipende solamente dal PA; per valori superiori è dato dalla combinazione PA\_Inv.

In realtà, come vedremo in seguito, grazie al PA si potrebbe scendere con l'inverter a  $T_{ar,in}$  leggermente minori della TBI, con vantaggi minimi.

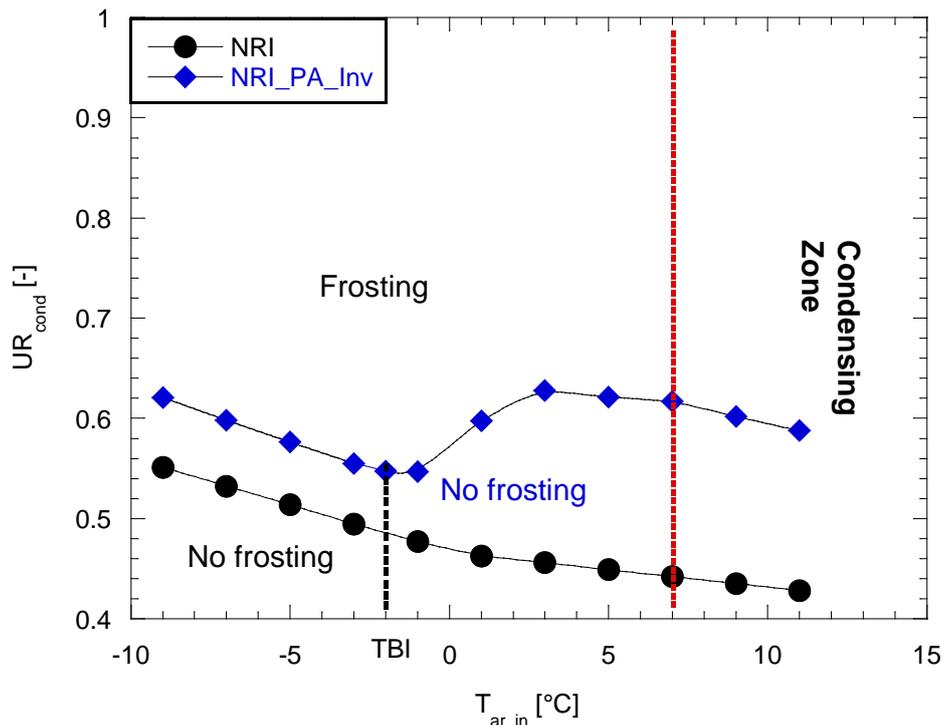


Figura 47 - Confronto UR<sub>cond</sub> in funzione di T<sub>ar,in</sub> per le configurazioni NRI e NRI\_PA\_Inv

Nella figura 48 sono indicati i guadagni  $\Delta UR\%_{cond}$  per le varie configurazioni rispetto al dimensionamento NRI. Per  $T_{ar,in} < TBI$ , il PA è l'unico metodo che consenta dei recuperi nel UR<sub>cond</sub> dell'ordine di 5-6 punti percentuali. L'utilizzo del solo inverter diventa significativo rispetto al PA da circa  $T_{ar,in} = 1^\circ C$  con  $\Delta UR\% = 7$  punti percentuali fino a stabilizzarsi intorno a 10 per  $T_{ar,in}$  maggiori. La combinazione PA\_Inv conserva i vantaggi del PA per  $T_{ar,in} < TBI$  e produce effetti positivi nel  $\Delta UR\%_{cond}$  che sono superiori alla sola somma algebrica dei due metodi già a partire da  $T_{ar,in} = TBI$ . Nella tabella 11 sono riportati i valori UR% relativi a tutti i casi indagati (dimensionamenti RI e NRI), alcuni dei quali non sono riportati in figura 48.

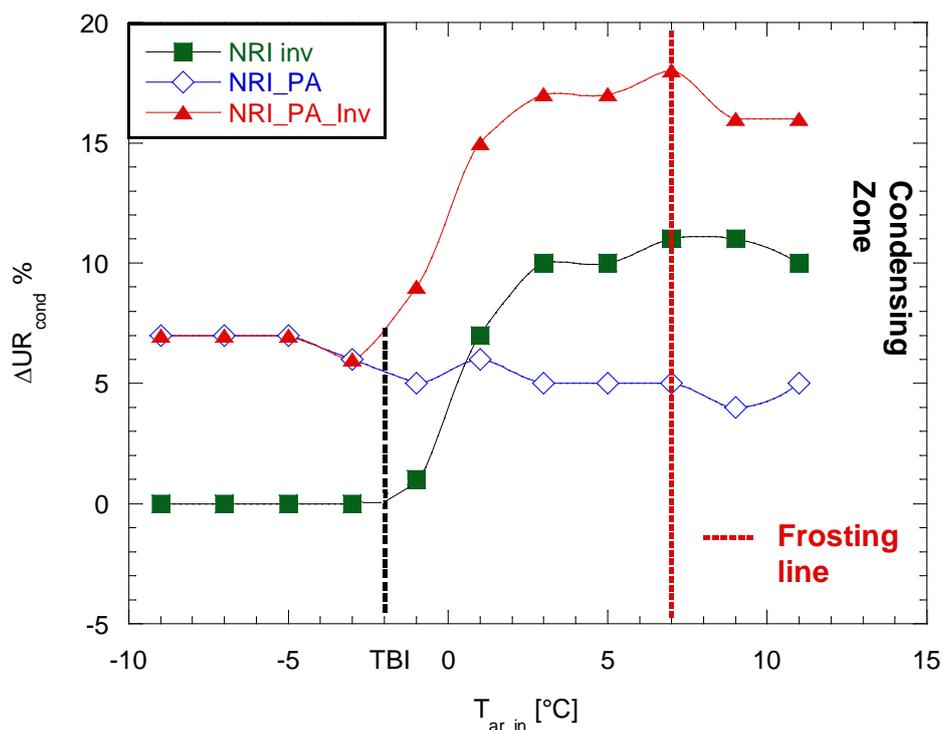


Figura 48 -  $\Delta UR\%$  delle configurazioni NRI\_Inv, NRI\_PA, NRI\_PA\_Inv rispetto alla NRI

Tabella 11 – UR<sub>cond</sub> per le configurazioni della figura 46

T <sub>ar,in</sub> [°C]	-9	-7	-5	-3	-1	1	3	5	7	9	11
Config.	UR <sub>cond</sub>										
<b>NRI</b>	55%	53%	51%	49%	48%	46%	46%	45%	44%	44%	43%
<b>NRI_Inv</b>	55%	53%	51%	49%	48%	52%	56%	55%	55%	55%	53%
<b>NRI_PA</b>	62%	60%	58%	55%	53%	52%	51%	50%	49%	48%	48%
<b>NRI_PA_Inv</b>	62%	60%	58%	55%	55%	60%	63%	62%	62%	60%	59%
<b>RI</b>	58%	56%	54%	52%	51%	49%	49%	48%	47%	47%	46%
<b>RI_Inv</b>	58%	56%	54%	52%	53%	56%	59%	58%	58%	57%	56%
<b>RI_PA</b>	65%	63%	61%	59%	57%	55%	54%	54%	53%	52%	51%
<b>RI_PA_Inv</b>	65%	63%	61%	59%	60%	64%	66%	66%	65%	63%	62%

Nel seguito del paragrafo osserveremo solo i confronti per T<sub>ar,in</sub>>TBI e fino alla T<sub>ar,in</sub>=7°C, temperatura di frosting assunta per l’inizio della condensing zone.

Con il PA, ci si trova ad avere la W<sub>dem</sub> dipendente dalla T<sub>ar,in</sub> mentre la W<sub>ris</sub> è funzione della temperatura dell’aria preriscaldata e quindi superiore a quella che si otterrebbe con T<sub>ar,in</sub> (figura 49). Come visto nel §.4.3, le prestazioni del compressore migliorano e quindi, rispetto al dimensionamento, la TBI effettiva si sposterebbe a valori inferiori e, di conseguenza, l’inverter potrebbe già intervenire fino a una T<sub>ar,in</sub> (compresa indicativamente nel range -3.5°C< T<sub>ar,in</sub> <TBI, (figura 49) per cui W<sub>dem</sub>, funzione di T<sub>ar,in</sub>, risulti uguale a W<sub>ris</sub>, funzione della T<sub>ar,in</sub> EV. Nelle nostre ipotesi questo aspetto è poco rilevante ma potrebbe essere interessante nel caso di una potenza di preriscaldamento disponibile maggiore che comportasse incrementi della T<sub>ar,in</sub> più significativi.

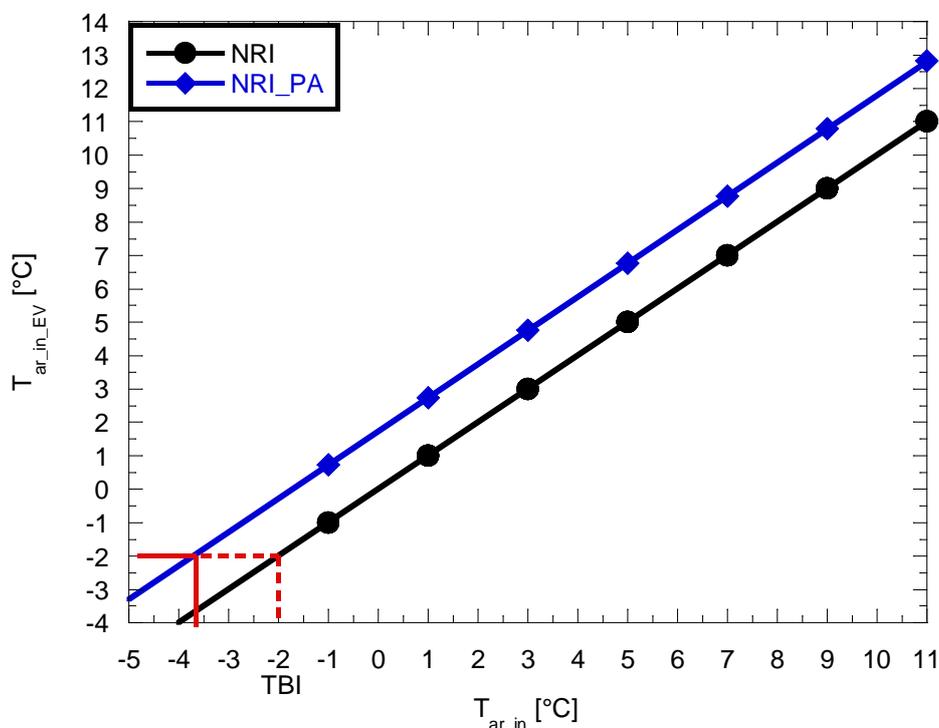


Figura 49 – T<sub>ar,in,EV</sub> in funzione di T<sub>ar,in</sub> per le configurazioni NRI e NRI\_PA

Quando si applica il PA, le frequenze di funzionamento dell'inverter cambiano rispetto al caso NRI. Nella tabella 12 sono riportati, per alcune  $T_{ar\_in}$ , i valori della frequenza dell'inverter (rispettando la condizione di  $f < f_{tr}$ ) per le simulazioni con le configurazioni con solo inverter e PA\_Inverter.

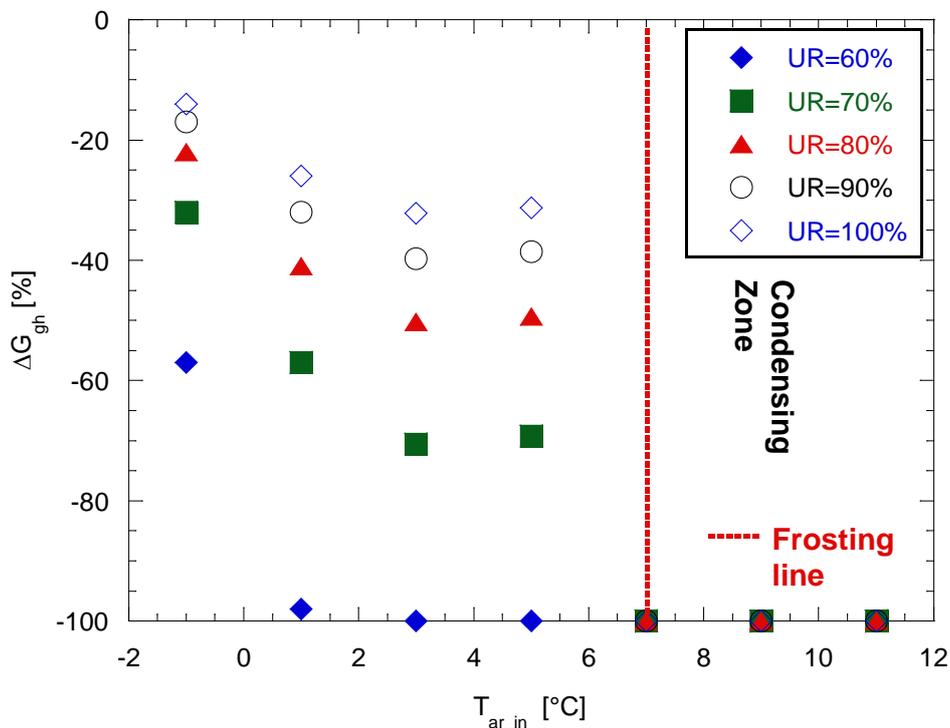
**Tabella 12 – Frequenze di funzionamento dell'inverter nei casi NRI e NRI\_PA**

$T_{ar\_in}$	Dim.	Config.	$\phi$ inverter	Config.	$\phi$ inverter
°C			Hz		Hz
-1	NRI	Inv	49	PA_Inv	48
1	NRI	Inv	40	PA_Inv	39
3	NRI	Inv	35	PA_Inv	35
5	NRI	Inv	35	PA_Inv	35
7	NRI	Inv	35	PA_Inv	35

Si osserva che le variazioni della frequenza sono minime e confinate nella zona  $T_{ar\_in} = -2 \div 2^\circ\text{C}$  poiché a  $T_{ar\_in} = 3^\circ\text{C}$  si è già raggiunto il valore minimo di frequenza di 35 Hz accettato per il compressore.

La condensing line derivata dalla combinazione di PA e inverter consente di ampliare notevolmente la no frosting zone (fig. 47). Per quanto detto prima, il miglioramento, rispetto al solo PA, parte già per valori poco inferiori della TBI.

La figura 50 riporta  $\Delta G_{gh}\%$  rispetto al riferimento NRI in funzione di  $T_{ar\_in}$ ; i valori sono migliori rispetto alle altre ipotesi valutate (fig. 42); inoltre si evita teoricamente il brinamento praticamente già da  $UR \leq 60\%$  e sicuramente da  $T_{ar\_in} = 7^\circ\text{C}$  poiché si ha  $T_{ev} > 0^\circ\text{C}$  a prescindere dalle considerazioni sulla condensing zone.



**Figura 50 –  $\Delta G_{gh}$  per NRI\_PA\_Inv rispetto NRI in funzione di  $T_{ar\_in}$  per UR%=60, 70, 80, 90, 100**

La potenza di riscaldamento fornita risente dell'intervento dell'inverter anche se, come si osserva nella figura 51, in misura minore rispetto al caso del solo inverter; alle frequenze minime, per  $T_{ar\_in} > 2^\circ\text{C}$  circa, la riduzione è comunque prossima a 4 kW. Al di sotto della TBI per cui si presume l'inverter non funzioni, rimane l'effetto del PA e quindi la  $W_{ris}$  è maggiore.

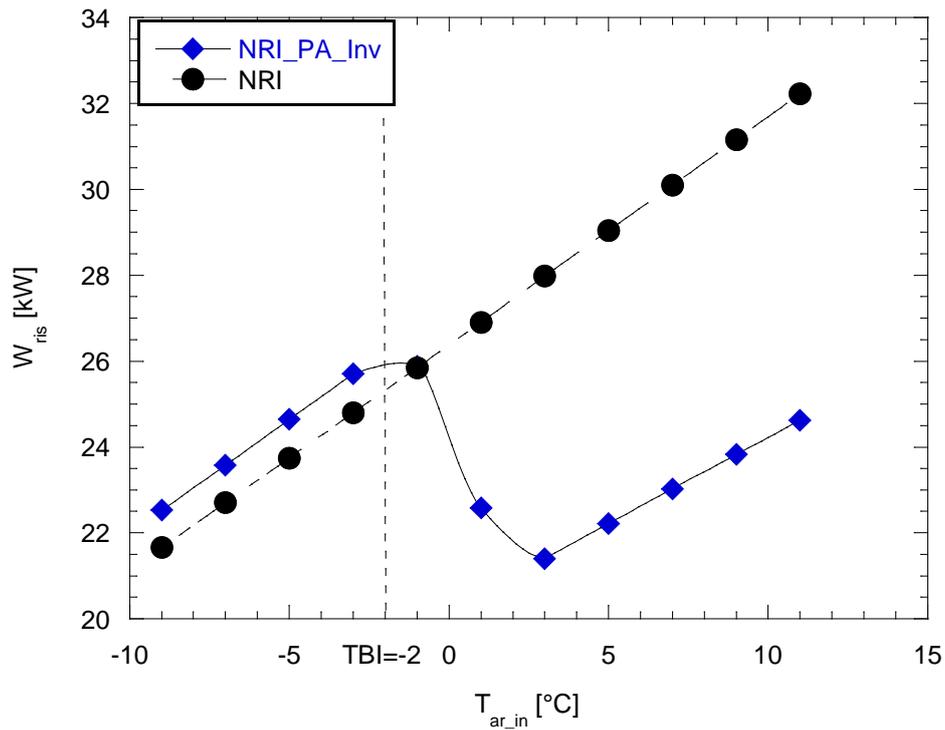


Figura 51 - Confronto  $W_{ris}$  in funzione di  $T_{ar,in}$  per NRI e NRI\_PA\_Inv

Il tempo di funzionamento  $t_f$  per ottenere la  $W_{dem}$  aumenta nella zona ove si utilizza l'inverter, come si osserva nella figura 52.

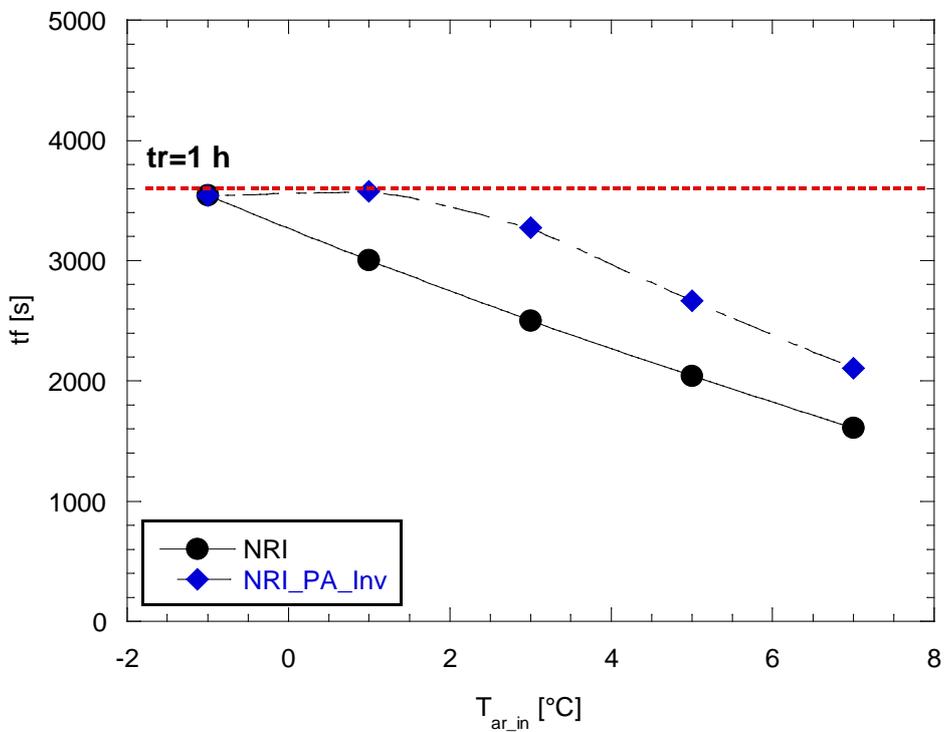


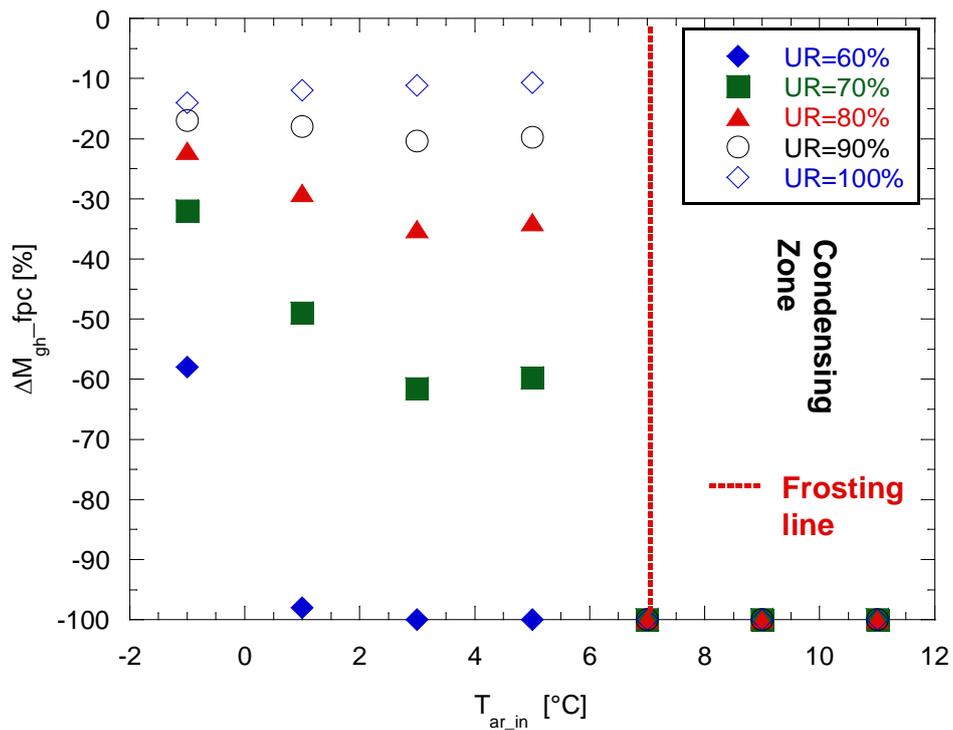
Figura 52 – Confronto  $t_f$  in funzione  $T_{ar,in}$  per NRI e NRI\_PA\_Inv

La tabella 13 riporta i valori di  $t_f$  e  $W_{ris}$  per le due ipotesi e delle variazioni percentuali con riferimento a NRI, sempre ponendo  $t_r=1$  h per il calcolo dei valori di  $t_f$ .

**Tabella 13 –  $T_f$  e  $W_{ris}$  nei casi NRI e NRI\_PA**

$T_{ar\_in}$ °C	$t_f$ NRI s	$W_{ris}$ NRI kW	$t_f$ PA_Inv s	$W_{ris}$ PA_Inv kW	$\Delta t_f$ %	$\Delta W_{ris}$ %
-1	3543	25.85	3538	25.89	-0.1	0.1
1	3004	26.90	3577	22.59	19.1	-16.0
3	2503	27.98	3272	21.41	30.7	-23.5
5	2041	29.04	2667	22.22	30.7	-23.5
7	1611	30.10	2105	23.03	30.7	-23.5
9	1210	31.16	1583	23.82	30.8	-23.5
11	836	32.23	1094	24.62	30.9	-23.6

La variazione percentuale della produzione di ghiaccio  $\Delta M_{gh\_fpc}$  è riportata nella figura 53. Il brinamento può non verificarsi a partire da  $T_{ar\_in} > 5^\circ\text{C}$  mentre, per  $UR=60\%$ , è prevedibile solo per  $T_{ar\_in} < 1^\circ\text{C}$ .



**Figura 53-  $\Delta M_{gh}$  in funzione di  $T_{ar\_in}$  per la configurazioni NRI\_PA\_Inv e  $UR\%=60, 70, 80, 90, 100$**

I tempi di brinamento cambiano percentualmente come riportato in fig. 54. Per motivi di elaborazione dei dati, i punti a  $\Delta t_{br}=0$  corrispondono ad assenza di brina. Rispetto al caso di utilizzo del solo inverter i valori del  $\Delta t_{br}$  aumentano notevolmente a causa della diminuzione del  $G_{gh}$  nell'eq. (18).

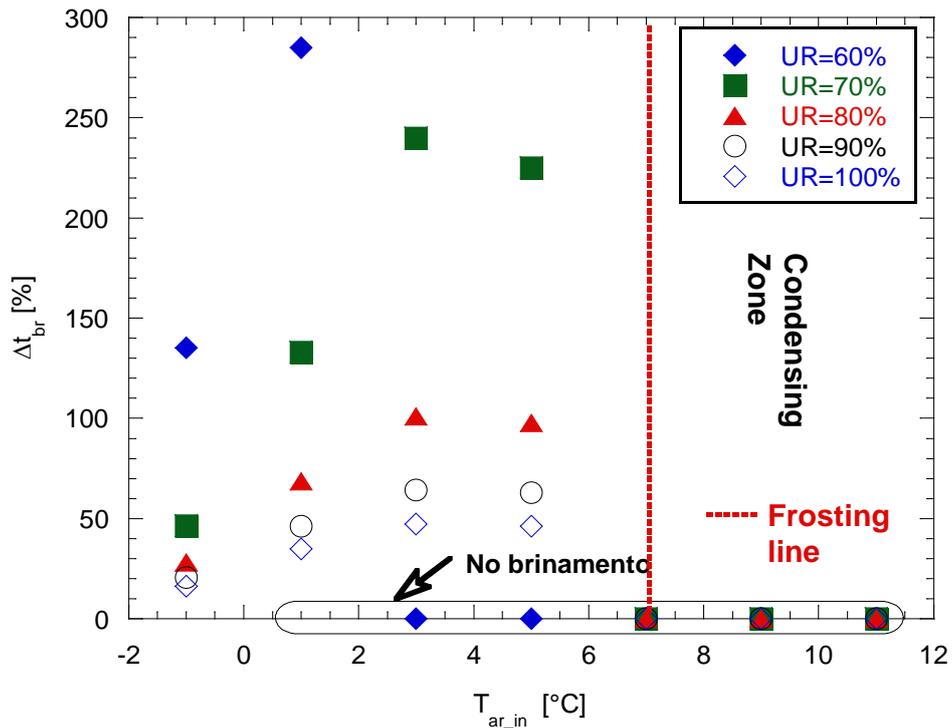


Figura 54 -  $\Delta t_{br}\%$  in funzione di  $T_{ar\_in}$  e UR%= 60, 70, 80, 90, 100 per il dimensionamenti NRI\_PA\_Inv

La variazione percentuale del numero dei brinamenti è riportata nella figura 55.

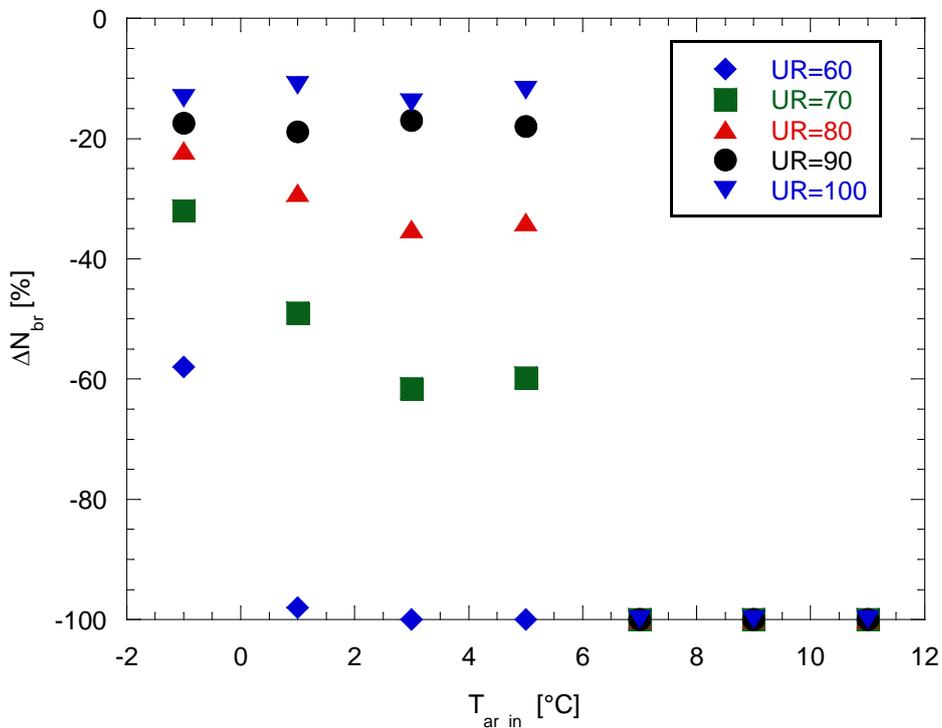


Figura 55-  $\Delta N_{br}\%$  in funzione di  $T_{ar\_in}$  e UR%= 60, 70, 80, 90, 100 per il dimensionamenti NRI\_PA\_Inv

I vantaggi nella riduzione dei  $N_{br}$  della configurazione PA\_Inv rispetto all'uso singolo dei due metodi di ritardo sono evidenti per tutte le  $T_{ar\_in}$  (figura 56); essi si riducono al crescere di UR% restando comunque significativi fino a UR%=80. Solo per UR%>90 circa e  $T_{ar\_in}\leq 5^\circ\text{C}$  circa, situazione in cui l'effetto

controproducente dell'inverter per alti valori di UR non è del tutto compensato, la PA fornisce prestazioni leggermente migliori.

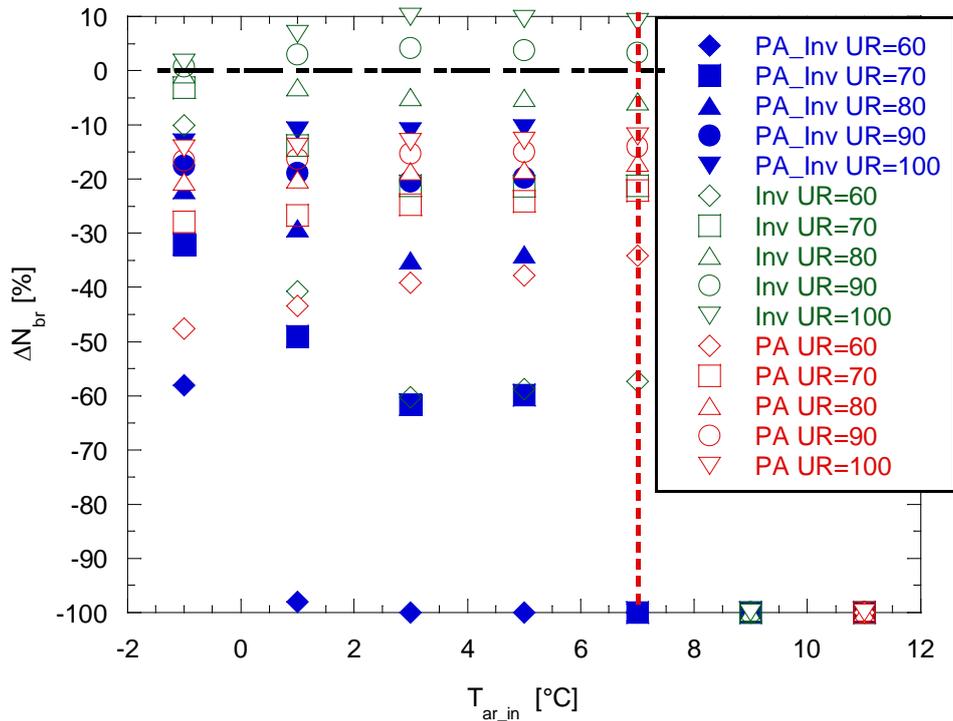


Figura 56 -  $\Delta N_{br}$ % vs  $T_{ar,in}$  e UR%= 60, 70, 80, 90, 100 per il dimensionamenti NRI\_PA\_Inv, NRI\_PA, NRI\_Inv

Infine, se consideriamo la possibilità di traslare la condensing zone verso  $T_{ar,in}$  più basse (§2.5.4), la figura 57 mostra come la  $T_{ev} = -4$ °C, presa come riferimento per queste analisi potrebbe essere raggiunta, come limite ideale, per una  $T_{ar,in} = 2$ °C circa. Per quanto detto nel § 2.5.4, questa  $T_{ar,in}$  così prossima a 0°C sembrerebbe difficilmente raggiungibile ma potrebbero verificarsi discrete diminuzioni della  $T_{ar,in}$  grazie al fatto che, con il PA, la  $T_{ar,in,EV}$  è maggiore di circa 1.7 K rispetto alla  $T_{ar,in}$  indicata in ascissa della figura.

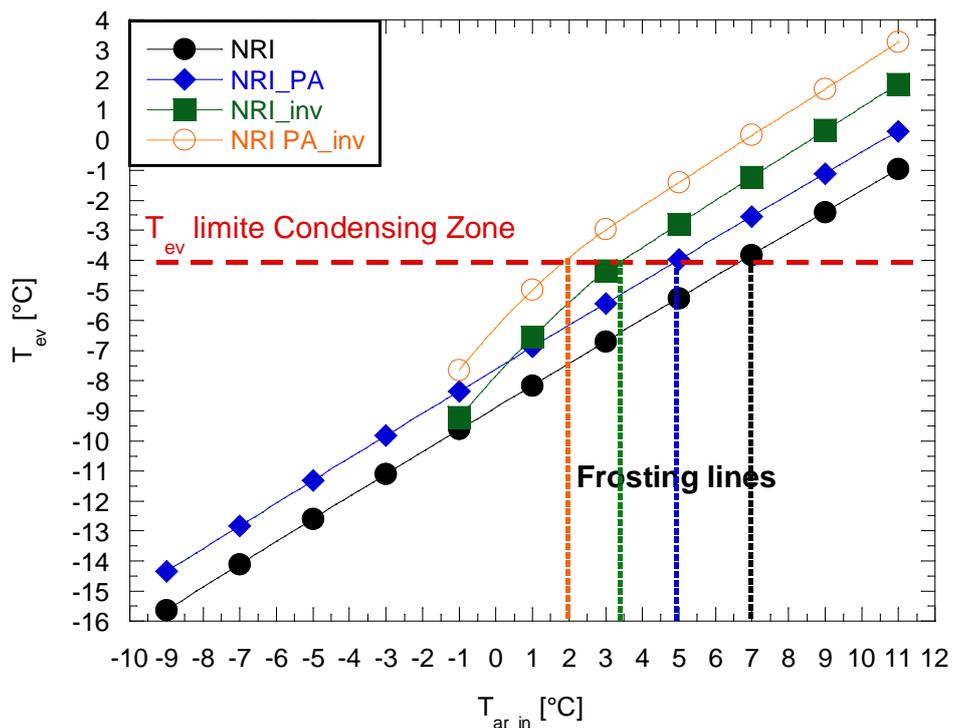


Figura 57- Analisi sul possibile spostamento della frosting line grazie ai metodi di ritardo

Il COPf è della configurazione PA\_Inv è superiore di oltre 0.1 rispetto alla base, figura 58. Come altre volte detto, il confronto è solo indicativo poiché il COPf tiene conto solo dell'assorbimento del fan in condizioni di dimensionamento: il PA ha dei costi energetici (pompe di circolazione, potenza fan, controllo, ecc.) e anche l'inverter comporta un incremento dell'assorbimento elettrico che non sono al momento calcolabili ma si presume riportino il COP intorno o leggermente al di sotto dei valori di base.

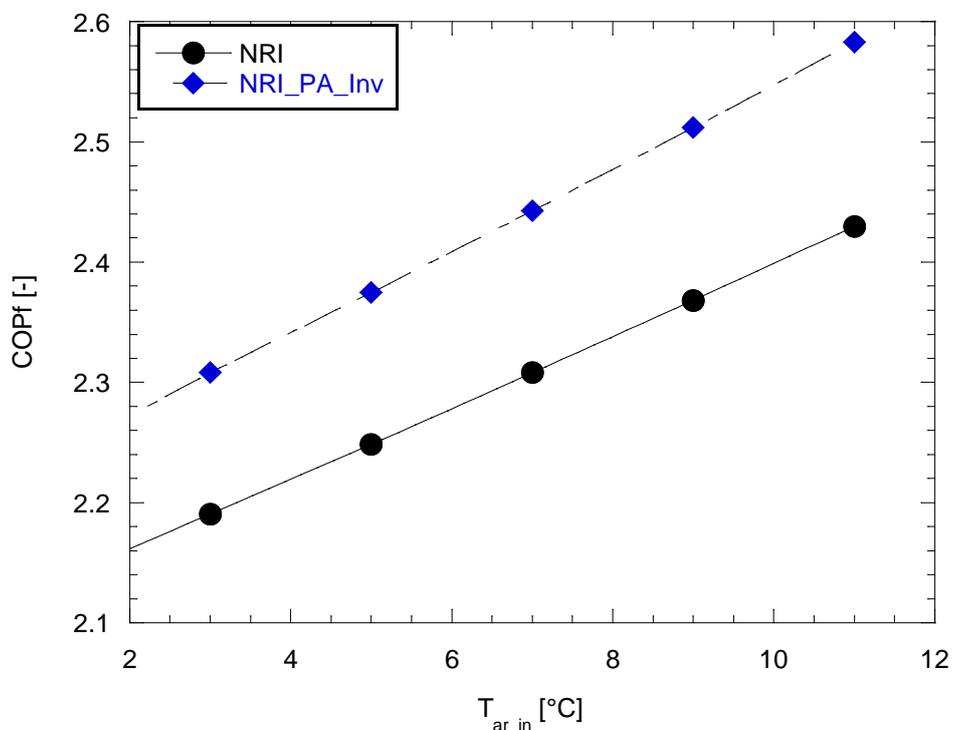


Figura 58 – COPf vs T<sub>ar,in</sub> per NRI e NRI\_PA\_Inv

Nella tabella 14 sono riportati i valori di  $W_{ris}$ , COPf e  $t_f$  ottenuti per le configurazioni simulate per le  $T_{ar,in} = -1 \div 11^\circ\text{C}$ . Nelle successive tabelle 15÷19 i confronti tra la situazione di riferimento NRI e le altre simulate al variare di  $UR = 60 \div 100\%$  in termini di  $\Delta G_{gh}$ ,  $\Delta M_{gh}$ ,  $\Delta t_{br}$  e  $\Delta N_{br}$ .

Tabella 14 - Confronti tra il riferimento NRI e NRI\_PA, NRI\_Inv, NRI\_PA\_Inv, RI in termini di W<sub>ris</sub>, COPf, tf

T <sub>ar_in</sub>	W <sub>dem</sub>	NRI			NRI_PA			NRI_Inv			NRI_PA_Inv			RI		
		W <sub>ris</sub>	COPf	tf												
°C	kW	kW	-	s												
-1	24.46	25.85	2.08	3543	26.33	2.10	3478	26.76	2.13	3422	25.47	2.08	3595	25.88	2.14	3538
1	21.58	26.90	2.13	3004	27.43	2.16	2946	27.84	2.18	2903	22.54	2.17	3585	22.59	2.23	3577
3	18.71	27.98	2.19	2503	28.52	2.22	2455	28.90	2.24	2423	20.69	2.25	3385	21.41	2.31	3272
5	15.83	29.04	2.25	2041	29.60	2.28	2002	29.99	2.30	1976	21.50	2.32	2756	22.22	2.37	2667
7	12.95	30.10	2.31	1611	30.70	2.34	1579	31.04	2.36	1562	22.31	2.38	2173	23.03	2.44	2105
9	10.07	31.16	2.37	1210	31.78	2.40	1186	32.12	2.42	1174	23.11	2.45	1632	23.82	2.51	1583
11	7.19	32.23	2.43	836	32.88	2.47	819	33.17	2.49	812	23.92	2.52	1126	24.62	2.58	1094

Tabella 15 – Confronti tra il riferimento NRI e NRI\_PA, NRI\_Inv, NRI\_PA\_Inv, RI per UR=60% in termini di ΔG<sub>gh</sub>, ΔM<sub>gh\_fpc</sub>, Δt<sub>br</sub> e ΔN<sub>br</sub>

T <sub>ar_in</sub>	UR	NRI		NRI_PA				NRI_Inv				NRI_PA_Inv				RI			
		G <sub>gh</sub>	M <sub>gh_fpc</sub>	ΔG <sub>gh</sub>	ΔM <sub>gh</sub>	Δt <sub>br</sub>	ΔN <sub>br</sub>	ΔG <sub>gh</sub>	ΔM <sub>gh</sub>	Δt <sub>br</sub>	ΔN <sub>br</sub>	ΔG <sub>gh</sub>	ΔM <sub>gh</sub>	Δt <sub>br</sub>	ΔN <sub>br</sub>	ΔG <sub>gh</sub>	ΔM <sub>gh</sub>	Δt <sub>br</sub>	ΔN <sub>br</sub>
°C	%	kg/h	kg	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%
-1	60	4.4	3.27	-45.7	-47.6	84.2	-47.6	-5.1	-3.7	5.4	-3.7	-57.0	-58.0	135.1	-58.0	-23.9	-25.3	31.4	-25.3
1	60	5.8	3.66	-41.4	-43.4	70.6	-43.4	-43.0	-32.0	75.0	-32.0	-98.0	-98.0	5551.3	-98.0	-23.2	-24.7	30.2	-24.7
3	60	7.0	3.68	-37.1	-39.1	59.1	-39.1	-71.0	-60.0	240.0	-60.0	-100.0	-100.0	-	-100.0	-20.5	-22.0	25.8	-22.0
5	60	8.3	3.59	-35.7	-37.7	55.4	-37.7	-69.0	-59.0	230.0	-59.0	-100.0	-100.0	-	-100.0	-20.5	-22.0	25.8	-22.0
7	60	9.9	3.37	-32.0	-34.1	47.1	-34.1	-68.0	-57.0	220.0	-57.0	-100.0	-100.0	-	-100.0	-20.2	-21.8	25.4	-21.8
9	60	12.0	3.02	-30.1	-32.2	43.0	-32.2	-100.0	-100.0	-	-100.0	-100.0	-100.0	-	-100.0	-19.4	-21.0	24.0	-21.0
11	60	14.0	2.48	-100.0	-100.0	-	-100.0	-100.0	-100.0	-	-100.0	-100.0	-100.0	-	-100.0	-18.4	-20.1	22.6	-20.1

**Tabella 16 – Confronti tra il riferimento NRI e NRI\_PA, NRI\_Inv, NRI\_PA\_Inv, RI per UR=70% in termini di  $\Delta G_{gh}$ ,  $\Delta M_{gh\_fpc}$ ,  $\Delta t_{br}$  e  $\Delta N_{br}$**

		NRI		NRI_PA				NRI_Inv				NRI_PA_Inv				RI			
T <sub>ar_in</sub>	UR	G <sub>gh</sub>	M <sub>gh_fpc</sub>	$\Delta G_{gh}$	$\Delta M_{gh}$	$\Delta t_{br}$	$\Delta N_{br}$	$\Delta G_{gh}$	$\Delta M_{gh}$	$\Delta t_{br}$	$\Delta N_{br}$	$\Delta G_{gh}$	$\Delta M_{gh}$	$\Delta t_{br}$	$\Delta N_{br}$	$\Delta G_{gh}$	$\Delta M_{gh}$	$\Delta t_{br}$	$\Delta N_{br}$
°C	%	kg/h	kg	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%
-1	70	8.0	6.00	-25.3	-27.9	33.9	-27.9	-2.9	-1.5	3.0	-1.5	-32.0	-32.0	46.4	-32.0	-13.1	-14.7	15.1	-14.7
1	70	10.0	6.35	-24.1	-26.7	31.8	-26.7	-25.0	-10.0	33.0	-10.0	-57.0	-49.0	133.1	-49.0	-13.4	-15.0	15.4	-15.0
3	70	12.0	6.23	-22.2	-24.7	28.5	-24.7	-42.0	-21.0	72.0	-21.0	-71.0	-62.0	240.3	-62.0	-12.1	-13.8	13.7	-13.8
5	70	14.0	5.95	-21.7	-24.2	27.7	-24.2	-42.0	-21.0	72.0	-21.0	-69.0	-60.0	225.1	-60.0	-12.3	-13.9	14.0	-13.9
7	70	16.0	5.53	-19.7	-22.2	24.6	-22.2	-42.0	-21.0	71.0	-21.0	-100.0	-100.0	-	-100.0	-12.2	-14.0	13.9	-14.0
9	70	19.0	4.87	-18.9	-21.3	23.3	-21.3	-100.0	-100.0	-	-100.0	-100.0	-100.0	-	-100.0	-12.0	-13.7	13.6	-13.7
11	70	22.0	3.92	-100.0	-100.0	-	-100.0	-100.0	-100.0	-	-100.0	-100.0	-100.0	-	-100.0	-11.7	-13.4	13.2	-13.4

**Tabella 17 – Confronti tra il riferimento NRI e NRI\_PA, NRI\_Inv, NRI\_PA\_Inv, RI per UR=80% in termini di  $\Delta G_{gh}$ ,  $\Delta M_{gh\_fpc}$ ,  $\Delta t_{br}$  e  $\Delta N_{br}$**

		NRI		NRI_PA				NRI_Inv				NRI_PA_Inv				RI			
T <sub>ar_in</sub>	UR	G <sub>gh</sub>	M <sub>gh_fpc</sub>	$\Delta G_{gh}$	$\Delta M_{gh}$	$\Delta t_{br}$	$\Delta N_{br}$	$\Delta G_{gh}$	$\Delta M_{gh}$	$\Delta t_{br}$	$\Delta N_{br}$	$\Delta G_{gh}$	$\Delta M_{gh}$	$\Delta t_{br}$	$\Delta N_{br}$	$\Delta G_{gh}$	$\Delta M_{gh}$	$\Delta t_{br}$	$\Delta N_{br}$
°C	%	kg/h	kg	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%
-1	80	12.0	8.72	-17.7	-20.5	21.5	-20.5	-2.1	-0.7	2.2	-0.7	-22.0	-22.0	28.2	-22.0	-9.1	-10.7	10.0	-10.7
1	80	14.0	8.96	-17.2	-20.0	20.8	-20.0	-17.0	-1.5	21.0	-1.5	-41.0	-29.0	68.6	-29.0	-9.5	-11.2	10.4	-11.2
3	80	17.0	8.77	-15.9	-18.6	19.0	-18.6	-30.0	-4.8	42.0	-4.8	-50.0	-35.0	101.2	-35.0	-8.5	-10.3	9.3	-10.3
5	80	19.0	8.36	-15.6	-18.2	18.4	-18.2	-30.0	-5.1	42.0	-5.1	-49.0	-34.0	97.7	-34.0	-8.6	-10.4	9.5	-10.4
7	80	23.0	7.66	-14.4	-17.0	16.8	-17.0	-30.0	-5.6	43.0	-5.6	-100.0	-100.0	-	-100.0	-8.8	-10.6	9.6	-10.6
9	80	26.0	6.68	-13.9	-16.5	16.2	-16.5	-100.0	-100.0	-	-100.0	-100.0	-100.0	0.0	-100.0	-8.7	-10.5	9.5	-10.5
11	80	30.0	5.36	-100.0	-100.0	-	-100.0	-100.0	-100.0	-	-100.0	-100.0	-100.0	0.0	-100.0	-8.5	-10.3	9.3	-10.3

**Tabella 18 – Confronti tra il riferimento NRI e NRI\_PA, NRI\_Inv, NRI\_PA\_Inv, RI per UR=90% in termini di  $\Delta G_{gh}$ ,  $\Delta M_{gh\_fpc}$ ,  $\Delta t_{br}$  e  $\Delta N_{br}$**

		NRI		NRI_PA				NRI_Inv				NRI_PA_Inv				RI			
T <sub>ar_in</sub>	UR	G <sub>gh</sub>	M <sub>gh_fpc</sub>	$\Delta G_{gh}$	$\Delta M_{gh}$	$\Delta t_{br}$	$\Delta N_{br}$	$\Delta G_{gh}$	$\Delta M_{gh}$	$\Delta t_{br}$	$\Delta N_{br}$	$\Delta G_{gh}$	$\Delta M_{gh}$	$\Delta t_{br}$	$\Delta N_{br}$	$\Delta G_{gh}$	$\Delta M_{gh}$	$\Delta t_{br}$	$\Delta N_{br}$
°C	%	kg/h	kg	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%
-1	90	15.0	11.40	-13.7	-16.6	15.8	-16.6	-1.7	-0.3	1.7	-0.3	-17.0	-17.0	20.4	-17.0	-6.9	-8.6	7.4	-8.6
1	90	18.0	11.60	-13.4	-16.3	15.4	-16.3	-13.0	3.4	15.0	3.4	-32.0	-18.0	46.0	-18.0	-7.3	-9.1	7.8	-9.1
3	90	21.0	11.30	-12.5	-15.3	14.3	-15.3	-23.0	4.2	30.0	4.2	-39.0	-20.0	64.3	-20.0	-6.6	-8.4	7.1	-8.4
5	90	25.0	10.70	-12.2	-15.0	14.0	-15.0	-23.0	3.8	30.0	3.8	-39.0	-20.0	62.9	-20.0	-6.7	-8.5	7.2	-8.5
7	90	29.0	9.83	-11.3	-14.1	12.8	-14.1	-23.0	3.3	31.0	3.3	-100.0	-100.0	-	-100.0	-6.8	-8.6	7.3	-8.6
9	90	33.0	8.53	-11.0	-13.7	12.4	-13.7	-100.0	-100.0	-	-100.0	-100.0	-100.0	-	-100.0	-6.8	-8.6	7.3	-8.6
11	90	39.0	6.80	-100.0	-100.0	-	-100.0	-100.0	-100.0	-	-100.0	-100.0	-100.0	-	-100.0	-6.7	-8.6	7.2	-8.6

**Tabella 19 – Confronti tra il riferimento NRI e NRI\_PA, NRI\_Inv, NRI\_PA\_Inv, RI per UR=100% in termini di  $\Delta G_{gh}$ ,  $\Delta M_{gh\_fpc}$ ,  $\Delta t_{br}$  e  $\Delta N_{br}$**

		NRI		NRI_PA				NRI_Inv				NRI_PA_Inv				RI			
T <sub>ar_in</sub>	UR	G <sub>gh</sub>	M <sub>gh_fpc</sub>	$\Delta G_{gh}$	$\Delta M_{gh}$	$\Delta t_{br}$	$\Delta N_{br}$	$\Delta G_{gh}$	$\Delta M_{gh}$	$\Delta t_{br}$	$\Delta N_{br}$	$\Delta G_{gh}$	$\Delta M_{gh}$	$\Delta t_{br}$	$\Delta N_{br}$	$\Delta G_{gh}$	$\Delta M_{gh}$	$\Delta t_{br}$	$\Delta N_{br}$
°C	%	kg/h	kg	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%
-1	100	19.0	14.10	-11.2	-14.3	12.7	-14.3	-1.4	0.0	1.5	0.0	-14.0	-14.0	16.1	-14.0	-5.6	-7.4	6.0	-7.4
1	100	23.0	14.30	-11.0	-14.0	12.3	-14.0	-11.0	6.4	12.0	6.4	-26.0	-12.0	34.7	-12.0	-5.9	-7.7	6.3	-7.7
3	100	26.0	13.90	-10.3	-13.2	11.5	-13.2	-19.0	9.9	23.0	9.9	-32.0	-11.0	47.2	-11.0	-5.4	-7.2	5.7	-7.2
5	100	30.0	13.10	-10.1	-12.9	11.2	-12.9	-19.0	9.6	23.0	9.6	-32.0	-11.0	46.3	-11.0	-5.4	-7.2	5.7	-7.2
7	100	35.0	12.00	-9.4	-12.2	10.4	-12.2	-19.0	9.0	24.0	9.0	-100.0	-100.0	-	-100.0	-5.5	-7.4	5.9	-7.4
9	100	41.0	10.40	-9.2	-11.9	10.1	-11.9	-100.0	-100.0	-	-100.0	-100.0	-100.0	-	-100.0	-5.5	-7.4	5.9	-7.4
11	100	47.0	8.26	-100.0	-100.0	-	-100.0	-100.0	-100.0	-	-100.0	-100.0	-100.0	-	-100.0	-5.5	-7.4	5.9	-7.4

## 2.6 Brinamento per $T_{ar\_in} < TBI$

In caso di  $T_{ar\_in} < TBI$ , nel s/w è previsto l'utilizzo di una CA [1] in parallelo alla ASHP e dimensionata per fornire la potenza di riscaldamento mancante. L'utilizzo in parallelo è attualmente scarsamente considerato nell'esercizio e nel dimensionamento dei sistemi ibridi pompe di calore – caldaia a combustione, in genere a metano, perché le basse prestazioni della ASHP al calare delle temperature esterne dell'aria e gli elevati costi del kWh elettrico lo rendono poco competitivo. La scelta seguita in questo report guarda invece a una situazione in cui si potrà disporre di energia elettrica essenzialmente da fonte rinnovabile e in cui saranno ulteriormente incentivate le tecnologie, quali le ASHP, che consentono la riduzione dell'emissioni di CO<sub>2</sub> e delle polveri sottili; ciò si può ottenere utilizzando la ASHP fino alla  $T_{ar\_in}$  minima. Inoltre, come alternativa, la potenza mancante potrebbe essere fornita tramite il SA, riempito durante un periodo con  $T_{ar\_in} > TBI$  o con altre sorgenti quale solare termico; questo caso non sarà valutato in questo Report poiché rimandato alle valutazioni di gestione del sistema integrato ASHP-SA.

Nella figura 59 sono riportate le tre rette della  $W_{dem}=f(T_{ar\_in})$ , della  $W_{ris}$ <sup>22</sup>, fornita dalla ASHP di riferimento nella configurazione base NRI, e della  $W_{CA}$  ottenuta dalla

$$W_{CA} = W_{dem} - W_{ris} \quad (36)$$

che la caldaia ausiliaria dovrà essere in grado di fornire per coprire il fabbisogno termico per  $T_{ar\_in} < TBI$ . Inoltre è presentata la curva delle h/anno di riscaldamento previste, in funzione della  $T_{ar\_in}$ , per la zona a clima "average". [1].

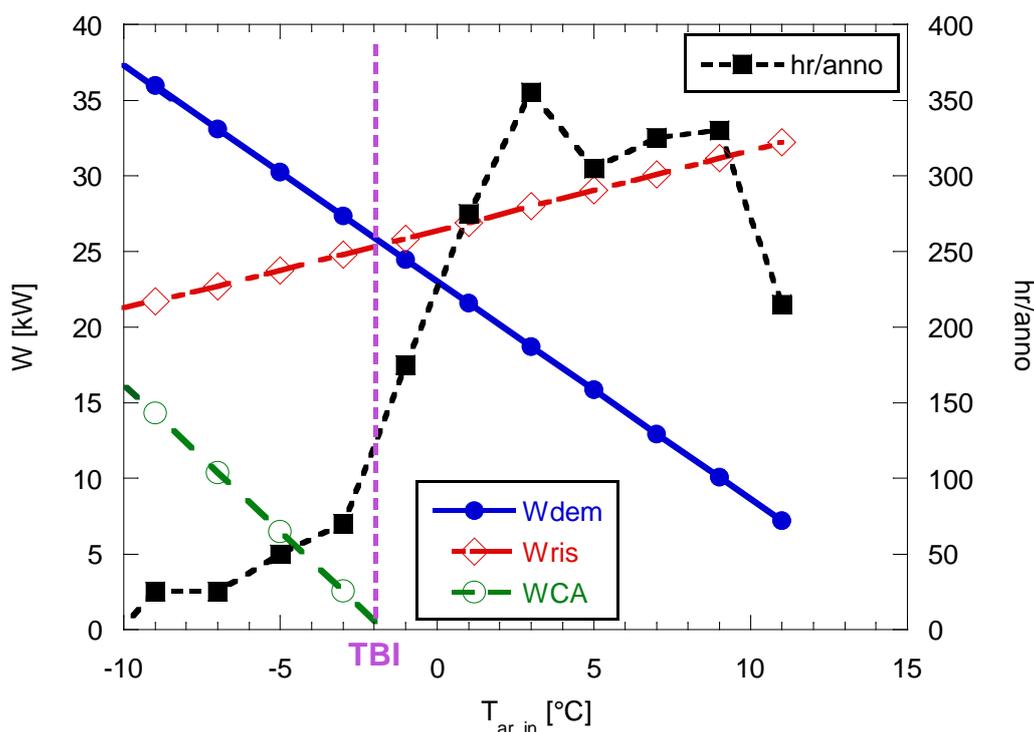


Figura 59 -  $W_{ris}$ ,  $W_{dem}$ ,  $W_{CA}$  e h/anno di riscaldamento in zona "average" in funzione di  $T_{ar\_in}$

Dalla figura precedente si nota che la zona a  $T_{ar\_in} < TBI$  comprende un numero di ore di funzionamento limitato che giustifica la scelta economica di dimensionare la caldaia ausiliaria al valore max di circa 16 kW richiesto a -10°C piuttosto che ai circa 37 kW necessari per coprire completamente la  $W_{dem}$  in mancanza del

<sup>22</sup> Consideriamo la  $W_{ris}$  fornita alla  $T_{ar\_in}$  come se rimanesse costante durante il funzionamento; con il calo delle prestazioni durante il brinamento, §2.3.3 2, 2.3.4, la  $W_{CA}$  aumenterebbe di come dall'eq. (36)

contributo della ASHP. Questo dimensionamento comporta che per mantenere la copertura totale della richiesta dell’utenza, si deve prevedere un funzionamento in continuo della ASHP durante le ore con  $T_{ar\_in}$  minore a TBI. Con la potenza installata della CA, si copre fino al 40% della  $W_{dem}$  in parallelo con la ASHP ed è sempre garantito dal 40 al 52% circa del carico termico anche in caso di fermo della ASHP (tabella 20)<sup>23</sup>. Di contro, gli sbrinamenti causeranno una diminuzione della potenza erogata dalla ASHP che potrà essere solo in parte compensata dalla CA<sup>24</sup>.

Nella tabella 20 sono riportati i valori presentati nella figura 59.

**Tabella 20 -  $W_{ris}$ ,  $W_{dem}$ ,  $W_{CA}$  e h/anno di riscaldamento in zona “average” in funzione di  $T_{ar\_in}$**

$T_{ain}$	$W_{dem}$	$W_{ASHP}$	$W_{CA}$	$W_{CA}/W_{dem}$	$W_{CAmax}/W_{dem}$	$h_f/anno$
°C	kW	kW	kW	%	%	hr/y
-9	35.97	21.67	14.3	39.8	39.8	25
-7	33.09	22.70	10.39	31.4	43.2	25
-5	30.22	23.75	6.47	21.4	47.3	50
-3	27.34	24.80	2.54	9.3	52.3	70
-1	24.46	25.85	0	0	0	175
1	21.58	26.90	0	0	0	275
3	18.71	27.98	0	0	0	355
5	15.83	29.04	0	0	0	305
7	12.95	30.10	0	0	0	325
9	10.07	31.16	0	0	0	330
11	7.19	32.23	0	0	0	215

### 2.6.1 Utilizzo PA

Come già accennato in precedenza, escludendo di ridimensionare la ASHP, il metodo PA resta l’unico tra quelli proposti in grado di poter ottenere dei vantaggi in termini di ritardo del brinamento per  $T_{ar\_in}$  inferiori alla TBI. Nel § 2.4.3 si è già visto il vantaggio nello spostamento della condensing line verso UR maggiori, circa 6-7 punti tra  $-9\div 3^{\circ}C$  (figura 33). Con il PA, per  $T_{ar\_in} < TBI$ , non si avrà mai quindi brinamento per  $UR < 54\%$  circa come si osserva nella figura 60.

<sup>23</sup> Se si utilizzasse del calore immagazzinato nel SA la  $W_{SA}$  fornita corrisponderebbe alla  $W_{CA}$ .

<sup>24</sup> Utilizzando lo sbrinamento RCD il disagio per l’utenza sarebbe maggiore in mancanza di soluzioni per evitare di estrarre il calore degli ambienti durante il ciclo di defrosting. La riduzione del brinamento risulta quindi essere un aspetto particolarmente importante.

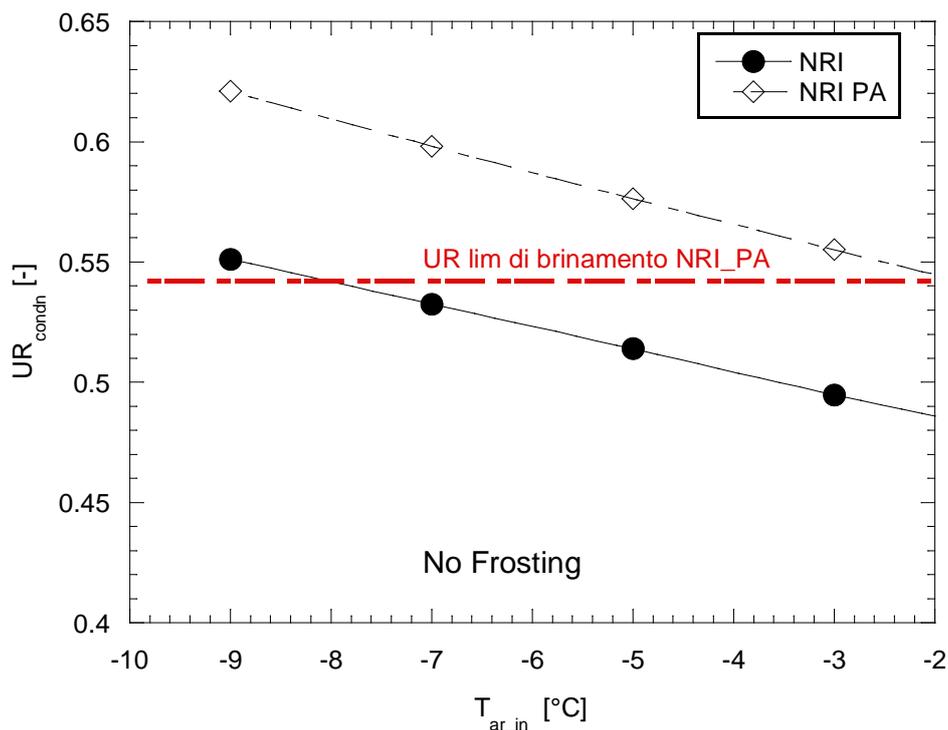


Figura 60 - UR<sub>cond</sub> in funzione di T<sub>ar,in</sub> per NRI e NRI\_PA

Nello stesso § si possono osservare le figure 34 e 35 che mostrano

- un guadagno di circa 1 kW rispetto al caso NRI della W<sub>ris</sub>; di conseguenza si ridurranno la W<sub>CA</sub> e i valori derivati nella tab. 20
- un contenuto aumento del COP<sub>f</sub> della ASHP; il COP effettivo del sistema dovrà in realtà tenere conto dell'utilizzo della CA.

L'offerta attuale del mercato per gli ibridi ASHP+CA propone diverse soluzioni di gestione basate essenzialmente su valutazioni:

- a) economiche, dipendenti dal prezzo del kWh elettrico e del combustibile (in genere metano) impiegato per la CA; un limite di questo approccio è che il costo del kW<sub>e</sub>, non tiene conto delle differenze dovute alle modalità di produzione (p.e. termico convenzionale vs nucleare) e ai costi aggiunti derivanti dagli oneri fiscali. Un altro difetto è che considera solo parametri economici dove il valore della potenza rinnovabile può comparire solo in termini di incentivi dipendenti da riferimenti spesso penalizzanti.
- b) legate all'ottimizzazione dell'uso della fonte energetica primaria e ottenute normalizzando il kWh elettrico al kW termico tenendo conto della conversione da termico a elettrico. In questo metodo è difficile considerare l'evolversi delle fonti di produzione dell'elettricità dovuto alla presenza sempre maggiore delle fonti rinnovabili, spesso con autoproduzione diffusa.

Entrambe le modalità penalizzano l'uso in parallelo non appena la T<sub>ar,in</sub> scende a valori indicativamente prossimi a 0°C; in realtà non esiste solamente un limite tecnico, ma anche e soprattutto di convenienza legato ai suddetti parametri economici e politici: politiche energetiche condizionate dalla situazione economica e da interessi corporativi, dove le ricadute ecologiche, p.e. in termini di contenimento della produzione di CO<sub>2</sub> e polveri sottili possono quindi essere valutate con pesi diversi.

Non essendo un obiettivo di questa attività entrare in tale tema in continua e complessa discussione ma dovendo valutare in questo Report essenzialmente l'efficacia di metodi di ritardo nel brinamento, per avere un riferimento per il confronto in questo ambito ipotizzeremo il caso limite di autoproduzione dell'energia

elettrica, p.e. con pannelli solari, e lo valuteremo con un  $COP_{ibr}$  ricavato dall'approccio b) con fattore di conversione 1, data appunto l'ipotesi di fonte rinnovabile di origine dell'energia elettrica.<sup>25</sup>

$$COP_{ibr} = (W_{ris} + W_{CA} * \eta_{CA}) / (W_{e\_cp} + W_{CA}) \tag{37}$$

dove  $\eta_{CA}$  è il rendimento della combustione della caldaia che supponiamo uguale 1.

Nella tabella 21 sono riportati i valori ottenuti dalla simulazione in condizioni standard per la configurazione NRI e NRI-PA, delle potenze erogate dalla HP e dalla CA per le  $T_{ar\_in} < TBI$  e i COP di funzionamento della HP e del sistema HP+CA senza e con la  $W_{fan}$  ( $COP_{ibr}$ ,  $COP_{fibr}$ ), supponendo  $\eta_{CA} = 1$ <sup>26</sup>.

**Tabella 21 – Prestazioni del riscaldamento ibrido senza e con PA**

$T_{ar\_in}$ °C	NRI					NRI_PA				
	WHP kW	$W_{CA}$ kW	COP_HP -	$COP_{ibr}$ -	$COP_{ibrf}$ -	WHP kW	$W_{CA}$ kW	COP_HP -	$COP_{ibr}$ -	$COP_{fibr}$ -
-9.00	21.67	14.35	1.94	1.41	1.39	22.53	13.45	1.98	1.45	1.42
-7.00	22.70	10.40	1.99	1.51	1.49	23.58	9.55	2.03	1.57	1.53
-5.00	23.75	6.50	2.04	1.67	1.62	24.64	5.60	2.09	1.74	1.69
-3.00	24.80	2.55	2.10	1.90	1.84	25.70	1.65	2.15	1.94	1.94

Il PA comporta una maggiore WHP e quindi una minore  $W_{CA}$  richiesta e un migliore COP. Queste vantaggi sono in realtà minimi come si osserva dalla tabella precedente confrontando i valori  $W_{CA}$ .

Per  $T_{ar\_in} < TBI$  il funzionamento della ASHP è continuo poiché  $W_{ris} < W_{dem}$ , con degli arresti solo per gli eventuali defrosting: dato che le due configurazioni NRI e NRI\_PA hanno differenze minime per le WHP prodotte, intorno al 3-4%, tralasciamo di valutare la differenza dei  $t_f$  a parità di  $E_{ris}$  prodotta e per dei calcoli indicativi, come p.e. la formazione del ghiaccio, si è assunta la stessa  $t_{fh} = 1$  h. Questa scelta va a discapito della valutazione dei sia pure minimi miglioramenti ottenibili con il PA.

Per avere un'indicazione di massima sugli andamenti, abbiamo calcolato (figura 61) la  $M_{gh\_fpc}$  che verrebbe a formarsi in un'ora considerando la  $G_{gh}$  alle condizioni di ingresso, per le configurazioni NRI e NRI\_PA e UR%=60, 70 80, 90, 100.

Dalla figura si osserva che le  $M_{gh}$  diminuiscono in maniera significativa con il diminuire della  $T_{ar\_in}$  e proporzionalmente diminuisce la crescita con UR a parità di  $T_{ar\_in}$ . Anche l'effetto del PA ha lo stesso andamento.

<sup>25</sup> Se si utilizzassero l'ipotesi a) di gestione, la ASHP sarebbe spenta a  $T_{ar\_in} > TBI$  (indicativamente già a 2-3°C) riducendo notevolmente il numero ore/anno di funzionamento della ASHP (fig. 59)

<sup>26</sup> Se si utilizzasse il calore accumulato nel SA la (37) dovrebbe considerare la  $W_{ris}$  e la  $W_{e\_cp}$  corrispondenti al periodo di accumulo con un fattore che esprima le perdite di energia legate all'accumulo (dispersioni termiche, ausiliari...).

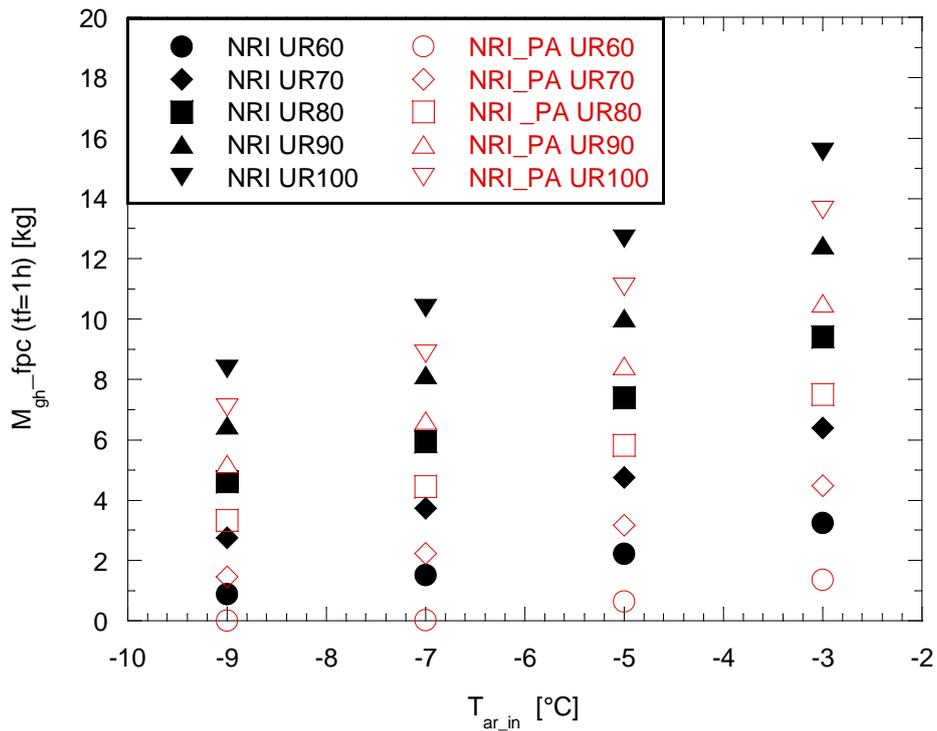


Figura 61-  $M_{gh}$  in un'ora di funzionamento per NRI e NRI\_PA in funzione di  $T_{ar\_in}$  e UR=60, 70, 80, 90, 100%

Non avendosi  $tf$  diversi tra NRI e PA, la (19) diventa

$$\begin{aligned} \Delta M_{gh\_fpc}\% &= (M_{gh\_X} - M_{gh\_NRI}) / M_{gh\_NRI} * 100 = (G_{gh\_X} * tfh - G_{gh\_NRI} * tfh) / (G_{gh\_NRI} * tfh) * 100 \\ &= (G_{gh\_X} - G_{gh\_NRI}) / (G_{gh\_NRI}) * 100 = \Delta G_{gh}\% \end{aligned} \quad (38)$$

Ne consegue che

$$\Delta M_{gh}\% = \Delta N_{br}\% = \Delta G_{gh}\% \quad (39)$$

La figura 62 raccoglie queste tre grandezze in funzione di  $T_{ar\_in}$  per UR% = 50, 60, 70, 80, 90, 100. Con il PA praticamente non si ha brinamento per UR ≤ 50% (un solo punto al limite per  $T_{ar\_in} = -3^\circ\text{C}$ ) e il numero dei brinamenti si riduce notevolmente per UR=60% per poi crescere con la UR fino a valori minimi, tra il -25 e il -15% circa per UR=90 e 100%.

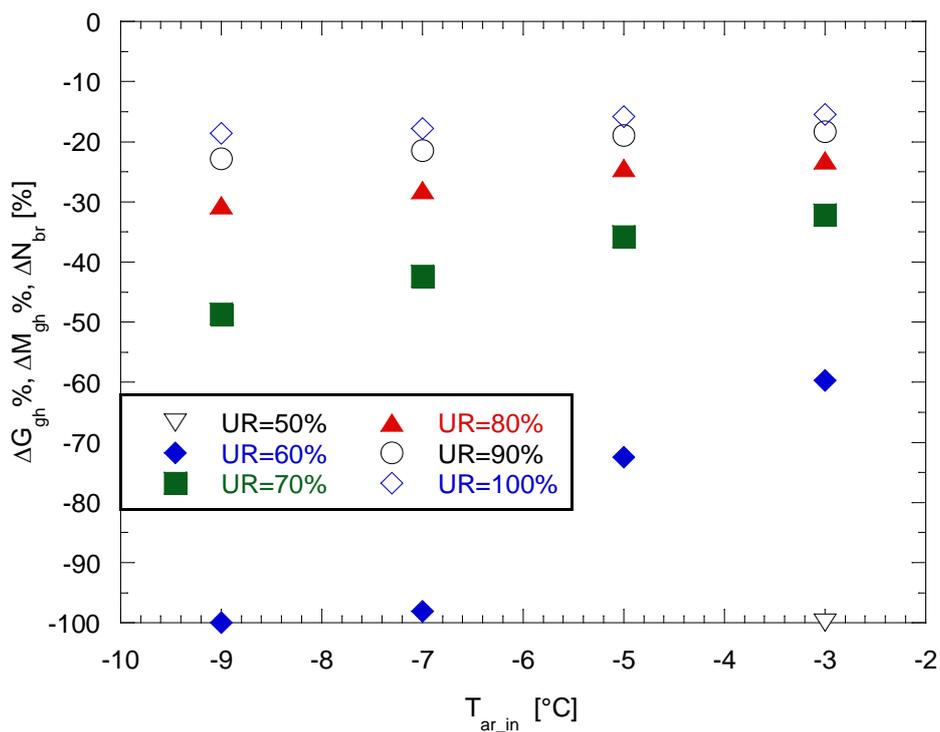


Figura 62 -  $\Delta M_{gh}\%$ ,  $\Delta N_{br}\%$ ,  $\Delta G_{gh}\%$  vs  $T_{ar\_in}$  per UR%=50, 60, 70, 80, 90, 100

Tabella 22 – Grandezze di interesse per il brinamento (tf=1h) in funzione di  $T_{ar\_in}$

$T_{ar}$	UR	NRI		NRI_PA		
		$G_{gh}$	$M_{gh\_h}$	$\Delta G_{gh}$	$\Delta M_{gh}$	$\Delta N_{br}$
°C	%	kg/h	kg	%	%	%
-9	60	0.89	0.89	-100.0	-100.0	-100.0
-7	60	1.5	1.52	-98.1	-98.1	-98.1
-5	60	2.2	2.22	-72.5	-72.5	-72.5
-3	60	3.2	3.24	-59.7	-59.7	-59.7
-9	70	2.8	2.75	-48.6	-48.6	-48.6
-7	70	3.7	3.73	-42.3	-42.3	-42.3
-5	70	4.8	4.76	-35.8	-35.8	-35.8
-3	70	6.4	6.38	-32.2	-32.2	-32.2
-9	80	4.6	4.61	-30.5	-30.5	-30.5
-7	80	5.9	5.94	-28.0	-28.0	-28.0
-5	80	7.4	7.4	-24.3	-24.3	-24.3
-3	80	9.4	9.41	-23.1	-23.1	-23.1
-9	90	6.5	6.47	-22.8	-22.8	-22.8
-7	90	8.2	8.15	-21.5	-21.5	-21.5
-5	90	10	10	-18.9	-18.9	-18.9
-3	90	12	12.4	-18.4	-18.4	-18.4
-9	100	8.3	8.34	-18.6	-18.6	-18.6
-7	100	10	10.4	-17.8	-17.8	-17.8
-5	100	13	12.7	-15.8	-15.8	-15.8
-3	100	16	15.5	-15.5	-15.5	-15.5

Nella tabella 22 sono riportati i dati relativi alle figure precedenti.

### 2.7 Impiego PA\_Inv per tutto il range di $T_{ar\_in}$

Nella figura 63 è riportato il  $\Delta N_{br}$  per tutto l'intervallo di esercizio di  $T_{ar\_in}$  previsto, supponendo di utilizzare il PA, senza inverter per  $T_{ar\_in} < T_{BI}$  e insieme all'inverter per  $T_{ar\_in}$  maggiori. Questa soluzione ha un evidente effetto sul ritardo del brinamento fino a circa UR=80%; valori superiori di UR% ne riducono sensibilmente efficacia. Da notare inoltre che per UR=60% il brinamento viene evitato per quasi tutte le  $T_{ar\_in}$  e che per  $T_{ar\_in} \geq 7^\circ\text{C}$  non si realizza per nessuna UR, a prescindere dalla presenza della condensing zone.

La scelta della TBI, determinando la  $T_{ar\_in}$  di inizio utilizzo dell'inverter, corrisponde circa al picco di minimo per le prestazioni di sbrinamento, tranne che per le UR>90%.

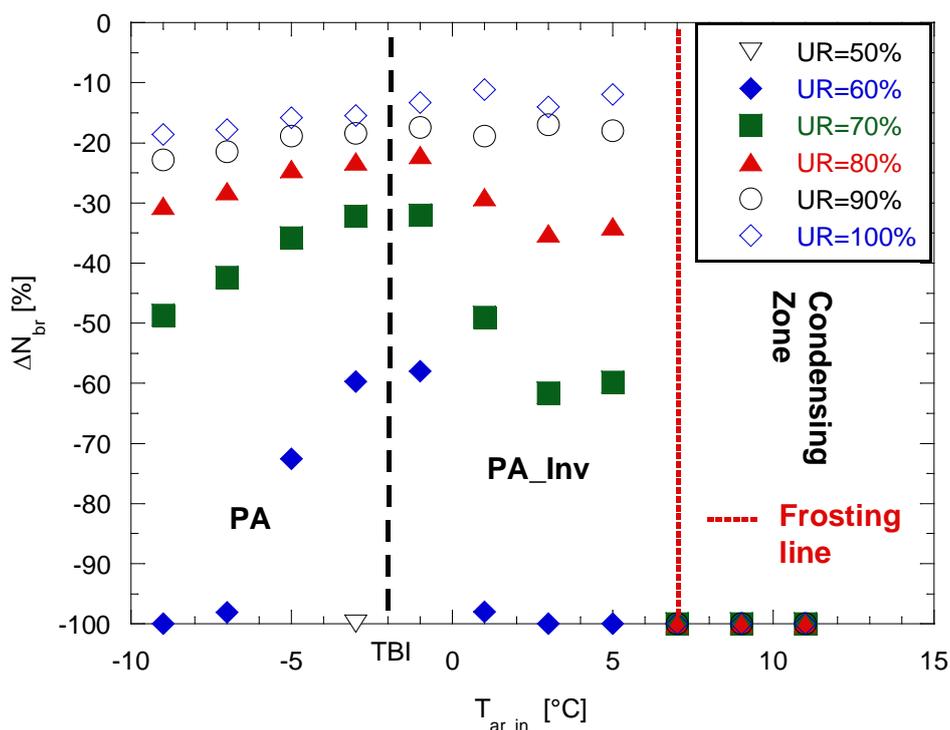


Figura 63 -  $\Delta N_{br}\%$  vs  $T_{ar\_in}$  per UR%=50, 60, 70, 80, 90, 100

Per valutare il peso dell'intervento in termini di copertura delle ore/anno di funzionamento previste e condizioni di esercizio, abbiamo introdotto nella figura 63 la curva delle ore/anno per la zona climatica intermedia.

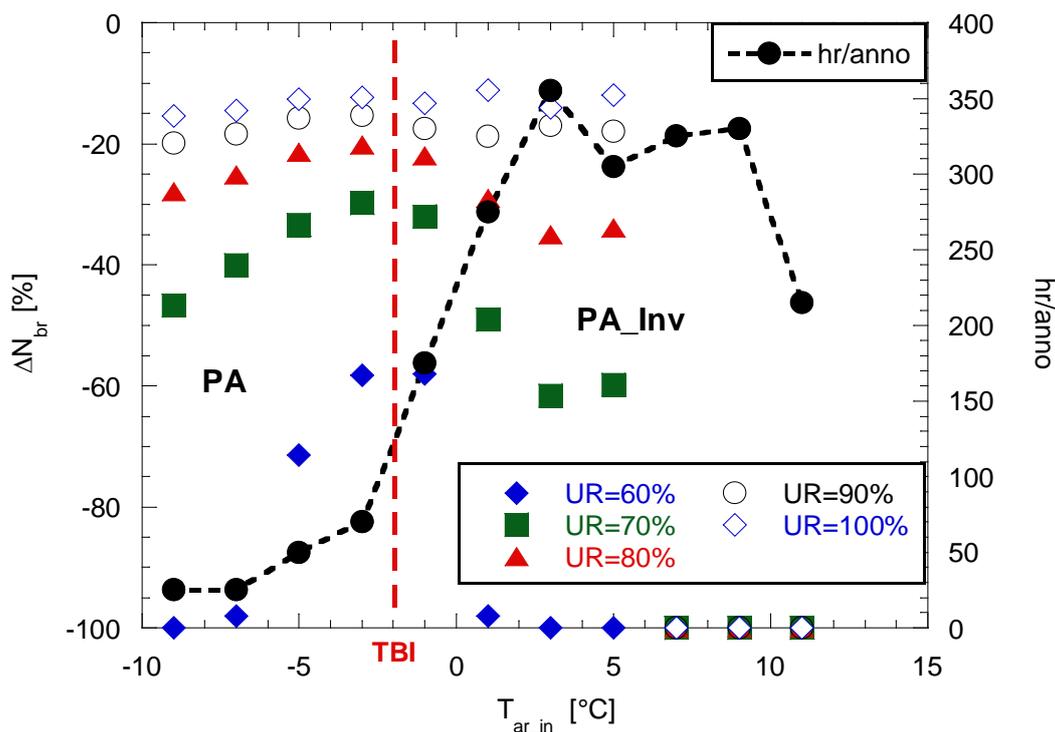


Figura 64 -  $\Delta N_{br}$  e hr/anno di riscaldamento in zona “average” in funzione di  $T_{ar\_in}$

Se consideriamo le ore di funzionamento/anno, si osserva che:

- per gran parte delle ore di esercizio, corrispondenti a  $T_{ar\_in} > 5^\circ\text{C}$ , si riesce ad evitare il brinamento
- per  $UR \leq 60\%$ , o non si ha brinamento o comunque il  $\Delta N_{br}$  è sempre buono, inferiore a  $-60\%$
- per  $T_{ar\_in} < -5^\circ\text{C}$ , si hanno poche ore di funzionamento e il metodo riesce ad evitare o contenere fino a  $\Delta N_{br} = -20\%$  circa per  $UR = 90\%$
- la scelta di  $TBI = -2^\circ\text{C}$  appare valida poiché le ore di funzionamento con ridotte prestazioni del metodo sono contenute.

In conclusione, le condizioni peggiori, in termini di ridotta capacità di diminuzione del brinamento e ore significative di funzionamento, si hanno per  $-5^\circ\text{C} < T_{ar\_in} < 5^\circ\text{C}$  e  $UR \geq 80\%$ .

Ricordiamo che in questa analisi non è stata considerata la possibilità della riduzione della  $T_{ar\_in}$  di inizio (frosting line) della zona di condensazione che potrebbe limitare in maniera significativa l’insorgere del brinamento almeno intorno a  $T_{ar\_in} = 5^\circ\text{C}$ . (§2.5.4 e figura 52).

### 2.8 Studio di ulteriori interventi per ridurre il brinamento nel caso $T_{ar\_in} < TBI$

Per questo range di  $T_{ar\_in}$  è previsto l’utilizzo della CA e della ASHP senza interruzioni; in questo § si valuta l’effetto sul brinamento di una fornitura di potenza  $W_{CA}$  maggiore al necessario, utilizzando l’inverter per ridurre di conseguenza la richiesta alla ASHP. Ciò comporterebbe un aumento della  $T_{ev}$  e quindi una riduzione del brinamento mentre l’effetto sul  $COP_{ibr}$  sarebbe contenuto poiché il  $COP_{ASHP}$  è già basso (tabella 21). La riduzione degli sbrinamenti in questa zona ha un effetto più importante per il comfort dell’utente, visto che le  $T_{ar\_in}$  sono basse; poiché le ore di funzionamento previste sono minime, lo SCOP (Coefficiente di prestazione stagionale) non sarebbe praticamente influenzato<sup>27</sup>. Per valutare questa possibilità, si sono eseguite delle prove di simulazione per la configurazione NRI\_PA per le  $T_{ar\_in} = -5$  e  $-3^\circ\text{C}$  che corrispondono al maggior numero di ore di possibile utilizzo per  $T_{ar\_in} < TBI$  (tabella 20), riducendo la

<sup>27</sup> I risultati sarebbero ancora migliori se si usasse dell’energia immagazzinata nel SA di accumulo in condizioni esterne favorevoli, per fornire la  $W_{CA}$  richiesta

frequenza dell'inverter a 45 e 40 Hz e aumentando la  $W_{CA}$  per garantire comunque la  $W_{dem}$ . In pratica si estende la possibilità di utilizzare il funzionamento PA\_Inv a valori di  $T_{ar\_in}$  minori della TBI. Nelle tabelle 23 e 24 i dati di riferimento con la frequenza di riferimento dell'inverter pari quella di rete, 50 Hz, sono indicati in rosso.

Nella tabella 23 sono riportati i valori ottenuti delle potenze erogate dalla ASHP e dalla CA per le  $T_{ar\_in} = -5$  e  $-3^{\circ}C$  e i COP di funzionamento della HP e del sistema HP+CA, variando le frequenze dell'inverter da 50, situazione di riferimento, a 45 e 40 Hz e considerando sempre la  $\eta_{CA}=1$  nell'eq. (37).

**Tabella 23 – Confronto prestazioni per  $T_{ar\_in} = -3$  e  $-5^{\circ}C$  variando la  $\phi_{inv}$**

		NRI_PA_Inv						
Tar	$\phi_{inv}$	$W_{dem}$	$W_{ASHP}$	$W_{CA}$	$COP_{ASHP}$	$COP_{ibr}$	$COP_{fibr}$	$\Delta COP_{fibr}$
$^{\circ}C$		kW	kW	kW				
-5	<b>50</b>	<b>30.22</b>	<b>24.64</b>	<b>5.6</b>	<b>2.09</b>	<b>1.73</b>	<b>1.69</b>	
	45	30.22	22.55	7.75	2.11	1.64	1.61	-0.08
	40	30.22	20.37	9.85	2.14	1.56	1.52	-0.17
-3	<b>50</b>	<b>27.34</b>	<b>25.7</b>	<b>1.65</b>	<b>2.15</b>	<b>2.01</b>	<b>1.94</b>	
	45	27.34	23.54	3.8	2.17	1.86	1.81	-0.13
	40	27.34	21.28	6.06	2.2	1.73	1.69	-0.25

A parità di  $T_{ar\_in}$ , al diminuire della frequenza dell'inverter, il COP della ASHP cresce ma diminuisce la  $W_{ASHP}$  e aumenta il contributo della caldaia,  $W_{CA}$ , per ottenere la  $W_{dem}$ . Ciò comporta, tenendo anche conto della  $W_{fan}$ , una minima riduzione del COP di funzionamento ibrido,  $COP_{fibr}$ , rispetto al riferimento a 50Hz, come riportato nella tabella 21.

Nella tabella 24 sono invece confrontati i risultati ottenuti per il brinamento rispetto al caso di riferimento NRI, con le diverse frequenze dell'inverter, al variare della UR%. In rosso, inverter 50 Hz, sono riportati i valori di confronto che si hanno senza variare la  $\phi$  e la  $W_{CA}$ .

**Tabella 24 - Confronto prestazioni per  $T_{ar\_in} = -5^{\circ}C$  variando la UR % e la  $\phi_{inv}$**

NRI_PA_Inv							
T	UR	$\phi$	$\Delta N_{br}$	T	UR	$\phi$	$\Delta N_{br}$
$^{\circ}C$	%	Hz	%	$^{\circ}C$	%	Hz	%
-5	60	<b>50</b>	<b>-71.4</b>	-3	60	<b>50</b>	<b>-58.2</b>
		45	-100.0			45	-90.4
		40	-100.0			40	-100.0
-5	70	<b>50</b>	<b>-33.4</b>	-3	70	<b>50</b>	<b>-29.7</b>
		45	-51.9			45	-46.2
		40	-71.4			40	-62.5
-5	80	<b>50</b>	<b>-21.5</b>	-3	80	<b>50</b>	<b>-20.2</b>
		45	-34.0			45	-31.4
		40	-46.3			40	-42.5
-5	90	<b>50</b>	<b>-15.8</b>	-3	90	<b>50</b>	<b>-15.4</b>
		45	-25.5			45	-23.9
		40	-34.4			40	-32.3
-5	100	<b>50</b>	<b>-12.6</b>	-3	100	<b>50</b>	<b>-12.4</b>
		45	-20.6			45	-19.2
		40	-27.5			40	-25.9

Da queste semplici simulazioni si può pensare che la riduzione della frequenza a 45Hz possa essere interessante poiché comporta una riduzione minima del  $COP_{fibr}$ , intorno a 0.1, e delle riduzioni della frequenza di brinamento, significative per basse UR e ancora discrete per UR maggiori. Nella figura 65 è riportato graficamente il confronto dei  $\Delta N_{br}$  per  $\phi_{inv}=50$  e 45 Hz.

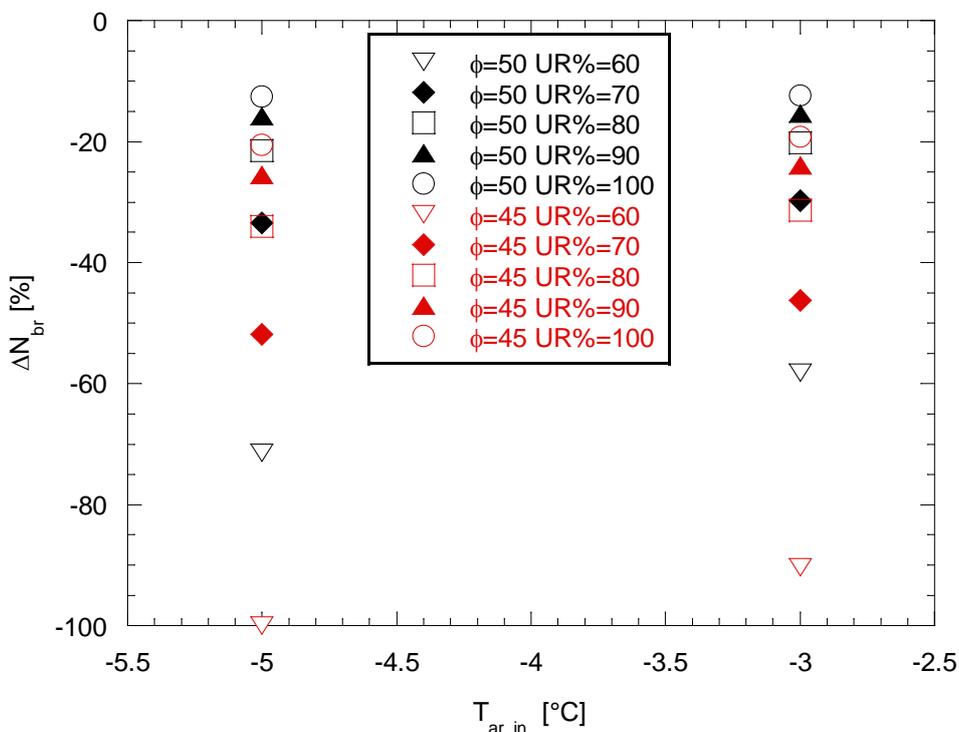


Figura 65 -Confronto  $\Delta N_{br}$  per  $T_{ar,in}=-3,-5^{\circ}C$  e  $\phi_{Inv}=50,45$  Hz

### 2.9 Ipotesi di utilizzo del metodo di sbrinamento CSDD integrato con il PA e i SA

Il metodo di defrosting CSDD (Compressor ShutDown Defrosting) prevede di impiegare l'aria esterna, quando  $T_{a,inr}>1^{\circ}C$ , circolando sull'evaporatore a ASHP spenta: effettuato lo Shutdown del compressore, basta mantenere in funzione i fan fino al raggiungimento dello sbrinamento e quindi riavviare il compressore [1].

Rispetto al più utilizzato metodo RCD di inversione del ciclo, oltre ad non assorbire potenza dagli ambienti riscaldati, ad avere consumi energetici bassi e costi di implementazione praticamente nulli, non presenta i problemi di stabilità di funzionamento della ASHP legati alle fluttuazioni indesiderate della temperatura dell'ambiente riscaldato e altri problemi operativi, quali il rischio dell'interruzione per bassa pressione in aspirazione o di compressione in presenza di liquido. Questo metodo, semplice ed economico, può comportare però tempi lunghi di sbrinamento e, come l'RCD, non permette la contemporanea fornitura all'utenza.

Nell'ipotesi di disporre di una fonte di calore rinnovabile preriscaldando l'aria in ingresso si ridurrebbero i tempi di sbrinamento. Inoltre, con la presenza di SA e di una opportuna strategia di accumulo, sarebbe possibile coprire, tutta o in parte, l'utenza durante il periodo di defrosting. Infine, in condizioni favorevoli di  $T_{ar,in}$  e UR, si potrebbe utilizzare<sup>28</sup> anche il calore a bassa temperatura, producibile con la ASHP tramite il GCLT e accumulabile in un SALT, per incrementare la potenza di preriscaldamento dell'aria durante la fase

<sup>28</sup> Dopo la valutazione dell'effettivo vantaggio

di sbrinamento. Il limite di non essere utilizzabile per  $T_{a\_inr} < 1^\circ\text{C}$  dovrà essere considerato<sup>29</sup> ma, per la fascia climatica average, la  $T_{ar\_in}$  è superiore a tale valore per un elevatissimo numero di ore nella stagione invernale (figura 59).

Nella nostra attività, dove è già previsto l'impiego di calore geotermico (o rinnovabile di altra provenienza) per il preriscaldamento dell'aria e di SA per la gestione delle fonti e delle utenze, risulta quindi interessante indagare, anche se in maniera preliminare, questa possibilità di defrosting per valutarne le eventuali potenzialità di approfondimento sia teorico che sperimentale.

### 2.9.1 Definizione dei parametri del processo di sbrinamento

In generale, il processo di frosting-defrosting prevede [1]:

- un tempo di frosting  $t_{fr}$ <sup>30</sup> di raggiungimento del valore di soglia previsto
- un tempo di preparazione  $t_p$  all'intervento del sistema di defrosting
- un tempo  $t_{fs}$  di funzionamento del sistema di sbrinamento prescelto necessario alla rimozione del ghiaccio
- un eventuale tempo di riassetamento del ciclo di riscaldamento  $t_{eq}$

Per esempio, nel caso di impiego del RCD, dal momento dallo stop della ASHP per il raggiungimento delle condizioni di inizio defrosting (corrispondente al tempo  $t_{fr}$  di funzionamento), si avrà un tempo di settaggio  $t_p$  della macchina per l'inversione del ciclo, un tempo di funzionamento  $t_{fs}$  per rimuovere il ghiaccio e un tempo per il ritorno  $t_{eq}$  della macchina nelle condizioni idonee per il ritorno al ciclo di riscaldamento.

Con i metodi di defrosting di più comune utilizzo, il  $t_{fr}$  rappresenta oltre l'80% del tempo di funzionamento in un ciclo di congelamento/scongelo, e quindi anche solamente introdurre delle misure per rallentare la formazione/crescita del ghiaccio, come quelli proposti nei paragrafi precedenti, può portare ad importanti riduzioni dell'effetti negativi del frosting a parità di metodo di defrosting impiegato.

Al momento non siamo in grado di conoscere il tempo di frosting<sup>31</sup> ma supponiamo che, come esposto nel §2.3, date le condizioni iniziali di  $T_{ar\_in}$  e UR, esso sia legato alla quantità di ghiaccio formato; per una ASHP questo parametro, in prima approssimazione, può essere considerato proporzionale al tempo di funzionamento della macchina in condizioni di formazione di ghiaccio.

Date queste premesse, ripetiamo e integriamo, tenendo conto anche del possibile defrosting, alcune considerazioni sul tempo di funzionamento svolte nel §2.3.3; come riferimento per le successive valutazioni poniamo  $t_r=1\text{h}$  di fornitura di riscaldamento all'utenza.

Supponiamo di avere una  $T_{ar\_in}$  e una UR% costanti durante l'ora di servizio. Come visto, la  $W_{dem}$  è calcolabile dalla  $T_{ar\_in}$  e quindi anche l'energia richiesta per il riscaldamento per il tempo  $t_r$

$$E_{dem} = W_{dem} * 1\text{h} \quad (40)$$

A seconda della configurazione prescelta e nota la  $T_{ar\_in}$ , conosciamo anche la  $W_{ris}$  che la ASHP può fornire e possiamo calcolare con l'eq. (10) il  $t_f$  necessario<sup>32</sup> per produrre  $E_{dem}$ .

Se indichiamo con

$$t_{def} = t_p + t_{fs} + t_{eq} \quad (41)$$

<sup>29</sup> Occorrerà prevedere comunque un sistema di defrosting di base, p.e. RCD, per le situazioni in cui il CSSD non fosse utilizzabile

<sup>30</sup> Come tempo di frosting  $t_{fr}$  intendiamo il tempo di funzionamento della ASHP fino all'intervento di start del sistema di defrosting; in pratica coincide con il  $t_{br}$  già introdotto in maniera generica nei paragrafi precedenti

<sup>31</sup> Ricordiamo che questo tempo varia, a parità di ASHP, in funzione delle condizioni iniziali dell'aria, del settaggio di inizio defrosting e di eventuali metodi di ritardo adottati; p.e. le prove sperimentali [5] riportate nel §2.3.2 riportano  $t_{fr} < 1\text{h}$  solo per le situazioni "severe" e "Mild I" della mappa di fig.11

<sup>32</sup> Non consideriamo per il momento la possibilità di accumulare energia nei SA per altri utilizzi

il tempo in cui la ASHP non è utilizzabile per la produzione di calore a causa di un ciclo di defrosting e con  $n_{defh}$ <sup>33</sup> il numero di cicli di defrosting richiesti in 1h, calcolabili come il rapporto tra il ghiaccio prodotto nel tempo  $t_f$  e la quantità di ghiaccio che corrisponde alla fine del frosting,

$$n_{defh} = M_{gh\_tf} / M_{gh\_br} \quad (41b)$$

il tempo totale di defrost orario  $t_{defh}$ , in cui la ASHP è inutilizzabile per il riscaldamento, è dato da

$$t_{defh} = n_{defh} * t_{def} \quad (42)$$

Il tempo di funzionamento massimo effettivamente disponibile della ASHP per il riscaldamento, sarà quindi

$$t_{fd\_max} = 1h - t_{defh} \quad (43)$$

L'energia massima producibile dalla ASHP in un'ora è

$$E_{d\_max} = W_{ris} * t_{fd\_max} = W_{ris} * (1h - t_{defh}) = W_{ris} * (1h - n_{defh} * t_{def}) \quad (44)$$

e affinché sia possibile la fornitura all'utenza dovrà essere

$$E_{d\_max} \geq E_{dem} \quad (45)$$

Ossia

$$W_{ris} * (1h - n_{defh} * t_{def}) \geq W_{dem} * 1h \quad (46)$$

La eq. (46) mostra che la possibilità della ASHP di garantire il riscaldamento per il tempo richiesto può essere limitata sia dal tempo del ciclo di sbrinamento sia dal numero di sbrinamenti richiesti.

Per quanto detto per il ciclo CSSD, i tempi  $t_p$  e  $t_{eq}$  nella eq. 41 possono considerarsi trascurabili rispetto al tempo  $t_{fs}$ ; quindi nel seguito calcoleremo  $t_{def}$  come se fosse  $t_{fs}$ . L'energia necessaria per il defrosting in un'ora dipenderà principalmente dalla quantità di ghiaccio formato durante il  $t_f$  effettivamente utilizzato (eq. 14):

$$M_{gh\_tf} = G_{gh} * t_f \quad (47)$$

Come visto nei §2.3.3 e 2.3.4,  $W_{ris}$  e  $G_{gh}$  cambiano con il procedere del brinamento e perciò dipendono, oltre che dal dimensionamento della ASHP, dalla portata di aria, dalla  $UR_{in}$  e anche dai settaggi di intervento del sistema di controllo [1] del brinamento adottato<sup>34</sup>.

**Da queste considerazioni è evidente che per garantire il riscaldamento (eq. 46), sia con la sola ASHP che con ASHP+CA, nel dimensionamento della ASHP si dovrebbero considerare oltre alle  $T_{ar\_in}$  anche delle  $UR_{max}$  di riferimento, gli eventuali metodi di ritardo impiegabili e il sistema di sbrinamento adottato, con le relative logiche e settaggi dei valori di intervento.**

### 2.9.2 Processo di sbrinamento nel ciclo CSSD

Il  $t_{def}$ , ossia il  $t_{fs}$  come approssimazione, è molto complesso da calcolare poiché dipende da numerosi fattori che cambiano durante il processo di sbrinamento (la  $T_{ar}$  nell'evaporatore durante lo scambio, la  $T$  delle superfici scaldate, le masse scaldate, lo spessore del ghiaccio e la sua tipologia, la distribuzione del ghiaccio nei canali dell'evaporatore, la velocità dell'aria nei canali.....). Lo sbrinamento può essere descritto in maniera semplificata suddividendolo in:

<sup>33</sup>  $n_{defh}$  corrisponde al numero di brinamenti  $N_{br}$  in un'ora di riscaldamento fornito

<sup>34</sup> Evitare di funzionare per lungo tempo in condizioni di degrado (minori  $T_{ev}$ ) delle prestazioni della ASHP - basso  $W_{ris}$  ed elevata velocità di formazione di ghiaccio - può ridurre notevolmente il  $t_{fs}$ ; una ottimizzazione deve però considerare anche la frequenza degli sbrinamenti

1. una prima fase in cui si riscalda la massa di ghiaccio e gli altri materiali a contatto con l'aria preriscaldata (canali adduzione e isolanti termici, componenti del circuito, materiali costituenti l'evaporatore....) fino alla temperatura di fusione;
2. un periodo seguente in cui si fornisce il calore necessario per sciogliere il ghiaccio.

La potenza viene ceduta dall'aria riscaldata che entra a temperatura costante mentre la temperatura delle superfici fredde varierà nel tempo (e anche lungo il percorso di scambio dell'aria, dall'uscita dello scambiatore di preriscaldamento fino all'uscita dell'evaporatore). Le modalità di scambio, quali temperature e coefficienti di scambio, calore specifico e conducibilità termica dei materiali, superficie e spessore del ghiaccio, varieranno quindi nel tempo e lungo il percorso, rendendo estremamente complicato il calcolo delle potenze scambiate.

Le temperature fondamentali da considerare per lo scambio sono:

- a. la T di evaporazione,  $T_{ev}$ , che è la temperatura minima a cui si portano idealmente tutte le superfici dell'evaporatore e, per semplicità, anche il ghiaccio che le ricopre. La  $T_{ev}$  è la  $T_{min}$  di riferimento per lo scambio all'inizio della suddetta fase 1
- b. la temperatura di fusione del ghiaccio,  $T_{fus}=0^{\circ}C$  a  $p=p_{atm}$ , a cui avviene lo scambio termico in cambiamento di fase con l'aria, supposta costante per il ghiaccio fondente;  $T_{min}$  di riferimento per la fase 2
- c. la T di ingresso dell'aria nell'evaporatore,  $T_{ar\_inEV}$ , che consideriamo uguale alla  $T_{ar}$  in uscita dal preriscaldatore (fig. 2), che è la temperatura massima di riferimento per lo scambio termico in entrambe le fasi.

Quest'ultima temperatura potrebbe essere modulata, nei limiti di funzionamento dei fan, impostando la portata di aria. Diminuire la portata di aria a parità di potenza di preriscaldamento comporta aumentare la  $T_{ar\_inEV}$  ma, di contro, riduce il coefficiente di scambio che è funzione della velocità dell'aria e l'energia recuperabile dall'esterno. Aumentare la  $T_{ar\_inEV}$  può però essere fondamentale nel caso di basse  $T_{aria\_in}$ ; per quanto suddetto l'ottimizzazione potrebbe variare per ciascuna situazione.

Le temperature delle altre masse da riscaldare (supporti, canali dell'aria, superfici dell'evaporatore libere dal ghiaccio, ecc.) varieranno tra temperature comprese tra la  $T_{ev}$  e  $T_{ar\_out}$ .

Se, come abbiamo supposto, per una data condizione iniziale definita da  $T_{ar\_in}$  e UR, l'inizio del defrosting deriva semplicemente dal raggiungimento di una certa quantità di ghiaccio formata, il  $t_{def}$  (eq. 41) non dipende da come avviene lo sbrinamento e, quindi, è uguale per tutti i metodi di ritardo utilizzati. Detti metodi intervengono invece nel calcolo del  $t_{defh}$  (eq. 42) tramite il numero di sbrinamenti a parità di  $E_{ris}$  fornita,  $n_{defh}$ , come visto nel § 2.3.6, eq. (31), a causa delle differenti  $W_{ris}$  e  $G_{gh}$  (p.e. fig. 56). Nella fig. 66 è invece riportata la variazione percentuale del numero di brinamenti ( $N_{br}$  corrisponde a  $n_{defh}$ ) al variare della  $T_{ar\_in}$  e della UR% per la soluzione proposta nel §2.7.

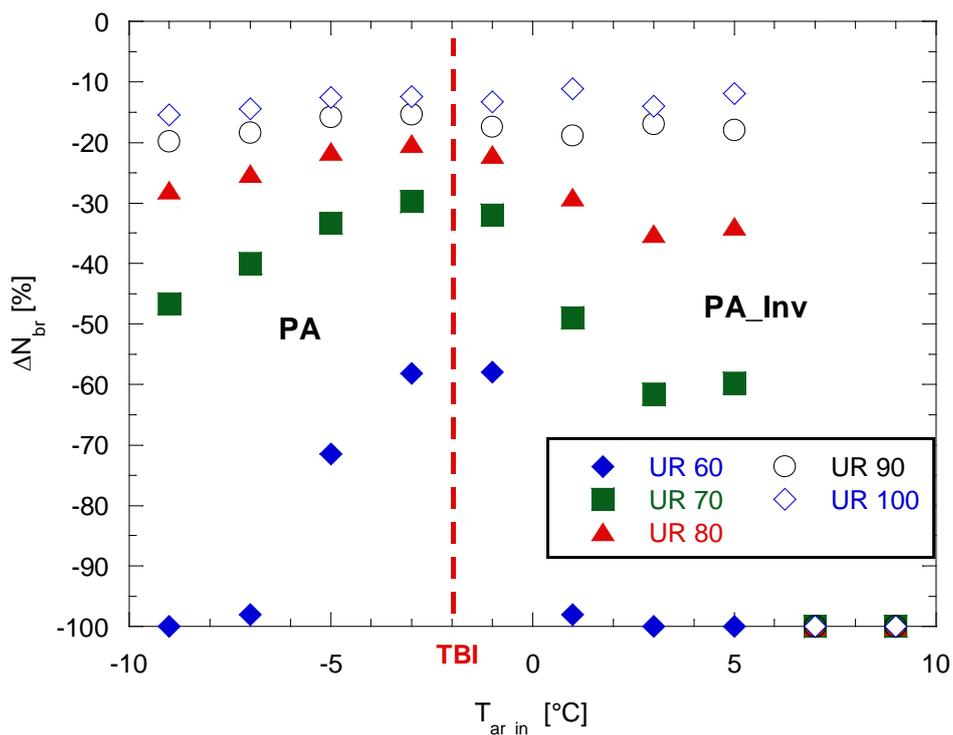


Figura 66 – ΔN<sub>br</sub> in funzione di T<sub>ar,in</sub> per UR%=60, 70, 80, 90, 100 con PA e PA\_Inv

### 2.9.3 Mantenimento del riscaldamento all’utenza durante il CSSD

Come visto nel §2.9.1, condizione necessaria perché si possa continuare a servire l’utenza per il tempo tr solo utilizzando la ASHP, è che il calore prodotto soddisfi la (45) e quindi la (46) che, sempre mantenendo tr=1h, può essere riscritta nella forma

$$1h \cdot (W_{ris} - W_{dem}) / W_{ris} \geq tdefh \tag{48}$$

Il caso di eguaglianza nella (48) definisce il tdefh<sub>max</sub>, valore limite accettabile per il defrosting: un valore maggiore non permetterebbe di accumulare il calore necessario per mantenere il riscaldamento durante il defrosting. Simmetricamente si ha al tfdh<sub>min</sub>, ricavabile dalla eq. (48) e eq. (43),

$$tfdh_{min} = 1h - tdefh_{max} \tag{49}$$

L’eq. (48) mostra che questi valori sono funzione della W<sub>ris</sub> e della W<sub>dem</sub>. In questa situazione limite tutto il tr è sfruttato o per produrre il calore richiesto o per effettuare i defrosting necessari. Se occorressero dei tempi di defrosting inferiori, ci sarebbe un Δtf eventualmente utilizzabile per produrre ulteriore calore p.e. da immagazzinare; corrispondentemente occorrerebbe un Δtdef compatibile per i corrispondenti sbrinamenti.

Nella figura 67 sono riportate la W<sub>dem</sub> e le W<sub>ris</sub>, calcolata per le condizioni iniziali, in funzione della T<sub>ar,in</sub> per i vari metodi simulati nei precedenti paragrafi.

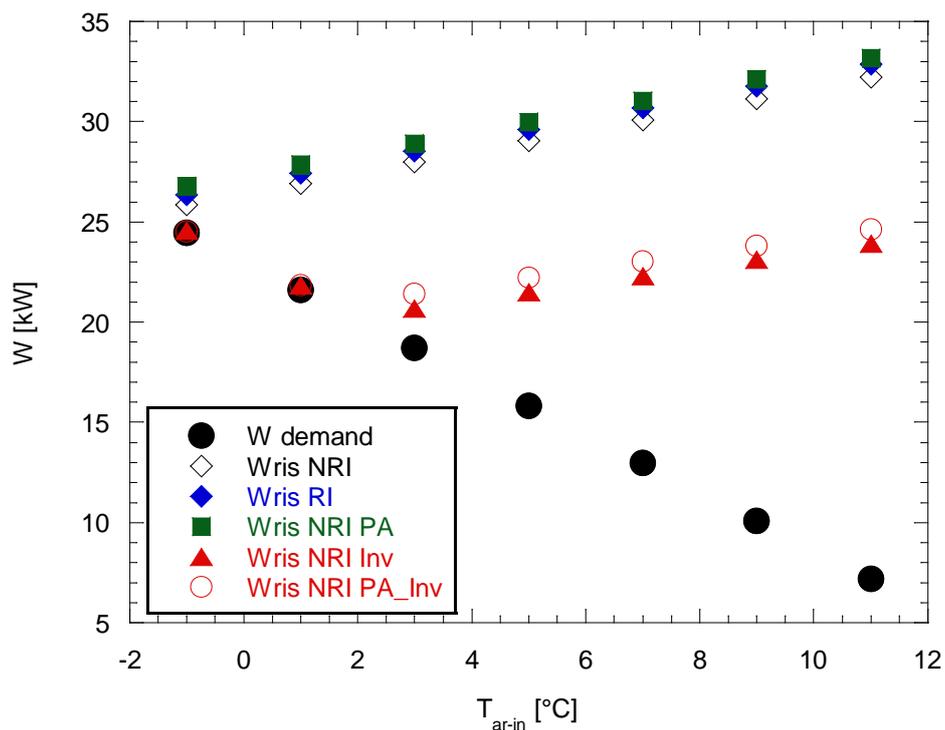


Figura 67 -  $W_{dem}$  e  $W_{ris}$  in funzione della  $T_{ar\_in}$  per i vari metodi simulati

$W_{dem}$  diminuisce in maniera lineare al crescere di  $T_{ar\_in}$  mentre per la  $W_{ris}$  si distinguono due situazioni:

- Per le configurazioni senza l'inverter, con il crescere della  $T_{ar\_in}$  immediatamente aumenta la  $W_{ris}$  fornita dalla ASHP;
- con l'inverter il surplus di  $W_{ris}$  rispetto  $W_{dem}$  inizia una volta raggiunto il limite minimo di frequenza accettabile a 35Hz che, con le nostre ipotesi di ASHP e TBI, corrisponde a una  $T_{ar\_in}$  di circa 2°C (leggermente inferiore per la configurazione PA\_Inv).

Dalla figura è evidente che i metodi che utilizzano l'inverter hanno  $W_{ris}$  sempre inferiori agli altri metodi, con  $W_{ris}=W_{dem}$  per  $T_{ar\_in}<2^{\circ}\text{C}$  circa e con valori più prossimi a  $W_{dem}$  per  $T_{ar\_in}$  maggiori; di conseguenza:

- non consentono di accumulare energia per riscaldare durante lo sbrinamento fino a  $T_{ar\_in} = 2^{\circ}\text{C}$  circa
- la capacità di immagazzinare energia è sempre minore rispetto gli altri metodi per le  $T_{ar\_in} > 2^{\circ}\text{C}$

Il metodo che ha la  $W_{ris}$  maggiore è il PA che comunque ha valori decisamente superiori a  $W_{dem}$  solo per  $T_{ar\_in}\geq 1^{\circ}\text{C}$ . Nella figura 68 è riportato  $tdefh_{max}$ , calcolato con le (48) e (49), in funzione di  $T_{ar\_in}$  per i vari metodi simulati.

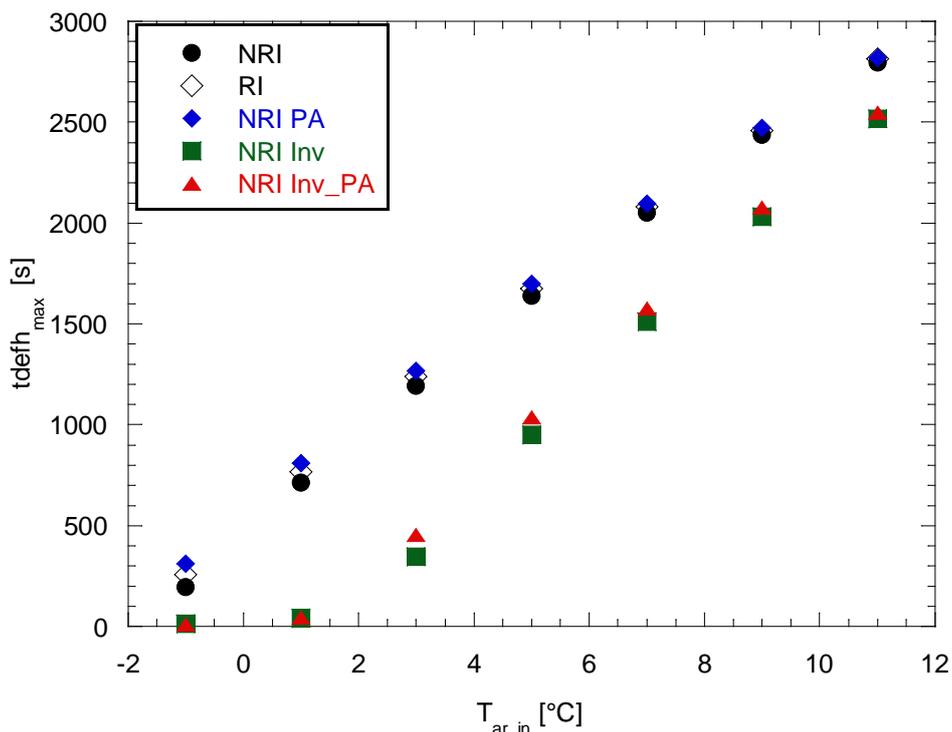


Figura 68 - tdefh<sub>max</sub> in funzione della T<sub>ar,in</sub> per i vari metodi simulati

Si osserva che:

- I tdefh<sub>max</sub> con o senza inverter si avvicinano al crescere di T<sub>ar,in</sub> poiché diminuisce l'effetto dell'inverter allargandosi la forbice tra W<sub>ris</sub> e W<sub>dem</sub>.
- Le differenze tra i tdefh<sub>max</sub> all'interno dei due gruppi suddetti di configurazioni sono minime e tendono a ridursi ulteriormente al crescere di T<sub>aria,in</sub>

Il tdefh<sub>max</sub> è evidentemente un parametro fondamentale poiché indica il tempo limite disponibile per effettuare lo sbrinamento mantenendo la fornitura di calore all'utenza. Le configurazioni con l'inverter, hanno tdefh<sub>max</sub> praticamente nullo per T<sub>ar,in</sub> inferiori a circa 2°C, e valori molto bassi rispetto alle altre per T<sub>ar,in</sub> maggiori; questo limite potrebbe essere in parte superato

- disponendo per la fase di defrosting di potenze superiori ai 5 kW previsti per il PA nella simulazione
- fermando l'inverter a frequenze che consentano un maggiore W<sub>ris</sub>,

La seconda opzione comporta un ΔN<sub>br</sub> peggiore e quindi potrebbe mettere in discussione lo stesso uso della configurazione PA\_Inv rispetto alla sola PA, in particolare proprio per le situazioni più critiche con alta UR%.

In conclusione, a parità di W<sub>PA</sub>, G<sub>ar</sub>, UR e del metodo di ritardo utilizzato, è da aspettarsi che al crescere della T<sub>ar,in</sub>, il CSDD abbia maggiori possibilità di soddisfare la (48) poiché aumentano:

- a parità i W<sub>PA</sub> e di portata di aria, la T<sub>ar,in</sub>EV e la W disponibile per lo sbrinamento
- il tdefh
- la T<sub>ev</sub> e quindi diminuisce la parte di energia necessaria per portare le masse e il ghiaccio a 0°C

D'altra parte questo vantaggio è "limitato" come range di utilizzo dal fatto che, con i metodi di ritardo proposti, si ipotizza di non avere il frosting oltre i 5°C.

#### 2.9.4 Valutazioni energetiche

In questo paragrafo e nei seguenti le valutazioni proposte saranno riferite alla condizione limite corrispondente a  $t_f = t_{fdh_{min}}$ .

Per valutare una prima fattibilità del metodo CSSD con il preriscaldamento dell'aria, consideriamo in maniera semplificata gli equilibri tra le potenze e le energie disponibili e necessarie.

Iniziamo supponendo di disporre di una potenza da rinnovabile geotermico di  $W_{prea\_ext} = 5$  kW e di mantenere costante la  $Q_{ar} = 8000$  m<sup>3</sup>/h corrispondente a una  $u_{ar} = 2$  m/s; in sostanza manteniamo i riferimenti scelti per il dimensionamento dell'evaporatore [1]. Il preriscaldamento dell'aria è dato da

$$\Delta T_{ar\_prea} = W_{prea\_ext} / (Q_{ar} * \rho_{ar} * c_{p_{ar}}) \quad (50)$$

(dove  $\rho_{ar}$  e  $c_{p_{ar}}$  sono praticamente costanti per il range di temperature e pressioni di interesse).

Supponiamo che all'inizio dello sbrinamento le superfici dell'evaporatore si trovino alla  $T_{ev}$  raggiunta per la prova, spesso significativamente minore di 0°C; in questa fase, come si evince dalla figura 69, gran parte della potenza scambiata proviene direttamente dall'aria ambiente. Man mano che l'evaporatore e le altre masse si scaldano, questo contributo di potenza massima teoricamente utilizzabile va a diminuire: per  $T_{seva} = 0$ °C, ossia nella fase di fusione del ghiaccio, e in mancanza di un preriscaldamento dell'aria, si riduce notevolmente essendo legata alla differenza ( $T_{ar\_in} - 0$ °C), diventando nulla per  $T_{ar} \leq 0$ . Dalla figura 69, dove si è introdotta la  $T_{ar\_inEV}$ , dal confronto dei  $\Delta T_{max}$  disponibili per lo scambio termico si comprende come il contributo di una fonte esterna di calore possa essere fondamentale per  $T_{ar\_in} = -1 \div 3$ °C. In pratica, per  $T_{ar\_in} = 1$ °C e in assenza di preriscaldamento dell'aria, solo una minima parte del calore dell'aria sarebbe disponibile per la fusione del ghiaccio, portando quindi a tempi molto lunghi di sbrinamento. Per  $T_{ar\_in} = 3$ °C, il contributo del preriscaldamento è paragonabile a quello dell'aria non preriscaldata; per  $T_{ar\_in}$  maggiori, l'aria ambiente fornisce una quota sempre più importante per la fusione del ghiaccio. Ovviamente, oltre alla possibilità di scambio, legata alle temperature e alle condizioni di scambio, per ottenere lo sbrinamento occorre considerare le potenze e i tempi di defrosting disponibili rispetto al ghiaccio formato.

L'energia necessaria per riscaldare il ghiaccio dalla  $T_{ev}$  fino a 0°C è

$$E_{sott} = M_{gh} * c_{p_{gh}} * (0 - T_{ev}) \quad (51)$$

Mentre l'energia per la fusione è

$$E_{fus} = M_{gh} * r_{fus} \quad (52)$$

Date le temperature di evaporazione previste per PA e PA\_Inv con  $T_{ar\_in} > 1$ °C, la  $E_{sott}$  è trascurabile rispetto alla  $E_{fus}$  e quindi l'energia di sbrinamento è gran parte dovuta alla sola energia di fusione.<sup>36</sup>

<sup>35</sup> Per i calcoli riguardanti il ghiaccio si utilizza  $c_{p_{gh}} = 2.093$  kJ/kg K e  $r_{fus} = 333.5$  kJ/kg, entrambi i valori riferiti a  $T_{fus} = 0$ °C,  $p = 1$  atm

<sup>36</sup> Nelle simulazioni  $E_{fus} > 95\%$  della  $E_{sott}$

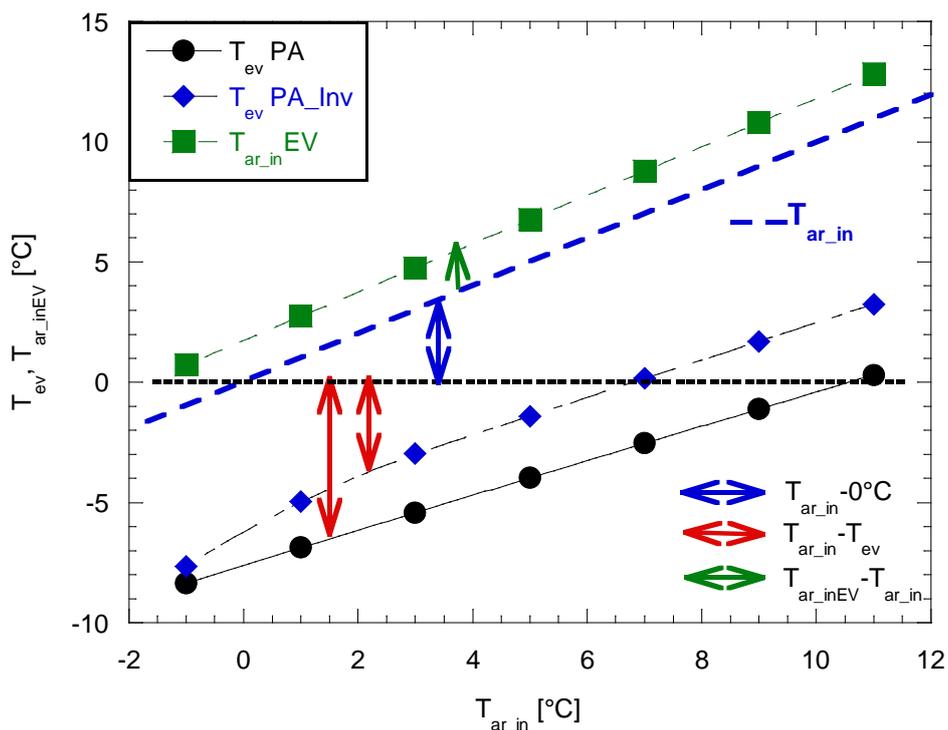


Figura 69 –  $T_{ar\_inEV}$  e  $T_{ev}$  in funzione di  $T_{ar\_in}$  per PA e PA\_Inv

La parte critica dello sbrinamento si ha quindi nella fase di fusione del ghiaccio dove la richiesta energetica è elevata e si ha la potenza disponibile minore.

L’eq. 14 consentirebbe di stimare, con le ipotesi e le semplificazioni adottate, la massa di ghiaccio che si formerebbe nel  $t_f$  di funzionamento dell’ASHP se la  $G_{gh}$  rimanesse costante; in realtà ciò non avviene perché, come esposto nel §2.3.2, dovremmo utilizzare la (8) per tener conto della variazione della  $G_{gh}$  dopo il  $t_{br\_fpc}$ .

In questa situazione la quantità di ghiaccio dipende anche da come viene calcolato il tempo  $t_{fr}$  dal sistema di sbrinamento. Nel [1] si sono presentati i limiti e i problemi delle strategie di defrosting attualmente utilizzate e la necessità di ulteriori studi per migliorarne le prestazioni anche per quanto concerne la scelta dell’inizio e la fine del defrosting.

Per avere un’idea delle quantità di ghiaccio in gioco, nella figura 70 è riportata la massa di ghiaccio calcolata per il tempo  $t_{br\_fpc}$  con la (17) in cui si possono ritenere costanti, in prima approssimazione, sia  $G_{gh}$  che  $W_{ris}$ . Se si realizzasse un sistema di sbrinamento che considerasse la fine della fase fpc come inizio del defrosting, queste potrebbero essere indicativamente le masse di ghiaccio da dover sciogliere con lo sbrinamento.

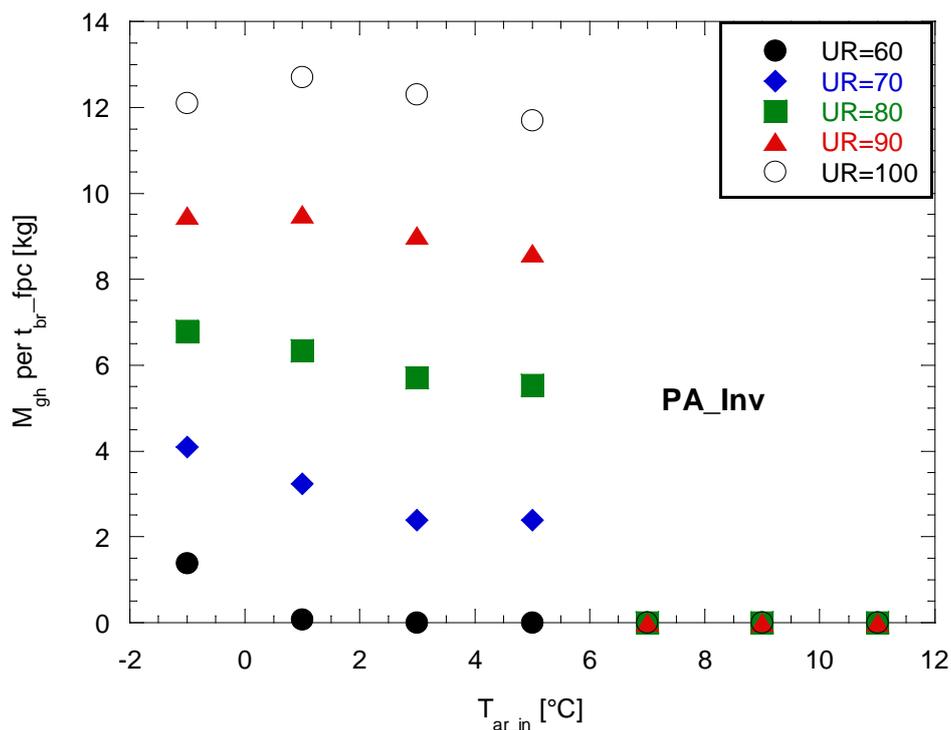


Figura 70 –  $M_{gh}$  calcolato con il tempo  $t_{br\_fpc}$  in funzione della  $T_{ar\_in}$  per il metodo PA\_Inv

Poiché energia di fusione  $E_{fus}$  dipende dalla massa di ghiaccio, dalla figura 65 si evince che l'energia da fornire aumenta di 3-4 volte passando da UR%=70 a UR%=100 e quindi i  $t_{fs}$  aumenteranno in proporzione.

Riassumendo:

- nella fase di riscaldamento della massa di ghiaccio e delle altre masse interessate fino a 0°C, l'energia dell'aria ambiente può dare un contributo importante ma di difficile quantizzazione;
- la  $E_{sott}$  è trascurabile rispetto alla  $E_{fus}$  e quindi l'energia di sbrinamento richiesta è in gran parte dovuta alla sola energia di fusione;
- la stima delle masse in gioco e delle dispersioni sono di difficile valutazione teorica e potrebbero essere solo calcolate a posteriori per specifici impianti sperimentali;
- la situazione più critica dello sbrinamento si ha nella fase di fusione del ghiaccio dove sia una richiesta energetica elevata mentre la potenza disponibile è minore.

Per avere una prima stima della potenzialità di sbrinamento, consideriamo come energia disponibile solo quella a partire da  $T_{ar\_inEV}=0^{\circ}C$  e come energia richiesta solo quella di fusione. Trascuriamo quindi il tempo necessario per portare il ghiaccio a 0°C e l'energia scambiata dall'aria da  $T_{ev}$  fino a 0°C per riscaldare anche le altre masse, oltre che alle dispersioni.

Con queste semplificazioni, ricordando che  $t_{defh}=t_{defh\_max}$  corrisponde a  $t_{fdh}=t_{fdh\_min}$ , si ottiene che l'energia massima disponibile (scambiatore infinito e assenza di dispersioni) per la fusione<sup>37</sup> è

$$E_{disp\_max} = Q_{ar} \cdot \rho_{ar} \cdot c_{p_{ar}} \cdot (T_{ar\_inEV} - 0) \cdot t_{defh\_max} \quad (53)$$

Con questa ipotesi calcoliamo il rapporto tra energia disponibile massima e l'energia di fusione<sup>38</sup> in funzione della  $T_{ar\_in}$  nel caso di PA\_Inv, figura 71, e della sola PA<sup>39</sup>, figura 72. Per tener indicativamente

<sup>37</sup> Sempre mantenendo il riscaldamento dell'utenza

<sup>38</sup> La massa di ghiaccio è calcolata per il tempo  $t_{gh\_fpc}$  con la (17)

conto delle approssimazioni assunte, ipotizziamo due situazioni in cui la potenza realmente utilizzabile sia la metà o un terzo della massima: per evidenziare questi possibili limiti, nelle figure introduciamo due linee per i rapporti tra  $E_{disp_{max}}/E_{fus}=2$  e  $3$  come discriminanti alla possibile applicabilità del CSSD.

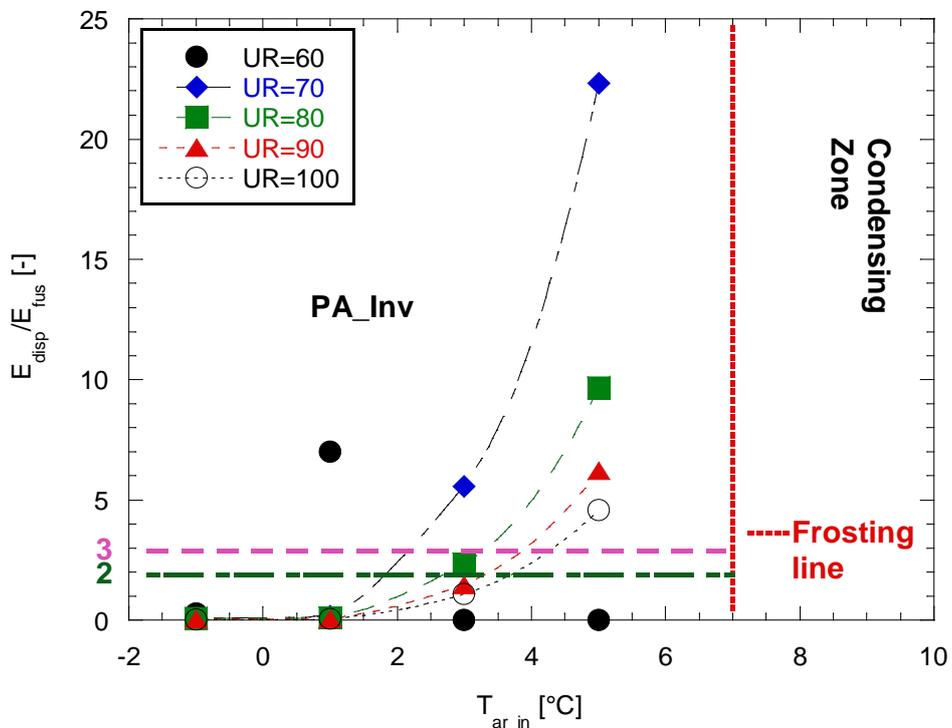


Figura 71 –  $E_{disp}/E_{fus}$  in funzione della  $T_{ar,in}$  per PA\_Inv

Se si utilizza il metodo di ritardo PA\_Inv, il CSSD sembra utilizzabile, considerando cautelativamente una  $E_{disp_{max}}/E_{fus}=3$ , per:

- UR%=60: per  $T_{ar,in}=1^{\circ}\text{C}$  l'energia è adeguata mentre a  $T_{ar,in}$  maggiori non si ha il brinamento
- UR%=70: per  $T_{ar,in}\geq 2.5^{\circ}\text{C}$  circa;
- UR%= 80: per  $T_{ar,in}\geq 3.5^{\circ}\text{C}$  circa;
- UR%=90 e 100: gradualmente per  $T_{ar,in}\geq 4^{\circ}\text{C}$  a  $4.5^{\circ}\text{C}$  circa.

<sup>39</sup> L'ordinata delle figure sono limitata a 25 per motivi di leggibilità della parte inferiore, più interessante. Vengono tagliati i punti per UR%=60 e 70 alle  $T_{ar,in}$  maggiori

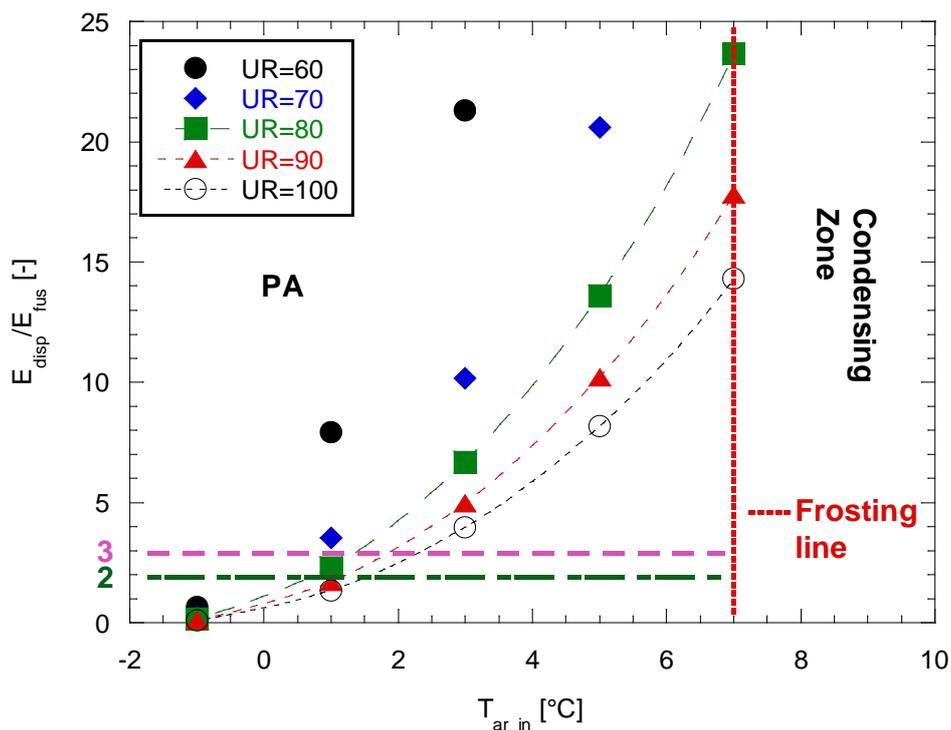


Figura 72 -  $E_{disp}/E_{fus}$  in funzione della  $T_{ar\_in}$  per PA

Con il metodo di ritardo PA, il possibile utilizzo del CSSD è molto più ampio; considerando ancora una  $E_{disp\_max}/E_{fus}=3$ , sarebbe compatibile per:

- UR%=60, 70: per  $T_{ar\_in} \geq 1^\circ\text{C}$
- UR%=80, 90 e 100: gradualmente per  $T_{ar\_in} \geq 1.5^\circ\text{C}$  a  $2.5^\circ\text{C}$  circa

### 2.9.5 Considerazioni finali sullo sbrinamento CSDD con il preriscaldamento dell'aria

Nei paragrafi precedenti si è esaminata, in maniera semplificata, la possibilità di utilizzare il metodo CSSD, disponendo di  $T_{ar\_in} \geq 1^\circ\text{C}$ , di un preriscaldamento dell'aria e di due possibili metodi di ritardo del brinamento, PA e PA\_Inv. Per obiettivo si è fissata la capacità di garantire il riscaldamento anche durante i periodi di defrosting accumulando l'energia necessaria in dei SA. Come primo passo sono quindi evidenziati i parametri fondamentali che devono essere valutati per l'utilizzo nelle successive elaborazioni.

L'analisi delle simulazioni eseguite ha mostrato:

- l'estrema rilevanza della UR sulla produzione di ghiaccio e di conseguenza sulle prestazioni richieste ai sistemi di sbrinamento (figura 70).
- che l'obiettivo fissato condiziona le prestazioni del metodo CSSD, in particolare riducendo i tempi a disposizione per il defrosting, evidenziandone i limiti in particolare per la combinazione con il PA\_Inv (figura 71).

Con le ipotesi assunte e considerando il metodo maggiormente performante (PA), risulta che il CSSD potrebbe consentire lo sbrinamento anche con UR%=100 (valore limite) ma a partire da  $T_{ar\_in} > 2.5^\circ\text{C}$  circa. Fino a UR%=80, valore interessante per molte condizioni di esercizio, può invece essere sufficiente una  $T_{ar\_in} > 1.5^\circ\text{C}$ .

Riconsideriamo il limite del CSSD dovuto alla bassa capacità di scambio dell'evaporatore conseguente ai ridotti  $\Delta T$  tra la temperatura dell'aria riscaldata e quella di fusione del ghiaccio a  $0^\circ\text{C}$  (figura 69): nelle precedenti valutazioni delle elaborazioni cautelativamente abbiamo posto un fattore 3 per il rapporto

$E_{disp}/E_{fus}$  accettabile ipotizzando che l'evaporatore fosse in grado di scambiare con una potenza adeguata a rispettare i tempi disponibili; in realtà, ciò potrebbe non essere realizzabile per le più basse  $T_{ar\_in}$ , poiché i  $\Delta T$  di scambio potrebbero essere troppo bassi.

Da quanto detto emerge che per pensare di utilizzare il CSSD alle  $T_{ar\_in}$  di interesse occorre disporre di una potenza di riscaldamento maggiore che permetterebbe sia di aumentare la  $W_{disp}$  sia di migliorare le prestazioni di scambio dell'evaporatore aumentando il  $\Delta T$ ; nella tabella 25 si può osservare come cambino le  $T_{ar\_inEV}$ , valore che numericamente corrisponde con il  $\Delta T = T_{ar\_inEV} - T_{fus\_gh}$ , per  $W_{prea\_ext} = 5, 10, 15$  kW. Conseguentemente anche la temperatura della sorgente esterna che fornisce il calore deve essere sufficientemente superiore alla  $T_{ar\_inEV}$  desiderata; come caso limite, per ottenere una  $T_{ar\_inEV} = 10^\circ C$  con  $T_{ar\_in} = 5^\circ C$  occorrerebbe una  $T \geq 15^\circ C$ , supponendo uno scambio diretto con l'aria da scaldare.

**Tabella 25 -  $T_{ar\_inEV}$  per  $W_{prea} = 5, 10, 15$  kW**

$W_{prea\_ext}$ [kW]	5	10	15
$T_{ar\_in}$ [ $^\circ C$ ]	$T_{ar\_inEV}$ [ $^\circ C$ ]	$T_{ar\_inEV}$ [ $^\circ C$ ]	$T_{ar\_inEV}$ [ $^\circ C$ ]
$^\circ C$	$^\circ C$	$^\circ C$	$^\circ C$
-1	0.7	2.5	4.2
1	2.7	4.5	6.2
3	4.8	6.5	8.3
5	6.8	8.5	10.3

In mancanza di una risorsa rinnovabile esterna di questa capacità, si potrebbe pensare di utilizzare, in parte o totalmente, l'energia ottenibile dal GCLT per integrare la risorsa disponibile (schema di figura 1) previa verifica di suo reale vantaggio<sup>40</sup>. Altra ipotesi sarebbe ricorrere a parte dell'energia immagazzinata nel SAHT<sup>41</sup>. Queste ipotesi devono essere preliminarmente valutate con simulazioni e, se risultate interessanti, con prove sperimentali.

Un altro impiego possibile del metodo CSDD potrebbe consistere nell'utilizzarlo, durante le eventuali pause di esercizio, in prossimità della temperatura di Frosting line ( $5-6^\circ C$ ) per rimuovere il ghiaccio che, come riportato in letteratura, si forma comunque in queste condizioni particolari. Dato che la temperatura è relativamente alta, l'efficienza della rimozione dovrebbe essere buona. In questo modo, al riavvio, si potrebbe avere l'evaporatore pulito dal ghiaccio.

Fermo restando i limiti delle ipotesi di semplificazione adottate, i risultati di questa analisi hanno mostrato che il metodo CSSD con il preriscaldamento dell'aria merita degli approfondimenti teorici ed, eventualmente, sperimentali. Infatti, la stima delle masse in gioco, delle dispersioni termiche e dell'efficienza dello scambio nell'evaporatore sono di difficile valutazione teorica e potrebbero essere solo calcolate a posteriori con prove condotte con impianti sperimentali.

<sup>40</sup> Inserire il GCLT comporta una diminuzione del COP e una maggiore quantità di ghiaccio prodotta se l'accumulo avviene alle stesse condizioni per cui è richiesto lo sbrinamento. Indicativamente, termini di  $\Delta W_{disp}$ , per  $T_{ar\_in} = 1^\circ C$  si avrebbero oltre 8 kW a  $20^\circ C$  circa.

<sup>41</sup> Come effetti negativi, in questo caso si avrebbe: una riduzione del COP effettivo per il riscaldamento e un  $t_f$  maggiore se si accumulasse questa energia alle stesse condizioni per cui è richiesto lo sbrinamento oppure una ridotta capacità di coprire l'utenza durante lo sbrinamento. Per esempio, con  $T_{ar\_in} = 1^\circ C$  la  $W_{demand} = 21.5$  kW: utilizzando 5 kW per lo CSSD, sarebbero forniti 16.5 kW per il riscaldamento con una riduzione, a regime, di circa 3 K nella temperatura dell'utenza.

### 3 Descrizione delle attività di “Confronto sperimentale dell’efficienza dell’accumulo termico con acqua e con PCM” e risultati

Come ampiamente evidenziato nella trattazione precedente, la possibilità di formazione di brina nell’evaporatore quando ci si trova nella combinazione sfavorevole di potenza richiesta e condizioni climatiche esterne può costituire una delle principali limitazioni delle prestazioni per le pompe di calore aria-acqua. In questi casi, infatti devono effettuarsi dei cicli di sbrinamento che interrompono il funzionamento normale e provocano una diminuzione del rendimento reale della macchina. Una soluzione migliorativa proposta nei paragrafi precedenti può essere il leggero preriscaldamento dell’aria in ingresso all’evaporatore, per spostare il punto di brina ed eliminare la necessità di questi cicli, possibilmente utilizzando per questo preriscaldamento il calore accumulato in precedenza durante le fasi di funzionamento più favorevoli. La caratteristica di tale accumulo è che la temperatura richiesta durante il preriscaldamento è bassa, in quanto non serve al riscaldamento dell’utenza ma solo a fornire un piccolo innalzamento della temperatura dell’aria verso il condensatore, e queste, come si vedrà, sono proprio le situazioni migliori per l’utilizzo dell’accumulo in PCM (Phase Change Material). Questo tipo di accumulo infatti ha il vantaggio di permettere l’immagazzinamento di una grande quantità di calore (sfruttando il calore latente di cambiamento di fase) che, se si dispone di un salto di temperatura ridotto, può essere molto maggiore di quello che si può accumulare in serbatoi tradizionali che utilizzano il calore sensibile dell’acqua.

Nel presente lavoro sono riportati i risultati ottenuti del confronto di accumulo in acqua o in PCM (in questo caso una paraffina) con due diversi tipi di scambiatore di calore. Tali prove seguono quelle riportate in [20, 21], che avevano portato a risultati promettenti ma ancora non abbastanza soddisfacenti per giustificare la sostituzione di serbatoi di accumulo tradizionali con quelli a PCM. Il limite dell’accumulo con PCM è infatti quello della risposta lenta alle variazioni di temperatura del fluido termovettore causato dalla bassa conducibilità termica del materiale, che ne vanifica in molti casi i vantaggi che deriverebbero dalla notevole quantità di calore latente accumulabile durante il cambiamento di fase.

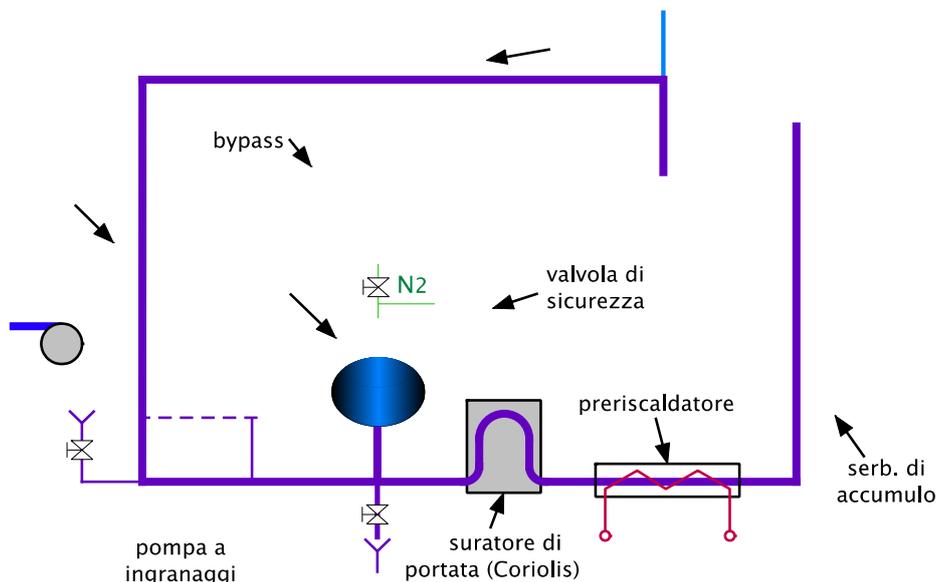
In [20] era stato verificato il miglioramento delle prestazioni ottenuto attraverso l’aumento della conducibilità macroscopica del PCM, inglobandolo in schiume solide ad alta conducibilità. In [21] invece l’attenzione era stata dedicata a geometrie tradizionali dei serbatoi a PCM, cioè contenitori cilindrici immersi in un serbatoio di acqua, con lo studio di modifiche sulla forma dei contenitori per ottenere un aumento dell’efficienza aumentandone la superficie di contatto col PCM e diminuendone lo spessore. Nel presente lavoro si prende in considerazione una soluzione che può essere vista come l’unione delle due precedenti, in quanto con l’utilizzo di scambiatori alettati immersi nel PCM si ottiene sia il miglioramento dello scambio termico del condotto, sia la conduzione del calore in piccoli volumi di PCM grazie alle alette.

#### 3.1 Impianto sperimentale per la valutazione dell’accumulo termico

Al fine di valutare l’efficienza dell’accumulo termico con PCM, è stato realizzato un circuito sperimentale utilizzando come base di partenza l’impianto HETNA (Hydraulic Experiments on Thermo-mechanical of NANofluids) utilizzato in passato per lo studio dello scambio termico e della corrosione dei nanofluidi ed in seguito per la valutazione del comportamento termico di batterie al Litio. L’impianto sperimentale ottenuto permette di misurare l’energia termica accumulata nel tempo, dopo una variazione della temperatura del fluido primario, per diverse tipologie di accumulo. In particolare nel presente lavoro sono riportati i risultati ottenuti con accumulo in acqua o in PCM (paraffina PlusICE A46 della PCM Products Ltd) con due diversi tipi di scambiatore di calore.

Il circuito riportato nei report [21, 22] e, come ultimo utilizzo, adattato per testare il raffreddamento di batterie al litio con fluidi dielettrici [23], è stato modificato con l’aggiunta di un serbatoio ausiliario e di un secondo circuito, al fine di ottenere dei transitori della temperatura in ingresso all’accumulo termico molto prossimi a gradini puri.

L’impianto così ottenuto è riportato in Figura 73 ed è costituito da due circuiti chiusi entrambi collegabili con la sezione di prova.



**Figura 73 – Schema dell’impianto sperimentale**

Il primo circuito (parte superiore dello schema) serve a portare la sezione di prova alle condizioni iniziali, fornendo una portata di acqua alla temperatura iniziale del gradino da testare, per il tempo necessario a portare tutto il volume dell’accumulo (acqua o PCM) a tale temperatura. A questo scopo si utilizza una vasca termostata con parte della portata della pompa di circolazione deviata sul circuito esterno.

Il secondo circuito invece deve fornire la portata di acqua alla temperatura finale del gradino, mantenendo tale temperatura in ingresso alla sezione di prova più costante possibile, neutralizzando il disturbo indotto dall’effetto dell’accumulo nella sezione di prova sulla temperatura del loop. La portata fornita da una pompa volumetrica viene preriscaldata alla temperatura desiderata e immessa in un serbatoio coibentato che stabilizza la temperatura assorbendo eventuali oscillazioni soprattutto all’inizio del transitorio. Poi passa attraverso la sezione di prova ed infine in uno scambiatore per eliminare l’energia fornita dall’accumulo. La misura delle temperature all’ingresso e uscita della sezione di prova fornisce la potenza scambiata dall’acqua primaria con l’accumulo termico. Durante la fase di stabilizzazione delle condizioni iniziali, la portata viene deviata sul bypass della sezione di prova, in quanto in quest’ultima viene immessa l’acqua proveniente dalla vasca termostata del primo circuito.

I componenti principali dei due circuiti sono:

- Vasca termostata (bagno termostatico a vasca aperta JULABO EH-13), con possibilità di collegamento a circuiti esterni chiusi, temperatura 20-150°C, volume vasca 13 litri, portata max nominale 900 l/h, portata (parzializzata) nello scambiatore-1 circa 66 l/h, nello scambiatore-2 circa 58 l/h;
- Refrigeratore ausiliario per raffreddare rapidamente l’acqua della vasca termostata alle nuove condizioni iniziali;
- Pompa volumetrica (Ismatec MCP-Z micropump con portata 2.4-230 l/h e controllo remoto della portata), ingranaggi in PTFE e fibra di carbonio, T<sub>max</sub>=121°C per funzionamento continuo;
- Misuratore di portata Coriolis (Danfoss MASS 2100 DI-3, range 12-250 kg/h con precisione migliore dello 0.15%);
- Preriscaldatore (tubo in AISI-316 avvolto con riscaldatore Thermocoax “single core heating element with Inconel sheath”, potenza fino a 2.5 kW con alimentazione 0-220V);

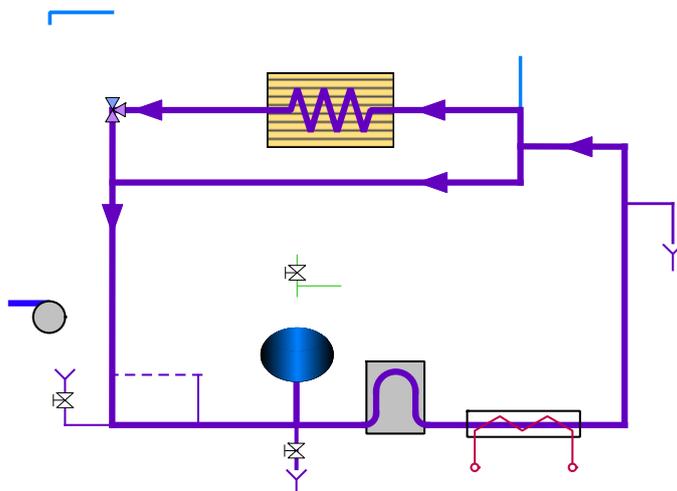
- Serbatoio coibentato per accumulo dell'acqua primaria alla temperatura finale del gradino, volume 10 litri (per fornire l'acqua a temperatura costante durante la prova);
- Scambiatore compatto per raffreddare il fluido prima della pompa (Alfa Laval mod. Alfanova 14-10H in AISI 316), utilizzato per lo smaltimento del calore ceduto dall'accumulo al primario nei test di scarico;
- Sezione di prova: contenitore contenente uno scambiatore alettato immerso nel materiale di accumulo (attualmente PCM o acqua), con termocoppie per la misura della temperatura del liquido primario (in ingresso, in uscita) e del materiale di accumulo (in tre punti della vasca).

L'alimentazione del preriscaldatore e la velocità della pompa sono regolati dal sistema di controllo automatico per mantenere rispettivamente la temperatura d'ingresso e la portata ai valori imposti.

L'acquisizione di dati e il controllo automatico sono ottenuti usando un sistema National Instruments CompactDAQ con un modulo per termocoppie (24bit ADC, 16 canali), un modulo d'ingresso in tensione (16 bit ADC, 32 canali), un modulo di uscita analogica (16 bit ADC, 16 canali) e un regolatore PID, controllati da un programma sviluppato in Labview. Un regolatore analogico PID indipendente è usato sul preriscaldatore per salvaguardare il circuito da eventuali malfunzionamenti del computer.

I sensori acquisiti durante i test, mostrati in Figura 74, sono:

- 11 termocoppie tipo K, di cui le 5 della sezione di prova (la temperatura  $T_i$  in ingresso, la  $T_u$  in uscita e le  $T_v$  in tre posizioni nel PCM) sono tarate nel range 15-120°C con precisione migliore di 0.1°C, mentre le altre hanno una precisione migliore di 1°C;
- Due trasmettitori di pressione Druck PTX610 (f.s. 10 bar), uno in ingresso alla sezione di prova e uno prima della pompa;
- Un trasmettitore di pressione differenziale DP tra ingresso e uscita dello scambiatore Druck PTX120WL (f.s. 700 mbar)
- Un misuratore di portata Coriolis (Danfoss MASS 2100 DI 3, range 12-250 kg/h con precisione migliore dello 0.15%);



**Figura 74 – Schema dei sensori utilizzati**

In Figura 75 è mostrata la vista dell'insieme dei componenti del nuovo impianto per le prove di accumulo di calore in PCM. La sezione di prova, una vasca contenente uno scambiatore alettato immerso in PCM, è visibile più chiaramente in Figura 76, che mostra la parte centrale dell'impianto ripresa da un'altra angolazione.

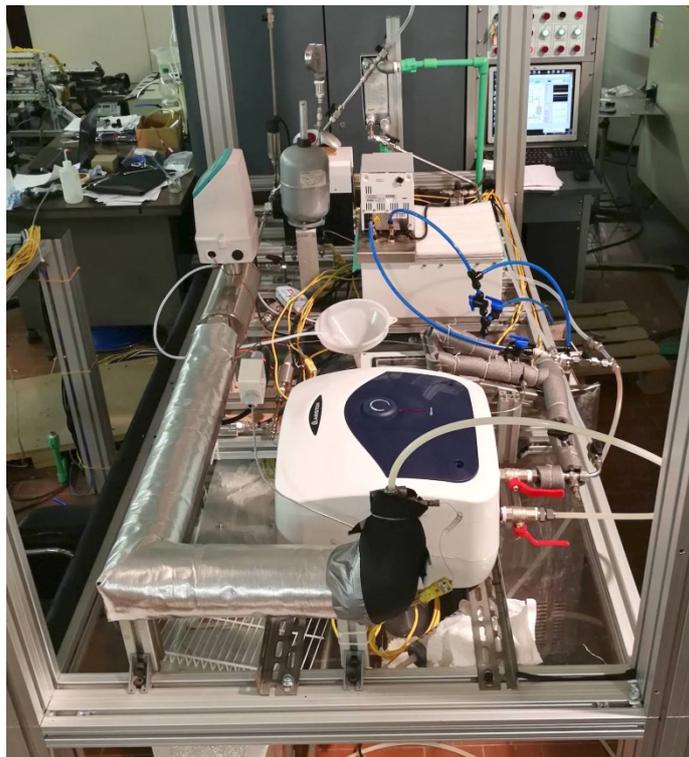


Figura 75 – vista dell’impianto

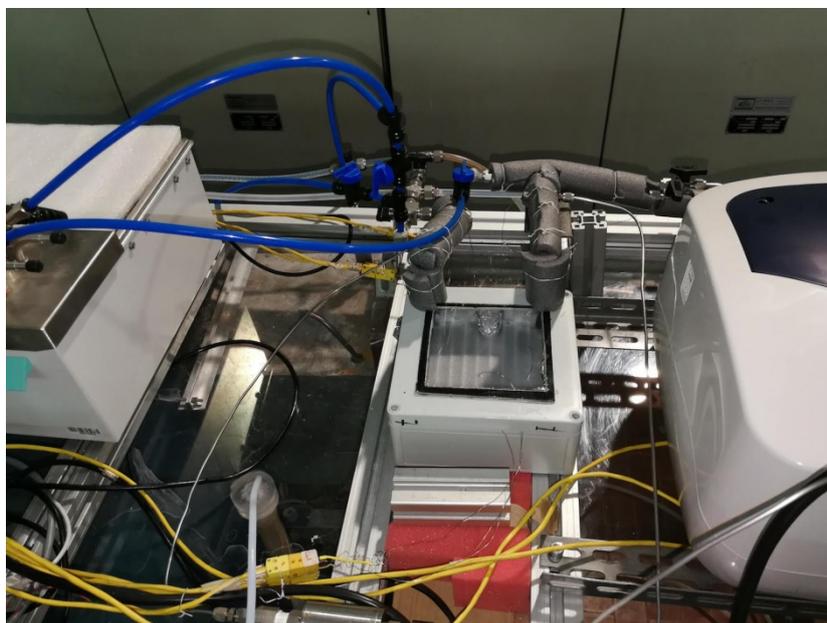


Figura 76 – sezione di prova

### 3.1.1 Sezione di prova

La sezione di prova è una vasca contenente lo scambiatore alettato immerso in PCM. Essa è costituita da un contenitore (due strati “coffee bag” e uno di alluminio) inserito in un recipiente di ABS rigido con uno strato di coibente sulle pareti interne, come schematizzato in Figura 77. Una finestra trasparente nella copertura superiore permette di visualizzare lo stato del PCM.

Sono stati utilizzati due diversi scambiatori alettati, mostrati in Figura 78.

Le misure (L x P x H) dei due scambiatori e delle rispettive vasche sono:

- scambiatore 1: 171 x 132 x 50 mm; vasca 1: 175 x 139 mm, H>60 mm, volume di PCM circa 1.0 l;
- scambiatore 2: 147 x 139 x 39 mm (h=32 escludendo i piedini); vasca 1: 151 x 140 mm, H>50 mm, volume di PCM circa 0.72 l.

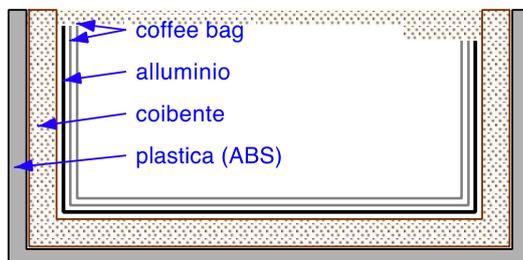
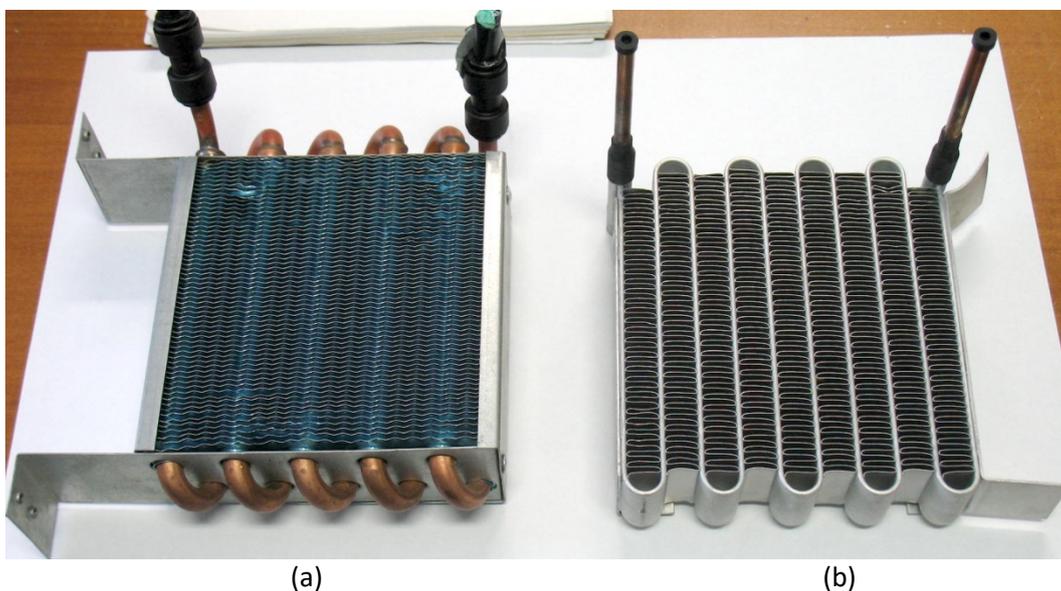


Figura 77 – schema del contenitore



(a)

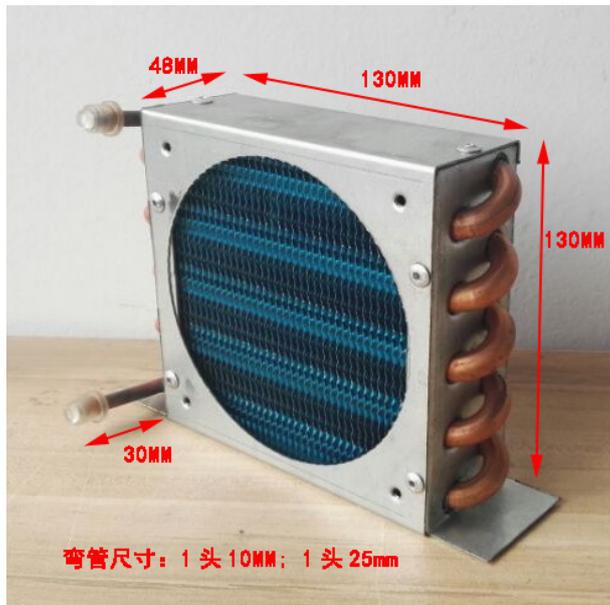
(b)

Figura 78 – scambiatori: (a) SDP-1; (b) SDP-2

Il primo scambiatore, mostrato in Figura 79, è un “Purswave Fn2X6X130 Air Cooled Finned Evaporator Condenser Heat Exchanger Copper Tube”, con le seguenti caratteristiche nominali:

- Capacità nominale di dissipazione del calore: **300 W**;
- Dimensioni: altezza 130 mm, larghezza 130 mm (170 con le curve), spessore 48 mm;
- Distanza tra le alette 3 mm;
- Tubo di rame, Diametro: 9.52mm;

Le misure reali sono riportate in Tabella 26.



(a)



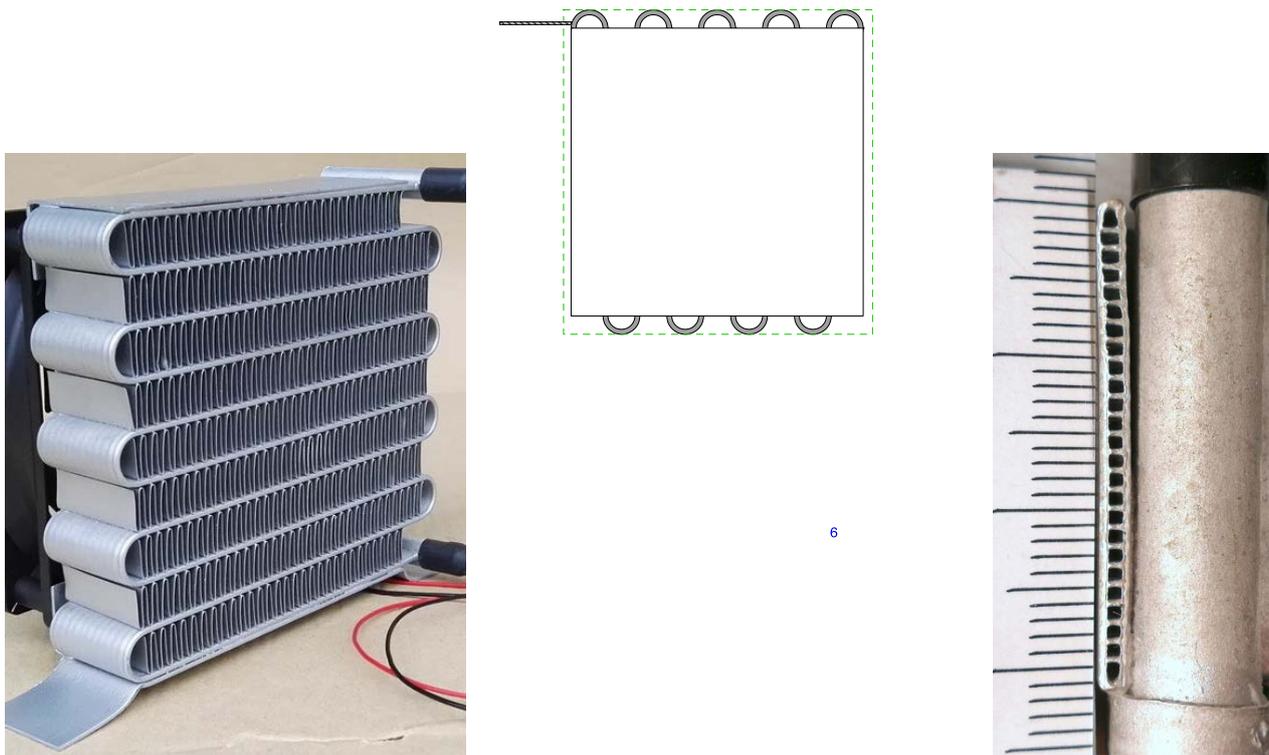
(b)

Figura 79 – scambiatore 1

Il secondo scambiatore, mostrato in Figura 80, è un “Purswave WT1232S1 Mini Microchannel”:

- capacità nominale di dissipazione del calore: 600 W
- Materiale: alluminio
- spessore esterno del condotto a microcanali 2 mm, dimensione interna microcanali 1x1 mm

Le misure reali sono riportate in Tabella 26 , mentre in Tabella 27 sono riportati i pesi dei componenti della vasca e del contenitore (mostrati in Figura 77)



(a) (b) (c)  
**Figura 80 – Scambiatore 2: a) immagine; b) misure; c) particolare dei microcanali**

**Tabella 26 – Misure degli scambiatori**

<b>Scambiatore 1</b>		<b>Scambiatore 2</b>	
Peso scambiatore [kg]	0.461	Peso scambiatore [kg]	0.304
Volume interno [cm <sup>3</sup> ]	117	Volume interno [cm <sup>3</sup> ]	56.3
Lunghezza tubo [mm]	1720	Lunghezza tubo [mm]	1706
Dint_tubo [mm]	8.98	largh.piattina [mm]	32.2
Dest_tubo [mm]	10.0	spess_piattina [mm]	2.0
spessore [mm]	0.508	n.canali	25
Area di passaggio [mm <sup>2</sup> ]	63.40	lato_canale [mm]	1.0
V_rame calc. [cm <sup>3</sup> ]	27.9	Area di passaggio [mm <sup>2</sup> ]	25
M_rame calc. [kg]	0.249	Vol.tot canali [cm <sup>3</sup> ]	42.66
V_Allum calc. [cm <sup>3</sup> ]	77.7	V_Allum calc. [cm <sup>3</sup> ]	12.24
M_Allum calc. [kg]	0.211	M_Allum calc. [kg]	0.033
Capacità termica tubo [J/K]	96	Capacità termica piatt. [J/K]	28.98
Capacità termica scambiatore [J/K]	280.1	Capacità termica scambiatore [J/K]	264.96

**Tabella 27 – Pesi dei componenti del contenitore**

<b>Componente</b>	<b>Peso [kg]</b>
contenitore in ABS	0.269
coperchio in ABS+policarbonato	0.117
coibente	0.021
strato di alluminio	0.016
due strati di coffee bag	0.016

### 3.2 Procedura per l'esecuzione delle prove

Come detto in precedenza, l'impianto è costituito da due circuiti separati durante la fase di preparazione della prova sperimentale, che poi vengono messi in comunicazione per iniziare la prova. Il primo circuito serve solo nella fase di preparazione della prova, per portare l'accumulo alle condizioni iniziali. Il secondo circuito invece è quello in cui circola l'acqua che scambia calore con il PCM. Tale acqua fornisce il gradino di temperatura all'accumulo termico per simulare l'improvvisa variazione delle condizioni di uscita dalla PDC (ad esempio per l'accensione o lo spegnimento).

Dal punto di vista operativo le procedure di preparazione e di test sono le seguenti:

**Gradino in salita**, cioè accumulo a PCM inizialmente freddo ed immissione in esso di acqua a temperatura più alta, per accumulare calore "caricando" il PCM:

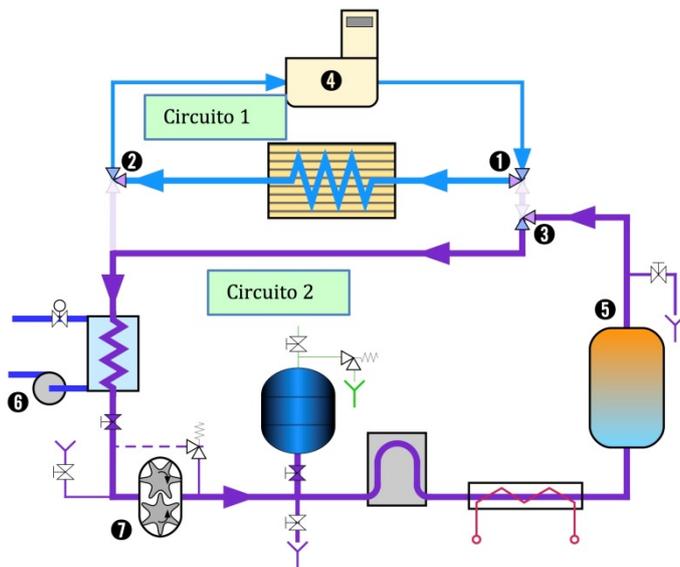
Con riferimento alla Figura 81, la preparazione consiste nel far circolare l'acqua del circuito 2 fino a portare il serbatoio 5 alla temperatura desiderata, più elevata rispetto a quella impostata contemporaneamente per l'acqua messa in circolo nell'altro loop con lo scopo di portare il PCM della sezione di prova alle condizioni iniziali (solido, temperatura bassa) con l'aiuto del refrigeratore, se necessario.

Raggiunte le condizioni volute, si passa alla configurazione di Figura 82 secondo la sequenza in essa riportata. In questa fase si esclude la vasca termostata e il flusso in uscita dal serbatoio 5 (a temperatura alta) si devia verso l'accumulo a PCM, ottenendo in ingresso a questo un gradino di temperatura. A causa dell'accumulo di calore, la temperatura in uscita sarà minore di quella in ingresso. Il test termina quando il PCM è completamente fuso e riscaldato e non può più accumulare altro calore, per cui la temperatura in uscita da esso sarà molto vicina a quella in ingresso e stabile nel tempo.

A questo punto, dopo aver riscaldato anche l'acqua della vasca termostata alla stessa temperatura (alta) del PCM, si può passare alla preparazione della prossima prova, riposizionando in ordine inverso le valvole per tornare alla configurazione di Figura 81.

**Gradino in discesa**, cioè accumulo a PCM inizialmente caldo (e liquido) ed immissione in esso di acqua a temperatura più bassa, per ricevere calore: sempre con riferimento alla Figura 81, la preparazione questa volta consiste nel far circolare l'acqua del circuito 2 fino a portare il serbatoio 5 alla temperatura bassa, sfruttando lo scambiatore 6 per raffreddarla. Contemporaneamente, grazie alla vasca termostatica 4, l'acqua del circuito 1 si fa circolare per portare e mantenere il PCM della sezione di prova alle condizioni iniziali (liquido, temperatura alta);

Arrivati alle condizioni prestabilite, si passa alla configurazione di Figura 82 secondo la sequenza in essa riportata. Esclusa la vasca termostata, il flusso in uscita dal serbatoio 5 (a temperatura bassa) è deviato verso l'accumulo a PCM, ottenendo in ingresso a questo un gradino negativo di temperatura. Il test termina quando il PCM è completamente solidificato e raffreddato e non può più cedere altro calore (temperatura in uscita da esso molto vicina a quella in ingresso).



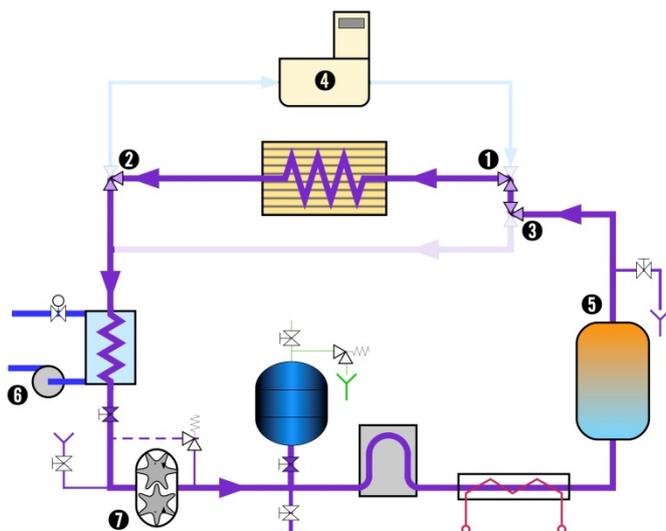
preparazione gradino caldo:

- posizionamento valvole 1, 2, 3 e accensione pompa 7
- settaggio termostato 5 alla temperatura alta e vasca 4 a quella bassa

preparazione gradino freddo:

- posizionamento valvole 1, 2, 3 e accensione pompe 6 e 7
- settaggio termostato 5 alla temperatura bassa e vasca 4 a quella alta

**Figura 81 – Configurazione durante la preparazione della prova**



prova con gradino di temperatura:

- Pompe invariate dalla fase di preparazione
- inizio acquisizione dati;
- chiusura valvole 1 e 2;
- posizionamento valvola 2;
- posizionamento rapido valvole 1 e 3;

**Figura 82 – Configurazione durante il transitorio sperimentale**

Nella fase iniziale del test è molto importante la fase di chiusura dei collegamenti tra i due circuiti (terzo punto della procedura di Figura 82), in quanto il circuito 1 è pressurizzato mentre la vasca termostatica è aperta.

### 3.3 Test sperimentali

Durante le prove sperimentali i dati dei sensori di Figura 74 vengono registrati su file testo insieme ad alcune grandezze derivate (potenza scambiata, velocità ecc.), calcolate in tempo reale dal programma di acquisizione, con una riga per ogni istante acquisito. La velocità di acquisizione all'inizio del transitorio è più alta, normalmente una scansione ogni 0.4 e 1.2 secondi, per poi diminuire quando le variazioni diventano molto più lente, fino 30 - 60 s/scansione. I dati risultanti sono poi trattati da un programma di post-elaborazione che corregge il tempo azzerandolo all'istante precedente l'inizio del transitorio (che è stabilito come la prima riga con  $\Delta P$  stabile nello scambiatore dopo le variazioni di portata causate dalla manovra descritta in Figura 82) e aggiunge per ogni riga questo tempo e altre grandezze calcolate, come l'energia

dispersa, quella totale e quella netta scambiata dall'istante iniziale, il rapporto tra quest'ultima e quella massima teorica (ottenuta considerando le capacità termiche, il calore sensibile e quello latente del PCM). Nelle due seguenti tabelle sono riportate le proprietà fisiche principali che caratterizzano i test. In particolare Tabella 28 mostra le proprietà fisiche dei materiali in cui sono stati immersi gli scambiatori, cioè PCM, acqua e aria. Tabella 29 invece riporta, per ogni sezione di prova, la capacità termica dello scambiatore, quella di tutta la sezione di prova (scambiatore, coffee bag, coibente e pareti della scatola) ed infine la quantità di materiale (PCM o acqua) in cui è immerso.

In Figura 83 sono riportati gli andamenti sperimentali ottenuti sullo stesso PCM nel report [20], in cui è evidente soprattutto che la transizione solido-liquido non avviene alla  $T_{pc}$  come per i solidi cristallini, ma inizia con un rammollimento ed espansione prima della temperatura nominale, e poi il cambio di fase continua oltre questa temperatura. Il piccolo picco intorno a 30°C è probabilmente dovuto a una transizione solido-solido della struttura. Durante il raffreddamento si nota una piccola isteresi intorno a 50°C all'inizio della solidificazione.

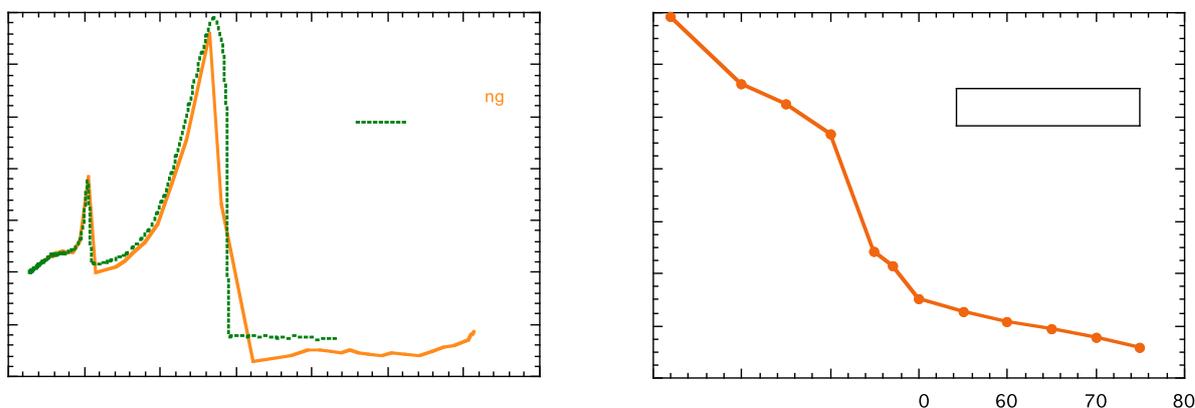
La densità dell'A46 subisce una consistente variazione già nel solido, per poi diminuire notevolmente nella regione di cambiamento di fase. Questa variazione complessiva, da 900 a 760 kg/m<sup>3</sup> in un range di temperatura di 60 gradi (da 20 a 80°C), deve essere tenuta in considerazione nel riempimento del contenitore per evitare possibili problemi meccanici durante il riscaldamento.

**Tabella 28 – Proprietà fisiche dei fluidi utilizzati per l'accumulo**

materiale	$T_{pc}$ °C	$\rho_{20^\circ C}$ kg/m <sup>3</sup>	$C_{p,20^\circ C}$ kJ/kg K	$k_{sol}$ W/m K	$\lambda$ kJ/kg	VHC MJ/m <sup>3</sup>	$C_{fus}$ kWh/ton	$\rho_{liq}$ kg/m <sup>3</sup>
PCM-A46	46	910	2.22	0.220	155	141	43.1	790
acqua	liq	998	4.186	0.603	330	331	92.5	
aria	gas	1.2	1.004	0.026				

**Tabella 29 – Proprietà delle sezioni di prova**

	SDP-1 A46	SDP-1 acqua	SDP-2 A46	SDP-2 acqua
Capacità termica scambiatore [J/K]	280	280	265	265
Capacità termica totale componenti [J/K]	605	605	595	595
Massa di materiale nella vasca [kg]	0.82	1.004	0.569	0.721
Volume del materiale (liquido) [l]	1.038	1.009	0.720	0.724



**Figura 83 – Misura del calore specifico e della densità del PCM A-46 solido e liquido (misure effettuate in [1])**

### 3.3.1 Prove preliminari

Al fine di caratterizzare le sezioni di prova, sono state effettuati alcuni test preliminari sia in stazionario (per la valutazione delle dispersioni termiche) che in transitorio (per la verifica delle capacità termiche complessive). Queste ultime sono state delle vere prove sperimentali effettuate con la procedura descritta nel paragrafo precedente, ma con la vasca vuota. In tal modo il calore scambiato dopo il gradino è dovuto soltanto alle capacità termiche della sezione di prova e alle dispersioni attraverso la coibentazione (a loro volta dipendenti dalle condizioni esterne e dalle capacità termiche di altri componenti in contatto con la sezione di prova).

Chiamate  $T_v$  la temperatura della vasca e  $T_{amb}$  quella ambiente, dal fit dei dati sperimentali la potenza totale dispersa in condizioni stazionarie risulta circa

$$W_{disp} = 0.42(T_v - T_{amb}) \quad (54)$$

Per le prove in transitorio con la sola aria invece, la valutazione delle capacità termiche aggiuntive è ottenuta dal confronto degli andamenti sperimentali con i valori calcolati (come sarà descritto in seguito). Tale confronto ha confermato le capacità termiche riportate in Tabella 1, che erano state ottenute dalle dimensioni e dai pesi dei componenti.

### 3.3.2 Prove sperimentali

Sono state effettuate 165 prove sperimentali, di cui 96 col primo scambiatore e 69 col secondo, con le caratteristiche riassunte in Tabella 30 e riportata più estesamente in Appendice 1, Tabella 45. I gradini di temperatura sono generalmente simmetrici rispetto alla temperatura di cambiamento di fase del PCM utilizzato  $T_{pc}=46^\circ\text{C}$ . Essi sono definiti positivi quando si impone un improvviso aumento di temperatura (situazione di carico di calore nell'accumulo) con conseguente fusione del PCM, negativi se la temperatura diminuisce (scarico del calore accumulato) e il PCM solidifica. Sono inoltre state eseguite alcune prove asimmetriche rispetto ai  $46^\circ\text{C}$  ma sempre con fusione o solidificazione, e altre col gradino che non comprende  $T_{pc}=46^\circ\text{C}$  e quindi col PCM solido o liquido ma senza cambiamento di fase. Per permettere il confronto diretto delle prestazioni, gli stessi gradini sono stati utilizzati anche con la vasca con acqua o aria, dove ovviamente non si ha cambiamento di fase.

Alcune delle prove sono state ripetute in tempi diversi della campagna sperimentale per verificare la ripetibilità e l'assenza di effetti di invecchiamento del PCM con l'aumentare dei cicli termici.

**Tabella 30 – Matrice sperimentale**

Scambiatori: SDP-1= con tubi di rame; SDP-2= condotto piatto a microcanali			
Fluido per accumulo di calore: aria; acqua; PCM A46			
Portata dell'acqua primaria: $\dot{V}$ [kg/h]= 15, 30, 50, 70			
<b>Gradini di temperatura per i transitori</b>			
$\Delta T$ [°C]	$T_{in}$ [°C]	$T_{fin}$ [°C]	descrizione
10, 20, 30, 40	41, 36, 31, 26	51, 56, 61, 66	Simmetrica, salita di temp., fusione
-10, -20, -30, -40	51, 56, 61, 66	41, 36, 31, 26	Simmetrica, discesa di temp., solidificaz.
20, 30, 40	21, 31, 36, 41	61, 51, 66, 61	Asimmetrica in salita, fusione
-15, -20	56, 61	41, 41	Asimmetrica in discesa, solidificaz.
10, 15, -10	26, 31, 51, 66	41, 61, 66	Monofase, solido o liquido

Sono ora mostrati alcuni andamenti sperimentali delle temperature di ingresso e uscita dell'acqua primaria e della relativa potenza termica scambiata col l'accumulo. Sono mostrate solo alcune prove raggruppate in modo da fornire una prima visione indicativa sull'effetto di alcuni parametri.

Nelle tre figure 84, 85 e 86 si vede l'andamento, nei primi 300 s, con le due sezioni di prova e per due diversi gradini di temperatura (20 e  $40^\circ\text{C}$ , con una portata di acqua di 50 l/h. In Figura 84 i test sono con gli scambiatori nella vasca vuota, in Figura 85 immersi in acqua ed infine in Figura 86 nel PCM.

Si può vedere come con aria il transitorio è molto breve, con la potenza ceduta per poco più di 30 s per riscaldare la massa metallica degli scambiatori. C'è una piccola differenza tra gli scambiatori, essendo diverse le loro caratteristiche termiche, mentre i gradini più grandi provocano un picco di potenza maggiore, ma con tempi simili.

Con l'immersione in acqua (Figura 85) il transitorio di accumulo di calore dura molto di più mostra differenze maggiori tra le due sezioni di prova. Con la SDP-1 il picco iniziale è simile al precedente e quindi è dovuto soprattutto al riscaldamento del metallo, mentre dopo circa 20 s diventa predominante il riscaldamento della massa di acqua, che continua per molti minuti. Con la SDP-2 invece, data il migliore efficienza dello scambiatore, già durante il picco iniziale si vede il contributo del calore all'acqua, che poi continua con potenza maggiore per esaurirsi prima con il riscaldamento della massa di acqua (più rapido per la maggiore potenza e anche perché per questa SDP la massa d'acqua da scaldare è minore, come si vede in Tabella 29).

Infine con gli scambiatori immersi nel PCM (Figura 86) per entrambe le SDP il picco iniziale è dovuto soprattutto al metallo, mentre il contributo del PCM diventa comincia a distinguersi molto oltre 20 s nella SDP-1 e dopo i 10 s nella SDP-2. In seguito l'assorbimento di calore da parte del PCM è anche in questo caso maggiore per la SDP-2, e quindi il transitorio termina più rapidamente con la fusione completa. La migliore efficienza della SPD-2 permette anche di vedere la fase iniziale del cambiamento di fase, quando la fusione del PCM adiacente al metallo diminuisce il gradiente della  $T_u$  a partire dai 46°C. Il gradiente poi tende a riaumentare in quanto per la bassa conducibilità del PCM le parti più distanti dal metallo ricevono il calore molto più lentamente. Questo effetto era stato visto già con le configurazioni cilindriche [21] nei casi di miglioramento dell'efficienza con l'introduzione del contenitore anulare.

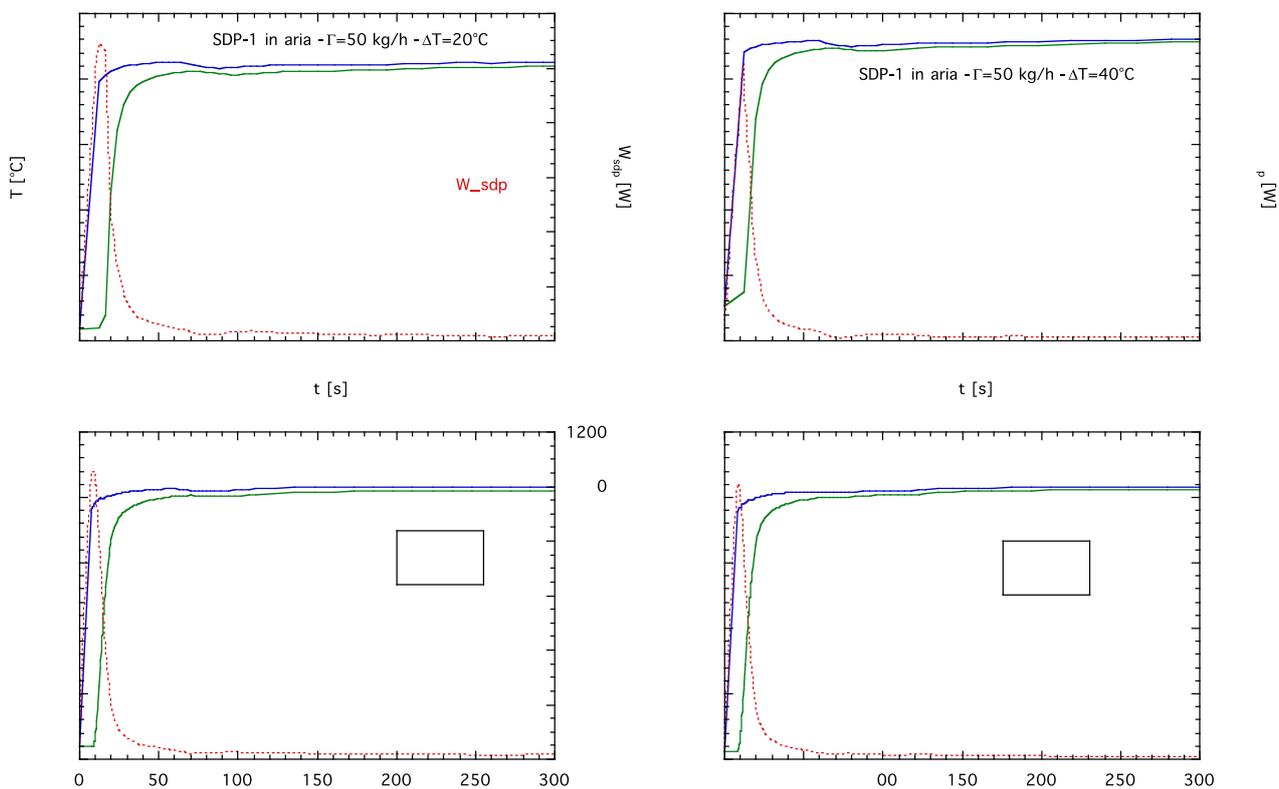
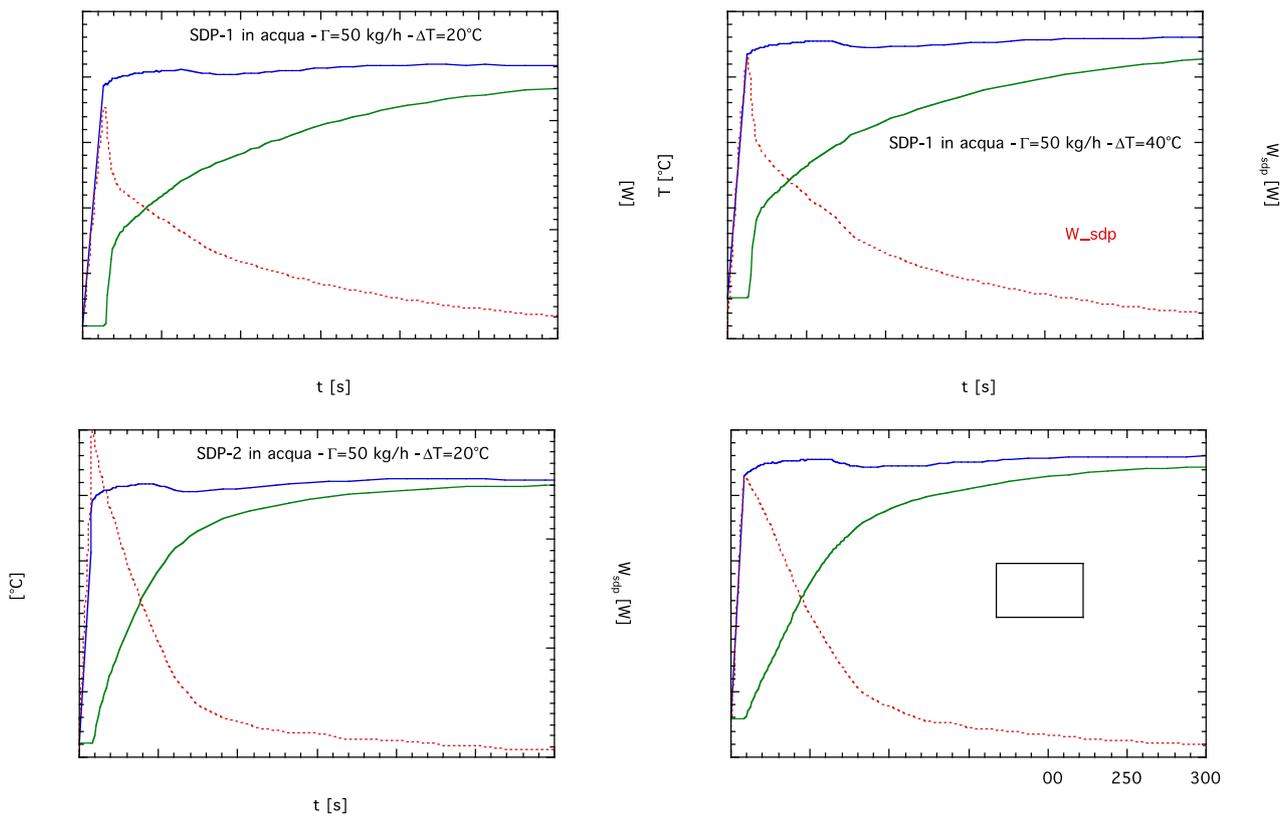
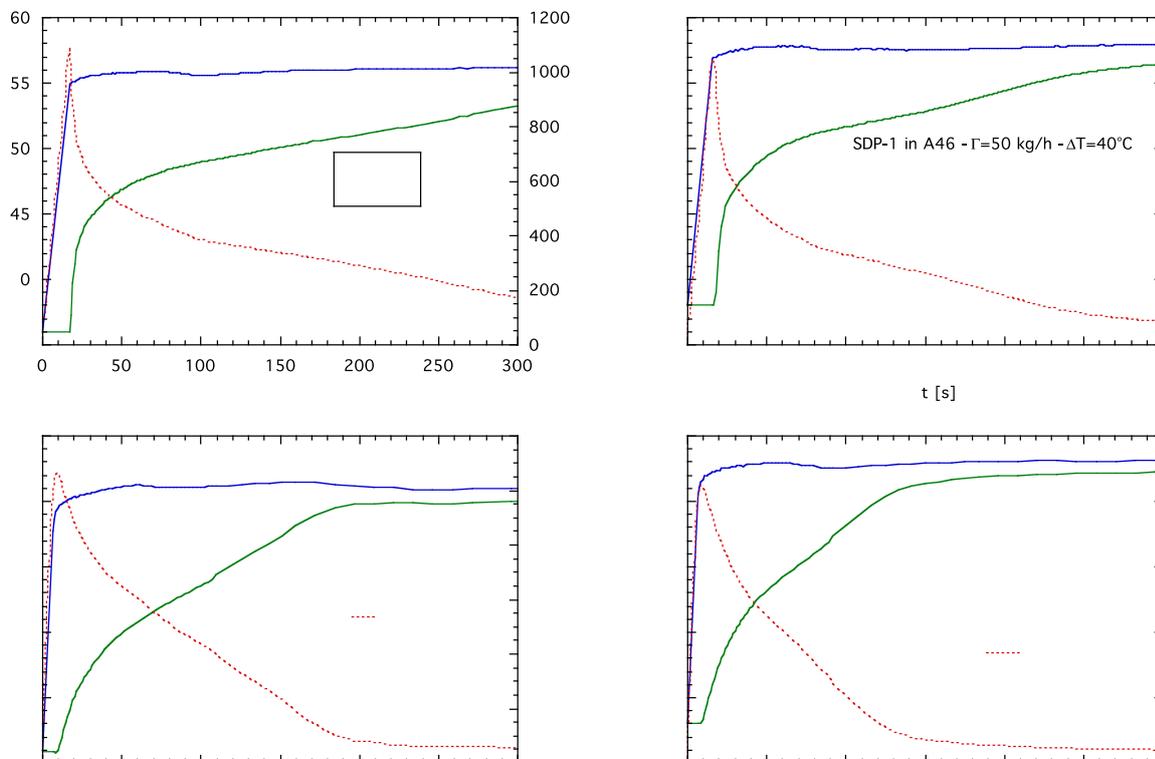


Figura 84 – Temperature e potenza sperimentali, scambiatore nella vasca vuota, gradini di 20°C e 40°C



**Figura 85 – Temperature e potenza sperimentali, scambiatore in acqua, gradini di  $20^\circ\text{C}$  e  $40^\circ\text{C}$**



**Figura 86 – Temperature e potenza sperimentali, scambiatore in PCM, gradini di  $20^\circ\text{C}$  e  $40^\circ\text{C}$**

Per le prove con il PCM in Figura 87 sono mostrati, per un tempo maggiore, gli andamenti per i precedenti gradini di 20°C confrontati con quelli di 10°C. L'effetto della fusione per il gradino più grande dopo i 46°C in questi grafici è molto più evidente per la SDP-2 rispetto alla SDP-1, perché, per quest'ultima il tempo di stabilizzazione della temperatura d'uscita dell'acqua dalla sezione di prova è superiore ai 400 s, contro i circa 200 secondi dell'altra. Per i gradini di 10°C invece l'accumulo di calore è molto più lento, in quanto un surriscaldamento di soli 5°C della parete è poco efficace nel provocare la fusione del PCM solido e quindi il calore continua ad essere assorbito per un tempo molto più lungo ma con potenza molto bassa.

Sempre per il PCM, in Figura 88 si vede l'effetto della portata di acqua primaria nello scambiatore, sempre per gradini di 20°C. Rispetto alle precedenti prove con  $\Gamma=50$  l/h, la diminuzione a 15 l/h provoca una notevole diminuzione della potenza scambiata e quindi un aumento del tempo di fusione completa. L'aumento a 70 l/h invece porta a un aumento della potenza, ma in misura non proporzionale all'aumento della portata.

Infine in Figura 89 si vede il confronto tra un gradino positivo (+30°C) e uno negativo (-30°C), per prove con le stesse temperature (31°C - 61°C) e con gli altri parametri uguali (SDP-1 con PCM, portata 30 kg/h). Inoltre per ciascun grafico sono riportate due prove effettuate in date diverse per la verifica della ripetibilità. In Figura 89a la seconda prova è stata effettuata dopo altre 22 prove e un tempo di 73 giorni, mentre le due di Figura 89b sono distanziate di 11 prove e 7 giorni. Si può vedere come le curve siano sovrapposte e che nel gradino inverso gli andamenti siano molto simili, confermando l'ottima ripetibilità dei test sperimentali.

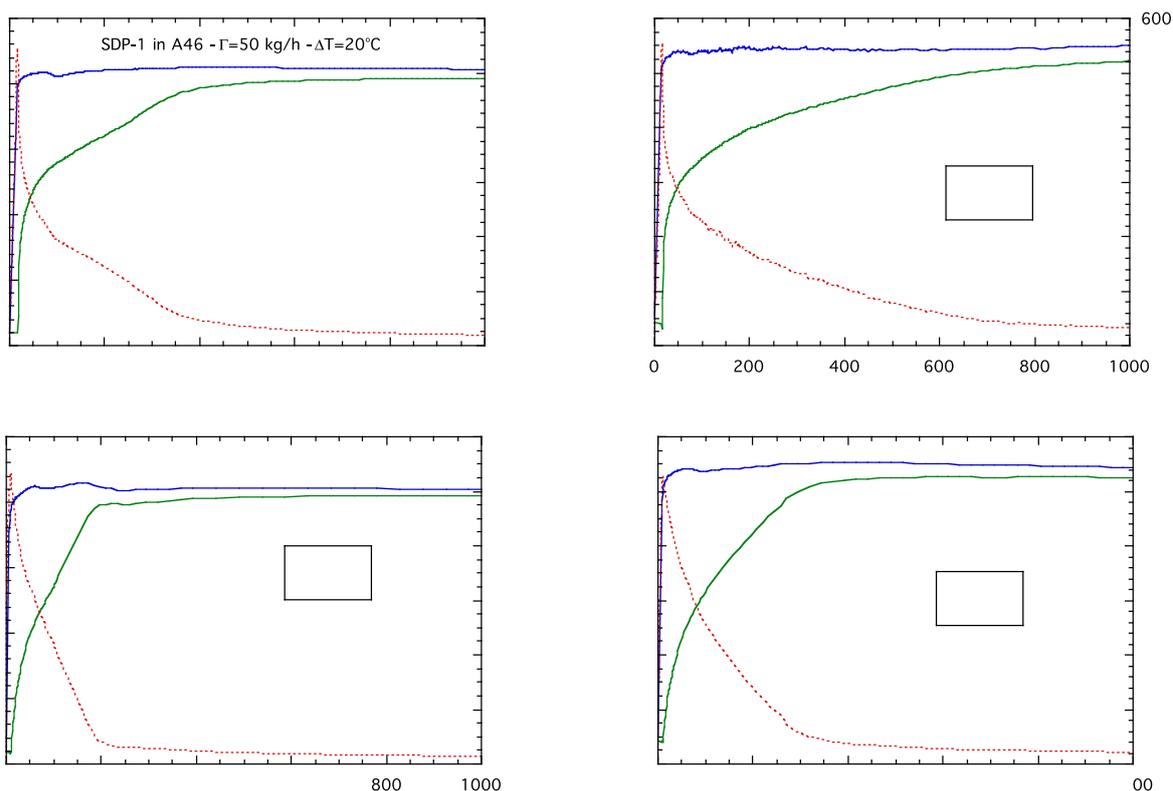


Figura 87 –Scambiatore in PCM, gradini di 20 e 10°C,

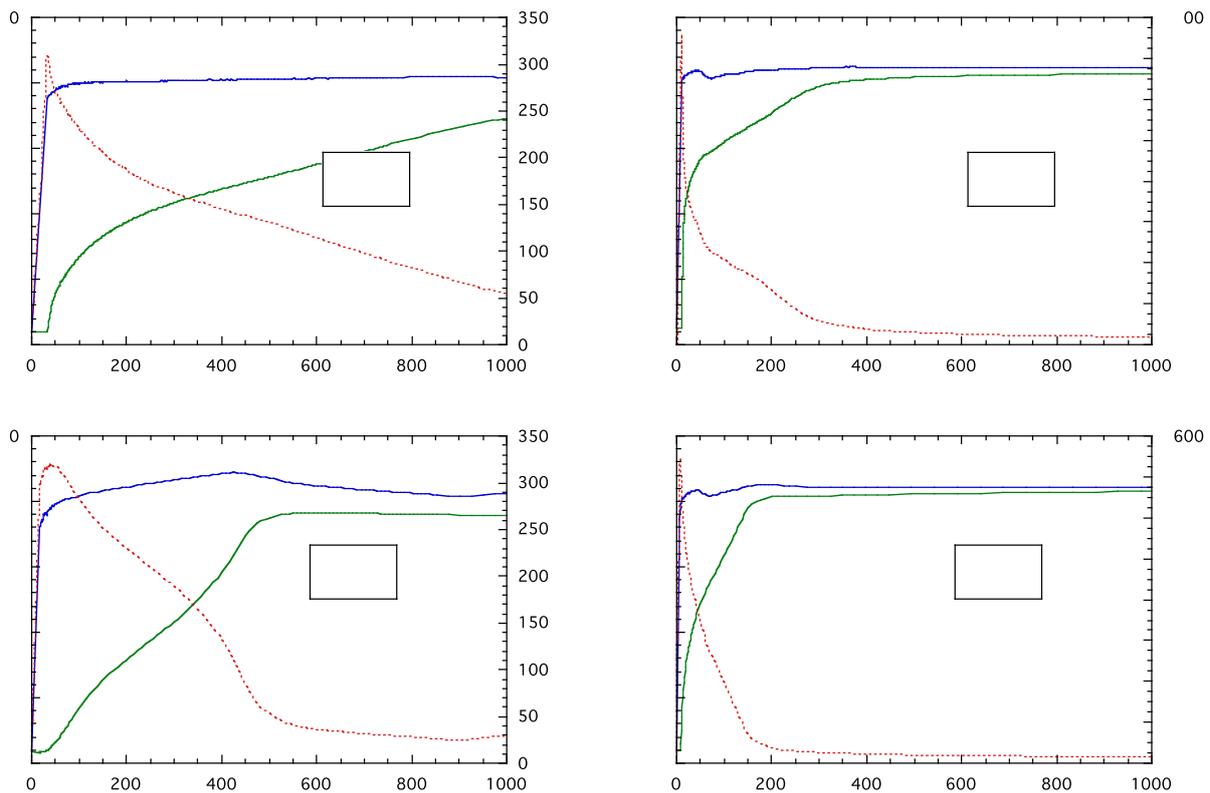
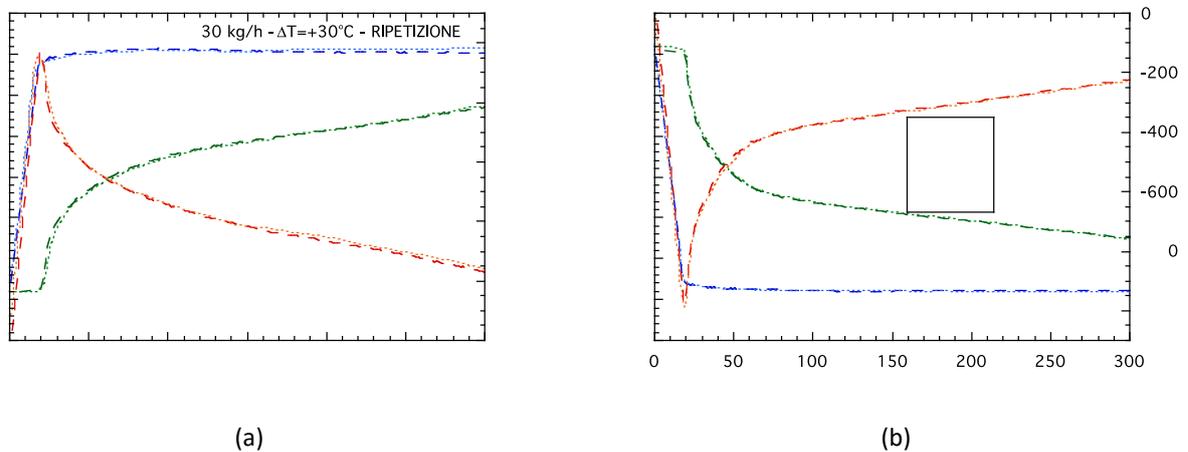


Figura 88 – Scambiatore in PCM, gradini di 20 °C e portate 15 e 70 kg/h



(a) (b)  
Figura 89 – Ripetibilità e confronto gradini in salita e discesa

### 3.3.3 Elaborazione dei dati sperimentali

L'andamento delle temperature del fluido primario e della potenza scambiata nel tempo, viste nel paragrafo precedente, danno un'informazione soprattutto qualitativa e non permettono la verifica delle prestazioni dell'accumulo nelle diverse configurazioni. Per avere un confronto diretto si devono considerare le quantità di energia accumulate ed anche il loro rapporto con quelle massime teoriche.

Definita la potenza sperimentale come quella fornita dall'acqua nel suo passaggio nella SDP, essa sarà positiva se l'acqua primaria si raffredda (e il PCM quindi si scalda)

$$W_{\text{tot}} = -\Gamma_w c_w (T_u - T_i) \quad (55)$$

e quindi l'energia totale ceduta dall'acqua primaria alla SDP sarà:

$$E_{\text{tot,exp}}(t) = \int_0^t W_{\text{tot}} dt \quad (56)$$

Dato che la potenza (55) è la somma di quella netta al PCM, quella dispersa (54) e quella assorbita dallo scambiatore e dal contenitore (dato che anch'essi cambiano temperatura):

$$W_{\text{tot}} = W_{\text{PCM}} + W_{\text{sc}} + W_{\text{cont}} + W_{\text{disp}} \quad (57)$$

per valutare l'energia al PCM bisogna considerare questi altri termini.

Oltre alla potenza dalla (55) e all'energia (56), un altro parametro molto rappresentativo dell'efficienza dell'accumulo è il suo rapporto, nel tempo, con l'energia massima teorica accumulabile. Infatti mentre l'energia totale nel tempo ci evidenzia la capacità di accumulo ma è dipendente dalla quantità di materiale nella SDP, il rapporto ci mostra la rapidità della risposta e permette il confronto tra le diverse configurazioni indipendentemente dalle dimensioni degli scambiatori e delle vaschette.

Dalle temperature della SDP a inizio e fine transitorio si ha che l'energia massima accumulabile nel PCM è data dalla somma del calore latente e di quello sensibile:

$$E_{\text{pc}} = M_{\text{PCM}} \lambda \text{sgn}(T_{\text{fin}} - T_{\text{in}}) \quad (58)$$

$$E_{\text{sp}} = M_{\text{PCM}} C_{\text{PCM}} (T_{\text{fin}} - T_{\text{in}}) \quad (59)$$

$$E_{\text{PCM,max}} = E_{\text{pc}} + E_{\text{sp}} \quad (60)$$

L'energia massima accumulata nelle masse dello scambiatore è:

$$E_{\text{sc,max}} = M_{\text{sc}} C_{\text{sc}} (T_{\text{fin}} - T_{\text{in}}) \quad (61)$$

Quindi dalla (57), tenendo conto delle (54), (60) e (61) l'energia massima teorica al tempo t è

$$E_{\text{tot,max}}(t) = E_{\text{PCM,max}} + E_{\text{sc,max}} + \int_0^t (W_{\text{cont}} + W_{\text{disp}}) dt \quad (62)$$

Nel caso di prove con riempimento di acqua o in aria, oppure per quelle con PCM senza cambiamento di fase ( $T_{\text{in}}$  e  $T_{\text{f}}$  entrambe minori o maggiori di  $T_{\text{pc}}$ ), sarà nullo il termine dato dalla (58).

Quindi il rapporto dell'energia col massimo teorico è dato dalle (56) e (62)

$$r_E = \frac{E_{\text{tot,exp}}(t)}{E_{\text{tot,max}}(t)} \quad (63)$$

Essendo diverse le masse di acqua o PCM nelle SDP-1 o SDP-2 (Tabella 29), per rendere confrontabili le prove nelle diverse configurazioni si useranno la potenza e l'energia specifiche definite come

$$W_{spec} = \frac{W_{tot}}{M}; E_{spec} = \frac{E_{tot,exp}}{M} \quad (64)$$

Nei seguenti grafici sono mostrati, per alcuni gruppi omogenei di prove, gli andamenti delle quattro variabili  $W_{spec}$ ,  $T_u$ ,  $E_{spec}$  e  $rE$ .

In Figura 90 si vede il confronto della potenza al variare della portata nei due scambiatori, entrambi immersi in PCM (figura a) o in acqua (figura b), per un gradino in ingresso di 40°C. Figura 91 riporta gli stessi grafici ma ne evidenzia la parte iniziale in cui avviene la variazione maggiore.

Nel primo scambiatore (SDP-1) all'inizio si nota per circa 2 s il picco dovuto al contributo aggiuntivo della potenza assorbita dal metallo. Terminato il riscaldamento delle pareti prevale lo scambio termico con il materiale esterno e quindi la potenza scende a valori più bassi e la curva si appiattisce. L'andamento è diverso nel secondo scambiatore che si dimostra più efficiente e lo scambio termico col materiale esterno continua a potenze poco inferiori di quelle col metallo. Il confronto tra PCM e acqua mostra che la potenza specifica ottenuta con la SDP-1 è maggiore col PCM solo per i primi 5-10 s, mentre con la SDP-2 si dispone di una potenza maggiore per un tempo molto più lungo. Se si considera invece la potenza specifica volumetrica, acqua e PCM si equivalgono dato che la densità del PCM liquido è circa il 20% minore dell'acqua.

La dipendenza dalla portata è praticamente lineare, dato che al diminuire della velocità nel condotto diminuisce lo spazio in cui l'acqua interna si raffredda e quindi anche il  $\Delta T$  medio tra acqua e parete, con conseguente diminuzione del flusso termico.

Se lo scambio è più efficiente la potenza sarà maggiore nelle prime fasi per poi diminuire a valori trascurabili in tempi più brevi, dato che si satura prima la capacità di accumulo (fusione e riscaldamento completo del materiale esterno). La coda di potenza dipende soprattutto dalle dispersioni e dal riscaldamento delle masse più distanti, soprattutto per le configurazioni meno efficienti (SDP-1 in PCM con portate basse).

La conclusione principale di questo confronto è che per quanto riguarda la potenza, a parità di peso il PCM riesce ad accumulare calore con potenza leggermente maggiore dell'acqua.

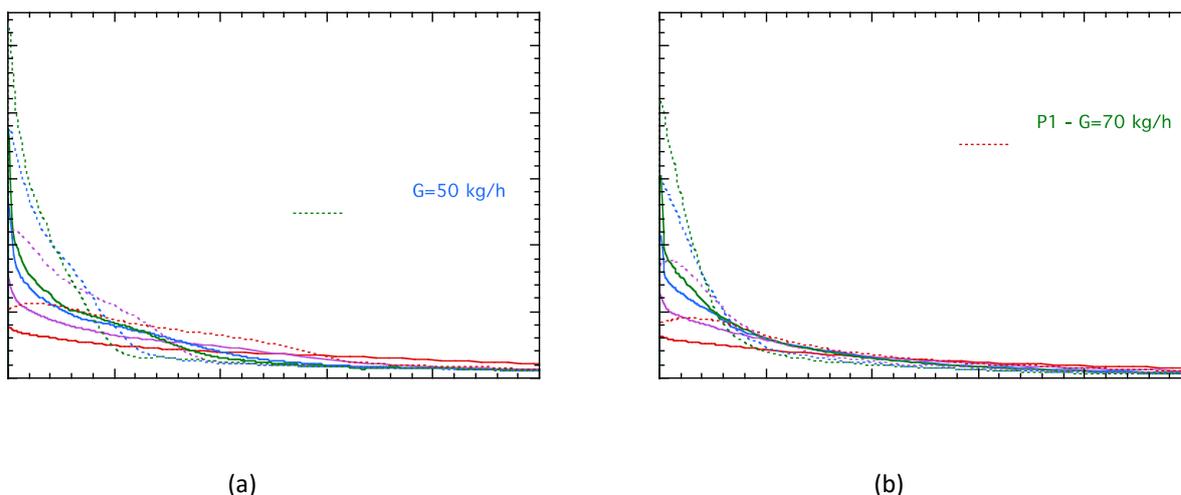


Figura 90 – Confronto della potenza per diverse portate nei due scambiatori in PCM e in acqua, primi 500 s

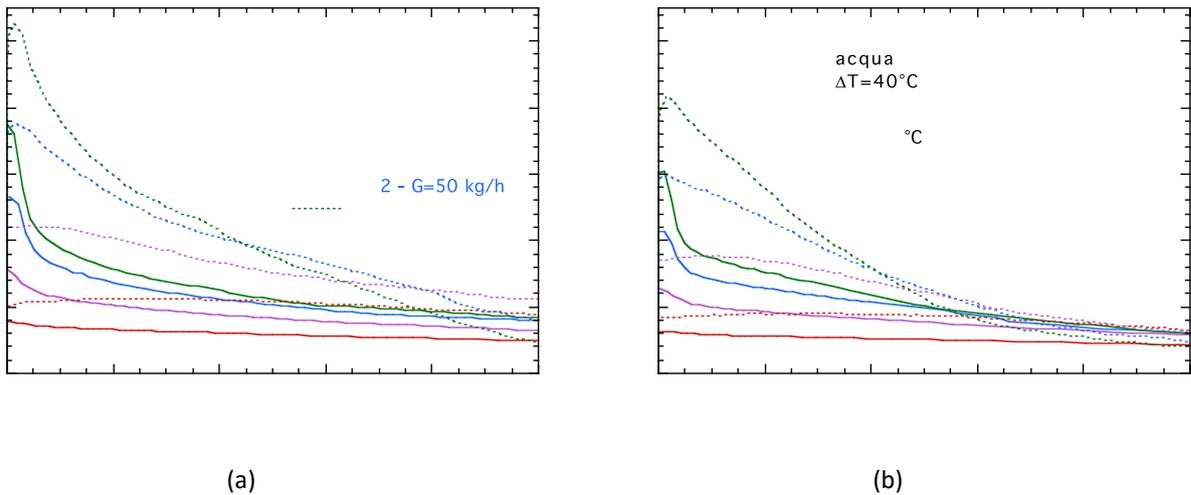


Figura 91 – Confronto della potenza per diverse portate nei due scambiatori in PCM e in acqua, primi 100 s

In Figura 92 e Figura 93 per gli stessi transitori sono mostrate l'energia totale accumulata e il suo rapporto con quella massima teorica. L'energia accumulata dal PCM è chiaramente maggiore dell'acqua a causa del contributo del calore latente (che con  $\Delta T=40^\circ\text{C}$  non viene compensato dal maggior calore sensibile dell'acqua), e nonostante la maggior efficienza con cui questa energia viene accumulata nell'acqua, come si vede da Figura 93. Se si guarda il valore normalizzato con il massimo teorico  $r_E$ , si vede che per il PCM la SDP-2 è molto più efficiente, riuscendo ad accumulare 100 s il 70% del massimo disponibile se la portata è alta, ed anche per portate basse la salita è molto più rapida. Con l'acqua la differenza tra i due scambiatori è meno evidente soprattutto all'aumentare del tempo mentre è maggiore la dipendenza dalla portata interna. Questo è spiegato dal contributo della convezione naturale nella vasca, che provoca sia l'aumento del coefficiente di scambio termico con lo scambiatore, sia un maggior salto termico per il rimescolamento. Col PCM invece, dopo la fusione dello strato vicino al metallo, la bassa conducibilità ritarda il passaggio di calore alle zone più distanti dalle alette, e quindi la miglior geometria del secondo scambiatore continua a mantenere una maggiore efficienza anche per tempi lunghi. Per quanto riguarda la portata interna, nella SPD-2 con PCM la differenza si annulla dopo circa 300 s, quando la maggior parte del PCM è fuso e la potenza si è ormai quasi azzerata. Invece l'aumento di portata continua a migliorare l'efficienza anche per tempi lunghi sia con la SPD-1 in PCM, sia con entrambe in acqua.

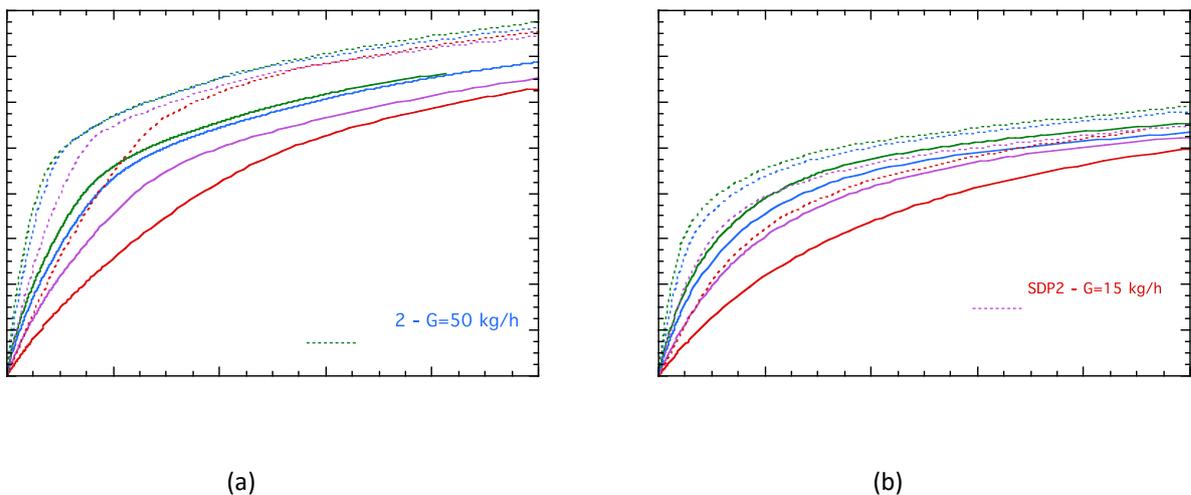
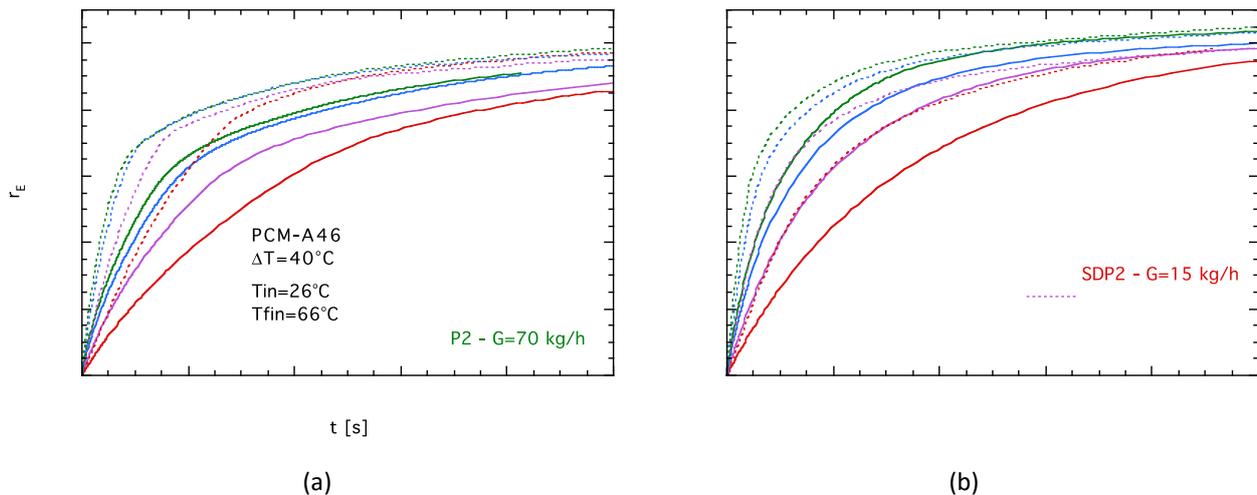


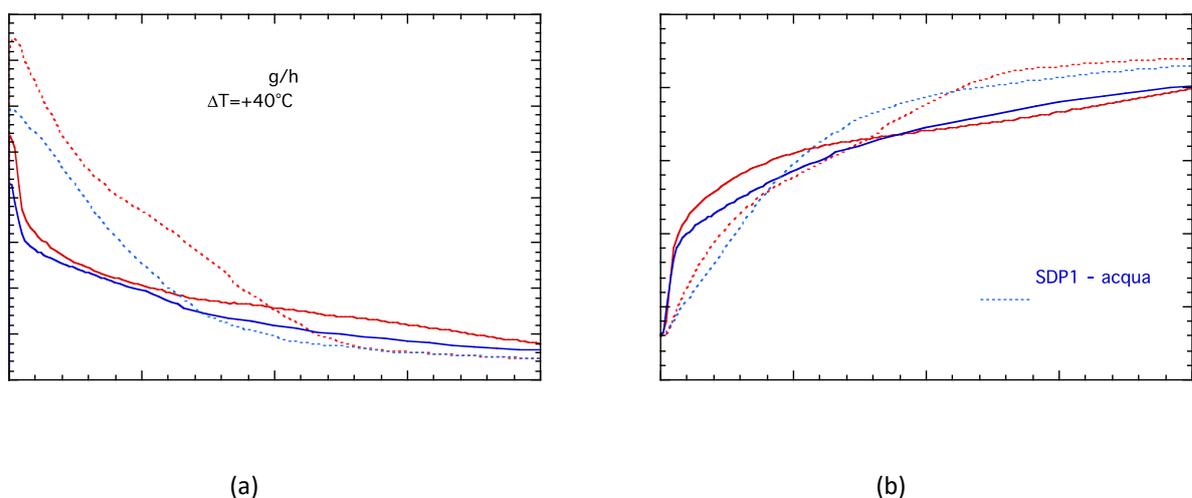
Figura 92 – Confronto dell'energia specifica per diverse portate nei due scambiatori in PCM o in acqua



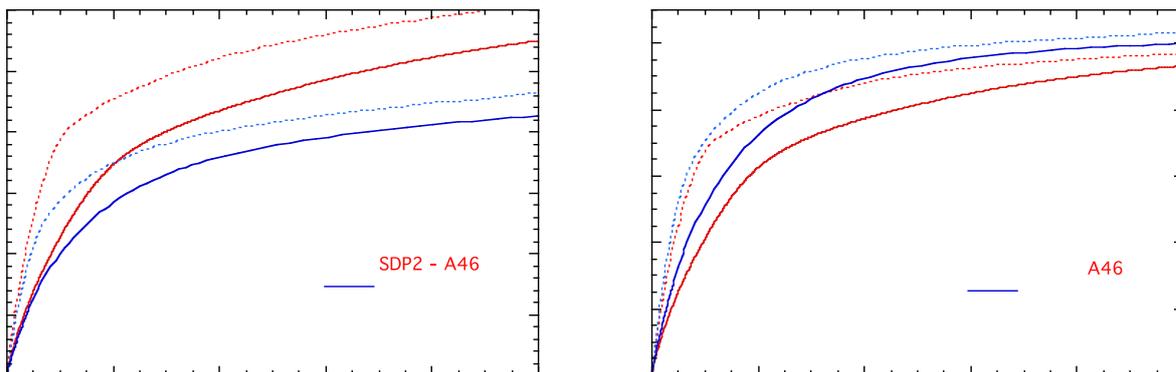
**Figura 93 – Confronto di  $r_E$  per diverse portate nei due scambiatori in PCM o in acqua**

In Figura 94a è mostrata la potenza accumulata (nei primi 100 e 500 s) dai due scambiatori immersi nei tre materiali (PCM, acqua e aria) con un gradino di 40°C sul primario. Si vede che nella SDP-1 dopo il picco dovuto alla massa metallica scende rapidamente a 1500 W/kg e poi continua più lentamente, mentre la SDP-2 ha una diminuzione più lineare. Inoltre con la SDP-1 il PCM ha prestazioni leggermente migliori dell’acqua, mentre la differenza è molto più evidente con la SDP-2. Un altro parametro molto importante per il confronto delle efficienze è la temperatura di uscita dell’acqua primaria, cioè il salto termico fornito dall’accumulo. In Figura 94b si vede che con il secondo scambiatore questa temperatura cresce più lentamente, per cui la potenza viene accumulata o restituita a condizioni molto più utili all’utenza.

Vedendo l’energia accumulata in Figura 95a si confermano le migliori prestazioni del PCM rispetto all’acqua e, per entrambi i fluidi, la maggior efficienza della SDP-2. Dalla Figura 95b il secondo scambiatore si conferma più performante, con l’energia accumulata che si avvicina a quella massima più rapidamente rispetto alla SDP-1, mentre il PCM mostra un ritardo maggiore rispetto all’acqua. Dato che la temperatura finale è alta rispetto all’ambiente, le dispersioni provocano un lento aumento di  $r_E$  anche dopo il completo riscaldamento del materiale di accumulo portando anche a  $r_E > 1$  per tempi molto lunghi.

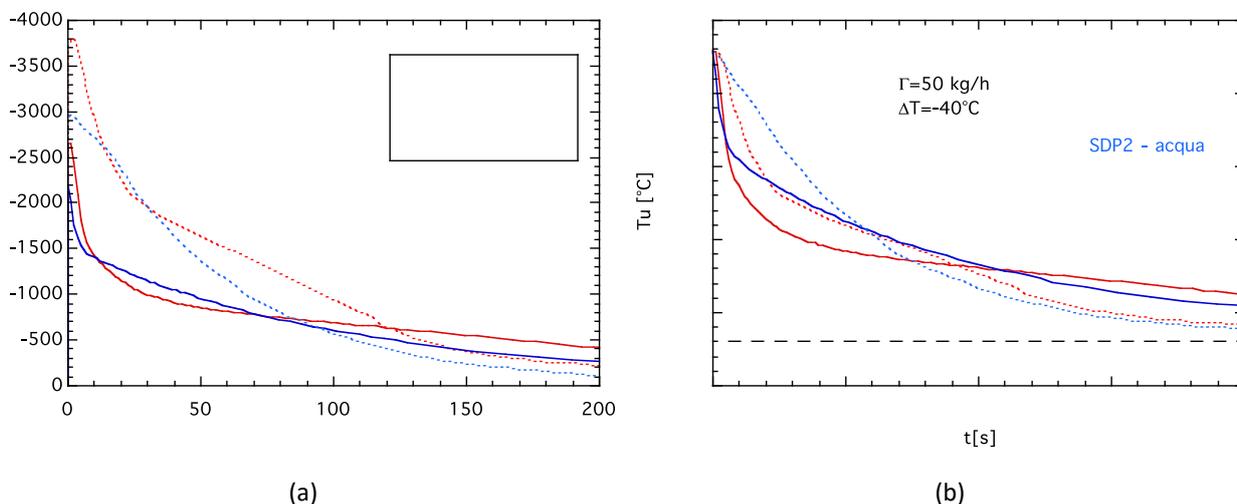


**Figura 94 – Confronto della potenza e della temperatura di uscita nei due scambiatori in diversi materiali e con stessa portata e  $\Delta T = +40^\circ\text{C}$**

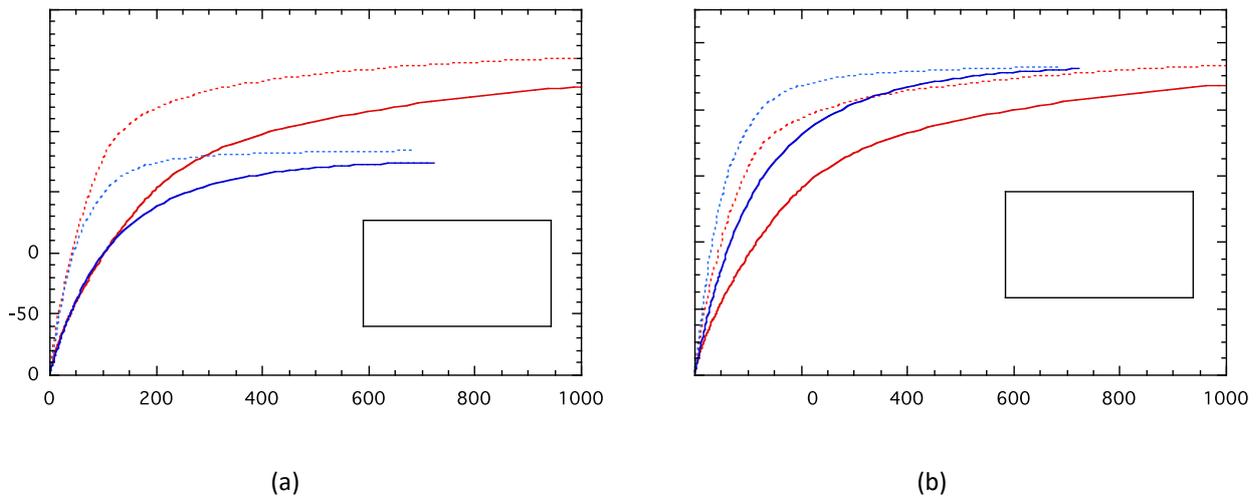


(a) (b)  
**Figura 95 – Confronto di energia e  $r_E$  nei due scambiatori in diversi materiali e con stessa portata e  $\Delta T=+40^\circ C$**

In Figura 96 e Figura 97 sono riportate prove equivalenti alle due figure precedenti, ma per gradini in discesa (da  $66^\circ C$  a  $26^\circ C$ ), cioè nella fase di scarico in cui è l'accumulo a fornire calore all'acqua del primario. Dal confronto rispettivamente con Figura 94 e Figura 95 si vede che il comportamento in raffreddamento è quasi identico per l'acqua, mentre con entrambi gli scambiatori nel PCM si ha un peggioramento abbastanza evidente nei primi 60 s, sia come minore potenza ed energia, sia per la temperatura in uscita. In Figura 97b si nota che  $r_E$  resta sempre minore di 1, dato che in questo caso la potenza dispersa tende a zero (la temperatura finale di  $26^\circ C$  è molto vicina a quella ambiente). Questo confronto dimostra che mentre per l'acqua il comportamento è perfettamente reversibile, con il PCM si ha un effetto di isteresi nel cambiamento di fase, con una minore efficienza nella fase di solidificazione.

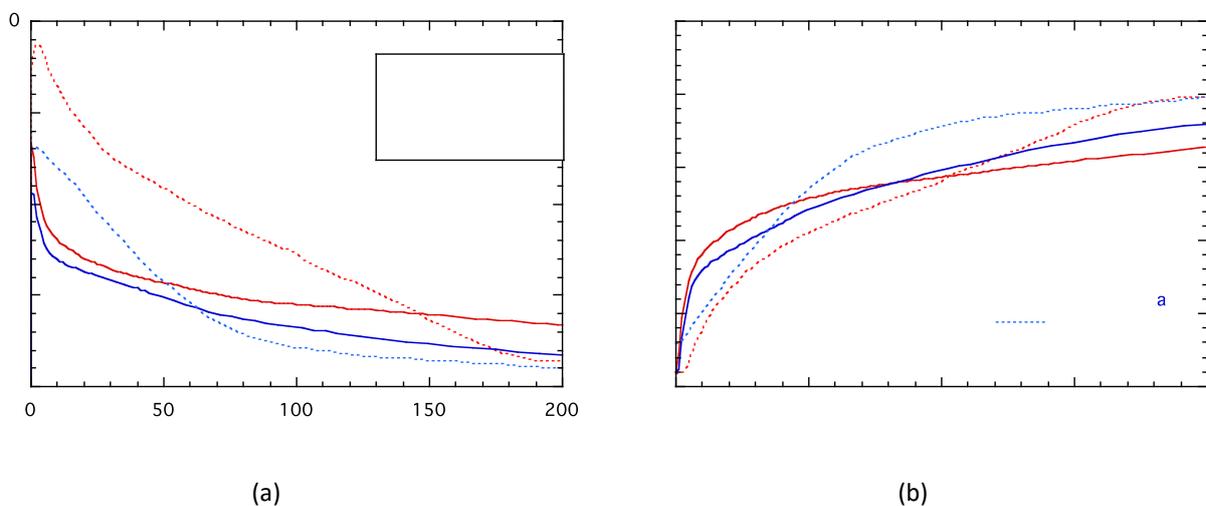


(a) (b)  
**Figura 96 – Confronto della potenza e della temperatura di uscita nei due scambiatori in diversi materiali e con stessa portata e  $\Delta T=-40^\circ C$**



**Figura 97 – Confronto di energia e  $r_E$  nei due scambiatori in diversi materiali e con stessa portata e  $\Delta T = -40^\circ\text{C}$**

Infine in Figura 98 e Figura 99 sono mostrati gli andamenti di  $W_{tot}$ ,  $E$  e  $r_E$  per transistori con salto di temperatura minore ( $\Delta T = 20^\circ\text{C}$ ). In questo caso con un  $\Delta T$  dimezzato l'acqua può disporre di metà del calore sensibile mentre con il PCM si continua a sfruttare tutto il calore latente, per cui sarebbe prevedibile che le prestazioni del PCM migliorassero molto rispetto all'acqua. Dal confronto di Figura 98 con Figura 94 si vede che questo accade in modo evidente con la SDP-2, mentre con il primo scambiatore l'effetto è molto minore soprattutto nella parte iniziale. Questo si vede ancora meglio dal confronto di Figura 99a con Figura 95a, dove l'energia totale al PCM è molto maggiore di quella all'acqua a causa della maggiore diminuzione dell'accumulo in quest'ultima, probabilmente per una maggiore limitazione della convezione naturale. Infatti la diminuzione del salto di temperatura ha due effetti contrapposti: da una parte dovrebbe aumentare il vantaggio del PCM per la diminuzione del calore sensibile dell'acqua, dall'altra la configurazione con PCM rende più difficile la fusione degli strati più distanti dal metallo scaldante e quindi nella SDP-1 aumenta maggiormente il ritardo nella risposta, mentre con l'acqua diminuisce la convezione naturale soprattutto nella SDP-2 dove il tubo piatto rende più difficile il movimento dell'acqua. Dal confronto delle  $r_E$  di Figura 99b e Figura 95b si nota che la diminuzione l'efficienza nell'accumulo, al diminuire del  $\Delta T$  disponibile, si ha soprattutto con il PCM, mentre con la SDP-1 in acqua l'effetto è trascurabile.



**Figura 98 – Confronto della potenza e della temperatura di uscita nei due scambiatori in diversi materiali e con stessa portata e  $\Delta T = +20^\circ\text{C}$**

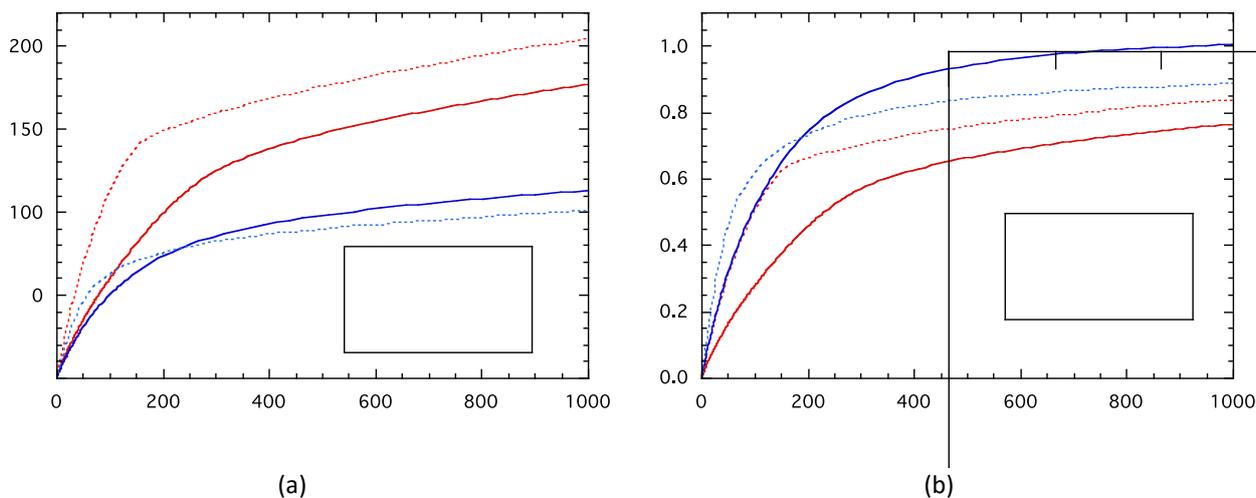


Figura 99 – Confronto di energia e  $r_e$  nei due scambiatori, in diversi materiali e con stessa portata e  $\Delta T=+20^{\circ}C$

Un ultimo interessante confronto di queste grandezze è con la diminuzione della portata (figure da 100 a 103). Passando da 50 a 15 kg/h, confrontando Figura 100 e Figura 101 rispettivamente con Figura 94 e Figura 95 si nota che la fase iniziale utile, con temperatura minore e potenza ancora alta, è molto più duratura anche se la potenza in valore assoluto è minore. Il passaggio a un gradino di metà ampiezza porta conseguenze simili a quelle descritte in precedenza per la portata maggiore, confermando quindi che la variazione dipende soprattutto dal comportamento del materiale esterno (minore convezione naturale per l'acqua, minore "driving force" per il cambio di fase del PCM).

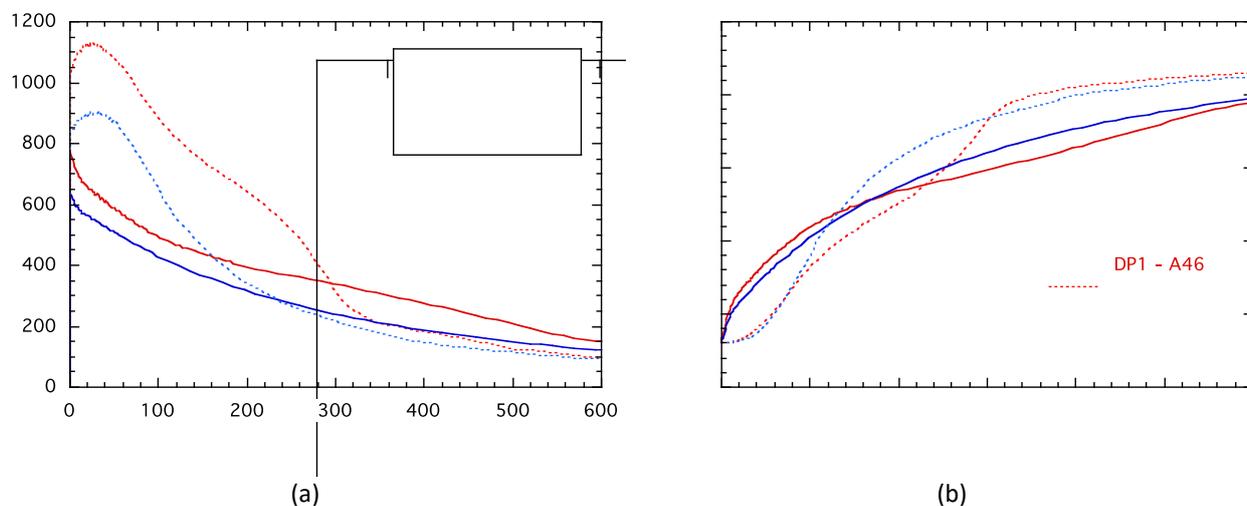
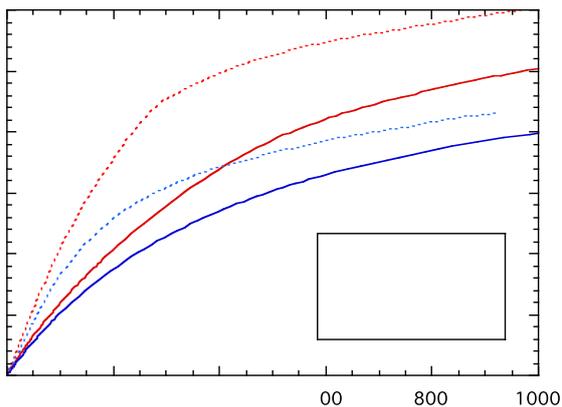
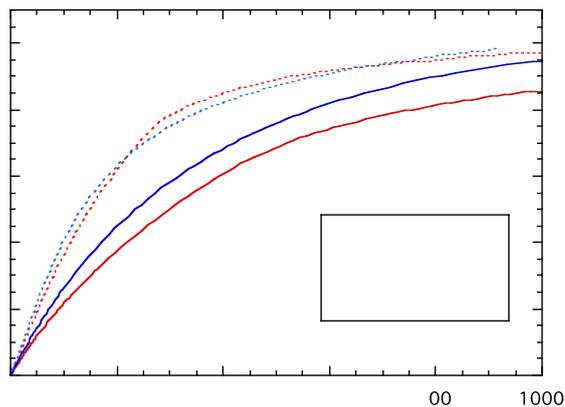


Figura 100 – Confronto della potenza e della temperatura di uscita nei due scambiatori in diversi materiali e con stessa portata  $G=15\text{ kg/h}$  e  $\Delta T=+40^{\circ}C$

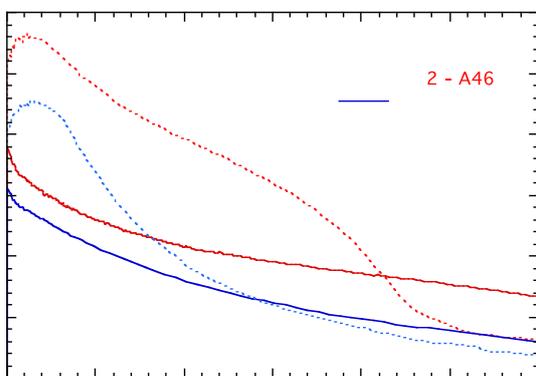


(a)

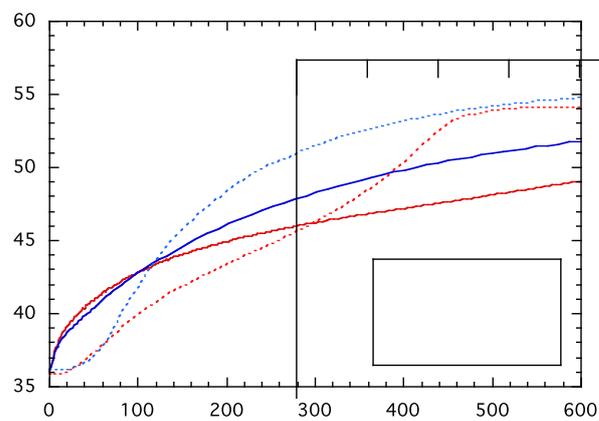


(b)

**Figura 101 – Confronto di energia e  $r_E$  nei due scambiatori, in diversi materiali e con stessa portata e  $\Delta T=+40^\circ\text{C}$**

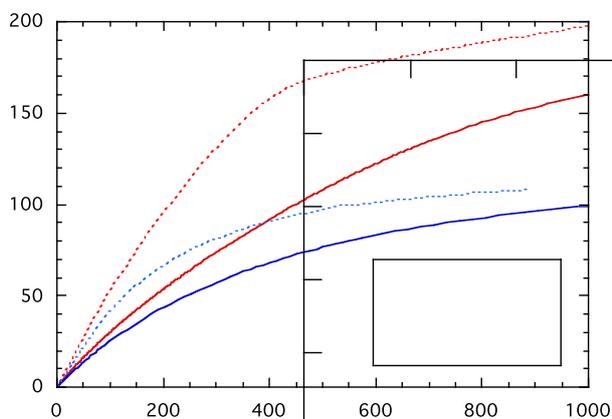


(a)

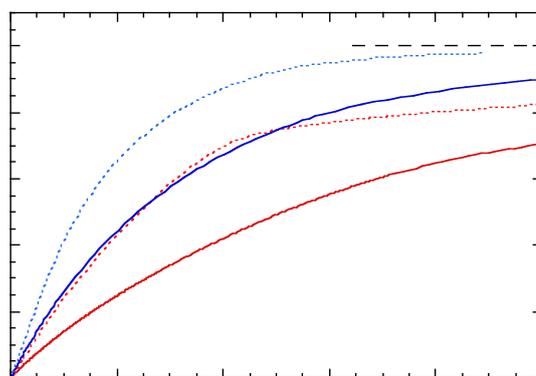


(b)

**Figura 102 – Confronto della potenza e della temperatura di uscita nei due scambiatori in diversi materiali e con stessa portata  $G=15\text{ kg/h}$  e  $\Delta T=+20^\circ\text{C}$**



(a)



(b)

**Figura 103 – Confronto di energia e  $r_E$  nei due scambiatori, in diversi materiali e con stessa portata e  $\Delta T=+20^\circ\text{C}$**

Nelle figure da 105 a 107 sono mostrate a titolo di esempio anche alcune foto del PCM in diversi istanti durante la fusione, indicati dai numeri nei due grafici di  $E$  e  $r_E$  in Figura 104 . Si può notare come la quantità di PCM ancora allo stato solido sia la causa della frazione di energia non ancora accumulata rispetto a quella massima teorica (Figura 104b)

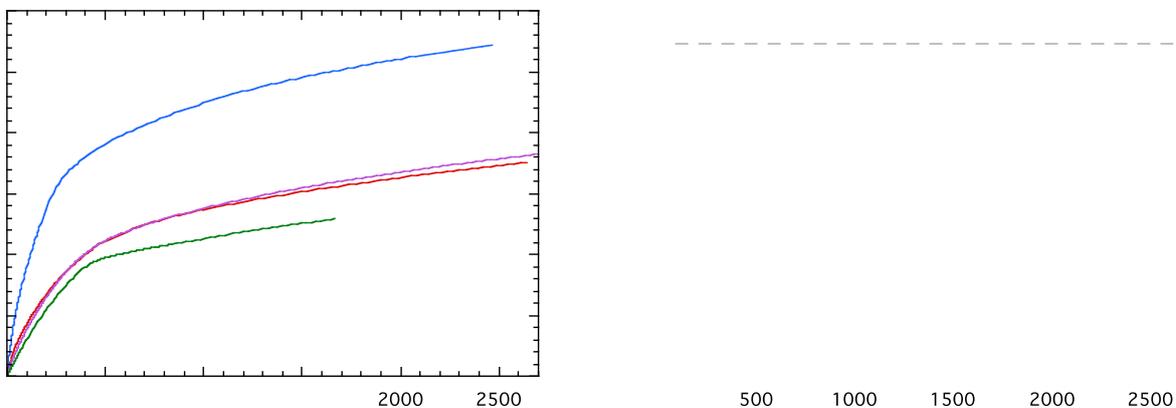


Figura 104 – Andamento di energia e  $r_E$  nelle prove mostrate nelle immagini che seguono. I numeri indicano gli istanti in cui sono state ottenute le foto, come riportato nelle rispettive didascalie

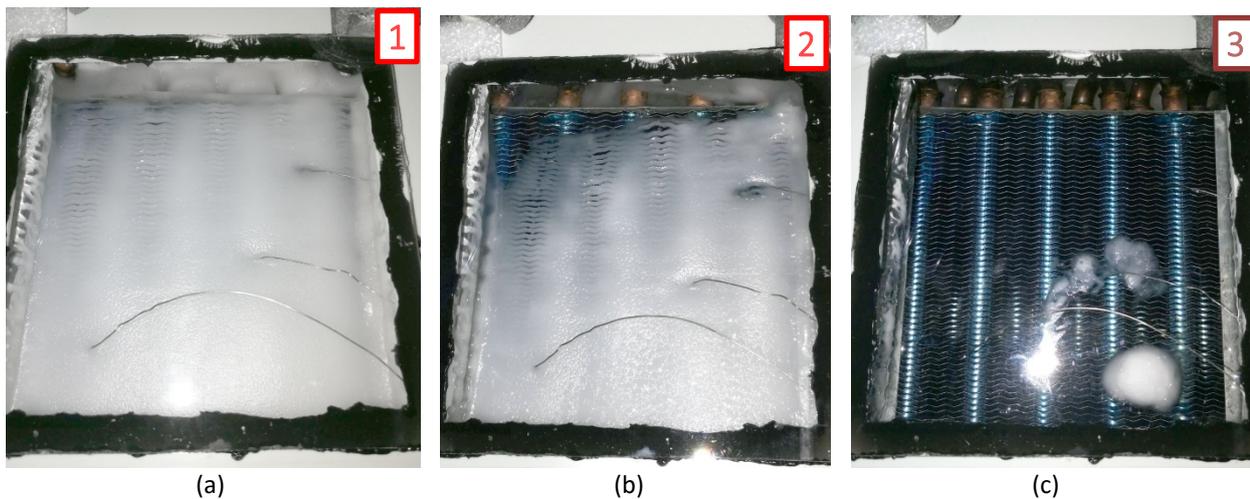


Figura 105 – PCM durante la fusione nella SDP-1: a,b) T da 31°C a 51°C con G=50 kg/h, t=1090s e 2458s (punti 1 e 2); c) T da 36°C a 56°C con G=30 kg/h, t=2580s (punto 3)

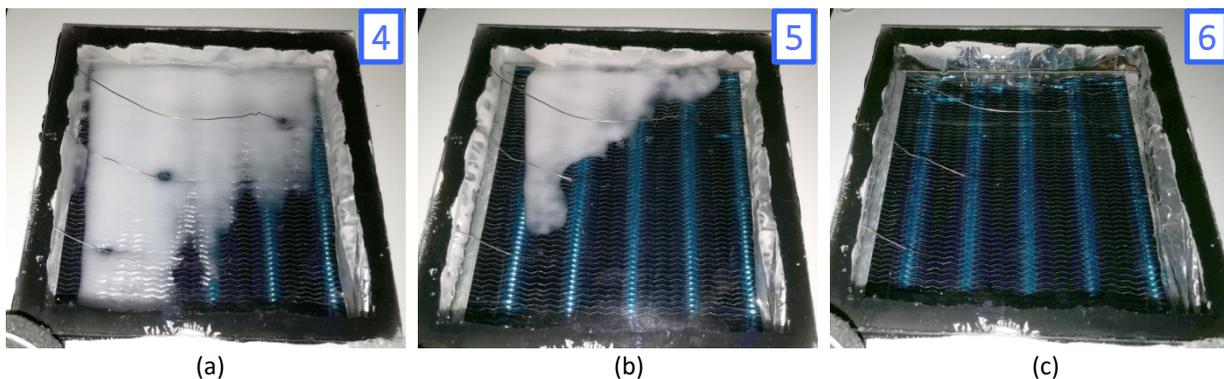


Figura 106 – PCM durante la fusione nella SDP-1: T da 21°C a 61°C con G=50 kg/h - a) t=525s (punto 4); b) t=777s (punto 5); c) t=1768s (punto 6)

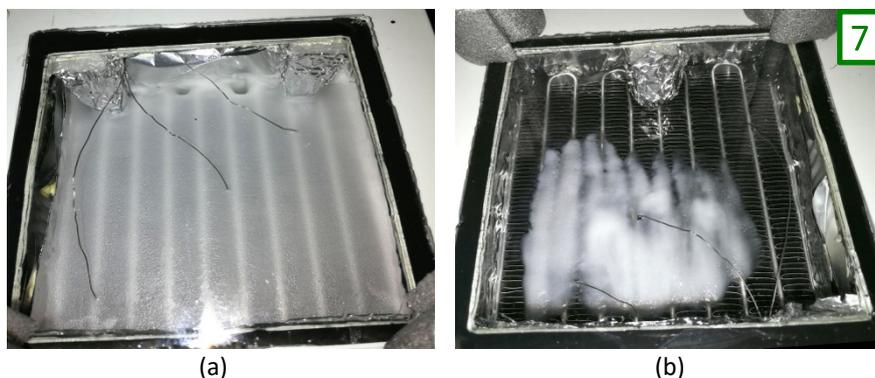


Figura 107 – PCM prima e durante la fusione nella SDP-2: T da 36°C a 56°C con G=15 kg/h – a) t=0; b) t=1671s (punto 7)

Per evidenziare ulteriormente le differenze di prestazioni, si mostrano i dati sperimentali a tutte le portate in funzione del salto di temperatura in ingresso, “fotografati” in due istanti, 10 s e 120 s, dove il primo è caratterizzato da una grande potenza mentre nel secondo il calore accumulato comincia a essere consistente.

Per quanto riguarda il rapporto  $r_E$  tra l’energia accumulata e quella massima disponibile, da Figura 108 e Figura 109 si vede che con l’acqua esso è quasi indipendente dal salto di temperatura, mentre dipende fortemente dalla portata (migliora all’aumentare di essa) ed è molto migliore con la SDP-2. Con l’A46 invece anche il  $\Delta T$  diventa importante in quanto una temperatura finale più distante dalla  $T_{pc}$  favorisce l’utilizzo del calore latente.

Se però si considera la quantità di calore accumulato (o ceduto), Figura 110 e Figura 111, la dipendenza dal  $\Delta T$  diventa simile tra acqua e PCM, in quanto nel PCM il peggioramento delle prestazioni ai valori più vicini allo zero è compensato dal maggiore calore disponibile (sensibile + latente).

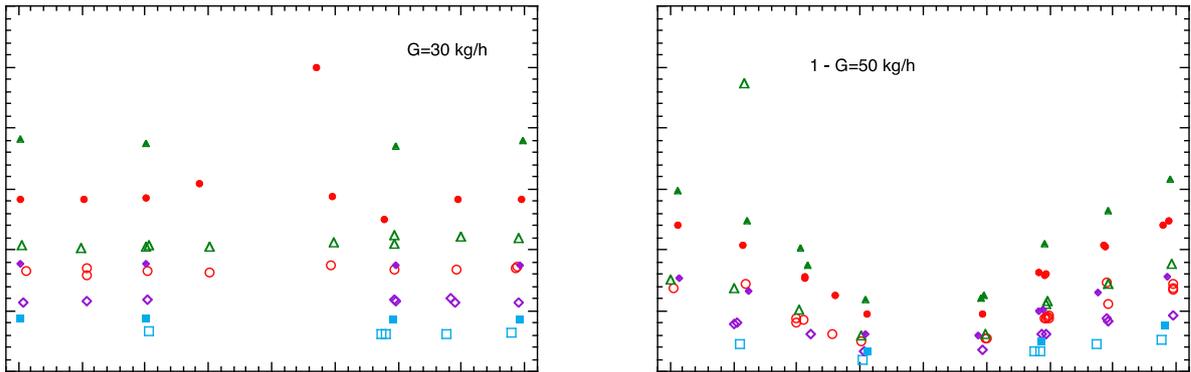


Figura 108 –  $r_E$  in funzione del  $\Delta T$  nei due scambiatori, a diverse portate e  $t=10$  s

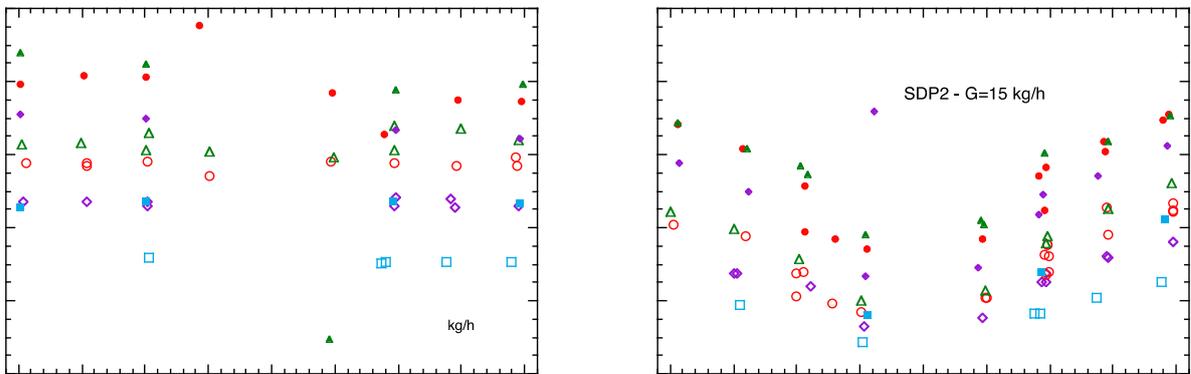


Figura 109 –  $r_E$  in funzione del  $\Delta T$  nei due scambiatori, a diverse portate e  $t=120$  s

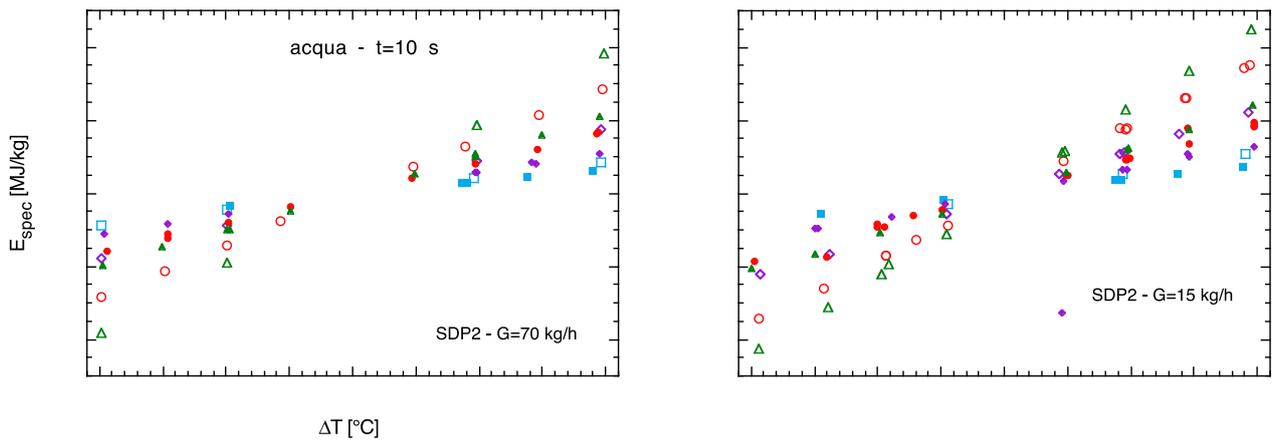
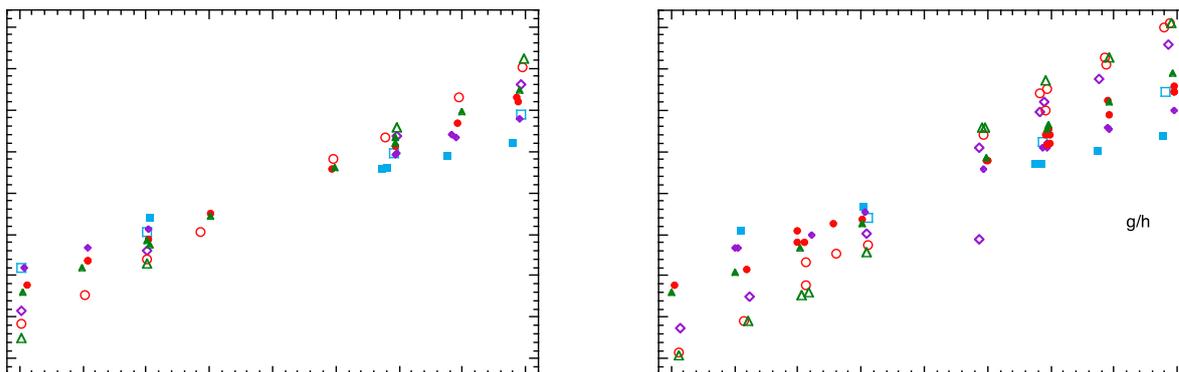


Figura 110 – Energia specifica in funzione del  $\Delta T$  nei due scambiatori, a diverse portate e  $t=10$  s



**Figura 111 – Energia specifica in funzione del  $\Delta T$  nei due scambiatori, a diverse portate e  $t=120$  s**

Le indicazioni più importanti che si possono ricavare dalla precedente analisi delle prove sperimentali sono che la convenienza dell'accumulo con PCM rispetto all'acqua tenderebbe a crescere al diminuire del salto di temperatura nel primario, ma è condizionato anche da altri fattori. Purtroppo infatti la riduzione del salto di temperatura oltre la  $T_{pc}$  diminuisce la "driving force" per il cambiamento di fase (in molti PCM con struttura non cristallina il cambiamento di fase avviene in un intervallo di temperatura, come mostrato in Figura 83) e quindi aumenta il ritardo nella risposta del PCM, aggravando l'effetto della bassa conducibilità termica. Questo diminuisce quella che possiamo considerare la "fase utile", quando cioè l'accumulo genera nella temperatura nel primario una variazione sufficiente, in quanto questa variazione ha quasi sempre un limite inferiore imposto dall'utilizzatore. Infatti nella fase di scarico, ad esempio, se il riscaldamento è troppo basso, l'accumulo non può essere usato per sostituire momentaneamente la fonte di calore principale, ma solo per preriscaldarne il fluido primario in ingresso.

Per limitare il peso di questi fattori negativi è molto importante la scelta di uno scambiatore efficiente soprattutto nella geometria lato PCM, in quanto con una geometria più efficiente si diminuiscono gli spessori di PCM e si aumenta la superficie di scambio termico, e quindi se ne favorisce il cambiamento di fase anche a  $\Delta T$  minori.

La scelta del PCM quindi è indicata se tra le fasi di eccesso di energia e quelle di richiesta dall'accumulo, le temperature del primario non differiscono molto e sono nell'intorno della temperatura di cambiamento di fase. Una buona soluzione è quella di più scambiatori alettati immersi nel PCM, per i quali la possibilità offerte dall'impacchettamento e dalla distribuzione del flusso (in serie e parallelo) dovrebbe permettere di ottenere una buona uniformità della temperatura nella massa di PCM e una variazione sufficiente tra ingresso e uscita del liquido primario. Per una valutazione quantitativa di tali soluzioni sarà utilizzata una simulazione numerica che, dopo essere stata validata con i precedenti dati, potrà permettere di calcolare le prestazioni dei sistemi di accumulo composti da più scambiatori.

### 3.4 Simulazione numerica del sistema

Per una scelta preliminare tra le diverse soluzioni da confrontare per i serbatoi di accumulo, si ha la necessità di disporre di uno strumento di calcolo che in tempi brevi permetta di valutare, anche se in maniera approssimata, il miglioramento indotto dal PCM rispetto all'accumulo tradizionale. Si è impostata quindi una simulazione alle differenze finite che, oltre alla possibilità di agire in modo semplice sui vari parametri fisici e geometrici, permette di confrontare molto rapidamente il modello con i risultati sperimentali riportati nei paragrafi precedenti. Inoltre tale simulazione può essere inserita come componente nel programma per la simulazione dell'intero ciclo, sviluppato nella precedente annualità [24]. Considerando che gli scambiatori testati nell'attività sperimentale sono costituiti da un condotto alettato all'esterno e immerso in un volume di PCM, il sistema può essere approssimato come lo sviluppo rettilineo del condotto, circondato da uno spessore di PCM tale da avere un volume pari a quello del PCM sommato a quello delle alette. Anche le proprietà fisiche saranno la media pesata tra i due componenti, il PCM e le

alette (di alluminio nei due casi sperimentali). La simulazione si riduce quindi a un tubo con la parete di un materiale e circondato da un altro materiale, con condizioni al contorno la temperatura e portata dell'acqua in ingresso al tubo e la temperatura ambiente (da cui dipende la potenza dispersa). In Figura 112 è mostrata la schematizzazione utilizzata.

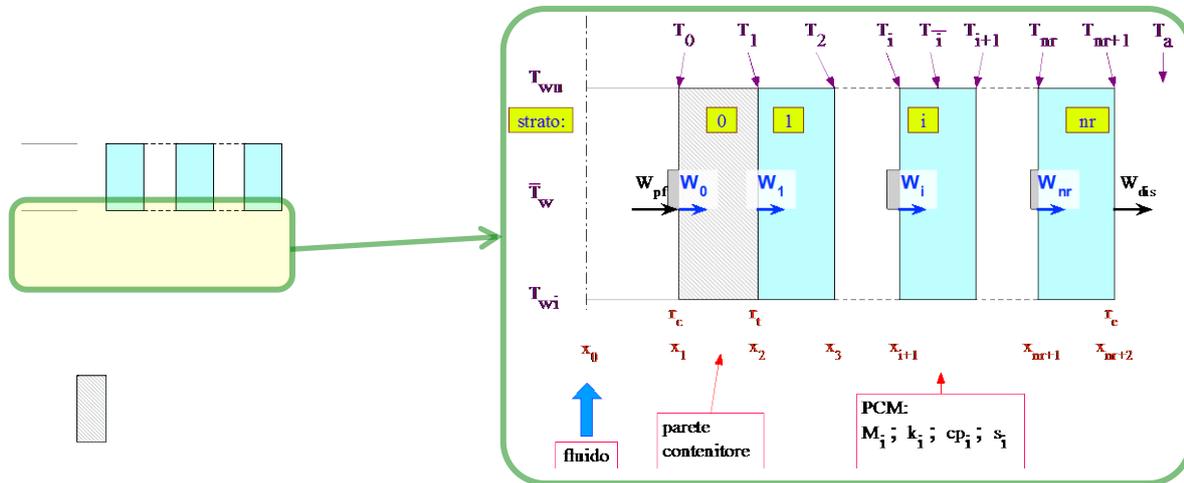


Figura 112 – Schema della nodalizzazione assiale e di quella radiale per il generico nodo assiale

Per la simulazione la sezione di prova N.1 è stata considerata come un cilindro di lunghezza pari alla lunghezza totale del tubo di rame (Tabella 26), costituito dal tubo di rame circondato da uno strato di PCM di spessore tale da avere la stessa massa di quello contenuto nella vaschetta reale. Il cilindro è diviso assialmente in **nz** step, e ciascuno di questi radialmente dalla parete del tubo e da **nr** strati di PCM, come mostrato in Figura 112. Per comodità si riporta il significato di alcuni dei simboli:

- $r_c$  = raggio parete interna del tubo
- $r_t$  = raggio parete esterna del tubo
- $r_e$  = raggio esterno del cilindro di PCM
- $R$  = resistenza termica ( $1/hS$  per la convezione,  $s/kS$  per la conduzione)

La simulazione è stata impostata quindi alle differenze finite in geometria cilindrica, con step **dt** per il tempo e **dr** per il raggio solo nel PCM (che viene suddiviso in nr corone circolari concentriche a partire da quella esterna), mentre le pareti sono valutate con le equazioni della conduzione in materiale omogeneo.

Per lo scambiatore n. 2 si è proceduto allo stesso modo, ma in geometria piana. Il condotto di passaggio dell'acqua è schematizzato con sezione rettangolare di altezza pari a quella dello scambiatore, area di passaggio pari a quella reale (somma delle aree dei microcanali) e spessore della parete tale da avere la stessa massa di alluminio. Il PCM si considera disposto in due strati identici ai due lati del condotto. Essendo simmetrico rispetto al piano mediano del condotto, il problema viene risolto su metà di esso e del relativo PCM, per cui la schematizzazione continua ad essere la stessa di Figura 112. La differenza delle due geometrie è quindi soltanto nelle definizioni iniziali dei parametri geometrici (Tabella 31), e con le precedenti variabili  $r_c$ ,  $r_i$  e  $r_e$  che ora indicano non più i raggi ma le ascisse, mentre se ne introduce una nuova:

- $y$  = altezza dello scambiatore (e quindi del condotto)

Per la simulazione del serbatoio contenente più scambiatori dello stesso tipo, si utilizza lo stesso modello dove:

- se sono in serie la lunghezza è pari alla somma delle lunghezze dei singoli scambiatori;
- se sono in parallelo si procede con un solo scambiatore (con la relativa frazione di portata) e poi si moltiplicano le energie e potenze per il numero reale di essi.

**Tabella 31 – Equivalenze tra geometria cilindrica e piana**

Variabile	Cilindro	piano
Superficie di scambio acqua-contenitore $S_w$	$2\pi r_c L$	$y \cdot L$
Area di passaggio dell'acqua $A_w$	$\pi r_c^2$	$y \cdot r_c$
Massa parete contenitore $M_c$	$\pi(r_t^2 - r_c^2)\rho_c L$	$(r_t - r_c) \cdot y \cdot L \cdot \rho_c$
Resistenza termica lato acqua $R_w$	$\frac{1}{h \cdot 2\pi r_c L}$	$\frac{1}{h \cdot y \cdot L}$
Resistenza termica parete contenitore $R_c$	$\frac{\ln(r_t/r_c)}{2\pi k_c L}$	$\frac{r_t - r_c}{k_c y L}$
<b>Nodo i</b>		
Superficie esterna del cilindro	$2\pi \cdot r_{i+1} \cdot L$	$y \cdot L$
Area di base del cilindro $A_i$	$\pi \cdot (r_{i+1}^2 - r_i^2)$	$(r_{i+1} - r_i) \cdot L$
Massa del cilindro di PCM	$\rho_i \cdot A_i \cdot L$	$\rho_i \cdot A_i \cdot L$
Resistenza termica PCM	$\frac{\ln(r_{i+1}/r_i)}{2\pi k_i L}$	$\frac{r_{i+1} - r_i}{k_i y L}$

Il modello alle differenze finite è ottenuto come segue:

Dal bilancio termico nell'acqua

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \frac{\partial(GH)}{\partial z} = q \quad (65)$$

considerando che  $U = H - \frac{p}{\rho}$ ;  $H = c \cdot \Delta T$

e che la pressione e la portata sono costanti, e inoltre tenendo conto che per convenzione consideriamo positiva l'energia uscente dall'acqua (verso il PCM), la (65) diventa

$$\rho \cdot \frac{\partial T}{\partial t} + G \frac{\partial T}{\partial z} = -\frac{q}{c_w} \text{ dove } q = \frac{h S_w}{V_w} (T_w - T_0) \quad (66)$$

Passando alle differenze finite centrali

$$\rho_w \frac{(\bar{T}_w^t - \bar{T}_w^{t-1})}{\Delta t} + G \frac{(T_{wu}^t - T_{wi}^t)}{\Delta z} = \frac{1}{V_w R_w c_w} (\bar{T}_w^t - T_0^t) \quad (67)$$

dove i valori medi spaziali e temporali sono dati da

$$\bar{T}^t = \frac{T^t + T^{t-1}}{2}; \bar{T}_w^t = \frac{T_{wu}^t - T_{wi}^t}{2} \quad (68)$$

e analogamente per le altre variabili.

La potenza  $W_0$  dall'acqua al tubo è data dalla

$$W_0 = \frac{1}{2R_w} (\bar{T}_w - T_0^{\bar{t}}) \quad (69)$$

Mentre la potenza uscente dalla faccia esterna del PCM è pari a quella dispersa data dalla (54)

$$W_{nr+1} = (T_{nr+1}^{\bar{t}} - T_a^{\bar{t}}) \text{ disp/nz} \quad (70)$$

Per quanto riguarda la parete del tubo e gli strati di PCM, si procede dai bilanci di potenza per ogni nodo, dove la differenza tra la potenza entrante e quella uscente fornisce la nuova temperatura alla fine dello step temporale.

$$\begin{cases} \frac{W_i + W_{i+1}}{2} = \frac{1}{R_i} (T_i^{\bar{t}} - T_{i+1}^{\bar{t}}) \\ W_i - W_{i+1} = \frac{c_{i-1} M_{i-1}}{\Delta t} (T_i^t - T_i^{t-1}) \end{cases} \quad i = 0 \dots nr \quad (71)$$

Risolvendo le equazioni ottenute dopo l'eliminazione delle temperature, si ottiene un sistema lineare con incognite la  $T_{wu}$  e le potenze  $W_0 \dots W_{nr+1}$

Messo in forma matriciale si ottiene, abbreviando con  $n$  il numero di step radiali  $nr$  e con gli apici  $0$  e  $1$  gli istanti  $(t-1)$  e  $t$ :

$$\begin{pmatrix} a_{0,0} & a_{0,1} & \dots & a_{0,n+2} \\ a_{1,0} & a_{1,1} & \dots & a_{1,n+2} \\ \dots & & & \\ a_{n+2,0} & a_{n+2,1} & \dots & a_{n+2,n+2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_{wu} \\ W_0 \\ \dots \\ W_{n+1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_0 \\ b_1 \\ \dots \\ b_{n+2} \end{pmatrix} \quad (72)$$

dove:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 a_{0,0} = \frac{\rho_w}{\Delta t} + \frac{G}{\Delta z}; a_{0,1} = \frac{1}{c_w V_w}; a_{0,2} \dots a_{0,n+2} = 0 \\
 a_{1,0} = -1; a_{1,1} = \frac{2\Delta t}{c_0 M_0} + 4R_w + R_0; a_{1,2} = -\frac{2\Delta t}{c_0 M_0} + R_0; a_{0,3} \dots a_{0,n+2} = 0 \\
 \dots \\
 a_{i,0} = -1; a_{i,1} = 4R_w + 2R_0; \dots; a_{i,j} = 2R_{j-2} + 2R_{j-1}; a_{i,i} = \frac{2\Delta t}{c_{i-1} M_{i-1}} + 2R_{i-2} + R_{i-1}; \\
 a_{i,i+1} = -\frac{2\Delta t}{c_{i-1} M_{i-1}} + R_{i-1}; a_{i,i+2} \dots a_{i,n+2} = 0 \text{ con } j = 2, \dots, (i-1) \\
 \dots \\
 a_{n+2,0} \dots a_{n+2,n+1} = 0; a_{n+2,n+2} = 1
 \end{array} \right.$$
  

$$\left\{ \begin{array}{l}
 b_0 = -\frac{\rho_w}{\Delta t} \cdot (T_{wi}^1 - T_{wi}^0 - T_{wu}^0) - \frac{G}{\Delta z} (T_{wu}^0 - T_{wi}^1 - T_{wi}^0) \\
 \dots \\
 b_i = T_{wi}^1 + T_{wi}^0 + T_{wu}^0 - 2T_{i-1}^0 - 2T_i^0 \text{ con } i = 1, \dots, nr \\
 \dots \\
 b_{n+2} = (T_{n+1}^0 - T_a) \cdot \text{disp}
 \end{array} \right.$$

Il sistema può essere risolto direttamente, ottenendo le nuove temperatura di uscita del fluido  $T_{wu}$  e le potenze negli strati, una volta note le condizioni nello step temporale precedente. Da queste poi con le (67) si ottengono le nuove temperature nei nodi radiali. Infine si passa al nodo assiale successivo. Quindi partendo dallo stato iniziale noto e dalla temperatura del fluido in ingresso al condotto, l'evoluzione viene calcolata con un loop che per l'istante  $t$  necessita solo delle temperature e proprietà fisiche dello step precedente ( $t-dt$ ), delle potenze e delle eventuali nuove proprietà in  $t$ .

Per quanto riguarda il cambiamento di fase, esso è stato simulato come un aumento del calore specifico in un intervallo di temperatura intorno alla  $T_{pc}$ , tale che l'integrale di tale aumento in tutto l'intervallo sia uguale al calore latente. Questa impostazione è confortata anche dalle evidenze sperimentali mostrate in Figura 83. Quindi in ogni nodo in cui la temperatura è in tale intervallo si ha:

$$c_{p,tot} = c_p + \frac{\lambda}{\Delta T_{pc}} \quad \forall T_{pc1} < T_i < T_{pc2} \tag{73}$$

$$\text{dove: } T_{pc1} = T_{pc} - \frac{\Delta T_{pc}}{2}; T_{pc2} = T_{pc} + \frac{\Delta T_{pc}}{2}$$

Le frazioni delle due fasi in tali nodi sono date dal valore della  $T_i$  in tale intervallo, e nello stesso rapporto tra le masse di solido e liquido sono calcolate le proprietà fisiche medie.

$$M_{L,i} = M_i \frac{(T_i - T_{pc1})}{\Delta T_{pc}}; \quad M_{S,i} = M_i - M_{L,i} \tag{74}$$

$$\text{prop}_i = \text{prop}_{S,i} (M_i - M_{L,i}) + \text{prop}_{L,i} M_{L,i}$$

### 3.5 Confronto delle simulazioni con le prove sperimentali

Il programma di simulazione è stato utilizzato fornendo in input i dati reali di tutte le prove sperimentali e confrontando gli andamenti calcolati con quelli sperimentali, ottenendo infine il valore medio di alcuni parametri indicativi per la validazione delle simulazioni.

Le variabili sperimentali in input, ricavate direttamente dai dati acquisiti per ogni prova, sono  $T_{wi}(t)$ ,  $G(t)$  e  $T_a$ . I loro valori in ogni istante simulato sono ottenuti interpolando le due righe del file sperimentale che comprendono tale istante. Il confronto viene fatto tra gli andamenti sperimentali e quelli calcolati di  $T_{wu}(t)$ ,  $W(t)$  e  $E(t)$ , dove le ultime due nei dati sperimentali in realtà non sono misurate ma ricavate dalla differenza ( $T_{wu}-T_{wi}$ ). Infine per una valutazione sintetica dell'affidabilità del modello, si sono scelti due indicatori statistici calcolati, per ogni SDP, sia sulla totalità delle prove che sui gruppi con lo stesso materiale di accumulo (aria, acqua, PCM-A46). Considerando che la coda finale della prova tende a valori asintotici ( $T_{wu}=T_{fin}$ ,  $W=0$ ,  $E=E_{tot}$ ), per il confronto si utilizza solo la parte di transitorio fino al raggiungimento da parte della  $T_{wu}$  del 90% del  $\Delta T$  in ingresso.

Dato il grande numero di dati confrontati, la validità della simulazione è stata valutata con due indicatori statistici, lo scarto quadratico medio RMSPE (Root Mean Square Prediction Error) e l'errore medio ME (Mean Error) definiti come:

$$RMSPE = \sqrt{\frac{\sum_{1}^n \left( \frac{y_{cal} - y_{exp}}{y_{exp}} \right)^2}{n}} \quad (75)$$

e

$$ME = \frac{\sum_{1}^n \frac{y_{cal} - y_{exp}}{y_{exp}}}{n} \quad (76)$$

in quanto ME rappresenta sostanzialmente quanto lontano e in quale direzione (sovrastima o sottostima) è il valore medio della correlazione rispetto all'andamento medio dei dati; invece RMSPE, indipendentemente dalla sovrastima o sottostima generale del modello, rappresenta il valore assoluto della distanza tra valori calcolati e dati sperimentali.

In Tabella 32 sono mostrati questi valori sia per tutte le prove che divisi per materiale nella vaschetta.

**Tabella 32 – Errore e scarto quadratico medio sulla temperatura di uscita dell'acqua**

	TUTTE (165 prove)	ARIA (20 prove)	ACQUA (54 prove)	A46 (81 prove)
<b>ME</b>	0.63	0.84	0.26	0.81
<b>RMSPE</b>	3.79	7.57	4.98	2.33

Quindi l'affidabilità del modello di calcolo risulta accettabile, per cui il programma di simulazione può essere utilizzato per valutare le prestazioni di sistemi di accumulo basati su scambiatori immersi nel materiale di accumulo, ma con caratteristiche diverse da quelle sperimentali.

### 3.6 Valutazioni sul sistema di accumulo a PCM

Uno dei casi più semplici di utilizzo del programma di simulazione appena descritto è la valutazione del comportamento di più scambiatori dello stesso tipo di quelli testati sperimentalmente, ma messi in serie e immersi in una vasca più grande e con una quantità di materiale (PCM o acqua) aumentata nella stessa proporzione. In questo caso la modifica si risolve semplicemente nell'aumento della lunghezza del condotto e del relativo cilindro di PCM, moltiplicando entrambi per il numero di scambiatori in serie e mantenendo invariati tutti gli altri parametri.

Un primo confronto di questo tipo è stato effettuato ipotizzando 10 scambiatori del tipo della SDP-2 (condotto piatto a microcanali) in serie, immersi in una quantità di materiale di accumulo pari a 10 volte quella utilizzata nelle prove sperimentali, cioè circa 5.7 kg di PCM o 7.2 kg di acqua (vedi Tabella 29).

Un accumulo di questo tipo è previsto per preriscaldare l'aria verso l'evaporatore in caso di basse temperature, per evitare la formazione di brina e quindi al ricorso alle fasi di sbrinamento. L'acqua disponibile durante le fasi di eccesso di potenza viene utilizzata anche per il carico dell'accumulo, che servirà poi fornire calore all'acqua da utilizzare per preriscaldare l'aria prima dell'evaporatore.

A tal fine vengono ipotizzate le seguenti condizioni:

Acqua disponibile durante le fasi di eccesso di potenza: temperatura di ingresso  $T_{wi}=30^{\circ}\text{C}$  oppure  $T_{wi}=40^{\circ}\text{C}$ ;

Acqua di ritorno dopo il preriscaldamento dell'aria:  $T_{wi}=10^{\circ}\text{C}$ .

La portata è  $\Gamma=50$  kg/h

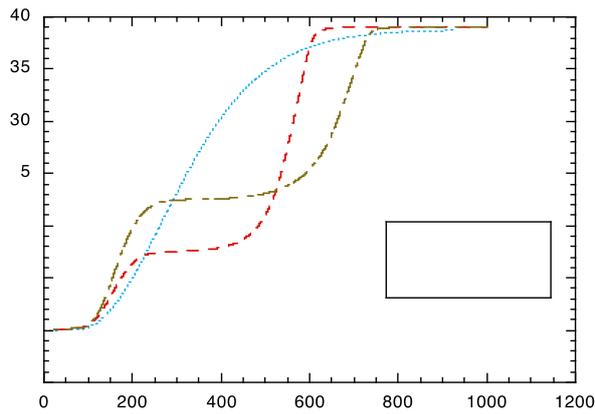
Verranno confrontate le prestazioni di 10 scambiatori immersi in acqua o in due tipi di PCM, uno con temperatura di cambiamento di fase  $T_{pc}=20^{\circ}\text{C}$  e uno con  $T_{pc}=25^{\circ}\text{C}$ .

In Figura 113 si vede il confronto delle temperature ottenute con un salto in ingresso tra 10 e 40°C. Si può notare che il PCM è sempre conveniente rispetto allo stesso volume di acqua e che, se durante la fase di scarico è sufficiente una temperatura maggiore di 20°C, è consigliabile l'utilizzo del PCM\_20°C in quanto quello con  $T_{pc}=25^{\circ}\text{C}$  fornirebbe acqua più calda (cosa non necessaria) ma per un tempo minore (Figura 113b). Infatti col PCM\_20 si ha un'autonomia di circa 770 s, contro 650 s col PCM\_25. Inoltre, come mostra la Figura 113a, è migliore anche la fase di carico che col PCM\_20 ha una durata minore (630 s contro 750 s).

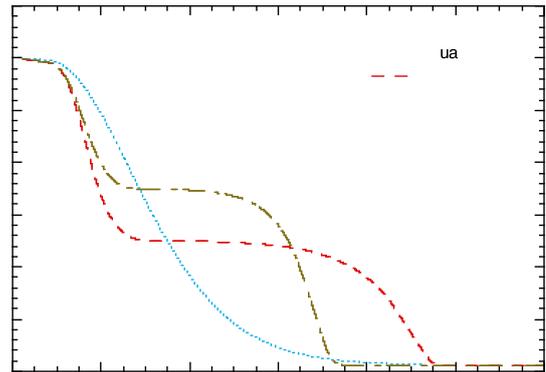
In Figura 114 è mostrato il confronto tra il PCM\_20 utilizzato per una  $T_{fin}=30^{\circ}\text{C}$  e i due casi precedenti, con i due PCM e salto tra 10 e 40°C. Da Figura 114b si può vedere che, per quanto riguarda la temperatura disponibile nella fase di eccesso, avere la  $T_{fin}$  più alta non porta differenze apprezzabili. Infatti con il PCM\_20 la durata della disponibilità di acqua oltre i 20°C è la stessa mentre la differenza è solo nei primi 200 s. Invece nella fase di carico la differenza è notevole (Figura 114a), dato che con la  $T_{fin}=40^{\circ}\text{C}$  si ha l'accumulo completo in 620 s contro i 940 s con  $T_{fin}=30^{\circ}\text{C}$ .

Per una visione più completa sono mostrati anche gli andamenti della potenza in Figura 115 e dell'energia in Figura 116. Inoltre in Figura 117 sono riportati gli andamenti delle temperature nel caso di un solo scambiatore. Dal confronto con Figura 113 si vede che gli scambiatori in serie aumentano notevolmente il pianerottolo di temperatura vicino alla  $T_{pc}$ , quasi inesistente nel caso di un solo scambiatore.

Infine in Figura 118 sono confrontati i comportamenti del modulo da 10 scambiatori in serie con quello di due di questi moduli posti in parallelo (quindi con portata dimezzata  $g=25$  kg/h e 2x10 scambiatori) e con due moduli in serie ( $n=20$  e portata  $G=50$  kg/h), dove quindi per questi ultimi due casi la quantità di PCM e di scambiatori è la stessa. Si può vedere che il comportamento è identico, con il raddoppio del tempo di riscaldamento ma stessa potenza e temperatura, ma quelli in parallelo portano a una minore perdita di carico a fronte del rischio di non uniformità delle due portate.

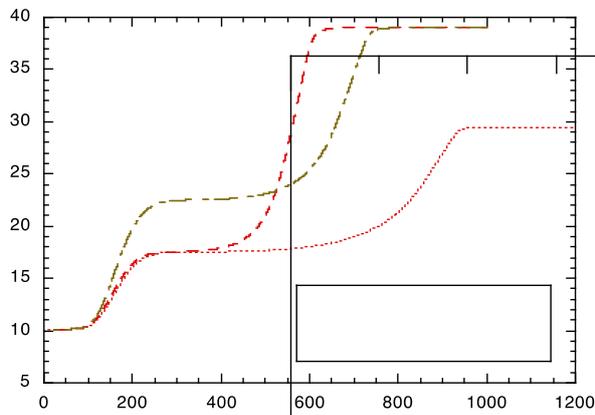


(a)

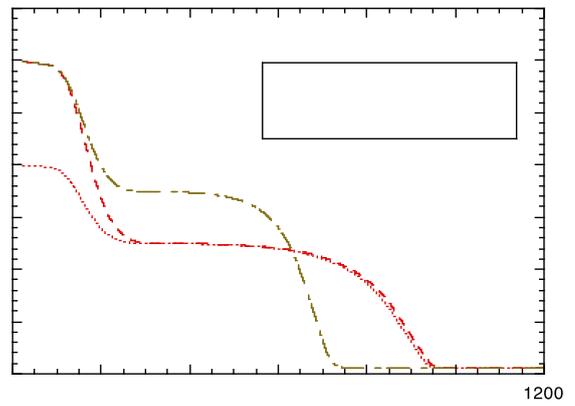


(b)

**Figura 113 – Andamento della temperatura di uscita dall'accumulo (costituito da 10 scambiatori) nelle fasi di carico e scarico,  $T_{wi}$  tra 10 e 40°C**

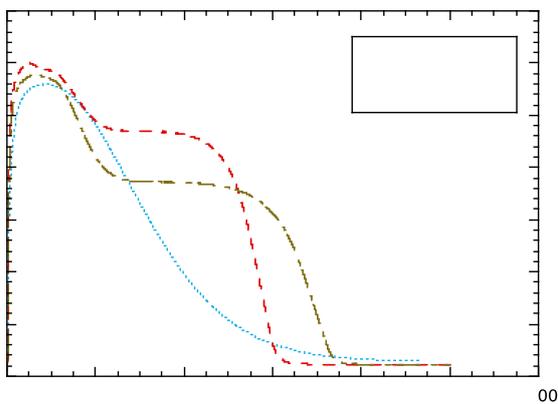


(a)

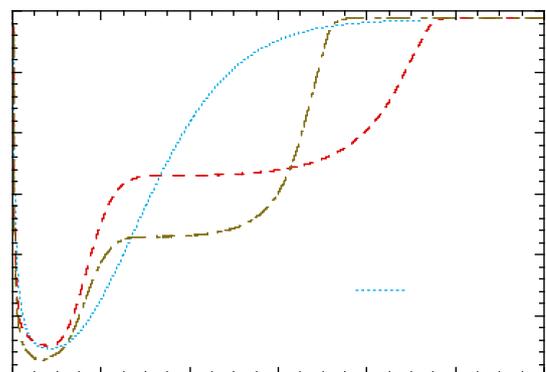


(b)

**Figura 114 – Andamento della temperatura di uscita dall'accumulo (costituito da 10 scambiatori) nelle fasi di carico e scarico,  $T_{wi}$  tra 10 e 40°C e  $T_{wi}$  tra 10 e 30°C, per i due PCM**

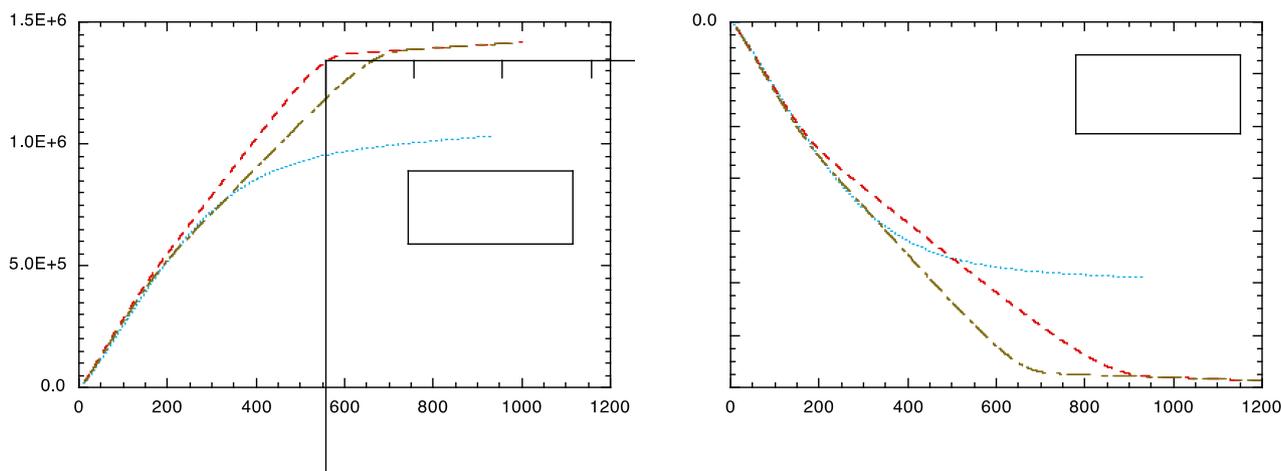


(a)

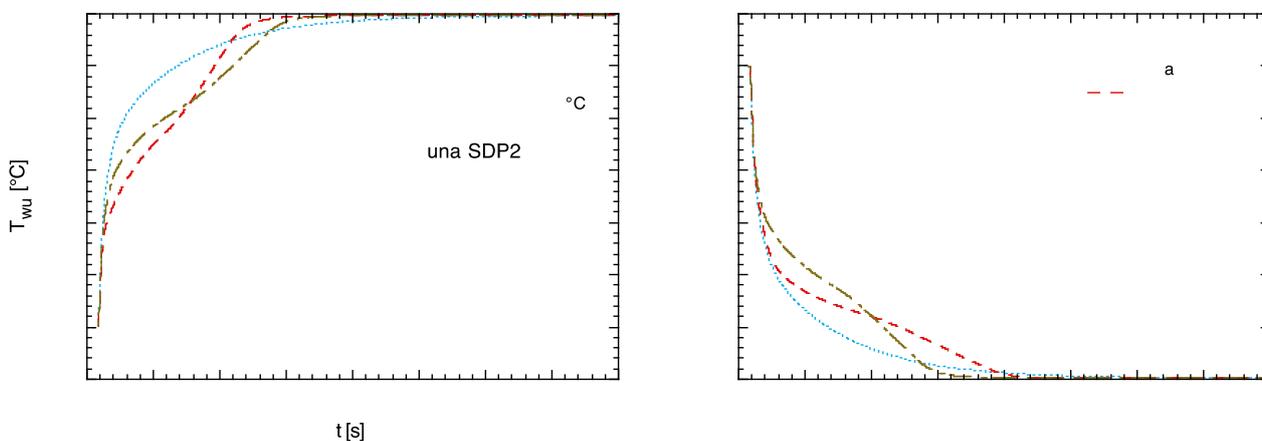


(b)

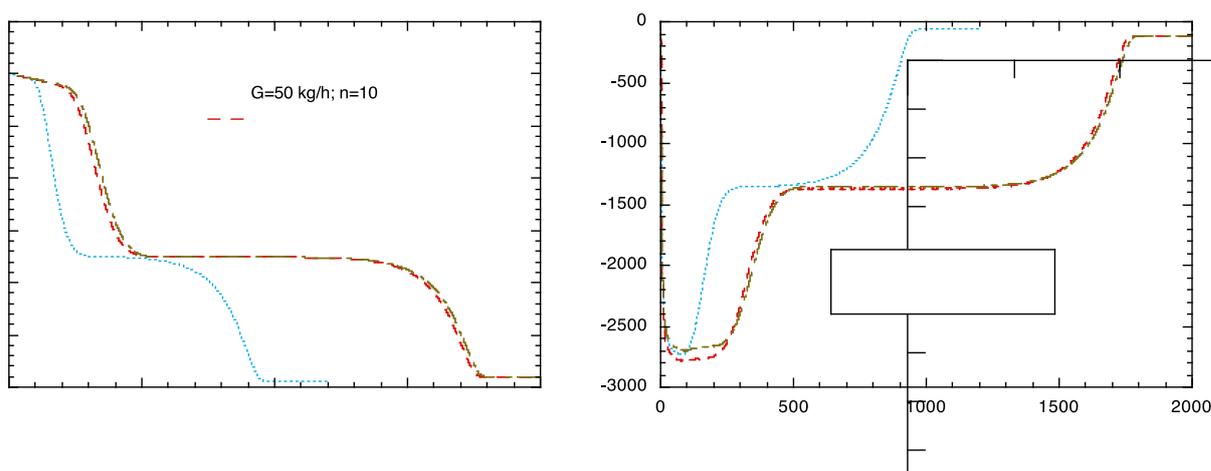
**Figura 115 – Andamento della potenza per accumulo (costituito da 10 scambiatori) nelle fasi di carico e scarico,  $T_{wi}$  tra 10 e 40°C**



**Figura 116 – Andamento dell'energia scambiata dall'accumulo (costituito da 10 scambiatori) nelle fasi di carico e scarico,  $T_{wi}$  tra 10 e 40°C**



**Figura 117 – Andamento della temperatura di uscita dall'accumulo (un solo scambiatore) nelle fasi di carico e scarico,  $T_{wi}$  tra 10 e 40°C**



**Figura 118 – Confronto della temperatura di uscita (a) e della potenza (b) per un modulo da 10 scambiatori, due moduli in parallelo ( $n=2 \times 10$ ) e due moduli in serie ( $n=20$ )**

Quindi la soluzione proposta per l'accumulo dedicato allo sbrinamento o alla prevenzione della formazione della brina, consiste in moduli da 10 scambiatori di calore di tipo usato nella SDP-2 (Figura 80 e Tabella 26), collegati in serie e immersi in una vasca contenente circa 7 litri di PCM. Ciascuno di tali moduli permette di accumulare circa 0.37 kWh che possono essere utilizzati per preriscaldare l'aria in ingresso all'evaporatore

per un tempo di circa 12 minuti con una potenza maggiore di 1200 W e temperatura dell'acqua maggiore di 20°C, evitando un ciclo di sbrinamento.

#### 4 Descrizione delle attività di “Dimensionamento impianto di prova dinamico di tipo “Hardware in the Loop” e sua realizzazione” e risultati

Nell'ambito di questa linea di attività è stato dimensionato e realizzato un impianto di prova, che costituisce l'estensione di quello già esistente presso il C.R. ENEA Casaccia, che consentirà il test di pompe di calore in configurazione dinamica.

L'impianto esistente consente l'esecuzione di test di pompe di calore aria-acqua esclusivamente in condizioni stazionarie ed è in grado di mantenere le condizioni al contorno stabili, con scostamenti dal set point delle variabili controllate entro i limiti delle vigenti normative europee su questa tipologia di test.

La configurazione attuale dell'impianto comprende i seguenti sistemi:

- un circuito idronico che permette di regolare la temperatura e la portata dell'acqua in ingresso alla PdC e di limitare gli scostamenti di questi parametri rispetto ai set point impostati entro i requisiti di normativa; esso è costituito da un dry-cooler posto a valle della pompa di calore in test, di potenzialità 60 kW, che, a seconda del tipo di test (modalità riscaldamento o raffrescamento), e della temperatura esterna, opera un primo riavvicinamento della temperatura di mandata a quella di ritorno in PdC; più in dettaglio, il dry cooler (insieme al chiller collegato all'accumulo) è azionato per gestire i carichi di riscaldamento invernali anche durante il periodo estivo. Inoltre, tramite lo stesso sistema è possibile gestire anche i carichi di raffrescamento estivi tramite dry cooler e riscaldatore posta bordo dell'accumulo anche durante il periodo invernale. Questo permette la massima flessibilità di utilizzo del sistema che è in grado di operare durante tutto l'anno indipendentemente dalle condizioni esterne. L'acqua uscente dal dry-cooler è convogliata in un serbatoio di accumulo da 1000 litri, che è dotato di una coppia di resistenze elettriche da 7,5 KW ciascuna ed è collegato con un chiller da 8 kWth che contribuisce a mantenere la temperatura del serbatoio d'accumulo a valori prossimi al set-point;
- una camera climatica in grado di regolare e stabilizzare la temperatura dell'aria da un limite inferiore di -15°C ad uno superiore di 35 °C. Inoltre, nell'intervallo 10°C ÷ 35°C la camera climatica può regolare anche l'umidità dell'aria. Tali grandezze sono mantenute stabili nel tempo ed entro i limiti previsti dalle norme; la camera climatica utilizza un gruppo di tre resistenze da 20 kW ciascuna, di cui uno modulabile e un gruppo frigorifero di capacità termica di 50 kWth. Il gruppo di resistenze entra in funzione quando si eseguono test di pompe di calore in modalità riscaldamento, mentre il gruppo frigo lavora quando si eseguono test in raffrescamento, perché, in questo caso, la PdC produce acqua fredda trasferendo energia termica all'aria della camera climatica, che deve quindi essere raffreddata per mantenere il set point ai valori desiderati; oltre al controllo di temperatura ed umidità, i sistemi di controllo della camera climatica consentono di limitare la velocità del flusso d'aria che investe gli scambiatori della pompa di calore installata all'interno;
- la pompa di calore da testare; in particolare, in questa fase dell'attività si dispone di una pompa di calore transcritica a R744 dotata di un gruppo multieiettore al posto della valvola di laminazione;

I tre sistemi appena descritti sono gestiti da una logica di controllo comune, in grado di gestire simultaneamente i vari sistemi che costituiscono l'impianto. In Figura 119 si riporta una foto della camera climatica utilizzata per i test della pompa di calore.



**Figura 119 - Camera climatica**

In questa attività si è proceduto alla progettazione di componenti e logiche di controllo aggiuntive al fine di trasformare l'impianto esistente in uno di tipo Hardware in the Loop (HiL), in cui l'utenza è simulata da un dissipatore fisico, mentre l'impianto è costituito da apparecchi disposti nella effettiva configurazione di una possibile installazione residenziale. In particolare, nel caso in studio, si considera l'impianto costituito da una pompa di calore a CO<sub>2</sub>, dotata di gruppo multieiettore, da un serbatoio di accumulo, da un sistema di simulazione di un campo solare. E' stato inoltre prevista la possibilità di interfacciare agli apparecchi d'impianto, il campo geotermico realizzato nella seconda annualità, descritto nel rapporto tecnico [25]. Di seguito si illustra il processo di modifica dell'impianto esistente in sistema HiL.

#### **4.1 Configurazione di lavoro dell'impianto HiL**

In Figura 120 è riportato lo schema operativo di funzionamento dell'HiL e la strumentazione predisposta per il suo corretto funzionamento e controllo. In rosso sono riportate le linee d'acqua calda e in blu le linee d'acqua fredda. Dal punto di vista idraulico, il sistema differisce dal precedente per l'inserimento di uno scambiatore di calore a piastre, che ha il compito di separare meccanicamente il circuito idraulico della pompa di calore e quello del dry-cooler, che dovrà simulare l'utente. Lo scopo di questo intervento è quello di permettere l'impostazione di portate d'acqua diverse nelle due parti dell'impianto. Inoltre sono stati aggiunti una serie di bypass per simulare al meglio tutte le possibili condizioni di lavoro di un impianto reale asservito ad una logica di gestione avanzata.

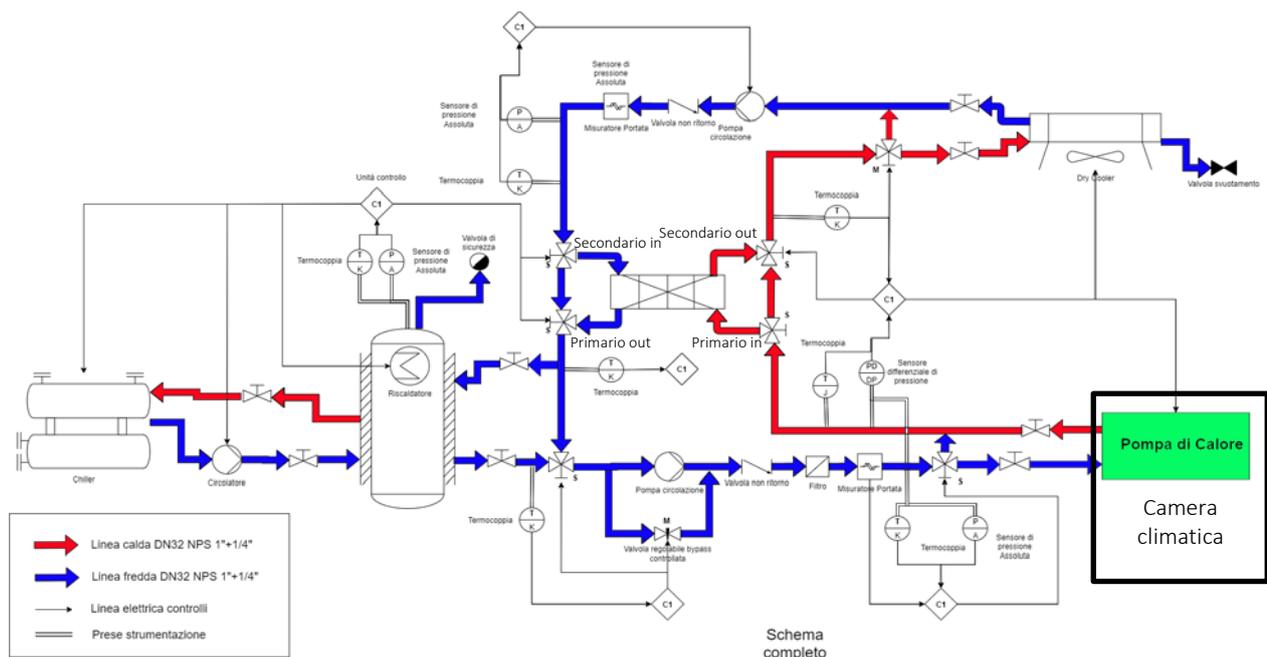


Figura 120 - Diagramma operativo/strumentale dell'Hardware in the Loop - HiL

I principali componenti installati ex-novo sull'impianto idronico preesistente sono:

- elettropompa di circolazione Grundfos Magna 40-120F con inverter a bordo, per permettere la circolazione della portata d'acqua all'interno del loop idronico, lato utenza;
- scambiatore di calore da 175 kW per disaccoppiare i sistemi e fornire salti di temperatura controllati alla pompa di calore;
- attuatori e valvole a tre vie per la gestione automatica delle configurazioni d'impianto;
- sensori di temperatura e di portata lato utenza.

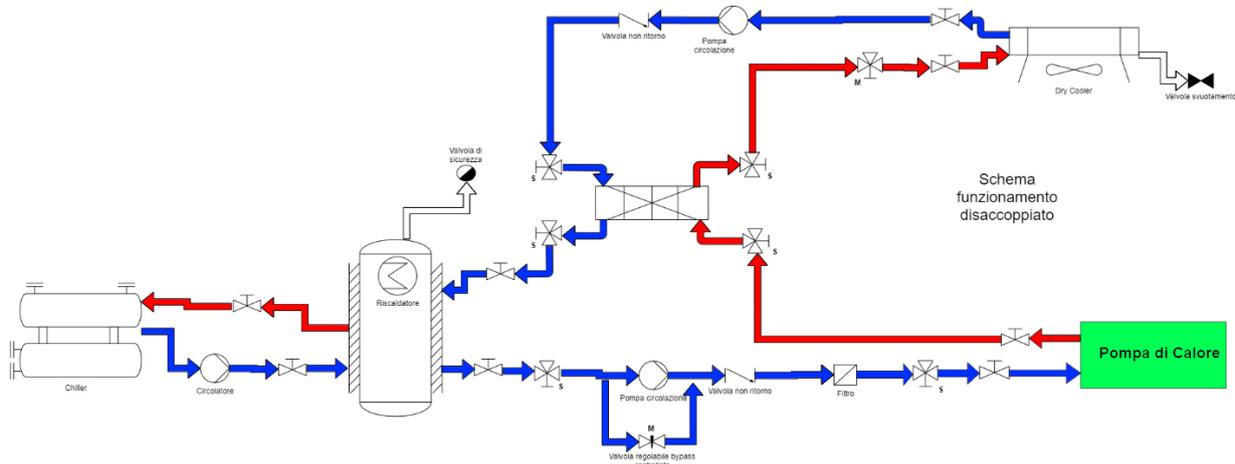
Un'ampia attività ha riguardato la definizione dei sistemi e delle logiche di controllo, deputato alla gestione di componenti di nuova installazione o già presenti sull'impianto. A titolo di esempio, si evidenzia che le due resistenze da 7,5 kW ciascuna, inserite nell'accumulo, nel funzionamento HiL avranno il ruolo di simulare il comportamento di un campo solare, potendo disporre di ampie informazioni di irraggiamento solare di località ritenute significative per la simulazione e di produttività di collettori solari standard associabili ad un impianto in pompa di calore.

#### 4.1.1 Modalità di funzionamento del circuito idronico

Il circuito idronico realizzato come indicato in figura 120, è gestibile nei suoi vari componenti e permette più modalità di funzionamento indipendenti in modo da poter gestire le pompe di calore ed operare nell'arco dell'intera stagione di riscaldamento sia per il soddisfacimento diretto dei carichi termici richiesti dall'utenza, sia per l'accumulo termico, con la possibilità di attuare strategie di ottimizzazione, improntate al miglioramento dell'efficienza del singolo sistema, alla riduzione dei picchi di carico elettrico, alla migliore integrazione delle singole utenze con eventuali reti termiche, ecc..

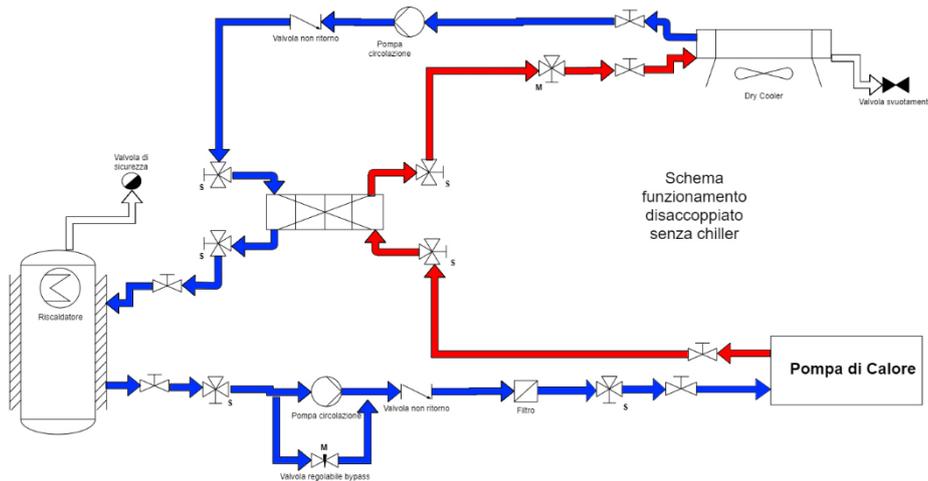
Per raggiungere questi obiettivi, l'impianto HiL è stato progettato in modo da poter lavorare in numerose modalità d'esercizio, che il sistema di gestione provvederà ad attivare a seconda delle richieste dell'utenza e degli obiettivi che ci si propone di raggiungere (efficienza, riduzione o traslazione dei carichi termici o elettrici, ecc). Le possibili modalità d'esercizio dell'HiL sono elencate di seguito:

1. Funzionamento disaccoppiato: questa modalità di funzionamento prevede l'utilizzo della batteria alettata del dry-cooler per gestire la potenza termica proveniente dalla pompa di calore; il funzionamento del dry-cooler è isolato dal resto dell'impianto per simulare carichi termici a portata differente rispetto al circuito di alimentazione della pompa di calore, Figura 121; in particolari condizione di test, può essere necessario utilizzare il chiller per incrementare il carico termico rispetto a quello dissipabile attraverso il dry-cooler.



**Figura 121 - Funzionamento disaccoppiato con accumulo dell'HiL**

2. Funzionamento disaccoppiato senza chiller: questa modalità, simile alla precedente, prevede il funzionamento della batteria alettata del dry-cooler senza l'ausilio del chiller per gestire la potenza termica proveniente dalla pompa di calore; il funzionamento del dry-cooler è sempre isolato dal resto dell'impianto per simulare carichi termici a portata differente rispetto al circuito di alimentazione della pompa di calore, Figura 122.



**Figura 122 - Funzionamento disaccoppiato dell'HiL senza chiller**

3. Funzionamento diretto: questa modalità prevede il funzionamento ad alimentazione diretta della batteria alettata del dry-cooler senza il passaggio per lo scambiatore di calore. Inoltre, è previsto l'ausilio del chiller per gestire la potenza termica proveniente dalla pompa di calore. In questa modalità la macchina può lavorare a portate elevate e ad alti salti termici in ingresso, Figura 123.

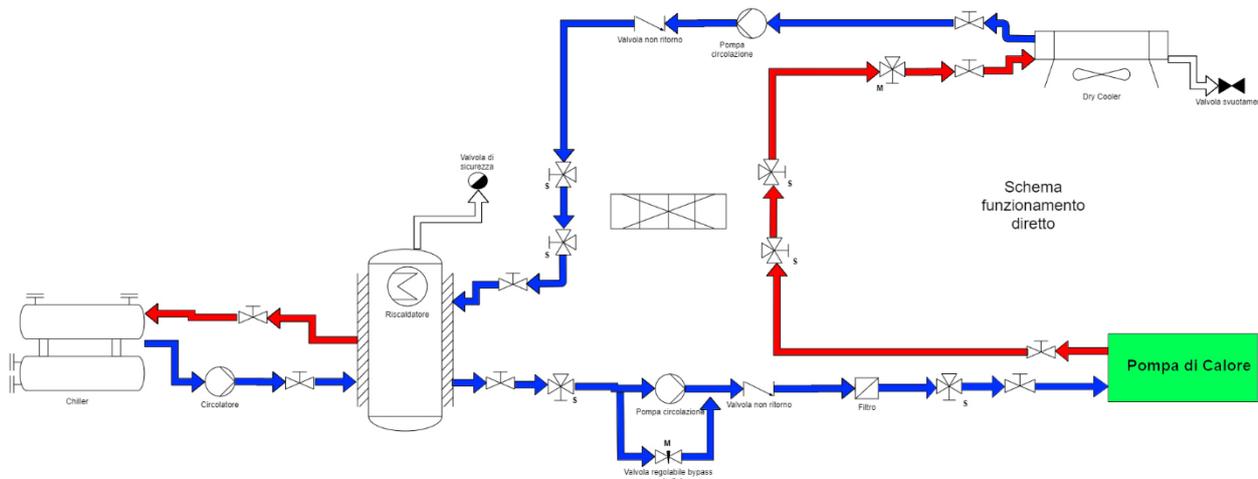


Figura 123 - Funzionamento diretto con accumulo dell’HiL

4. Funzionamento diretto senza chiller: questa modalità, simile alla precedente, prevede il funzionamento ad alimentazione diretta della batteria alettata del dry-cooler senza il passaggio per lo scambiatore di calore. In questo caso però il chiller non è attivo in quanto non risulta necessario aiutare il dry-cooler nel raffreddamento della portata liquida. In questa modalità, come nella precedente la macchina può lavorare a portate elevate, Figura 124.

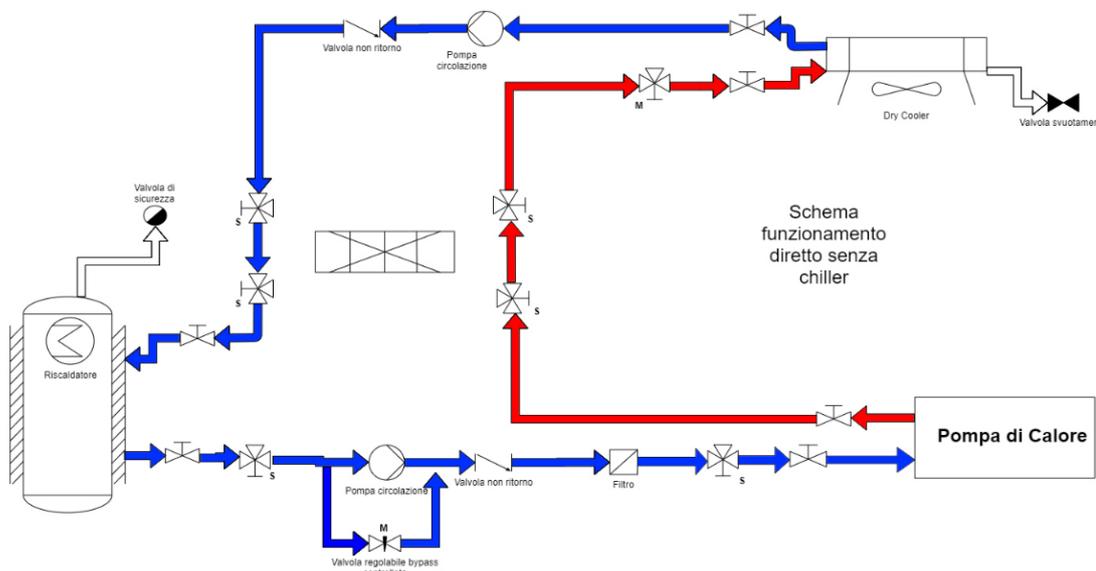
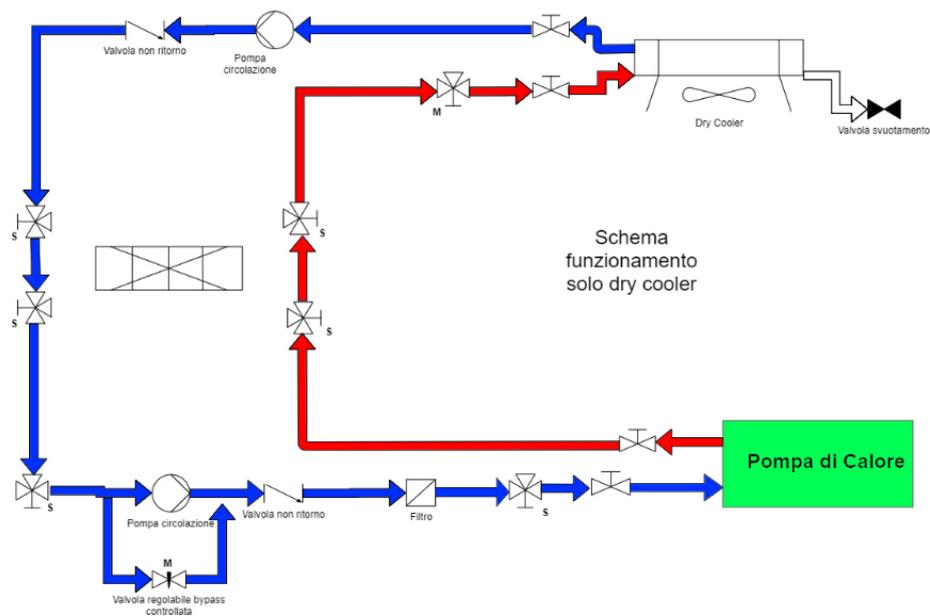


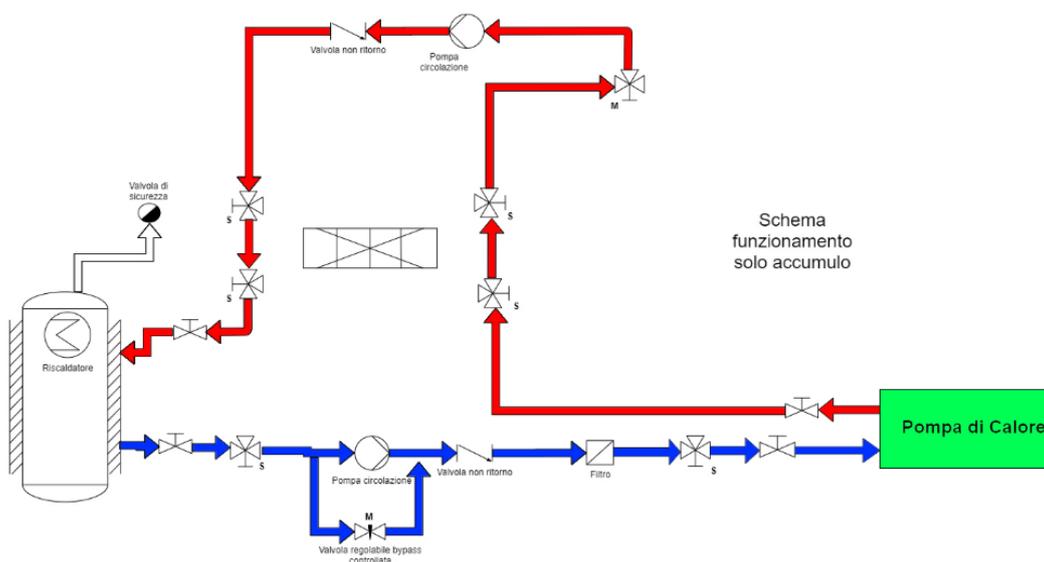
Figura 124 - Funzionamento diretto dell’HiL senza chiller

5. Funzionamento diretto solo dry-cooler: questa modalità prevede l’utilizzo diretto della pompa di calore sul dry-cooler senza accumulo. Questa modalità è utile per simulare carichi dinamici rapidi che non prevedano la possibilità di accumulo termico a valle dell’utenza. Questa modalità di funzionamento costituirà una delle principali, quando si dovrà simulare il funzionamento di un impianto termico con terminali a bassa temperatura, che non consentono alcuna forma di accumulo termico durante la fase di soddisfacimento dei carichi termici richiesti dall’utenza, se non attraverso miscele di flussi termici, non previsti tra le configurazioni indagate, Figura 125.



**Figura 125 - Funzionamento diretto dell'HiL solo dry-cooler**

6. Funzionamento solo accumulo: questa modalità prevede l'utilizzo diretto della pompa di calore sul serbatoio di accumulo. Questa modalità è utile per valutare l'efficacia di strategie di carico dell'accumulo mirate al miglioramento dell'efficienza del sistema o allo spostamento dei carichi termici in fasce orarie più favorevoli, con l'applicazione di logiche predittive o dettate dalla situazione climatica contingente, Figura 126.



**Figura 126 - Funzionamento diretto dell'HiL solo accumulo**

7. Funzionamento solo chiller: questa modalità prevede l'utilizzo diretto della pompa di calore sul chiller con la presenza del serbatoio di accumulo. Questa modalità è riportata solo a scopo illustrativo in quanto non è prevista per il funzionamento reale in quanto risulta più conveniente usare il dry-cooler per gestire i carichi di impianto. Inoltre, questa modalità presenta una temperatura massima in ingresso al chiller piuttosto bassa dovuta ai requisiti del chiller stesso. Tuttavia, sarebbe possibile invertire il funzionamento del chiller a pompa di calore per simulare

invece l'eventuale contributo di un sistema in parallelo a collettori solari. La modalità è riportata in Figura 127.

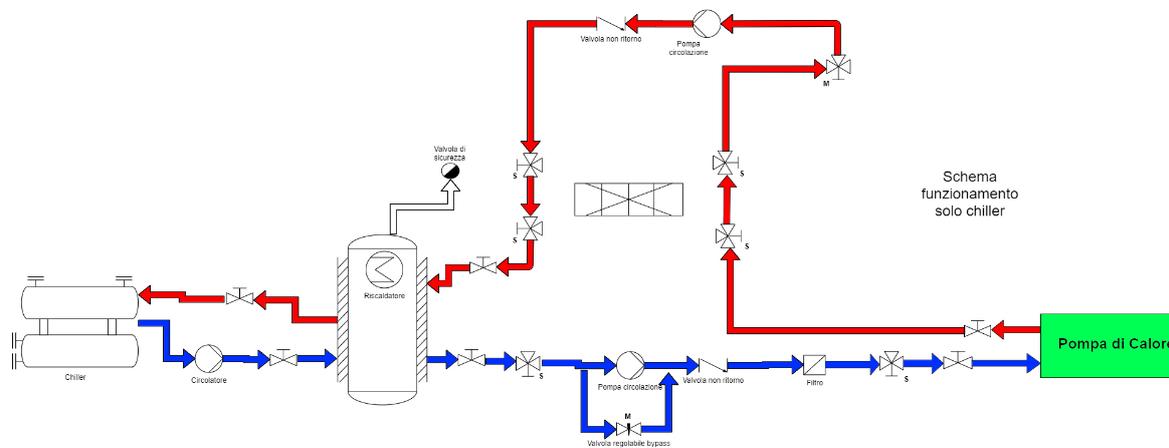


Figura 127 - Funzionamento solo chiller

8. Funzionamento disaccoppiato da accumulo: questa modalità non prevede l'utilizzo diretto della pompa di calore, ma l'utilizzo dell'accumulo per gestire i carichi termici dell'impianto attraverso lo scambiatore di calore tramite due portate diverse al secondario e al primario. Questa modalità è utile per simulare le richieste dell'impianto dall'accumulo che non richiedano l'uso della pompa di calore. La presenza del chiller inoltre è utile per incrementare i carichi termici e simulare un gran numero di utenze collegate. La modalità è riportata in Figura 128.

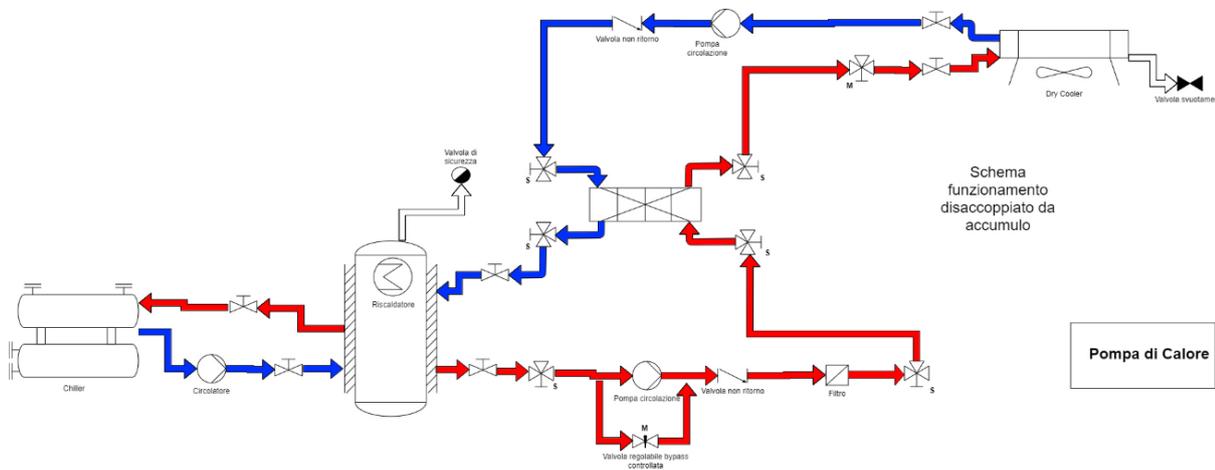
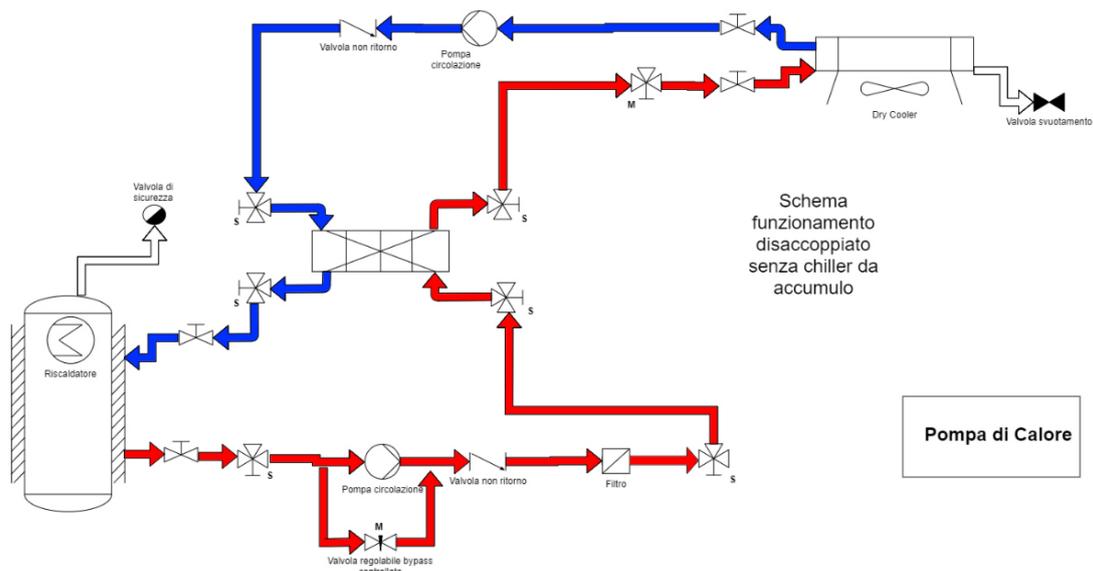


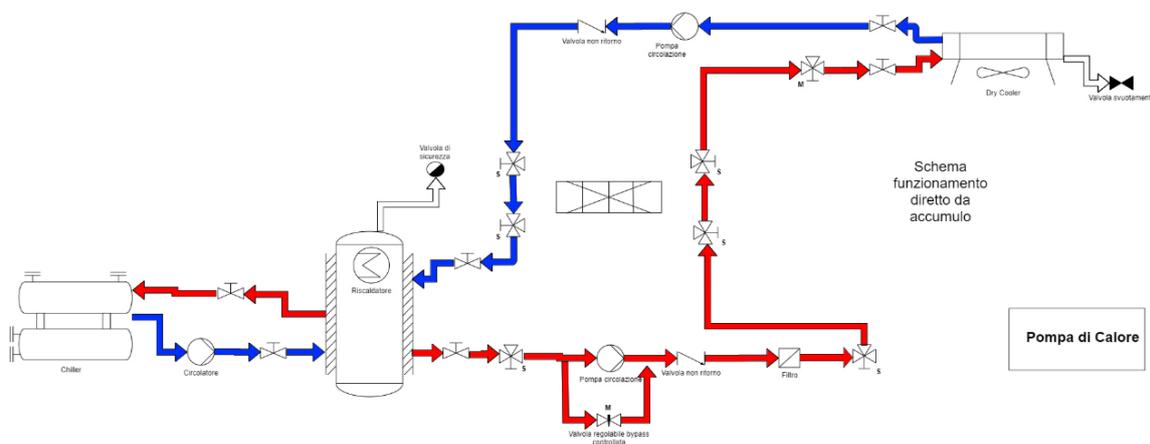
Figura 128 - Funzionamento disaccoppiato da accumulo

9. Funzionamento disaccoppiato senza chiller da accumulo: questa modalità è simile alla precedente ma i carichi termici vengono gestiti unicamente dal dry-cooler, la modalità è rappresentata in Figura 129.



**Figura 129 - Funzionamento disaccoppiato senza chiller da accumulo**

10. Funzionamento diretto da accumulo: questa modalità è simile alla 8 ma come la modalità 4 non prevede il passaggio del fluido per lo scambiatore intermedio, uniformando la portata nel primario e nel secondario. I termici vengono gestiti sia dal chiller che dal dry-cooler, la modalità è rappresentata in Figura 130. Questa modalità serve a simulare i carichi dell'utenza dall'accumulo quando il cry-cooler non è sufficiente a gestire il carico termico da simulare.



**Figura 130 - Funzionamento diretto da accumulo**

11. Funzionamento diretto senza chiller da accumulo: questa modalità è simile alla precedente e prevede l'utilizzo del solo serbatoio di accumulo e del dry-cooler senza l'intervento della pompa di calore o del chiller. Questa modalità serve a simulare i carichi dell'utenza dall'accumulo ed è riportata in Figura 131.

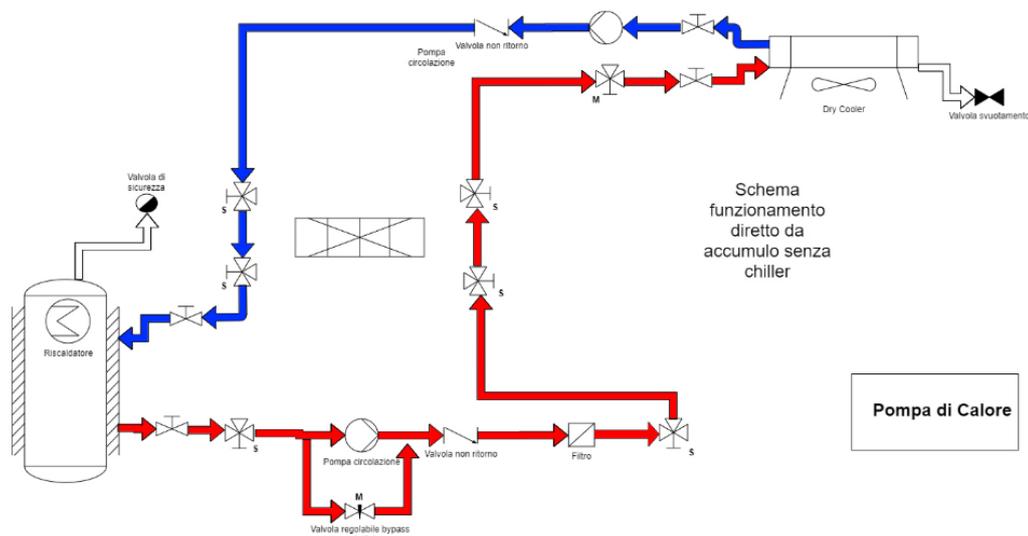


Figura 131 - Funzionamento diretto da accumulo senza chiller

12. Funzionamento disaccoppiato solo dry-cooler, Figura 132: questa modalità prevede il funzionamento diretto della pompa di calore sul dry cooler tramite due circuiti separati; è l’analogo del caso 5, con la differenza di poter gestire autonomamente le portate dei due circuiti. Costituisce la simulazione di una possibile configurazione di un impianto reale, nella fase di sola fornitura di calore all’utenza.

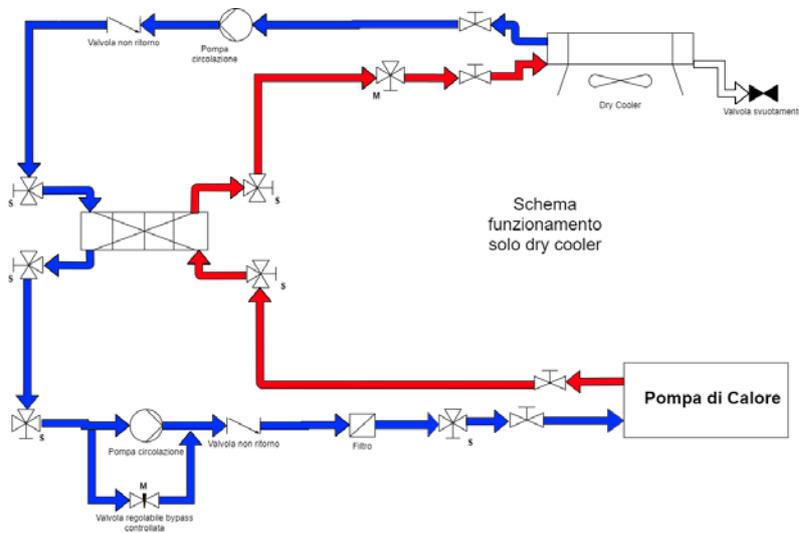


Figura 132 - Schema funzionamento disaccoppiato solo dry-cooler

Le modalità sopra elencate mostrano che l’impianto è in grado di funzionare isolando le sue varie componenti per meglio adeguarsi alle caratteristiche dell’ambiente esterno e per simulare ogni tipo di carico. Separando la portata del primario dal secondario è possibile ottenere due diverse temperature operative e due diverse portate nei due circuiti disaccoppiando fisicamente il loro funzionamento. Queste condizioni operative sono utili per simulare, ad esempio, un differente numero di utenze collegate alla macchina o una richiesta termica particolarmente bassa. Il chiller invece ha il compito di intervenire quando il dry-cooler esterno non è in grado di sopperire da solo ai carichi termici da simulare a causa delle elevate temperature esterne, che potrebbero limitarne la capacità di dissipazione. Il circuito è in grado di simulare anche il comportamento dell’accumulo e di come esso intervenga, come sorgente termica fittizia ausiliaria, per modificare le modalità di soddisfacimento dei carichi termici orari.

Riassumendo, le modalità di funzionamento sono divisibili nei seguenti gruppi per macro-funzionamenti:

1. Funzionamento accoppiato sul dry-cooler (senza uso dello scambiatore intermedio)
  - a. Solo pompa di calore su dry-cooler (modalità 5)
  - b. Solo Accumulo su dry-cooler
    - i. Con chiller (modalità 10)
    - ii. Senza chiller (modalità 11)
  - c. Pompa di calore su dry-cooler e possibile accumulo successivo
    - i. Con chiller (modalità 3)
    - ii. Senza chiller (modalità 4)
2. Funzionamento disaccoppiato sul dry-cooler (con uso dello scambiatore intermedio)
  - a. Solo pompa di calore su dry-cooler (modalità 12)
  - b. Solo Accumulo su dry-cooler
    - i. Con chiller (modalità 8)
    - ii. Senza chiller (modalità 9)
  - c. Pompa di calore su dry-cooler e possibile accumulo successivo
    - i. Con chiller (modalità 1)
    - ii. Senza chiller (modalità 2)
3. Funzionamento senza dry-cooler
  - a. Solo accumulo
    - i. Con chiller (modalità 7)
    - ii. Senza chiller (modalità 6)

#### 4.1.2 Strumentazione prevista nel loop idronico

Il circuito prevede una strumentazione estensiva in ogni suo componente in modo da analizzare pressioni, temperature, portate e potenza consumata dal sistema di refrigerazione. Questo per caratterizzare e regolare accuratamente ogni parametro di input alla pompa di calore in analisi e per poter effettuare i vari bilanci termici necessari a calcolarne le efficienze in situazioni simulate “realistiche”.

In particolare, sull’impianto è stata prevista l’installazione dei sensori elencati in Tabella 33:

**Tabella 33 - Sensoristica impianto**

<i>Sensore</i>	<i>Posizione</i>	<i>Tipologia</i>
Temperatura	Uscita dry-cooler	PT100
Temperatura	Ingresso dry-cooler	PT100
Temperatura	Ingresso serbatoio	PT100
Temperatura	Uscita serbatoio	PT100
Temperatura	Serbatoio interno	PT100
Temperatura	Ingresso pompa di calore	PT100
Temperatura	Uscita pompa di calore	PT100
Pressione	Ingresso pompa di calore	Assoluto
Pressione	Serbatoio	Assoluto
Pressione	Uscita dry-cooler	Assoluto
Pressione	Ingresso-uscita pompa di calore	Differenziale/pressostato
Portata	Uscita dry-cooler – circuito secondario	Misuratore di portata magnetico
Portata	Ingresso pompa di calore	Misuratore di portata magnetico

Nell’impianto sono inoltre previsti gli attuatori riportati in *Tabella 34*:

**Tabella 34: Attuatori impianto HiL**

<i>Sensore</i>	<i>Posizione</i>	<i>Tipologia</i>
Pompa circuito primario	Ingresso pompa di calore	Controllo fine
Valvola regolabile bypass primario	Parallelo alla pompa del primario	Controllo fine
Pompa circuito secondario	Uscita dry-cooler	Controllo fine
Valvola regolabile bypass primario	Parallelo alla pompa del secondario	Controllo fine
Circolatore	Circuito chiller/serbatoio	On-off
N°4 Valvole 3 vie	Intercettazione scambiatore ausiliario	Posizione 1 o 2
Valvola 3 vie	Intercettazione serbatoio	Posizione 1 o 2
Valvola 3 vie	Intercettazione pompa di calore	Posizione 1 o 2
Valvola 3 vie	Intercettazione dry-cooler	Posizione 1 o 2
Chiller	Circuito chiller	Regolabile in temperatura
Resistenze riscaldatore	Interne al serbatoio	7,5 kW, a potenza regolabile

#### 4.1.3 Dimensionamento dello scambiatore di disaccoppiamento primario/secondario

Il dimensionamento dello scambiatore intermedio è stato effettuato considerando gli scambiatori disponibili sul mercato di dimensioni compatte, dati i ridotti spazi disponibili sull'impianto. La scelta è quindi ricaduta sugli scambiatori a piastre, in quanto presentano il miglior rapporto tra efficienza di scambio e superficie richiesta per l'installazione.

Per definire la potenza di targa dello scambiatore sono state effettuate alcune considerazioni preliminari. In particolare, è stata ricostruita la curva di efficienza del dry-cooler Alfa-Laval da 120 kW già presente sull'impianto. Essendo disponibili da datasheet soltanto due punti di funzionamento è stata costruita una curva di regressione parabolica basata su questi due punti, come riportato in Tabella 35.

**Tabella 35 - Punti test dry-cooler**

	<i>invernale</i>	<i>estivo</i>
Flusso termico dichiarato [kW]	60	120
T <sub>min</sub> fluido [°C]	7	35
T <sub>max</sub> fluido [°C]	12	45
T <sub>min</sub> aria [°C]	5	30
T <sub>max</sub> aria [°C]	8	40

Con T<sub>min</sub> e T<sub>max</sub> si intendono le temperature minime e massime tra ingresso e uscita dello scambiatore rispettivamente sul lato aria e fluido. Il flusso termico dichiarato invece rappresenta il valore di potenza termica scambiata dichiarato dal fornitore. Si è quindi supposta una portata di fluido circolante all'interno del loop idronico ed una portata d'aria in grado di essere elaborata dal ventilatore presente sul dry-cooler, Tabella 36:

**Tabella 36 - Portate dry-cooler**

	<i>invernale</i>	<i>estivo</i>
Portata fluido [m <sup>3</sup> /h]	10	10
Portata aria [m <sup>3</sup> /h]	60000	35000

Considerando quindi acqua lato fluido e aria pura lato aria sono stati calcolati i dati, a partire dalle portate stimate, riportati in Tabella 37:

**Tabella 37 - Dati dry-cooler**

	<i>invernale</i>	<i>estivo</i>
efficienza media rispetto dichiarata	0,997	0,966
efficienza teorica	0,416	0,646
Potenza massima scambiabile [kW]	143,631	179,539
mc <sub>p</sub> fluido [kW/K]	0,013	0,027
mc <sub>p</sub> aria [kW/K]	20,518	11,969
Potenza lato fluido [kW]	58,191	112,275
Potenza lato aria [kW]	61,556	119,692

L'efficienza media rispetto alla dichiarata è il rapporto tra l'efficienza calcolata e quella massima ottenibile tra aria ed acqua, l'efficienza teorica è il valore di quella calcolata secondo il metodo esposto, la potenza massima scambiabile è la potenza massima che è possibile trasferire con i salti termici dichiarati dal fornitore e le potenze del lato acqua ed aria le potenze tra ingresso e uscita dello scambiatore rispettivamente lato acqua e aria. Gli mc<sub>p</sub> sono i calori specifici per la portata massica di aria e acqua. Essendo il valore di efficienza media dichiarata vicino a quello dell'efficienza teorica il sistema fornisce un errore inferiore al 5% sui punti considerati (0,034% in funzionamento estivo e 0,003% in invernale).

Le formule usate per i calcoli sono:

$$\text{Potenza scambiata} = G c_p \Delta T_{\text{fluido}} \quad (77)$$

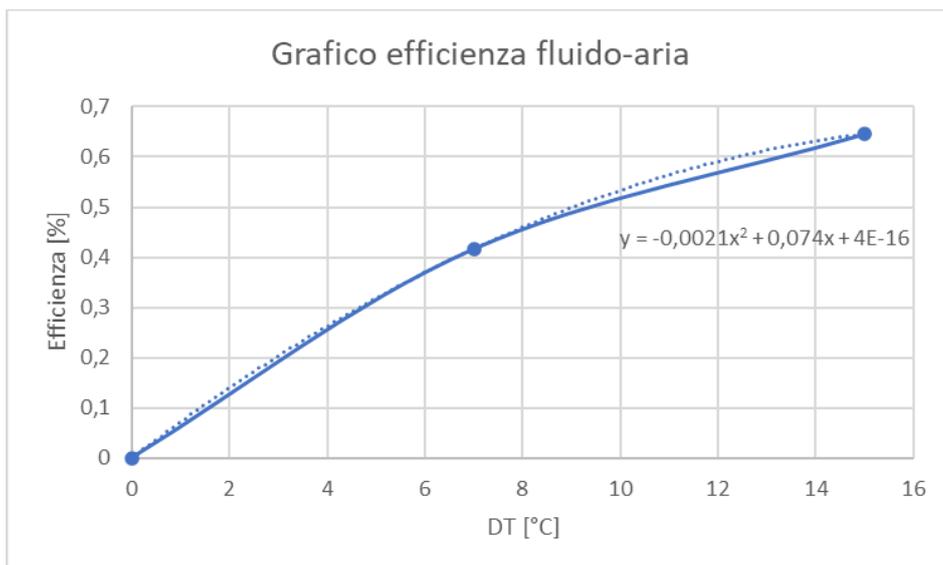
Nella (77) G è la portata del fluido, c<sub>p</sub> è il calore specifico della sostanza (aria o acqua) e ΔT<sub>fluido</sub> il salto termico dichiarato tra ingresso e uscita (5°C lato acqua invernale, 10°C lato acqua estivo, 3°C lato aria invernale e 10°C lato aria estivo) come indicato in Tabella 35. La potenza massima scambiabile è invece calcolata come:

$$\text{Potenza massima scambiabile} = G c_p \Delta T_{\text{max}} \quad (78)$$

In cui ΔT<sub>max</sub> è il salto termico tra acqua in uscita acqua e ingresso aria. L'efficienza è calcolata con l'equazione seguente:

$$\text{Efficienza} = \frac{(P_{\text{fluido}} + P_{\text{aria}})}{(2 P_{\text{max}})} \quad (79)$$

Nella quale P è la potenza scambiata lato fluido, lato acqua e massima dichiarata dello scambiatore (invernale o estiva) a seconda del pedice usato. L'efficienza dello scambiatore è quindi data come in Figura 133.



**Figura 133 - Curva Regressione dell'efficienza del dry-cooler**

Nel grafico in Figura 133 è riportata anche la retta di regressione usata per interpolare i dati, dove y è l'efficienza e x il salto termico tra fluido e aria nello scambiatore ( $\Delta T_{sc}$ ):

$$\text{Efficienza}(\Delta T) = -0,0021 * \Delta T_{sc}^2 + 0,074 * \Delta T_{sc}$$

Per quanto riguarda lo scambiatore è stato selezionato come riferimento il modello T5M-36H Alfalaval mostrato in Figura 134.



**Figura 134 - Scambiatore a piastre circuito idronico selezionato come riferimento**

Le caratteristiche dello scambiatore, come da datasheet, sono riportate in Tabella 38:

**Tabella 38 - Caratteristiche scambiatore a piastre**

Capacità [kW]	175
	<i>ingresso</i>
Temperatura Ingresso Lato primario [°C]	80
Temperatura uscita Lato Primario [°C]	60
Temperatura Ingresso Lato secondario (°C)	55
Temperatura uscita Lato secondario (°C)	70
Massima perdita di carico (kPa)	20
Portata volumetrica lato primario [m3/h]	7,8
Portata volumetrica lato freddo [m3/h]	10,2
Connessione lato primario	ISO G-2"
Connessione lato secondario	ISO G-2"
Larghezza [mm]	245
Altezza [mm]	737

La potenza dello scambiatore è calcolabile tramite le seguenti equazioni:

$$\text{Potenza}_{\text{caldo/freddo}} = C_{p\text{-medio}} m_{\text{caldo/freddo}} \Delta T_{\text{caldo/freddo}} \quad (80)$$

In cui  $C_{p\text{-medio}}$  è il calore specifico del fluido (acqua) medio tra le due temperature di ingresso e di uscita nello scambiatore,  $m$  è la portata e  $\Delta T$  è la differenza di temperatura tra ingresso e uscita del lato. I pedici specificano se il calcolo è fatto per lato caldo o freddo dello scambiatore. La potenza massima scambiabile è invece calcolata come:

$$\text{Potenza massima scambiata} = m_{\text{caldo}} * C_{p\text{-caldo}} * \Delta T_{\text{max}} \quad (81)$$

$\Delta T_{\text{max}}$  è il salto termico tra acqua in ingresso al lato caldo e acqua e ingresso al lato freddo (55 e 80 °C ),  $m_{\text{caldo}}$  è invece la portata d'acqua massica lato caldo. L'efficienza è calcolata secondo la formula:

$$\text{Efficienza teorica scambiatore} = \frac{(P_{\text{caldo}} + P_{\text{freddo}})}{(2 * P_{\text{max}})} \quad (82)$$

In cui  $P_{\text{caldo}}$  e  $P_{\text{freddo}}$  sono le potenze scambiate lato caldo e lato freddo e  $P_{\text{max}}$  è la potenza massima scambiata. Dai calcoli effettuati, sono stati ottenuti i valori riportati in Tabella 39:

**Tabella 39 - Dati scambiatore di calore**

Grandezza	Valore
efficienza media rispetto dichiarata	0,945
efficienza teorica	0,811
potenza massima scambiabile [kW]	203,866
mcp caldo [kW/K]	8,155
mcp freddo [kW/K]	11,224
potenza lato caldo [kW]	164,68
potenza lato freddo [kW]	166,042

Gli  $mc_p$  sono i calori specifici per la portata massica delle portate di aria e acqua. Il calcolo porta un'efficienza teorica rispetto a quella dichiarata con un errore inferiore al 6%. Le temperature di riferimento standard per i sistemi di riscaldamento sono riportate in Tabella 40:

**Tabella 40 - Temperature di riferimento produzione acqua calda per residenziale**

	<i>min</i>	<i>max</i>
Temperatura acqua riscaldamento [°C]	30	55
Temperatura accumulo ACS [°C]	60	70

Considerando quindi un primario (pompa di calore-scambiatore) e un secondario (scambiatore-dry cooler) si possono supporre i seguenti dati di funzionamento in prima approssimazione per il primario, come riportato in Tabella 41:

**Tabella 41 - Temperature di riferimento circuito primario**

Grandezza	Valore
T operativa max fluido [°C]	70
T operativa min fluido [°C]	30
Fluido	<i>acqua</i>
$C_p$ medio fluido (50°C) [kJ/m <sup>3</sup> K]	3976,875

Per quanto riguarda le condizioni esterne limite operative attese durante la fase sperimentale sono state prese a riferimento le temperature stagionali durante il periodo diurno riportate in Tabella 42:

**Tabella 42 - Temperature ambiente minime e massime di riferimento**

	<i>min</i>	<i>max</i>
T ambiente [°C]	-10	35
$C_p$ medio aria secca [kJ/kg K]	1,005	

La portata massima del circuito è invece data dalla portata elaborabile dalla pompa di circolazione modello Grundfos Magna 40-120F. Essendo le portate direttamente proporzionali allo scambio termico nel circuito si considera la portata massima di funzionamento dell'impianto in quanto sarà essa a determinare le condizioni limite di funzionamento dell'impianto. La Tabella 43 riporta la portata e la prevalenza caratteristiche della pompa di circolazione adottata.

**Tabella 43 – Caratteristiche pompa di circolazione circuito idronico**

Pompa	Grundfos Magna 40-120F
Prevalenza [m]	6
Portata [m <sup>3</sup> /h]	8,75

Il calcolo delle condizioni limite di funzionamento è stato effettuato basandosi sulle efficienze di scambio termico precedentemente definite per i vari componenti. La potenza termica massima che il circuito può smaltire è quindi calcolata come il prodotto della potenza termica dovuta al salto termico tra il dry-cooler, la potenza sottratta dal chiller in condizioni di funzionamento ideali e l'efficienza dello scambiatore tra primario e secondario. Per i calcoli sono quindi state utilizzate le seguenti formule:

$$\text{Eff. dry coller} = -0,0021 \cdot \Delta T_{\text{amb}}^2 + 0,074 \cdot \Delta T_{\text{amb}} \quad (83)$$

In cui

$$\Delta T_{\text{amb}} = T_{\text{uscita pompa di calore}} - T_{\text{ambiente}} \quad (84)$$

La formula (83) è la stessa utilizzata per calcolare la curva di efficienza del dry-cooler in funzione del salto termico tra la temperatura in uscita alla macchina e la temperatura ambientale. Risulta valido usare questa temperatura e non quella del secondario in quanto l'efficienza dello scambiatore intermedio è definita in funzione della temperatura del primario, non si induce quindi nessuna semplificazione nel calcolo. La potenza massima estraibile dalla pompa di calore sul dry-cooler è quindi calcolata come:

$$P_{\max} = \text{Eff. dry cooler} * \text{Eff. scambiatore} * C_{p\text{-fluido}} * G * \Delta T_{\text{amb}} \quad (85)$$

In cui *Eff. scambiatore* è l'efficienza calcolata precedentemente nello scambiatore intermedio,  $C_{p\text{-fluido}}$  è il calore specifico medio dell'acqua nel circuito tra le due temperature operative e  $G$  è la portata della pompa di circolazione. Per ottenere la potenza massima con l'intervento del chiller si ha invece la seguente equazione:

$$P_{\max\text{-e}} = P_{\max} + P_{\text{chiller}} \quad (86)$$

In prima approssimazione è stata utilizzata la potenza frigorifera dichiarata dal fornitore in quanto non sono presenti curve di potenza massima erogabile in funzione del salto termico. Altri due parametri di minor interesse riguardano la potenza che lo scambiatore intermedio deve dissipare quando intervengono i riscaldatori e nel caso generale di intervento sia del chiller che dei riscaldatori stessi (eq. 87 e 88). I riscaldatori hanno lo scopo di simulare il funzionamento della macchina in condizioni di refrigerazione, ma essendo la potenza termica della pompa di calore inferiore in questo caso, ed essendo la potenza termica complessiva dei riscaldatori di 15 kW contro gli 8 kW del chiller non si aspettano problemi ad operare la macchina in condizioni invernali durante il periodo invernale.

$$P_{\max\text{-f}} = P_{\max} - P_{\text{riscaldatori}} \quad (87)$$

$$P_{\max\text{-t}} = P_{\max} + P_{\text{chiller}} - P_{\text{riscaldatori}} \quad (88)$$

Dalle formule elencate si ricava la potenza massima della macchina in funzione del salto termico ambientale, come riportato in Tabella 44:

**Tabella 44 - Potenza termica massima erogabile dalla macchina in funzione del  $\Delta T$  tra uscita della macchina e ambiente. In rosso le potenze inferiori a quelle massime operative della pompa di calore**

$\Delta T_{\text{amb}}$	Eff. dry cooler	Pmax	Pmax-e	Pmax-f	Pmax-t
	-	kWth	kWth	kWth	kWth
1	0,0725	0,568424	8,568424	-	-
2	0,1408	2,207837	10,207837	-	-
3	0,2049	4,819452	12,819452	-	-
4	0,2648	8,304479	16,304479	-	-
5	0,3205	12,56413	20,564131	-	-
6	0,372	17,49962	25,49962	2,49962	10,49962
7	0,4193	23,01216	31,012157	8,012157	16,01216
8	0,4624	29,00295	37,002955	14,00295	22,00295
9	0,5013	35,37322	43,373224	20,37322	28,37322
10	0,536	42,02418	50,024177	27,02418	35,02418
11	0,5665	48,85703	56,857026	33,85703	41,85703

$\Delta T_{amb}$	Eff. dry cooler	Pmax	Pmax-e	Pmax-f	Pmax-t
	-	kWth	kWth	kWth	kWth
12	0,5928	55,77298	63,772983	40,77298	48,77298
13	0,6149	62,67326	70,673259	47,67326	55,67326
14	0,6328	69,45907	77,459066	54,45907	62,45907
15	0,6465	76,03162	84,031616	61,03162	69,03162
16	0,656	82,29212	90,292121	67,29212	75,29212
17	0,6613	88,14179	96,141792	73,14179	81,14179
18	0,6624	93,48184	101,48184	78,48184	86,48184

Come si può notare la macchina è in grado di operare a potenza nominale nell’impianto disaccoppiato (quindi con l’utilizzo dello scambiatore di calore), fino ad un  $\Delta T_{amb}$  di 7 °C, quindi considerando la condizione di produzione ACS a 45°C è possibile operare la macchina quando la temperatura dell’aria è pari a 38°C, condizione estremamente rara alle latitudini del centro di ricerca anche durante il periodo estivo e comunque inferiore alla condizione di 35°C imposta come riferimento per l’operatività del sistema. Il grafico in Figura 135 riporta in forma grafica la Tabella 44 e definisce le condizioni operative della macchina nelle diverse modalità. Alla luce del dimensionamento sopra esposto, si può concludere che la scelta di uno scambiatore intermedio di caratteristiche equivalenti al modello T5M-36H AlfaLaval può essere confermata per il disaccoppiamento del circuito idronico nelle due sezioni primaria e secondaria, perché è in grado di scambiare le potenze termiche attese in tutte le possibili condizioni di funzionamento, permettendo l’esecuzione dei test di simulazione dinamica delle pompe di calore anche in condizioni ambientali sfavorevoli (alta temperatura dell’aria) per il dry-cooler.

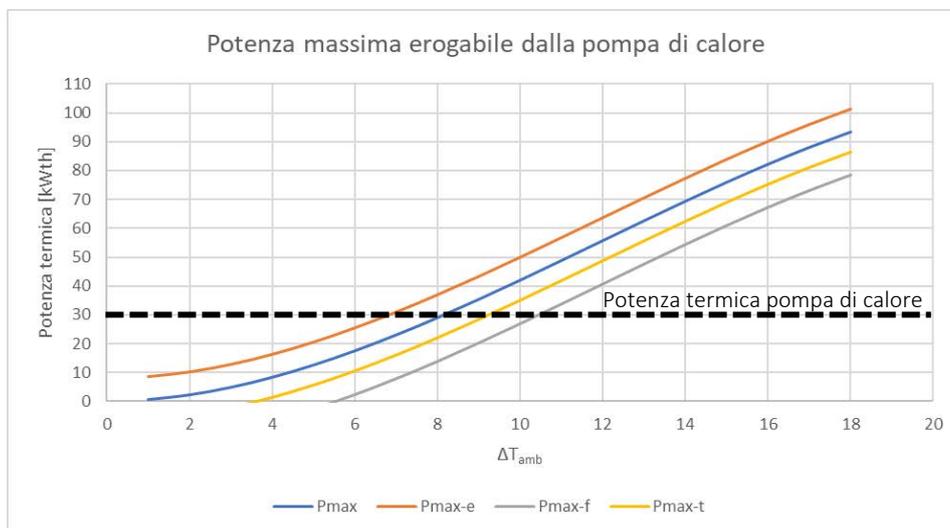


Figura 135 - Potenza massima della macchina in funzione del salto termico

#### 4.2 Realizzazione della configurazione idraulica dell’HiL

Nel corso della seconda annualità del PTR 2019-2021 sono state realizzate le modifiche all’impianto esistente per adattarlo all’esecuzione di test in modalità dinamica secondo la logica HiL. Le immagini successive mostrano alcuni dei componenti che costituiscono il nuovo blocco intorno allo scambiatore a piastre per il disaccoppiamento del circuito primario e secondario. Allo stato attuale, il sistema è completo nella parte meccanica ed è quindi pronto per l’esecuzione di test in modalità dinamica.



Figura 136 – Scambiatore a piastre installato in campo – vista frontale



Figura 137 - Scambiatore a piastre installato in campo – vista laterale



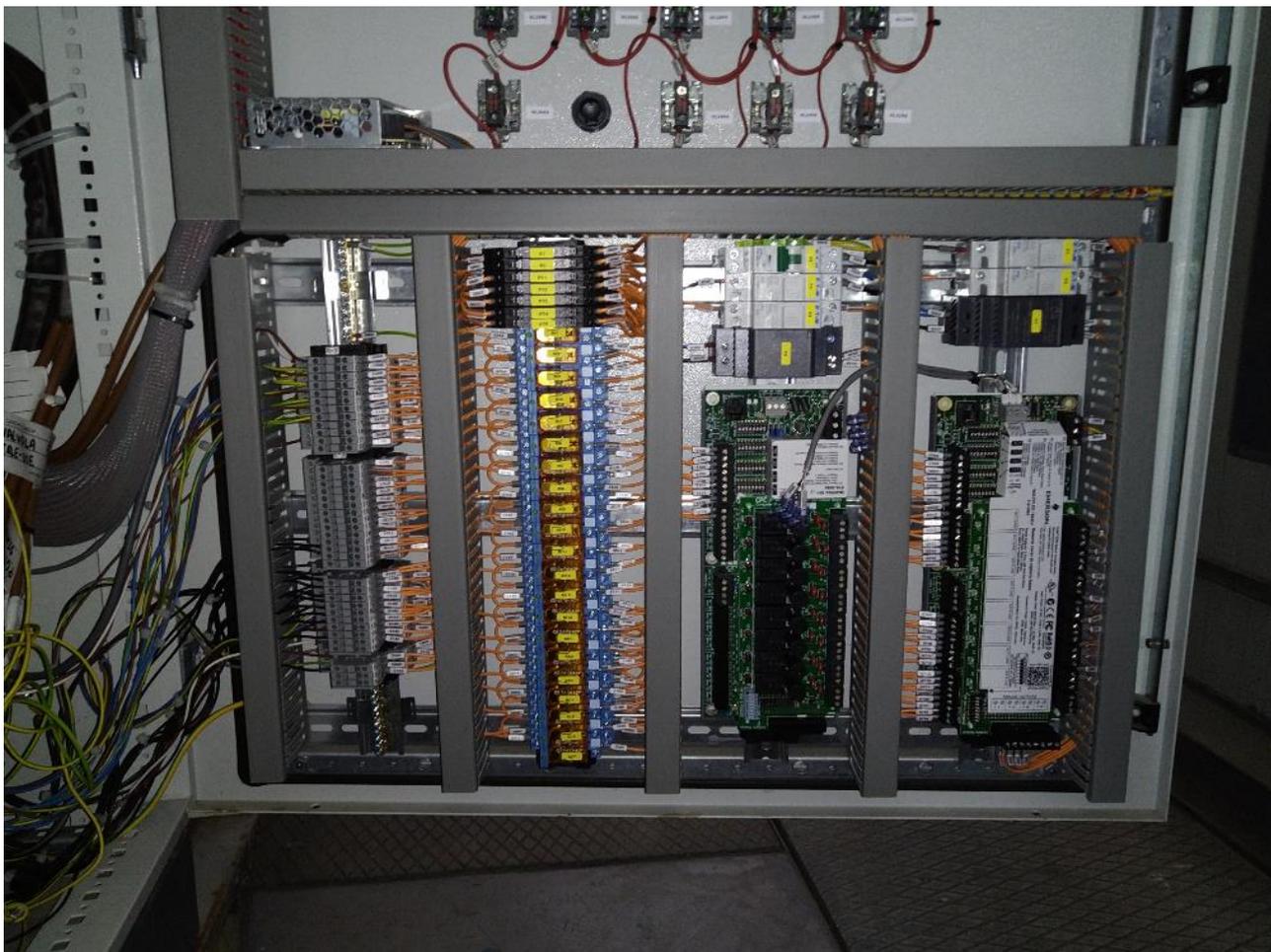
**Figura 138 – Primo piano della pompa di circolazione edel misuratore di portata del circuito secondario**



**Figura 139 – Impianto coibentato al termine dell’installazione**

La figura 140 mostra le nuove schede elettroniche installate sul quadro elettrico preesistente per la gestione dei nuovi attuatori delle valvole tre vie e dell’inverter della pompa di circolazione del circuito secondario. Tutte queste schede, insieme a quelle già installate in precedenza, sono comandate da un sistema di gestione dell’impianto realizzato con il software Ultrasite, che è in grado di modificare la configurazione di lavoro del circuito e passare automaticamente da una modalità all’altra tra quelle descritte nel paragrafo 4.1.1.

Il passaggio da una configurazione all’altra viene effettuato secondo le logiche di controllo di seguito esposte.



**Figura 140 – Schede elettroniche di controllo degli attuatori aggiuntivi installati in campo**

### **4.3 Strategia di simulazione dinamica su impianto di tipo HiL**

Uno dei punti di maggiore difficoltà nei test di pompe di calore in modalità dinamica riguarda la corretta simulazione del fabbisogno orario dell'utenza e l'interfaccia con l'impianto reale (pompa di calore, accumuli, solare). Le modalità di simulazione dell'utenza possono essere di diverso tipo e dipendono da un certo numero di parametri, che il simulatore dovrebbe essere in grado di gestire e modificare. Allo stesso modo, il generatore termico può operare in modi diversi sia in termini di potenza erogata che di tempistiche di funzionamento. Inoltre, in un impianto con accumulo è necessario valutare quando caricare l'accumulo e quando operare con questo sull'utenza. Nei paragrafi che seguono verranno illustrate le prime modalità di test che si intendono analizzare nella terza annualità, che fanno riferimento a configurazioni d'impianto a due componenti con circuiti disaccoppiati (ossia le configurazioni 2, a e b, 3a indicate nei macro gruppi riepilogati nel paragrafo 4.1.1).

#### **4.3.1 Profili di default per il fabbisogno termico dell'utente per ciascuna zona climatica**

Nel caso dell'impianto HiL realizzato da ENEA, l'utenza è simulata attraverso un dry-cooler i cui ventilatori sono dotati di inverter, in modo da smaltire carichi termici variabili nell'arco del periodo di simulazione. Per i fabbisogni di utenze caratteristiche di ciascuna zona climatica italiana, in [24] sono stati definiti quelli dell'intera stagione di riscaldamento. A partire da questo dato, si è proceduto alla stima dei carichi orari dell'utenza, per ogni zona climatica, seguendo la seguente procedura:

- Distribuzione del fabbisogno invernale sul giorno medio invernale: con una serie di assunzioni, sulle quali si tornerà in sede di sperimentazione, è possibile stabilire il fabbisogno termico corrispondente al giorno medio invernale, di cui sono state determinate le temperature ambientali in ogni ora con la procedura illustrata in [24];

- Scelta della tempistica di richiesta del carico termico da parte dell'utenza (che corrisponde al periodo di accensione del sistema di generazione termica): mentre per ogni zona climatica è noto il numero massimo di ore nel quale è possibile accendere il sistema di riscaldamento, i periodi di accensione nell'arco della giornata sono scelti dall'utente;
- Suddivisione del carico termico giornaliero medio tra le ore di funzionamento ipotizzate in proporzione alla temperatura esterna, in modo da definire il carico orario.

Nelle figure che seguono, e nelle corrispondenti tabelle, sono mostrati alcuni possibili profili, individuati come default per i fabbisogni termici di utenze caratteristiche delle zone climatiche C, D, E ed F; i profili sono stati ottenuti ipotizzando tre periodi di accensione giornaliera per un numero di ore totale uguale al massimo consentito per ogni zona climatica.

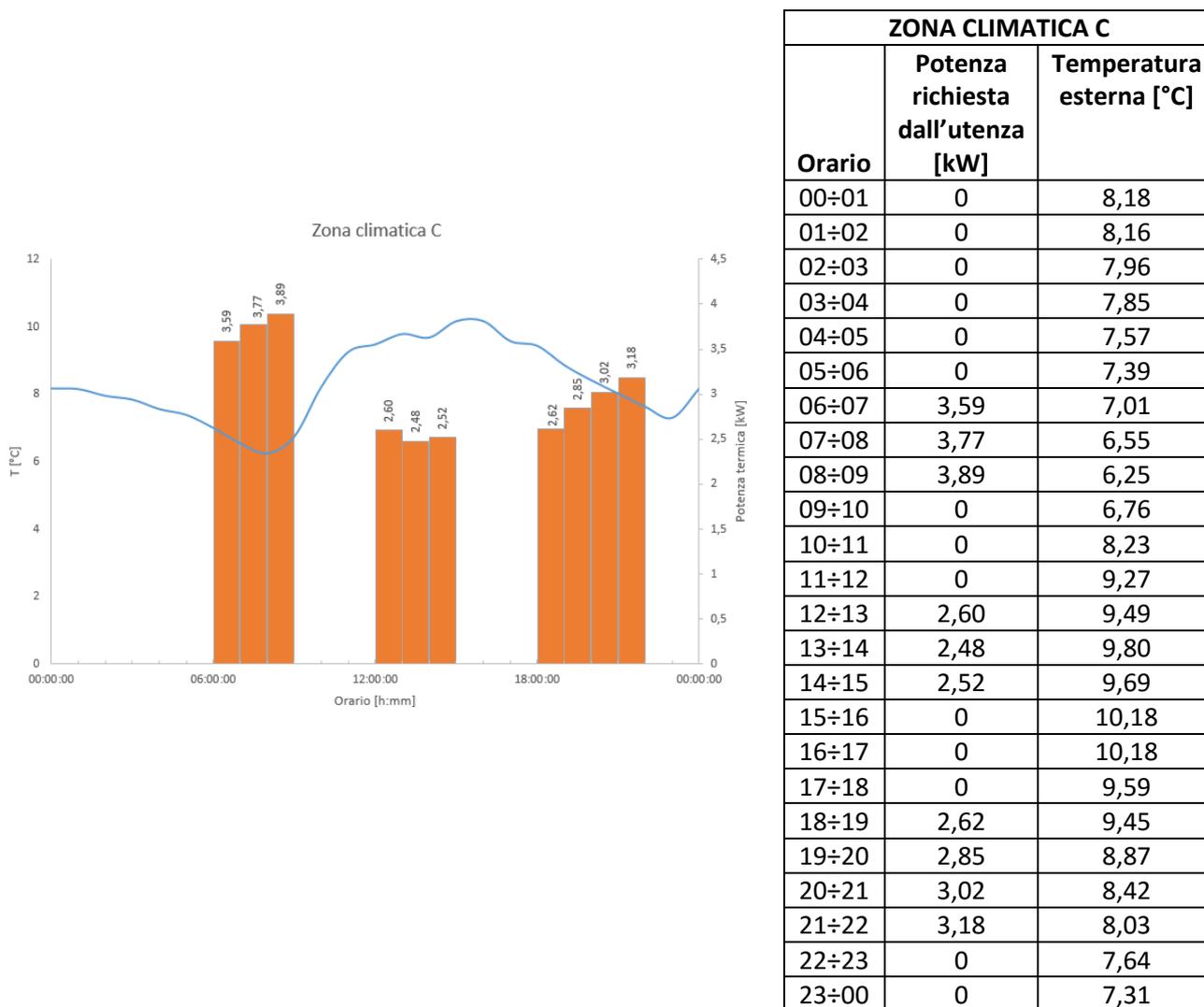
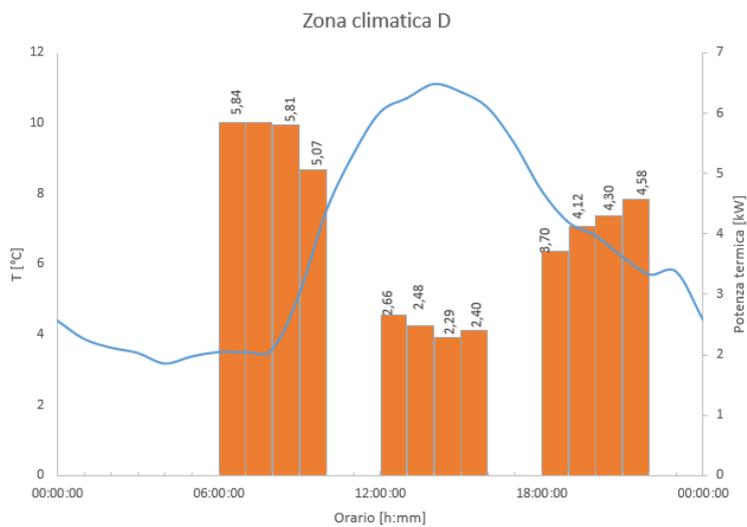
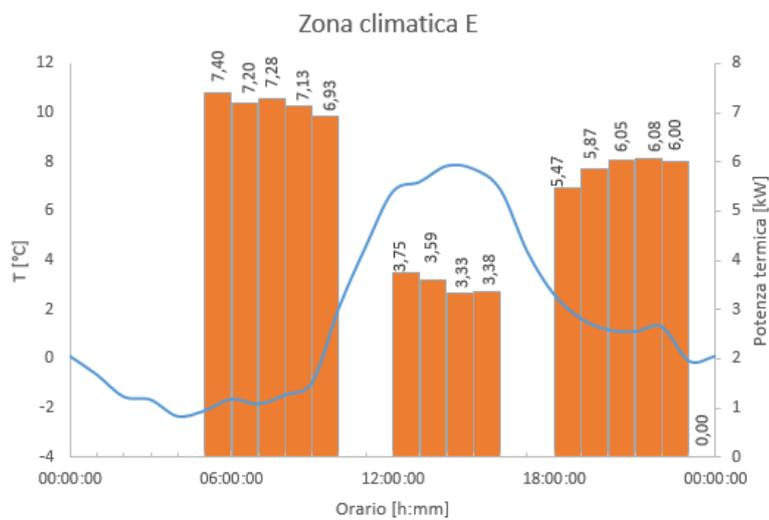


Figura 141 – Profilo di fabbisogno termico di default per utente tipo della zona climatica C



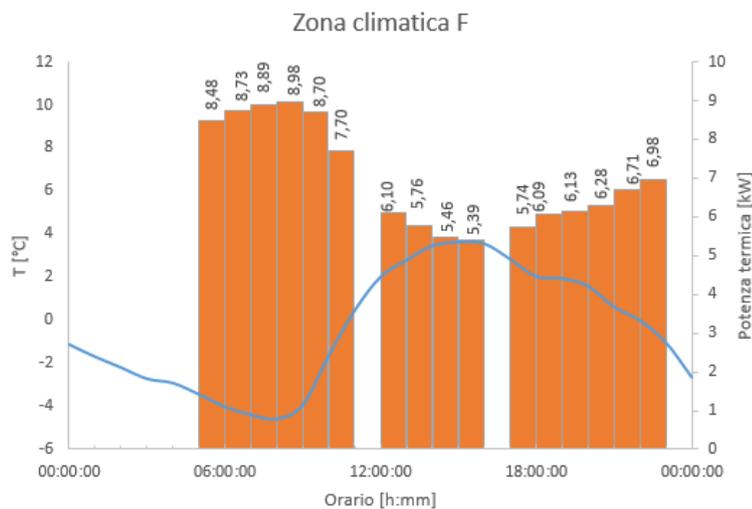
ZONA CLIMATICA D		
Orario	Potenza richiesta dall'utenza [kW]	Temperatura esterna [°C]
00÷01	0	4,4
01÷02	0	3,88
02÷03	0	3,63
03÷04	0	3,48
04÷05	0	3,18
05÷06	0	3,38
06÷07	5,84	3,5
07÷08	5,84	3,5
08÷09	5,81	3,58
09÷10	5,07	5,15
10÷11	0	7,5
11÷12	0	9,1
12÷13	2,66	10,3
13÷14	2,48	10,7
14÷15	2,29	11,1
15÷16	2,40	10,88
16÷17	0	10,43
17÷18	0	9,4
18÷19	3,70	8,08
19÷20	4,12	7,18
20÷21	4,30	6,8
21÷22	4,58	6,2
22÷23	0	5,7
23÷00	0	5,78

Figura 142 – Profilo di fabbisogno termico di default per utente tipo della zona climatica D



ZONA CLIMATICA E		
Orario	Potenza richiesta dall'utenza [kW]	Temperatura esterna [°C]
00÷01	0	0,10
01÷02	0	-0,65
02÷03	0	-1,55
03÷04	0	-1,68
04÷05	0	-2,35
05÷06	7,40	-2,13
06÷07	7,20	-1,65
07÷08	7,28	-1,85
08÷09	7,13	-1,48
09÷10	6,93	-0,98
10÷11	0	2,08
11÷12	0	4,58
12÷13	3,75	6,80
13÷14	3,59	7,20
14÷15	3,33	7,85
15÷16	3,38	7,73
16÷17	0	6,88
17÷18	0	4,35
18÷19	5,47	2,60
19÷20	5,87	1,63
20÷21	6,05	1,18
21÷22	6,08	1,10
22÷23	6,00	1,30
23÷00	0	-0,10

Figura 143 – Profilo di fabbisogno termico di default per utente tipo della zona climatica E



ZONA CLIMATICA F		
Orario	Potenza richiesta dall'utenza [kW]	Temperatura esterna [°C]
00÷01	0	-1,15
01÷02	0	-1,73
02÷03	0	-2,23
03÷04	0	-2,75
04÷05	0	-2,95
05÷06	8,48	-3,48
06÷07	8,73	-4,05
07÷08	8,89	-4,43
08÷09	8,98	-4,63
09÷10	8,70	-3,98
10÷11	7,70	-1,68
11÷12	0	0,43
12÷13	6,10	2
13÷14	5,76	2,78
14÷15	5,46	3,45
15÷16	5,39	3,63
16÷17	0	3,55
17÷18	5,74	2,83
18÷19	6,09	2,03
19÷20	6,13	1,93
20÷21	6,28	1,58
21÷22	6,71	0,6
22÷23	6,98	-0,03
23÷00	0	-1,05

**Figura 144 – Profilo di fabbisogno termico di default per utente tipo della zona climatica F**

A livello sperimentale, sarà opportuno avere la possibilità di poter variare i carichi termici orari per simulare situazioni diverse in termini di periodi di accensione, di temperature esterne, di tipologia d'utenza. Per questo motivo, a livello di software, oltre ai profili di carico termico orari di default sopra riportati, è stato predisposto un set di 24 record con possibilità di inserimento manuale delle potenze, che possa essere gestito in completa autonomia dall'operatore per la creazione di un profilo specifico.

Nelle tabelle abbinate alle figure 141÷144, la colonna "potenza termica richiesta dall'utente" riguarda una sola utenza. Dovrà essere moltiplicata per il numero di utenze, che l'operatore potrà scegliere come parametro sul software di controllo Ultrasite™, sviluppato da Emerson, dell'HiL attraverso un menu dedicato.

La colonna "temperatura esterna" non dovrà essere implementata su UltraSite, ma sarà gestita dal software WinKratos™ (sviluppato da Angelantoni Test Technologies per il controllo e la supervisione delle camere di simulazione ambientale ACS) che controlla temperatura ed umidità all'interno della camera climatica. Con quest'ultimo software è possibile impostare, oltre ad un valore fisso di temperatura e umidità, una sequenza di valori di temperatura e umidità che il sistema è in grado di mantenere per il tempo desiderato.

## 5 Conclusioni

Nella prima parte di questo Report, relativa alle attività di ricerca sulla prevenzione del brinamento e sui metodi di sbrinamento, partendo dai risultati ottenuti in [1], si sono inizialmente individuate le diverse situazioni di esercizio che si potrebbero realizzare integrando la ASHP con nuovi componenti e disponendo di fonti esterne per il riscaldamento dell'aria. Conseguentemente si è sviluppato il s/w, realizzato nella precedente annualità, inserendo le opzioni necessarie per simulare le condizioni di funzionamento della ASHP corrispondenti alle situazioni di esercizio selezionate; ad ogni opzione corrisponderà una configurazione della ASHP, supponendo presenti i circuiti ausiliari che ne permetteranno la realizzazione. Tramite il s/w, sono stati indagati gli effetti dell'introduzione di diversi metodi di ritardo (variazione del dimensionamento dell'evaporatore, preriscaldamento dell'aria di ingresso, uso dell'inverter da solo e associato al preriscaldamento) rispetto alle prestazioni di riferimento della ASHP per  $T_{ar\_in} \geq TBI$ . Per la situazione  $T_{ar\_in} < TBI$ , si sono valutate la variazione del dimensionamento dell'evaporatore e il preriscaldamento dell'aria di ingresso. Infine si è stimata la possibilità di utilizzare, garantendo il riscaldamento dell'utenza, il metodo di sbrinamento CSDD con l'ausilio del preriscaldamento dell'aria.

Durante lo svolgimento dell'attività si è confermata la complessità dell'esercizio di una ASHP in condizioni di brinamento e la necessità di effettuare le scelte nella realizzazione dell'impianto con ASHP, sia di dimensionamento ma anche del metodo di ritardo e del sistema di sbrinamento con il relativo controllo, tenendo conto delle condizioni di esercizio in cui la macchina andrà a funzionare [14]. L'importanza di considerare le ore/anno in cui si avranno condizioni più o meno severe di frosting, determinate dalla coppia di grandezze  $T_{ar\_in}$  e UR, possono consigliare, oltre alla scelta di geometrie di scambio adeguate, di investire in determinati metodi di ritardo e in sistemi di controllo del frosting più o meno complessi.

Nella seconda parte del report, è descritta l'attività di confronto dell'accumulo di calore tradizionale o con PCM. Sono state eseguite oltre 150 prove sperimentali, analizzando la risposta dell'accumulo a gradini di temperatura del fluido primario in ingresso, ottenendo l'andamento nel tempo della temperatura in uscita e della potenza ed energia scambiate tra fluido ed accumulo sia durante le fasi di carico (eccesso di calore disponibile) che di scarico (calore ceduto dall'accumulo al fluido). I test sono stati effettuati con due diversi scambiatori alettati immersi nel materiale (acqua o PCM) e per diversi gradini di temperatura, portate e condizioni iniziali.

I risultati hanno dimostrato che l'accumulo con PCM ha prestazioni migliori rispetto all'acqua soprattutto per uno dei due scambiatori e che la convenienza aumenta al diminuire del salto disponibile tra le condizioni di carico e quelle di scarico.

È stato poi realizzato un programma di simulazione alle differenze finite che, dopo la validazione con i dati sperimentali, è stato utilizzato per valutare le prestazioni che si possono ottenere con serbatoi dello stesso tipo ma variandone le dimensioni e le caratteristiche. Una prima applicazione preliminare mostra che un accumulo costituito da vari scambiatori del tipo più performante può essere utilizzato per fornire calore all'aria verso l'evaporatore al fine di evitare il rischio della formazione di brina quando la pompa di calore si trova a lavorare nelle condizioni più sfavorevoli.

Nell'ultima parte è illustrata la progettazione e la realizzazione del circuito HiL, a partire dall'impianto attualmente disponibile. Il circuito realizzato consente sostanzialmente tre configurazioni di esercizio: pompa di calore vs utenza, pompa di calore vs accumulo e accumulo vs utenza. L'abbinamento dell'impianto HiL ad una camera climatica consente il test dinamico di impianti integrati simulando l'impiego in diverse zone climatiche. È stata definita la strategia di controllo dell'HiL in dipendenza dei fabbisogni energetici delle utenze tipo individuate nella precedente annualità e sono stati predisposti alcuni profili di carico di default, utili per la sperimentazione programmata nella terza annualità.

## 6 Appendice 1 – Tabelle dei dati utilizzati per le attività sui PCM

Nella seguente tabella sono riassunte le prove sperimentali effettuate. Come riportato nella relativa legenda, si è utilizzata una rappresentazione che fornisce visivamente alcune caratteristiche:

- quelle in grigio minuscolo sono le prime prove effettuate con una velocità di acquisizione inferiore e quindi ripetute per sicurezza in quanto l'istante iniziale era meno affidabile;
- quelle in grassetto sono con il gradino di temperatura simmetrico rispetto alla temperatura di cambiamento di fase del PCM ( $T_{pc}=46^{\circ}\text{C}$ ), mentre le altre sono asimmetriche
- in quelle in corsivo il gradino di temperatura non provoca il cambiamento di fase, per cui anche col PCM il calore è solo quello sensibile.

**Tabella 45 – matrice sperimentale attività PCM**

SDP-1									SDP-2							
Temperature				Portate [l/h]					Temperature				Portate [l/h]			
fluido	Ti	Tf	DT	15	30	50	70		fluido	Ti	Tf	DT	15	30	50	70
<i>A46</i>	<i>19</i>	<i>32</i>	<i>13</i>			X		x grigia=acquisiz. lenta	<i>A46</i>	<i>19</i>	<i>32</i>	<i>13</i>			.	
A46	21	61	40			X		X nera=acquis. veloce	A46	21	61	40			X	
<i>A46</i>	<i>26</i>	<i>41</i>	<i>15</i>		x			<b>bold=simmetrica</b>	<i>A46</i>	<i>26</i>	<i>41</i>	<i>15</i>		.		
<b>A46</b>	<b>26</b>	<b>66</b>	<b>40</b>	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>xX</b>	<b>X</b>	norm=asimmetrica	<b>A46</b>	<b>26</b>	<b>66</b>	<b>40</b>	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>
<i>A46</i>	<i>31</i>	<i>41</i>	<i>10</i>	x		x		<i>marr.corsivo=monofase</i>	<i>A46</i>	<i>31</i>	<i>41</i>	<i>10</i>	.		.	
A46	31	51	20			xX			A46	31	51	20			X	
<b>A46</b>	<b>31</b>	<b>61</b>	<b>30</b>	x	<b>xX</b>	x	x		<b>A46</b>	<b>31</b>	<b>61</b>	<b>30</b>	.	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>
<b>A46</b>	<b>36</b>	<b>56</b>	<b>20</b>	<b>xX</b>	<b>xX</b>	<b>xX</b>	<b>xX</b>		<b>A46</b>	<b>36</b>	<b>56</b>	<b>20</b>	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>
A46	36	66	30			x			A46	36	66	30			X	
<b>A46</b>	<b>41</b>	<b>51</b>	<b>10</b>		<b>X</b>	<b>xX</b>	<b>X</b>		<b>A46</b>	<b>41</b>	<b>51</b>	<b>10</b>		<b>X</b>	<b>X</b>	<b>XX</b>
A46	41	61	20		X	xX			A46	41	61	20		X	X	
<b>A46</b>	<b>51</b>	<b>41</b>	<b>-10</b>	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>		<b>A46</b>	<b>51</b>	<b>41</b>	<b>-10</b>	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>
<i>A46</i>	<i>51</i>	<i>61</i>	<i>10</i>	x		x			<i>A46</i>	<i>51</i>	<i>61</i>	<i>10</i>	.		.	
<i>A46</i>	<i>51</i>	<i>66</i>	<i>15</i>			x			<i>A46</i>	<i>51</i>	<i>66</i>	<i>15</i>			X	
<b>A46</b>	<b>56</b>	<b>36</b>	<b>-20</b>		x	<b>xX</b>	<b>X</b>		<b>A46</b>	<b>56</b>	<b>36</b>	<b>-20</b>		.	<b>X</b>	<b>XX</b>
A46	56	41	-15			X			A46	56	41	-15			X	
<b>A46</b>	<b>61</b>	<b>31</b>	<b>-30</b>	x	<b>XX</b>	<b>xX</b>	<b>X</b>		<b>A46</b>	<b>61</b>	<b>31</b>	<b>-30</b>	.	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>
A46	61	41	-20			X			A46	61	41	-20			X	
<b>A46</b>	<b>66</b>	<b>26</b>	<b>-40</b>			<b>X</b>	<b>X</b>		<b>A46</b>	<b>66</b>	<b>26</b>	<b>-40</b>		<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>
<i>A46</i>	<i>66</i>	<i>56</i>	<i>-10</i>		x				<i>A46</i>	<i>66</i>	<i>56</i>	<i>-10</i>		.		
acqua	26	66	40	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>xX</b>	<b>X</b>		acqua	26	66	40	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>
acqua	31	61	30	x	<b>xX</b>	<b>X</b>	x		acqua	26	56	30			<b>X</b>	
acqua	36	56	20	<b>xX</b>	<b>xX</b>	<b>X</b>	<b>xX</b>		acqua	26	46	20	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>
acqua	41	51	10			<b>X</b>	<b>X</b>		acqua	41	51	10			<b>X</b>	
acqua	51	41	-10			<b>X</b>	<b>X</b>		acqua	51	41	-10			<b>X</b>	
acqua	56	36	-20	<b>X</b>	<b>XX</b>	<b>X</b>	<b>XX</b>		acqua	46	26	-20	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>
acqua	61	31	-30		<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>		acqua	56	26	-30			<b>X</b>	
acqua	66	26	-40		<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>		acqua	66	26	-40	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>
aria	26	66	40			X			aria	21	61	40			X	
aria	31	61	30			X			aria	21	51	30			X	
aria	36	56	20			X	X		aria	36	56	20	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>
aria									aria	61	41	-20			X	
aria	61	31	-30			X	X		aria	61	31	-30		<b>X</b>	<b>X</b>	
aria	66	26	-40			X			aria	66	26	-40	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>	<b>X</b>

## 7 Riferimenti bibliografici

1. G. Boccardi, F. D'Annibale, M. Pieve, L. Simonetti, R. Trinchieri "Stato dell'arte delle tecnologie di sbrinamento nelle Pompe di Calore. Sviluppo software di previsione dell'insorgere del brinamento" Report RdS/PTR(2019)/025
2. D. L. Da Silva, C.J. Hermes, C. Melo, "Experimental study of frost accumulation on fan supplied tube-fin evaporators", *Appl. Therm. Eng.*, 31 (2011), 1013–20.
3. HY Ye, KS Lee, "Performance prediction of a fin-and-tube heat exchanger considering air-flow reduction due to the frost accumulation", *Int. J. Heat Mass Tran.*, 67 (2013), 225–33.
4. E. Moallem, T. Hong, L. Cremaschi, DE Fisher, "Experimental investigation of adverse effect of frost formation on microchannel evaporators, Part 1: Effect of fin geometry and environmental effects", *Int. J. Refrig.*, 36 (2013), 1762–75.
5. J.H. Zhu, Y.Y. Sun, W. Wang, S.M. Deng, Y.J. Ge, L.T. Li, "Developing a new frosting map to guide defrosting control for air-source heat pump units", *Applied Thermal Engineering* 90 (2015), 782-791
6. YG. Chen, "Pinch point analysis and design considerations of CO2 gas cooler for heat pump water heaters", *International Journal of Refrigeration*, 69 (2016), 136–146
7. L. A. Schaefer, "Heat exchanger mean temperature differences for refrigerant mixtures", (M.S. thesis), Georgia Institute of Technology, USA. 1997
8. ASERCOM - Association of European refrigeration component manufacturers "Raccomandazioni per l'utilizzo dei variatori di frequenza con i compressori frigoriferi volumetrici", Linee guida marzo 2018
9. W. Wang, Q.C. Guo, W.P. Lu, "A generalized simple model for predicting frost growth on cold flat plate", *International Journal of Refrigeration*, 35 (2) (2012), 475–486
10. X.M. Guo, Y.G. Chen, W. H. Wang, C. Z. Chen, "Experimental study on frost growth and dynamic performance of air source heat pump system", *Applied Thermal Engineering*, 28 (2008), 2267–2278
11. A. Mohammed, W. Chi-Chuan "Review of defrosting methods", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 73 (2017) 53–74
12. K. Nawaz, B. Fricke, A. Elatar, "A critical literature review of defrost technologies for heat pumps and refrigeration systems", Oak Ridge National Laboratory, ORNL/TM-2018/1007
13. S. Mengjie, D. Shiming, D. Chaobin, M. Ning, W. Zhihua, "Review on improvement for air source heat pump units during frosting and Defrosting", *Applied Energy*, 211 (2018), 1150–1170
14. P. Vocale, G. L. Morini, M. Spiga "Influence of outdoor air conditions on the air source heat pumps performance" 68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2013, *Energy Procedia* 45 ( 2014 ) 653 – 662 ScienceDirect
15. P. Zhang, P.S. Hrnjak, "Effect of some geometric parameters on performance of PF2 heat exchangers in periodic frosting", *Int. J. Refrig.*, 33 (2010), 334–346.
16. N.F. Aljuwayhel, D.T. Reindl, S.A. Klein, G.F. Nellis, "Experimental investigation of the performance of industrial evaporator coils operating under frosting conditions", *Int. J. Refrig.*, 31 (2008), 98–106.
17. Y. Xia, A.M. Jacobi, "A model for predicting the thermal-hydraulic performance of louvered-fin, flat-tube heat exchangers under frosting conditions", *Int. J. Refrig.*, 33 (2010), 321–333.
18. D. L. Da Silva, C.J. Hermes, C. Melo, "Experimental study of frost accumulation on fan supplied tube-fin evaporators", *Appl. Therm. Eng.*, 31 (2011), 1013–20.
19. HY Ye, KS Lee, "Performance prediction of a fin-and-tube heat exchanger considering air-flow reduction due to the frost accumulation", *Int. J. Heat Mass Tran.*, 67 (2013), 225–33
20. F. D'Annibale, C. Menale, "Studio di metodi per l'aumento delle prestazioni dei sistemi di accumulo termico basati su materiali a cambiamento di fase", Report RdS/PAR2014/229
21. F. D'Annibale, A. Lattanzi, M. Morlacca, "Studio e valutazione teorico-sperimentale di interventi per ottimizzare l'efficienza di sistemi di accumulo", Report RdS/PAR2015/166
22. F. D'Annibale, A. Lattanzi, M. Morlacca, A. Scotini, L. Simonetti, "Sistema sperimentale per la caratterizzazione delle prestazioni del sistema di gestione termica di moduli di batterie, finalizzato alla diminuzione dei rischi di thermal runaway" (ENEA), RdS/PAR2016/175, settembre 2017
23. F. D'Annibale, A. Lattanzi, M. Morlacca, A. Scotini, L. Simonetti, "Valutazione del comportamento termico di un modulo batteria utilizzando un impianto di simulazione: test sperimentali di

raffreddamento in condizioni normali e/o di abuso”, (ENEA), Report RdS/PAR2017/186, settembre 2018

24. F. D’Annibale, M. Pieve, G. Boccardi, L. Simonetti, R. Trinchieri, "Sistemi integrati in pompa di calore: individuazione dei casi studio e simulazione software di sistemi polisorgente con PdC a CO<sub>2</sub>", (ENEA), Report RdS/PTR2019/024
25. A. C. violante, M. Proposito “Realizzazione del campo geosonde” Report RdS/PTR(2020)/240

## 8 Abbreviazioni ed acronimi

A46	PCM paraffina con $T_{pc}=46^{\circ}\text{C}$
ACS	Acqua Calda Sanitaria
ASHP	Air Source Heat Pump
ATD	Approach Temperature Difference
CA	Caldaia Ausiliaria
COP	coefficiente di prestazione
COPf	COP considerando altri consumi (p.e. $W_{fan}$ )
CSDD	Compressor ShutDown Defrosting
EV	Evaporatore
fpc	Brinamento-Fase a prestazioni costante
fpd	Brinamento-Fase a prestazioni decrescente
GC	Gas-Cooler
HiL	Hardware in the Loop
NRI	Dimensionamento base ASHP
PA	Preriscaldamento aria esterna
p.p.	pinch point
PCM	Phase change material
PdC	Pompa di Calore
RI	Dimensionamento ASHP maggiorato
SA	Serbatoio di accumulo
SCOP	coefficiente di prestazione stagionale
SDP	sezione di prova
sgn	funzione segno
tr	tempo di riscaldamento richiesto dall’utenza
tf	tempo di funzionamento ASHP

### Grandezze

<i>Simbolo</i>	<i>Significato</i>
A	Superficie [m <sup>2</sup> ]
BR	Bloking ratio: area libera di passaggio/area totale [-]
c, cp	Calore specifico a p costante [J/kg K]
C	Capacità termica [J/K]
D	Diametro [m]
dt	Step temporale [s]
dz	Step assiale [m]
$\Delta T_{ae}$	$T_{ar\_in}-T_{ev}$ [K]
$\Delta T_{far}$	$T_{ar\_in}-T_{ar\_out}$ [K]
$\Delta T_{lm}$	$\bar{T}$ logaritmico medio [K]
E	Energia [kJ - kWh]
$\varphi$	Frequenza [Hz]

<i>Simbolo</i>	<i>Significato</i>
$G_{gh}$	Velocità di formazione del ghiaccio (o di brinamento) [kg/s]
$h$	Entalpia [kJ/kg]
$k$	Conducibilità termica [W/m K]
$L$	Lunghezza; Lunghezza assiale (*) [m]
$m, M$	Massa [kg]
$ndefh$	numero di defrost richiesti in 1h [-]
$p$	Pressione [Pa, bar]
$prop$	proprietà fisica generica (nella trattazione del modello numerico)
$Q$	portata in volume [m <sup>3</sup> /s]
$q''$	Flusso di calore [W/m <sup>2</sup> ]
$r$	Calore latente [kJ/kg]
$r$	raggio [m] (o ascissa nelle equazione del modello)
$r_E$	Rapporto tra l'energia sperimentale e quella massima teorica [-]
$R$	Resistenza termica [K/W]
$s$	Spessore [m]
$t$	Tempo [s]
$T$	Temperatura [°C, K]
$TBI$	temperatura bivalente [°C]
$tdef$	tempo di un ciclo completo di defrosting [s]
$tfd$	Tempo disponibile per il riscaldamento [s]
$tfdh$	Tempo disponibile per il riscaldamento con $tr=1h$
$tdefh$	Tempo necessario per il defrosting con $tr=1h$ [s]
$T_{pc}$	Temperatura di cambiamento di fase [°C]
$U$	coefficiente globale di scambio termico [kW/ K m <sup>2</sup> ]
$U$	Energia interna (eq.65 e 66) [J/kg]
$u$	Velocità [m/s]
$UR$	umidità relativa dell'aria [-]
$US$	conduttanza termica totale [kW/K]
$V$	volume [m <sup>3</sup> ]
$VHC$	Capacità termica volumetrica [J/m <sup>3</sup> ]
$W$	Potenza [W]
$x$	titolo miscela vapore acqua-aria [kg <sub>v</sub> /kg <sub>ar</sub> secca]

### **Pedici**

<i>simbolo</i>	<i>significato</i>
$a, ar$	aria
$a$	Ambiente (Nella trattazione del modello numerico PCM)
$acc$	accumulo
$amb$	ambiente
$atm$	condizioni di riferimento atmosferiche
$br$	formazione di ghiaccio, brinamento
$c$	contenitore (Nella trattazione del modello numerico PCM)
$c$	relativo al ciclo CO <sub>2</sub>
$CA$	Caldaia Ausiliaria
$cal$	calcolato
$cond$	condensazione
$cont$	contenitore

<i>simbolo</i>	<i>significato</i>
cp	compressore
dem	demand
dew	condizioni di rugiada
disp	disponibile
e	elettrica
e	esterno; esterno del PCM (Nella trattazione del modello numerico)
exp	sperimentale
ext	da fonte esterna
eq	Fase di riassetamento da defrosting
eq	equivalente
ev	evaporazione
f	funzionamento
fan	fan cooler
fin	finale
fr	frosting
fs	Funzionamento sbrinamento
fus	fusione
gh	ghiaccio
h	ora
HT	Alta temperatura
ibr	Funzionamento Ibrido- ASHP+CA
i, in	ingresso
in	iniziale
int	interno
Inv	inverter
L	liquido
LT	bassa temperatura
max	massimo
min	minimo
out	uscita
p	Preparazione ciclo defrosting
p	PCM (Nella trattazione del modello numerico)
pc	Phase change
PCM	relativo al PCM
prea	preriscaldamento aria
r	riscaldato
rif	riferimento
ris	riscaldamento da ASHP
S	Solido
sc	scambiatore
SDP	Sezione di prova
seva	superficie evaporatore
sp	Single phase
spec	Specifica (per unità si massa)
sur	surriscaldamento
t	termica
t	tubo

<i>simbolo</i>	<i>significato</i>
tot	totale
trans	transcritico
u	uscita
w	acqua

### **Simboli Greci**

$\Delta$	Variazione di una grandezza [-]
$\Gamma$	portata [kg/s]
$\lambda$	Calore latente di fusione [J/kg]
$\mu$	viscosità dinamica [kg/m s]
$\rho$	Densità [kg/m <sup>3</sup> ]

### **Apici (Nella trattazione del modello numerico PCM)**

t	relativo all'istante t (step attuale del calcolo)
1	relativo all'istante t (step attuale del calcolo), nel sistema lineare (19)
t-1	relativo all'istante t- $\Delta t$ (step precedente del calcolo)
0	relativo all'istante t- $\Delta t$ (step precedente del calcolo) , nel sistema lineare (19)