



Ricerca di Sistema elettrico

## Stato dell'arte delle tecnologie di sbrinamento nelle Pompe di Calore. Sviluppo software di previsione dell'insorgere del brinamento

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

G. Boccardi, F. D'Annibale, M. Pieve, L. Simonetti, R. Trinchieri (ENEA)

Dicembre 2019

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - I annualità

Obiettivo: Tecnologie

Progetto: 1.7. Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico negli usi finali

Work package 3: Pompe di Calore

Linea di attività 8: Miglioramento prestazioni delle PdC (sbrinamento): Stato dell'arte tecnologie di sbrinamento e realizzazione software di previsione del brinamento

Responsabile del Progetto: Claudia Meloni ENEA

Responsabile del Work package: Raniero Trinchieri ENEA

## Indice

SOMMARIO.....	5
1 INTRODUZIONE.....	6
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	6
2.1 FENOMENOLOGIA DEL BRINAMENTO.....	6
2.1.1 <i>Condizioni psicrometriche</i> .....	8
2.1.2 <i>Condizioni di funzionamento della ASHP</i> .....	10
2.1.3 <i>Modalità di formazione del ghiaccio</i> .....	15
2.1.4 <i>Effetti del brinamento sulle prestazioni delle ASHP</i> .....	22
2.1.5 <i>Frosting map</i> .....	24
2.2 METODI PER RIDURRE GLI EFFETTI DEL BRINAMENTO.....	27
2.2.1 <i>Metodi di ritardo del brinamento</i> .....	28
2.2.2 <i>Trattamento dell'aria in ingresso</i> .....	29
2.2.2.1 Riduzione della Umidità Relativa.....	29
2.2.2.2 Preriscaldamento dell'aria in ingresso.....	31
2.2.2.3 Regolazione della portata di aria in ingresso.....	32
2.2.3 <i>Rimozione del ghiaccio con tecnologie ausiliarie</i> .....	32
2.2.3.1 Vibrazioni da ultrasuoni.....	33
2.2.4 <i>Interventi sull'evaporatore</i> .....	33
2.2.4.1 Ottimizzazione della geometria tubi-alette.....	33
2.2.4.2 Tipologia dell'aletta.....	35
2.2.4.3 Trattamento della superficie delle alette.....	36
2.2.4.4 Modifiche di sistema.....	39
2.2.5 <i>Confronto tra i metodi di ritardo</i> .....	39
2.3 METODI DI SBRINAMENTO.....	41
2.3.1 <i>Defrosting con spegnimento del compressore (CSDD)</i> .....	41
2.3.2 <i>Electric heating defrosting (EHD)</i> .....	42
2.3.3 <i>Hot water spraying defrosting (HWSD)</i> .....	42
2.3.4 <i>Hot gas bypass defrosting (HGBD)</i> .....	43
2.3.5 <i>Reverse cycle defrosting (RCD)</i> .....	43
2.3.6 <i>Confronto tra i metodi di defrost</i> .....	44
2.4 STRATEGIE DI CONTROLLO DEL DEFROSTING.....	45
2.4.1 <i>Inizio ciclo defrosting</i> .....	45
2.4.2 <i>Fine ciclo defrosting</i> .....	46
2.4.3 <i>Considerazioni sul defrosting</i> .....	48
2.4.3.1 Indicazioni per le attività sperimentali del progetto.....	48
2.5 SVILUPPO DI UN S/W SEMPLIFICATO DI SIMULAZIONE.....	49
2.5.1 <i>Ipotesi di riferimento</i> .....	49
2.5.2 <i>Ipotesi semplificative per la simulazione dei gas-cooler</i> .....	51
2.5.3 <i>Simulazione del compressore</i> .....	55
2.5.4 <i>Metodo di calcolo della compressione reale</i> .....	55
2.5.5 <i>Calcolo della potenza di riscaldamento richiesta</i> .....	56
2.5.5.1 Effetti della scelta della TBI.....	56
2.5.6 <i>Ipotesi delle condizioni di evaporazione</i> .....	58
2.5.7 <i>Simulazione fan</i> .....	59
2.5.8 <i>Stima delle condizioni di brinamento</i> .....	60
2.5.9 <i>Convergenza simulazione</i> .....	61
2.5.9.1 Dati di input s/w.....	61
2.5.9.2 Scelta della configurazione di riferimento.....	62
2.5.9.3 Descrizione del processo di iterazione.....	63
2.5.9.4 Dati output s/w.....	63
2.6 PROVE DI SIMULAZIONE.....	64
2.6.1 <i>Confronto previsioni con programma Dorin</i> .....	64

2.6.2	Costruzione della curva $\Delta T_{ae}$ in funzione di $T_{ar\_in}$ .....	65
2.6.3	Simulazioni per diverse temperature ingresso aria.....	66
2.6.4	Valutazioni sull'effetto della portata di aria sulle prestazioni della ASHP.....	67
2.6.5	Valutazioni sull'effetto del dimensionamento sulle prestazioni della ASHP.....	69
2.6.6	Considerazioni sulle prime simulazioni.....	70
3	CONCLUSIONI.....	70
4	RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	71
5	ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	74

## Sommario

In questo Report sono presentati i risultati ottenuti nel corso della LA 3.8, WP3 “Pompe di Calore”, progetto 1.7. “Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico negli usi finali” del Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 della Ricerca di Sistema Elettrico

Nella prima parte si fornisce un quadro complessivo delle conoscenze attuali sul fenomeno del frosting per

- disporre delle informazioni necessarie ad una migliore conoscenza del fenomeno, che risulta essere particolarmente complesso, perché dipendente da un cospicuo numero di grandezze;
- acquisire le informazioni sui metodi attualmente proposti per ritardare la formazione del ghiaccio e per la sua rimozione;
- fornire le prime indicazioni relative a tipologie di interventi di ritardo e contenimento del brinamento coerenti agli obiettivi generali del progetto

Nella seconda parte si descrive lo sviluppo di uno strumento s/w che consente, in maniera semplificata, di simulare il comportamento in stazionario di una ASHP (Air Source Heat Pump) con fluido vettore acqua, allo scopo di valutare l'insorgere del brinamento al variare delle condizioni di esercizio e di alcuni semplice parametri di dimensionamento.

La ASHP di riferimento per il s/w, che utilizza CO<sub>2</sub> come refrigerante e che sarà impiegata anche nelle successive fasi del progetto, è stata caratterizzata attraverso una serie di test sperimentali che hanno consentito di individuare i principali parametri di funzionamento (assorbimenti elettrici del compressore e dei fan, prestazioni in termini di COP, condizioni di lavoro del ciclo termodinamico, es. pressioni e temperature) al variare delle condizioni di esercizio.

Il s/w è stato strutturato in modo da poter essere successivamente implementato per simulare sia l'introduzione di componenti mirati al miglioramento delle prestazioni della ASHP sia le diverse ipotesi di funzionamento che saranno ritenute interessanti da valutare nel prosieguo del Progetto.

Il s/w, validato per la stima degli assorbimenti elettrici anche dal confronto con un s/w messo a disposizione dal costruttore del compressore (Dorin™), è stato utilizzato per alcune simulazioni mirate ad una prima analisi numerica per valutare l'effetto di alcune modifiche progettuali individuate nella prima parte del Report, quali la variazione della conduttanza termica totale US o la variazione della portata d'aria all'evaporatore, sulla formazione di brina sulla batteria alettata. I risultati ottenuti hanno confermato quanto già evidenziato nella prima parte del Report e incoraggiano a approfondire queste valutazioni in maniera sistematica nei task successivi associandole, tramite un ulteriore sviluppo del s/w, a simulazioni che prevedano anche gli interventi di ritardo e contenimento del frosting, indicati nel § 2.4.3.1, che saranno sviluppati nel prosieguo del progetto.

L'approfondimento delle conoscenze e la possibilità di valutare, anche se solo qualitativamente, il comportamento di una ASHP simulata, consentiranno di orientare la ricerca di soluzioni, da selezionare per successivi approfondimenti, proponibili per migliorare e ottimizzare le prestazioni di una ASHP in condizioni di frosting.

## 1 Introduzione

La pompa di calore (PdC) è una tecnologia ecologica e affidabile per mantenere il livello di comfort termico in un ambiente abitativo sia nella stagione estiva che invernale. Sono disponibili diversi tipi di pompa di calore per il condizionamento di ambienti; una loro prima suddivisione considera la fonte di scambio con l'ambiente che, principalmente può essere aria, acque sotterranee o suolo.

Facendo specifico riferimento alle PdC aria-acqua (ASHP, Air Source Heat Pump), che per le loro caratteristiche tecniche si propongono come una tecnologia efficiente nella maggior parte delle applicazioni, in questa attività di ricerca si vuole porre l'attenzione sulle tecniche per minimizzare una delle maggiori cause di inefficienza di questa tipologia di PdC, ossia l'insorgere del brinamento sulla batteria alettata che funge da evaporatore. Tale problematica si riscontra in particolarissime condizioni di esercizio, come ad esempio temperature dell'aria ( $T_{ar\_in}$ ) particolarmente basse e valori di umidità relativa dell'aria (UR) alte. In queste situazioni si può verificare la formazione di ghiaccio sull'evaporatore della ASHP (brinamento o frosting), contesto che comporta lo scadimento delle loro prestazioni ASHP e la necessità di adottare soluzioni energeticamente penalizzanti per la rimozione del ghiaccio formatosi (defrosting). Considerando che le prestazioni delle ASHP tendono a diminuire al decrescere della  $T_{ar\_in}$  mentre il carico termico richiesto per il riscaldamento aumenta, le perdite di energia per lo scadimento di prestazioni durante il periodo di brinamento e per far fronte ai cicli di defrosting, risultano essere particolarmente gravose per il COP e SCOP (coefficiente di prestazione stagionale) della macchina.

In questo Report saranno presentati i risultati ottenuti in una attività di ricerca che ha consentito di:

- Ottenere una migliore conoscenza del fenomeno, che risulta essere particolarmente complesso, partendo dallo stato attuale delle conoscenze
- Acquisire informazioni sui metodi attualmente proposti per ritardare la formazione del ghiaccio e per la sua rimozione
- Sviluppare uno strumento s/w che consenta, in maniera semplificata, di simulare il comportamento in stazionario di una ASHP per valutare l'insorgere della possibilità di brinamento al variare delle condizioni di esercizio e di alcuni semplici parametri di dimensionamento. La ASHP di riferimento per il s/w è stata caratterizzata attraverso una serie di test sperimentali che hanno consentito di individuare i principali parametri di funzionamento (assorbimenti elettrici del compressore e dei fan, prestazioni in termini di COP, condizioni di lavoro del ciclo termodinamico, es. pressioni e temperature) al variare delle condizioni di esercizio. Il s/w sarà strutturato in modo da poter essere successivamente implementato per simulare sia l'introduzione di componenti mirati al miglioramento delle prestazioni della ASHP sia le diverse ipotesi di funzionamento che saranno ritenute interessanti da valutare nel prosieguo del Progetto.

L'approfondimento delle conoscenze e la possibilità di valutare, anche se solo qualitativamente, il comportamento di una ASHP simulata, consentiranno di orientare la ricerca di soluzioni, da selezionare per successivi approfondimenti, proponibili per migliorare e ottimizzare le prestazioni di una ASHP in condizioni di frosting.

## 2 Descrizione delle attività svolte e risultati

### 2.1 Fenomenologia del brinamento

La formazione della brina su un evaporatore è un processo molto complesso che muta nel tempo a causa della variazione delle condizioni in cui avviene.

Il vapore acqueo presente nell'aria può passare allo stato solido sulla superficie fredda dell'evaporatore delle ASHP attraverso la fase liquida o direttamente per sublimazione come si può osservare (percorsi esemplificativi, a pressione costante, **a**, **b**, **c**) nel diagramma di fase dell'acqua (fig. 1). Il terzo caso si verifica quindi solo per  $p \leq 0.006$  atm e  $T \leq 0.008$ °C (punto triplo).

Nel diagramma si deve far riferimento, per il vapore, alla  $T_{ar\_in}$  per le condizioni di ingresso e alla  $T_{seva}$  (temperatura superficiale dell'evaporatore) per quelle di brinamento. La pressione in ingresso sarà la

pressione di saturazione del vapore di acqua alla  $T_{ar\_in}$ , mentre, ad inizio brinamento si considera la  $p$  di saturazione di  $T_{dew}$  (temperatura di rugiada), funzione quindi solo della sua UR (umidità relativa) o, indifferentemente, del titolo  $x$ . Per avere la formazione del ghiaccio la  $T_{seva}$  deve essere inferiore a  $T_{dew}$  e la pressione sarà la  $p_{sat}$  a  $T_{ev}$ .

In realtà, oltre alle variazioni della pressione dell'aria legata alla quota e alle condizioni atmosferiche, si potrebbe avere o una ulteriore sovrappressione dovuta alla ventilazione se si usano dei fan in mandata o un abbassamento di pressione dovuto alle perdite di carico. Ai fini pratici questi aspetti sono in genere trascurabili e quindi si fa riferimento alla pressione atmosferica dell'aria.

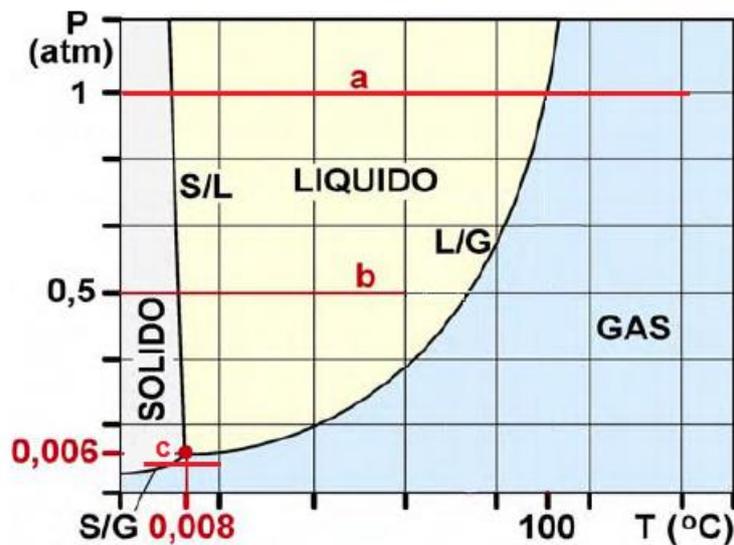


Figura 1 - Diagramma di fase dell'acqua [1]

Le variabili che influenzano il fenomeno in una ASHP sono: la temperatura superficiale ( $T_{seva}$ ) e la geometria dell'evaporatore, le caratteristiche della sua superficie (rugosità, bagnabilità, trattamenti superficiali), la temperatura dell'aria e la sua UR, la portata dell'aria. La  $T_{seva}$  è legata alle prestazioni della ASHP per il carico termico richiesto; considerando che la resistenza termica del tubo/piastra dell'evaporatore è usualmente molto bassa, si può porre  $T_{seva}=T_{ev}$  (temperatura di evaporazione).

La formazione di ghiaccio sulla superficie fredda dell'evaporatore è un'ulteriore variabile che influisce sull'efficienza dello stesso in diversi modi:

- Tranne una fase iniziale nella quale i primi grani di ghiaccio formatosi hanno l'effetto di un aumento di rugosità superficiale, al formarsi di uno strato di ghiaccio continuo, la superficie dell'evaporatore brinata ha un coefficiente di scambio minore, dovuto a un aumento della resistenza termica dello spessore del ghiaccio; inoltre, sia la superficie di scambio brinata sia lo spessore del ghiaccio tendono ad aumentare nel tempo (ci sarebbe anche la condensazione, se presente, a migliorare la  $U$  della fase iniziale)
- La formazione di strati ghiacciati ostacola la circolazione dell'aria e quindi comporta o un aumento della potenza dei fan o una ulteriore diminuzione del coefficiente di scambio globale se si accetta la riduzione di portata.
- La diminuzione della capacità di scambio spinge la ASHP a lavorare a  $p_{ev}$  minori riducendo pertanto le prestazioni e favorendo ulteriormente il brinamento ( $T_{ev}$  minori).

Nei paragrafi seguenti sono individuati i principali parametri che rappresentano il fenomeno e evidenziato il loro ruolo sulla formazione del ghiaccio e sulle prestazioni della ASHP.

2.1.1 Condizioni psicrometriche

In questo paragrafo introduciamo le grandezze rappresentative delle proprietà termodinamiche di miscele di aria e vapore d’acqua utilizzate per valutare l’instaurarsi e gli effetti dei fenomeni della condensazione e brinamento. Inoltre si presenteranno delle considerazioni legate alle condizioni di ingresso dell’aria sulle prestazioni delle ASHP in brinamento.

Come noto, l’aria è una miscela di gas e vapori dove l’acqua, nelle condizioni di interesse di questo studio,  $p=p_{atm}$ ,  $-15 < T_{ar\_in} < 15^{\circ}C$ , è presente sotto forma di vapore in piccole quantità. Un parametro descrittivo della miscela è il titolo della miscela ( $x$ ) ossia il rapporto tra la massa di vapore e la massa di aria secca e si esprime in kg vapore su kg aria secca.

$$x = m_v / (m_{ar} - m_v) \tag{1}$$

Un altro parametro è l’umidità relativa (UR) definito in % come il rapporto tra la pressione del vapore rispetto alla pressione di saturazione alla temperatura dell’aria.

$$UR = p_v / p_{sat}(T_{ar\_in}) \tag{2}$$

Il diagramma psicrometrico dell’aria (fig. 2) è lo strumento che individua i punti di equilibrio della miscela; conoscendo due delle tre grandezze che la caratterizzano ( $T_{ar\_in}$ , UR,  $x$ ) consente di determinare univocamente anche la terza. Il diagramma inoltre permette di rappresentare graficamente e calcolare i valori finali di una trasformazione a partire dal suo stato iniziale.

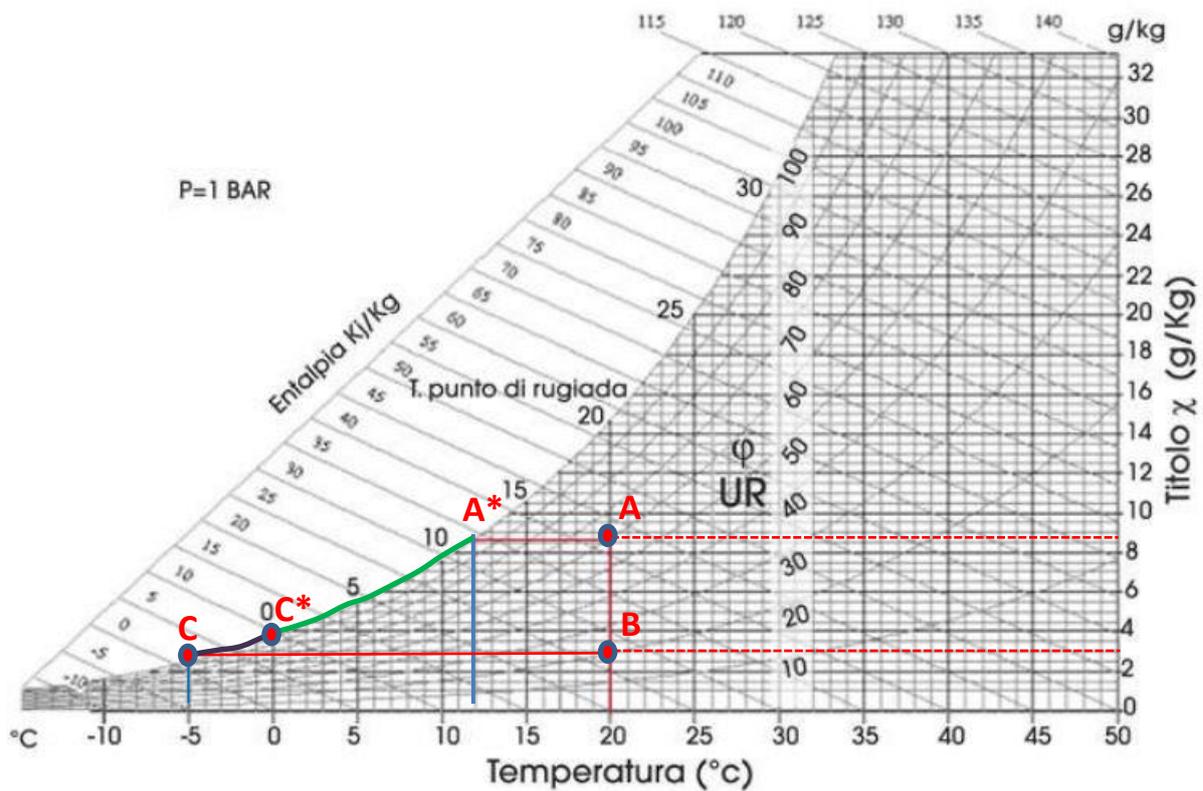


Figura. 2 - Diagramma psicrometrico

Una importante grandezza derivata calcolabile è la temperatura del punto di rugiada (dewpoint temperature) che è la temperatura alla quale l’aria dovrebbe essere raffreddata per raggiungere il punto di saturazione, dove avviene la condensazione (UR=100). Nella determinazione del punto di rugiada si assumono costanti la pressione ed il contenuto di vapore acqueo.

Un’altra grandezza derivata è la “temperatura di bulbo umido” (TBU), che è la più bassa temperatura che si può ottenere per evaporazione di acqua nell’aria a pressione costante. La TBU per UR%=100 corrisponde alla Tdew. Nel diagramma la Tdew si ottiene operando graficamente ossia “raffreddando” l’aria ad  $x$  costante

(operazione rappresentabile con una retta parallela all'asse delle T). Nell'esempio in fig.2 si parte dal punto A, con  $T_{ar\_in}=20^{\circ}\text{C}$  e  $UR=60\%$ , fino a incrociare la curva a  $UR=100\%$  (A\*); la T corrispondente sull'asse delle Temperatura è la  $T_{dew}$ , circa  $12^{\circ}\text{C}$ . Il diagramma ci dice che, per raggiungere il punto di condensazione partendo dalle condizioni A occorre raffreddare l'aria di 8 K. Come detto nel paragrafo precedente, se nel raffreddamento si attraversa la curva di sublimazione, invece di condensare il vapore acqueo passerà direttamente allo stato solido, ghiacciando. Un caso del genere è indicato nella figura partendo dal punto B, stessa  $T_{ar\_in}$ ,  $UR=17\%$  e  $T_{dew}$ =circa  $-5^{\circ}\text{C}$  punto C; il raffreddamento in questo caso è di 25 K.

La  $T_{dew}$  indica il confine del cambiamento di stato; per avere la formazione di liquido/ghiaccio occorre scendere a temperature minori rimanendo in condizioni di saturazione; nel diagramma un ulteriore raffreddamento dalla  $T_{dew}$  corrisponde a muoversi sulla curva  $UR=100\%$  fino alla nuova temperatura. Se, per esempio, si raffreddasse l'aria dal punto A al punto C, si avrebbe una prima fase con l'aumento della UR fino a A\*: da A\* fino a  $T=0^{\circ}\text{C}$  (C\*) parte del vapore, pari a alla differenza  $x(A)$  e  $x(C)$  passerebbe allo stato liquido; continuando il raffreddamento, si formerebbe ghiaccio fino al punto C. La variazione di  $x$  fra lo stato iniziale e finale consente di calcolare dapprima le quantità di liquido e successivamente di ghiaccio che si ottengono. In totale si passa da un contenuto di vapore del punto A di  $8.73\text{ g/kg}$  aria a un contenuto finale del punto C di  $2.46\text{ g/kg}$ : la differenza, di circa  $5.27\text{g}$ , corrisponde alla massa di ghiaccio formatosi nel raffreddare una massa di un kg di aria a  $T=20^{\circ}\text{C}$  e  $UR=60\%$  fino a  $-5^{\circ}\text{C}$ .

Queste rappresentazioni si riferiscono all'ipotesi di raffreddamento di una massa di aria; in presenza di una superficie fredda, il comportamento è più complesso anche se le condizioni iniziali e finali possono essere valutate con le stesse modalità. Per una descrizione più accurata si rimanda al § 1.3

I calcoli eseguiti tramite l'uso del diagramma possono anche essere effettuati con semplici s/w di calcolo che utilizzano delle correlazioni basate dal considerare il vapore d'aria come gas perfetto (approssimazione valida visti bassi valori di  $p_v$  nel campo di temperature di interesse), la legge di Dalton e la pressione di saturazione in funzione della T.

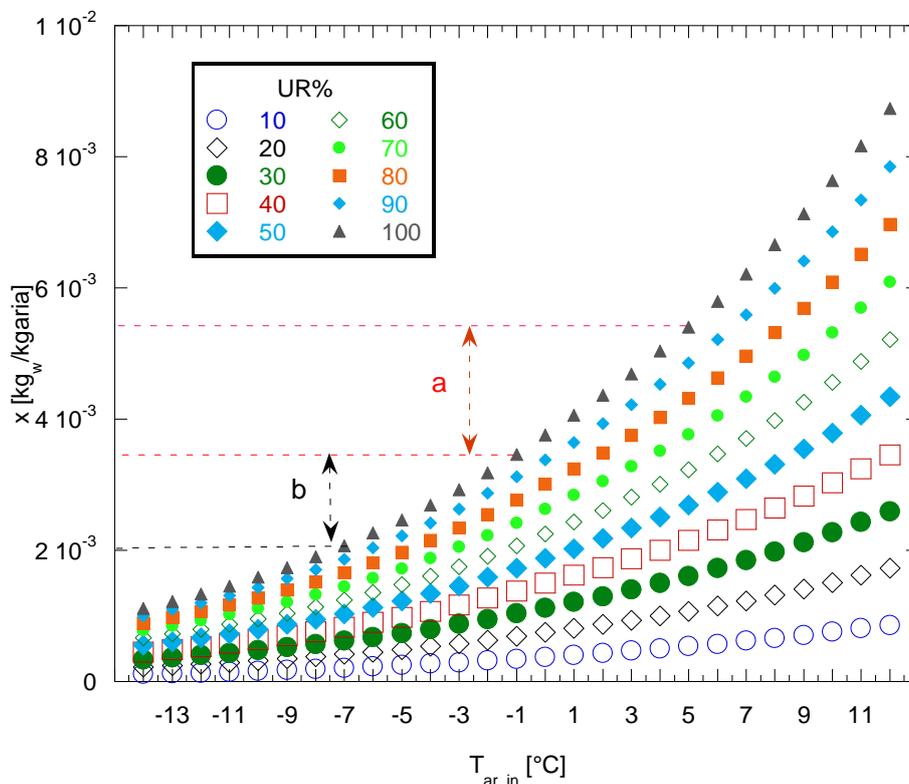


Figura. 3 - titolo per UR in funzione della T aria

La fig. 3 mostra come il titolo contenuto in un kg di aria aumenti, a parità di UR, con pendenza crescente al crescere della  $T_{ar\_in}$ . Questo comportamento è più evidente all'aumentare di UR. E' interessante notare come, per parità di salto fra due temperature dell'aria, la variazione di  $x$  in condizioni di saturazione (UR=100%) possa essere notevolmente diversa: nel caso (a) della fig. 4, passando da 5°C a -1°C si ha un  $\Delta x=1.94$  g/kg<sub>ar</sub>, mentre nel caso (b), da -1°C a -7°C  $\Delta x= 1.39$  g/kg<sub>ar</sub> ossia il 30% circa in meno. Per temperature minori il  $\Delta x$  si riduce ulteriormente, come si può evincere osservando l'appiattimento della curva UR=100% al diminuire della temperatura.

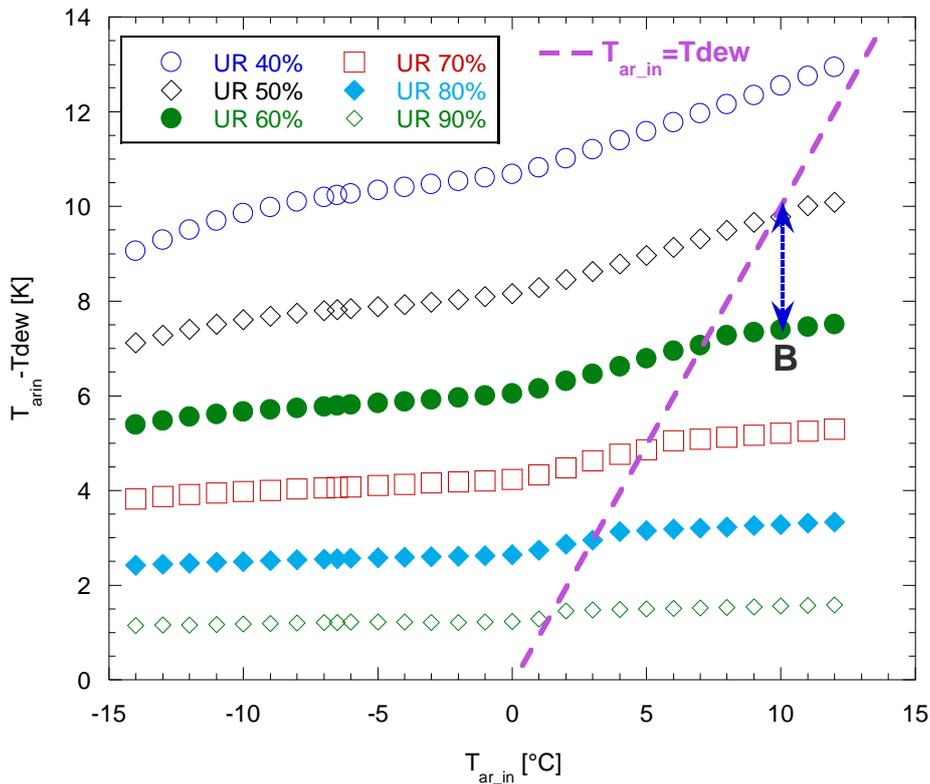


Figura 4 -  $T_{ar\_in}-T_{dew}$  in funzione della  $T_{ar\_in}$  e della UR

Nella fig. 4 è mostrato per le UR>40%, condizioni di maggiore interesse per il brinamento nelle ASHP, come varia il  $\Delta T$  tra la  $T_{ar\_in}$  e la corrispondente  $T_{dew}$  al variare della stessa  $T_{ar\_in}$ . Si nota che, ad UR costante, il  $\Delta T$  tende a crescere per  $T_{ar\_in}>0^\circ\text{C}$  in maniera più accentuata al decrescere di UR. Per UR  $\geq 70\%$ , i  $\Delta T$  sono sempre minori a 5 K, e quasi piatti al variare di  $T_{ar\_in}$ .

I comportamenti dell'aria umida riportati nelle ultime due figure, sono di notevole importanza per le prestazioni delle ASHP in condizioni di brinamento e saranno richiamati nei successivi paragrafi.

### 2.1.2 Condizioni di funzionamento della ASHP

Come noto, le pompe di calore sono macchine termiche che trasferiscono calore da una sorgente a temperatura  $T_1$  ad una a temperatura  $T_2>T_1$  tramite del lavoro. Nella climatizzazione possono essere utilizzate sia per il riscaldamento che per il raffreddamento. In questa attività si valutano le PdC aria-acqua (ASHP) per il riscaldamento.

Il ciclo di funzionamento della ASHP è presentato nella fig. 5 nel piano p-h, nel caso che il fluido di lavoro sia  $\text{CO}_2$ . Questa scelta è legata alla disponibilità di una macchina a  $\text{CO}_2$  che sarà, nelle annualità successive, utilizzata per le prove sperimentali.

Il ciclo è ovviamente semplificato non considerando scambi di calore per dispersioni e le perdite di carico nei componenti (gli scambi di calore sono a pressione costante). E' invece evidenziata la compressione reale con aumento dell'entropia.

Nel punto 1 la CO<sub>2</sub>, che si trova in condizioni di vapore leggermente surriscaldato, viene compressa e portata al punto 2, a pressione e temperatura maggiori alle sue condizioni critiche (p=73.773 bar, T=30.98 °C). Il punto 2is indica invece la trasformazione ideale a entropia costante. Ricordiamo che, nel ciclo con la CO<sub>2</sub>, lavorando in condizioni transcritiche, non si ha la condensazione e la pressione finale viene regolata per avere il massimo COP. La CO<sub>2</sub> calda cede calore all'utenza nel gas cooler tramite un fluido di processo, p.e. acqua, fino a una temperatura che dipenderà dalla temperatura richiesta dall'impianto di riscaldamento dell'utenza servita. Nella figura sono evidenziati, per esempio, due casi, punto 3 e 4. Essendo il calore utile quello ceduto al gas cooler, mentre il lavoro di compressione è lo stesso, è evidente che la situazione 4 ha prestazioni superiori. Espandendo isoentalpicamente si esce dal campo transcritico e si raggiunge il punto 6, in condizioni di vapore bifase, per entrare nell'evaporatore. L'evaporazione è completata fino al punto 1 grazie al calore fornito dall'aria esterna; per consentire questo scambio di calore, l'espansione dovrà portare la CO<sub>2</sub> a una pressione tale che la  $T_{sat}=T_{ev}<T_{ar\_in}$ . Espandendo invece dal punto 4 si sarebbe arrivati al punto 6; in questo caso sarebbe cambiata solo la potenza scambiata all'evaporatore.

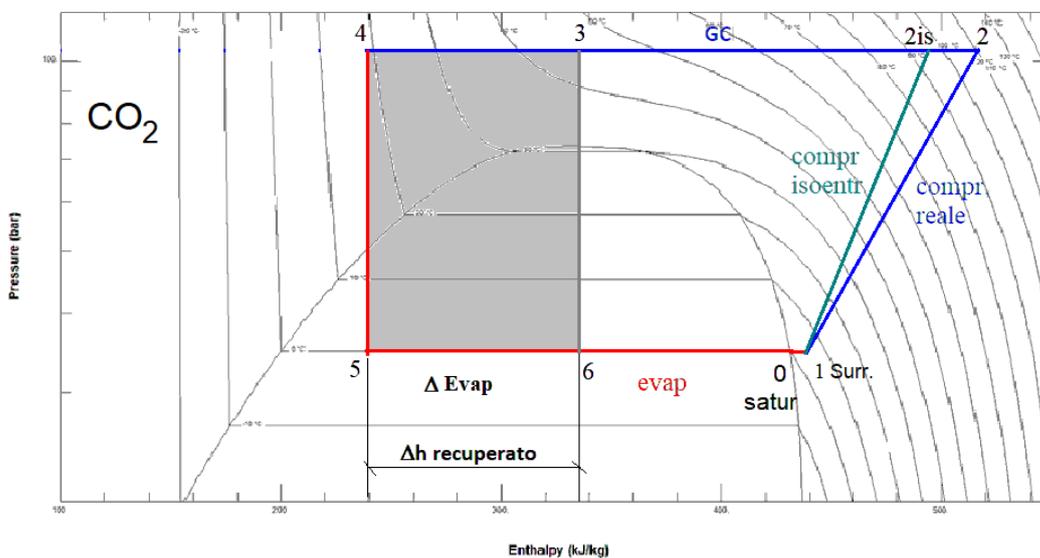


Figura 5 – Ciclo ASHP a CO<sub>2</sub> nel piano h-p

Per quanto riguarda l'aspetto del brinamento, è evidente che un parametro fondamentale è la  $T_{ev}$  e quindi la  $p_{ev}$  a cui si deve portare la ASHP per poter scambiare il calore con l'aria esterna. Per valutare se il brinamento possa verificarsi occorre considerare tre temperature:

- La temperatura della superficie dell'evaporatore,  $T_{seva}$ , che possiamo ritenere costante, tranne che nel tratto di surriscaldamento; come già detto, consideriamo  $T_{seva}=T_{ev}$ .
- la  $T_{dew}$ , che si può calcolare dalle condizioni di ingresso dell'aria ( $T_{ar\_in}$  e UR o x)
- la temperatura di congelamento dell'acqua, 0°C a pressione atmosferica.

Si possono verificare le seguenti situazioni:

- $T_{ev}>T_{dew}$ : non si ha né condensazione né formazione di ghiaccio
- $0^{\circ}\text{C}<T_{ev}<T_{dew}$ : si ha la condensazione senza formazione di ghiaccio
- $T_{dew}>T_{ev}$  e  $T_{ev}<0^{\circ}\text{C}$ : si ha il brinamento, sia per  $T_{dew}>0$  che per  $T_{dew}<0$ , come descritto nel § 2.1.3

La differenza di temperatura  $\Delta T_{ae}=T_{ar\_in}-T_{ev}$  è un parametro importante per il dimensionamento della ASHP poiché consente di valutare sia le prestazioni della ASHP nelle varie condizioni di funzionamento sia la formazione di ghiaccio sull'evaporatore. Volendo utilizzarla per esprimere le situazioni precedentemente indicate, si ha:

- $\Delta T_{ae}<T_{ar\_in}-T_{dew}$ , caso a)
- $T_{ar\_in}-T_{dew}<\Delta T_{ae}<T_{ar\_in}-0^{\circ}\text{C}$ , caso b)
- $T_{ar\_in}-T_{dew}<T_{ar\_in}-0^{\circ}\text{C}<\Delta T_{ae}$ , caso c),  $T_{dew}>0^{\circ}\text{C}$

➤  $T_{ar\_in} - 0^{\circ}\text{C} < T_{ar\_in} - T_{dew} < \Delta T_{ae}$  caso c),  $T_{dew} < 0^{\circ}\text{C}$

Rivedendo la fig. 4, si osserva che le curve a UR costante indicano i valori massimi di  $\Delta T_{ae}$  per rientrare nel caso a): è evidente che questa condizione sia praticamente impossibile per UR elevate ( $\Delta T_{ae}$  basse). Il caso b) si verificherebbe solo per quei punti che, per dati valori di  $T_{ar\_in}$  e UR, fossero compresi tra la retta  $T_{ar} = T_{dew}$  e la curva ad UR costante. Un esempio è presentato, nella fig. 4, per il punto B, UR=60%,  $T_{ar\_in} = 10^{\circ}\text{C}$  e  $T_{ar\_in} - T_{dew} = 7.4\text{ K}$ ; matematicamente corrisponderebbe a  $0 < \Delta T_{ae} < 7.4\text{ K}$  ossia  $0 < T_{ev} < 2.6^{\circ}\text{C}$ . Gli altri casi si verificano per valori di  $\Delta T_{ae}$  maggiori dei valori massimi a UR costante,  $T_{ev}$  è sempre  $< 0^{\circ}\text{C}$  e si differenziano solo per il fatto che  $T_{ev}$  può essere maggiore o minore di  $T_{dew}$ .

Nella fig. 6 sono riportati i valori della  $T_{dew}$  in funzione della  $T_{ar\_in}$  per diverse UR.

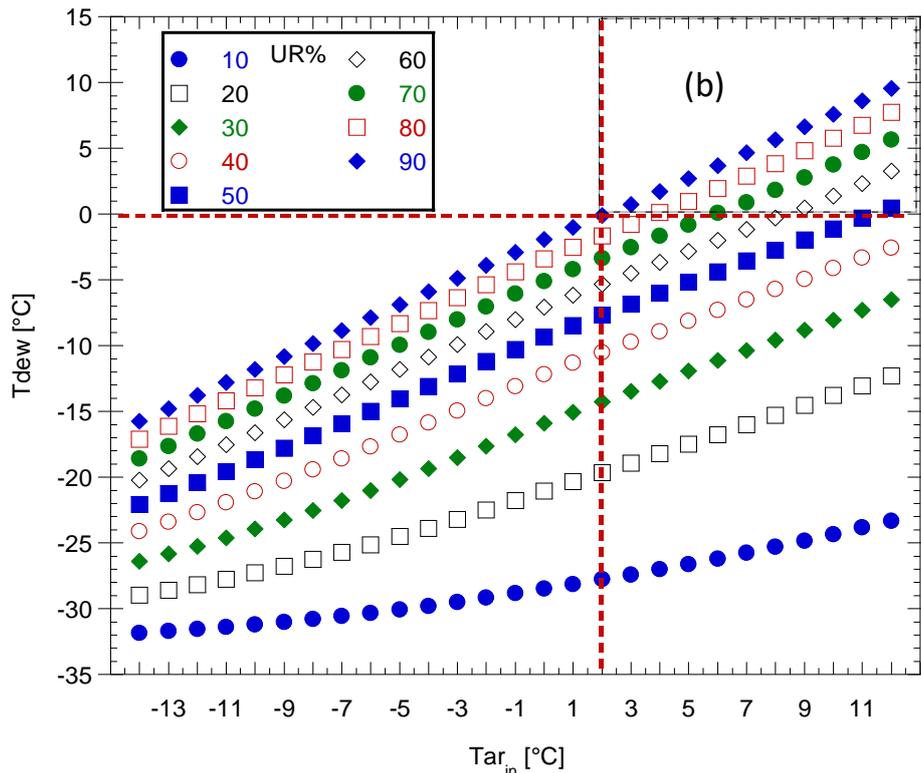


Figura 6 -  $T_{dew}$  in funzione della  $T_{ar\_in}$  per diverse UR

Nella zona in alto a destra (b) si potrebbe verificare la condensazione senza formazione di ghiaccio (situazione b,  $T_{dew} > 0^{\circ}\text{C}$ ); è evidente che ciò è teoricamente possibile, considerando  $UR_{max} = 90\%$ , solo per  $T_{ar\_in} > 2^{\circ}\text{C}$  e  $UR > 50\%$  anche se ragionevolmente può verificarsi solo per  $T_{ar\_in}$  maggiori.

Negli evaporatori commerciali solitamente si fa riferimento a una temperatura di evaporazione del refrigerante di circa  $10^{\circ}\text{C}$  inferiore rispetto a quella dell'aria in ingresso ( $\Delta T_{ae} = T_{ar\_in} - T_{ev} = 10\text{ K}$ ). Questa è ovviamente una semplificazione utile per un primo dimensionamento poiché la  $T_{ev}$  cambia con le condizioni di funzionamento e le caratteristiche della macchina come vedremo in seguito. Migliorando lo scambio termico e con altri accorgimenti si può ridurre questo  $\Delta T_{ae}$  a prezzo di costi aggiuntivi; al momento  $\Delta T_{ae} = 10\text{ K}$  può essere considerata come riferimento nelle condizioni medie di funzionamento.

Introducendo una valutazione semplificata basata su  $\Delta T_{ae}$  costanti al variare di  $T_{ar\_in}$ , è possibile calcolare la  $T_{ev}$  per ogni  $T_{ar\_in}$  e quindi valutare se la  $T_{ev}$  sia maggiore o minore della  $T_{dew}$  per le diverse UR.

Nella fig. 7 si sono incrociate le curve della  $T_{dew}$  a UR costante in funzione della  $T_{ar\_in}$  con i valori di  $T_{ev}$  (le due rette  $T_{ev}$  per  $\Delta T_{ae} = 5$  e  $10\text{ K}$ ) ottenuti con la semplificazione di ritenere  $\Delta T_{ae}$  costante a  $10\text{ K}$ , come sopra detto, e a  $5\text{ K}$  supponendo un caso limite di ottimizzazione della macchina, in un range di  $T_{ar\_in}$  da  $-14$  a  $12^{\circ}\text{C}$ .

Con l'ipotesi standard di  $\Delta T_{ae}=10K$ , la condizione  $T_{ev}>T_{dew}$  che comporta sempre l'assenza di condensazione/brinamento, si verifica per i punti delle curve ad UR costante che si trovano al di sotto della retta  $T_{ev}$  corrispondente; dalla figura si osserva che la UR% limite varia da circa il 40 al 50% al crescere della  $T_{ar\_in}$ . Nell'ipotesi di  $\Delta T_{ae}=5 K$ , questo si ottiene per UR maggiori, da circa 60% al 70%. Se consideriamo una  $T_{ev}=0^{\circ}C$ , nel caso di  $\Delta T_{ae}=10K$  si ha praticamente sempre la formazione di ghiaccio per  $UR>50\%$ , (punto B) valore che passa al 70% per  $\Delta T_{ae}=5K$  (punto A).

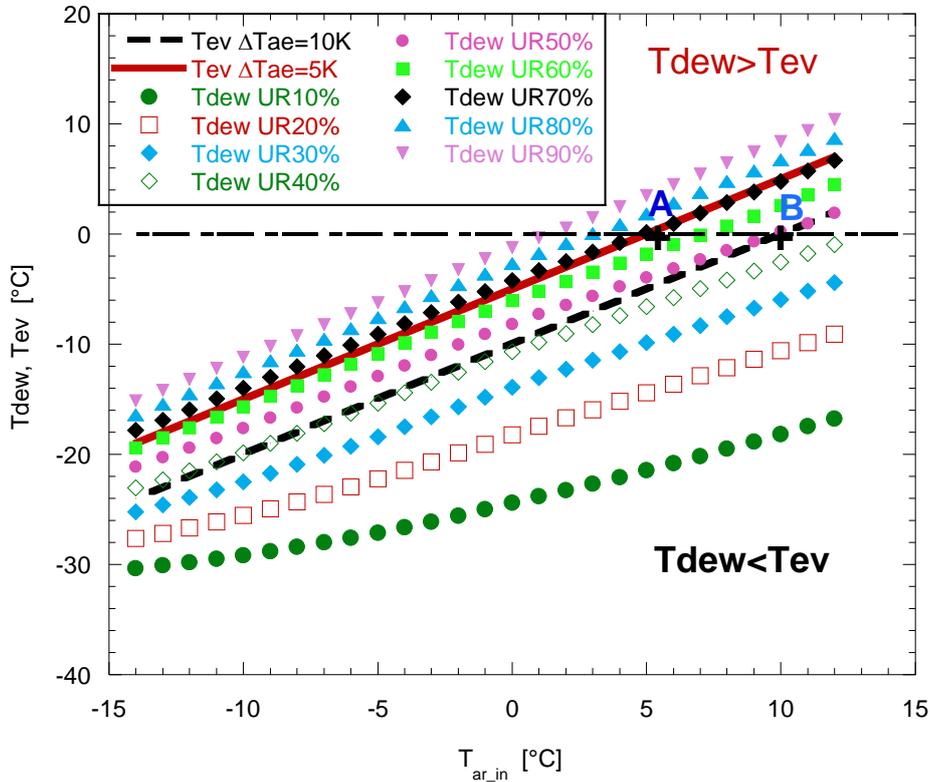


Figura 7 -  $T_{dew}$  e  $T_{eva}$  ( $\Delta T_{ae}=5,10 k$ ) in funzione di  $T_{ar\_in}$  e UR

Queste indicazioni, sia pure con i limiti di un approccio molto semplificato, mostrano l'importanza delle scelte progettuali per quanto riguarda il brinamento. Risulta quindi interessante capire come si possa agire sul dimensionamento per ridurre il  $\Delta T_{ae}$ . Supponendo uno scambio uniforme e in controcorrente sulla superficie dell'evaporatore, si può scrivere, facendo riferimento alla fig. 8 dove è riportato uno schema semplificato dello scambio nell'evaporatore:

$$\Delta T_{ae} = T_{ar\_in} - T_{ev} = \Delta T_{far} + \Delta T_{exEV} \quad (3)$$

Dove  $\Delta T_{exEV}$  è la differenza tra  $T_{ar\_in}$  e  $T_{seva}$  e

$$\Delta T_{far} = T_{ar\_in} - T_{ar\_out} \quad (4)$$

è il raffreddamento della portata di aria tra ingresso e uscita.

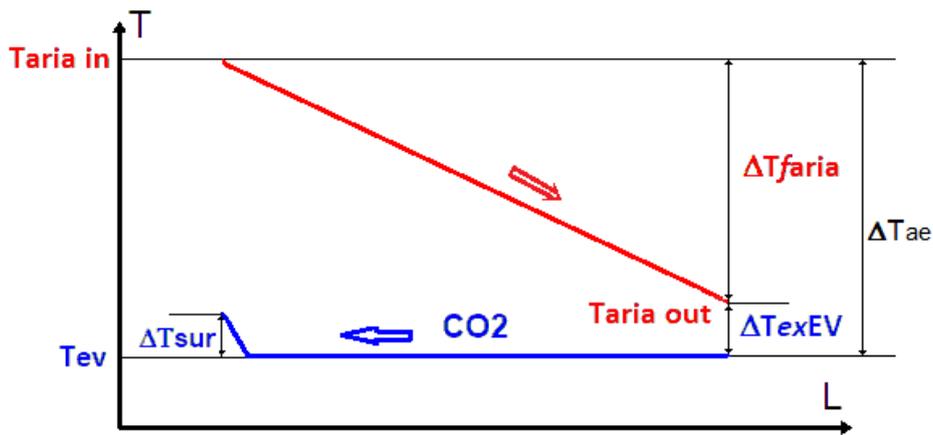


Figura 8 - profili semplificati delle temperature di scambio nell'evaporatore. L'ascissa L indica lo sviluppo della superficie di scambio rispetto ai flussi

$\Delta T_{\text{exEV}}$  è il ATD (Approach Temperature Difference) dell'evaporatore che ragionevolmente può essere previsto in corrispondenza dell'ingresso della  $\text{CO}_2$ ; il suo valore dipenderà essenzialmente dal dimensionamento in termini di coefficiente di scambio, di superficie di scambio, geometria, caratteristiche della superficie. In una situazione che richiedesse un maggior controllo del brinamento si potrebbe, ad esempio, semplicemente sovradimensionare l'evaporatore per diminuirne il valore.

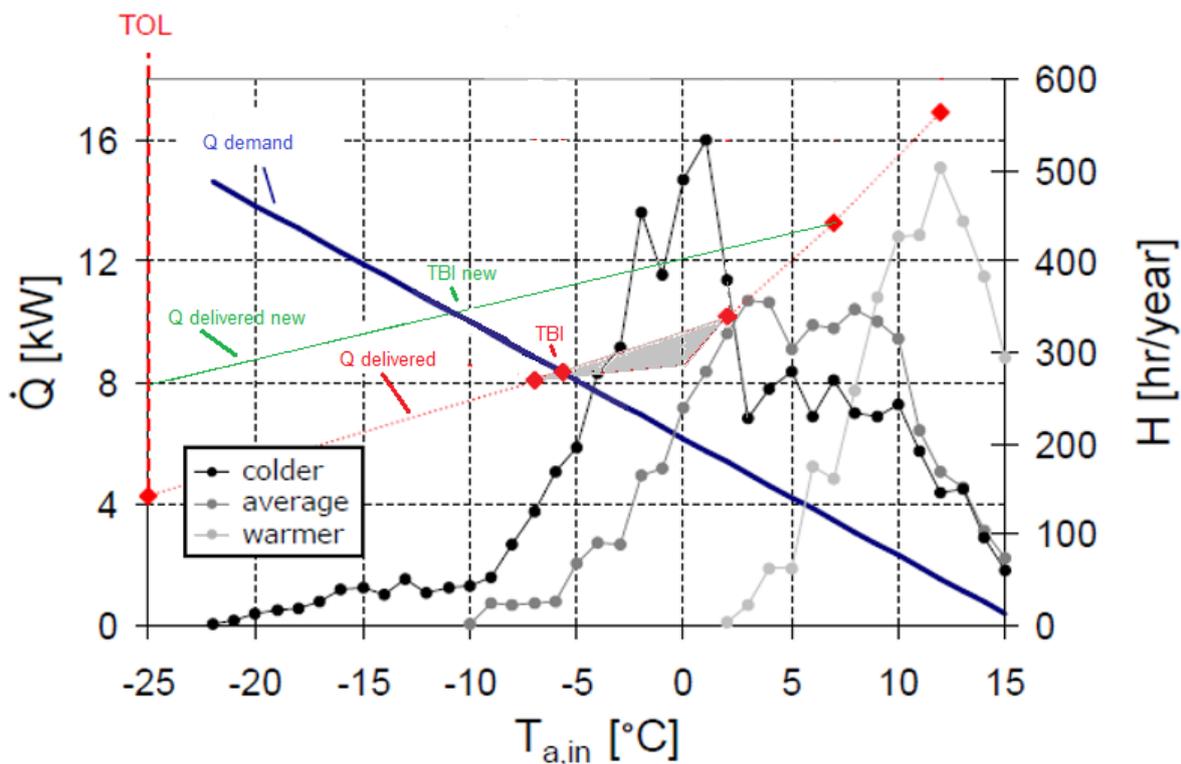
$\Delta T_{\text{far}}$  è invece legata alla potenza da scambiare all'evaporatore dalla relazione

$$\Delta T_{\text{far}} = W_{\text{ev}} / (c_{p_{\text{ar}}} \cdot G_{\text{ar}}) \quad (5)$$

Il  $c_{p_{\text{ar}}}$  è praticamente costante nel range di esercizio atteso e quindi  $\Delta T_{\text{far}}$  è funzione della  $W_{\text{ev}}$  e della portata di aria.

I fan delle ASHP sono in grado di variare, entro i loro limiti funzionali, la portata di aria allo scopo di mantenere una velocità né troppo bassa, tale da abbattere il coefficiente di scambio lato aria, né troppo alta, che comporterebbe un incremento delle perdite di carico e, quindi, di assorbimento di potenza dai motori troppo elevati oltre a favorire eventuali problemi di rumore e vibrazioni. In genere, entro dei limiti di velocità dell'aria accettabili, si cerca quindi il punto di equilibrio che porti al COP massimo considerando che un aumento della portata, e quindi della velocità, ha un effetto positivo legato all'incremento del coefficiente di scambio e uno negativo dovuto al maggiore assorbimento di potenza dei fan. Le condizioni di brinamento, se presenti, potrebbero essere considerate un ulteriore fattore per le scelte di funzionamento dei fan (§ 2.2.2.3).

La  $W_{\text{ev}}$  nelle ASHP dipende dalla  $T_{\text{ar\_in}}$  e cresce con essa mentre la  $W_{\text{ris}}$  richiesta dall'utenza diminuisce. Nella fig. 9 l'incrocio tra le curve  $Q_{\text{delivered}}$  (potenza termica fornita) e  $Q_{\text{demand}}$  (potenza termica richiesta), indicato come TBI, indica la temperatura dell'aria oltre la quale la ASHP non è più in grado di soddisfare da sola la richiesta dell'utenza. Di contro, per  $T_{\text{ar\_in}} > \text{TBI}$ , la potenza fornita è superiore a quella richiesta e la differenza incrementa rapidamente poiché le due curve vanno in senso opposto rispetto la  $T_{\text{ar\_in}}$ ; ad esempio, per  $T_{\text{ar\_in}} = 5^\circ\text{C}$ , basterebbe solo un terzo della potenza termica prodotta per il riscaldamento. Si comprende quindi come le scelte di dimensionamento e di gestione del sistema ASHP-utenza condizionano fortemente le prestazioni della ASHP, anche dal punto di vista del brinamento. Questi aspetti saranno affrontati successivamente nei § 2.6.4 e 2.6.5.



**Figura 9 - Carichi termici (Q) richiesti e forniti e ore/anno previste in funzione della temperatura esterna nelle tre zone climatiche europee di riferimento. Le potenze sono indicative di una ipotetica utenza e relativa ASHP**

La situazione ottimale sarebbe di avere la  $W_{ev}=W_{ris}$  in ogni condizione. Esistono vari modi per gestire la potenza fornita dalla ASHP: quello più utilizzato, specie per le potenze oggetto dello studio, prevede l'uso di un inverter che, variando il numero dei giri al compressore, consente di regolarne le prestazioni. Ai fini del brinamento, avere una  $W_{ev}$  minore consente sia di ridurre direttamente il  $\Delta T_{far}$ , in modo proporzionale a parità di  $G_{ar}$ , sia di avere maggiori margini nella regolazione della  $G_{ar}$ . L'uso dell'inverter comporta vantaggi e svantaggi che saranno approfonditi nel seguito del progetto.

Un altro aspetto che potrebbe essere interessante da valutare è che il COP delle ASHP cresce all'aumentare della  $T_{ar,in}$ . Soluzioni di ASHP che prevedano adeguati serbatoi di accumulo, da riempire quando le condizioni sono favorevoli ( $T_{ar,in}$  alta e UR tale da non temere il brinamento) possono rappresentare una strategia di efficientamento, quanto meno per la gestione della fase di sbrinamento. Questa ipotesi è ancora più interessante per le ASHP a  $CO_2$  che, consentendo temperature di uscita compressore maggiori (80-90°C) rispetto ad altri refrigeranti, avrebbero bisogno di minori volumi di accumulo.

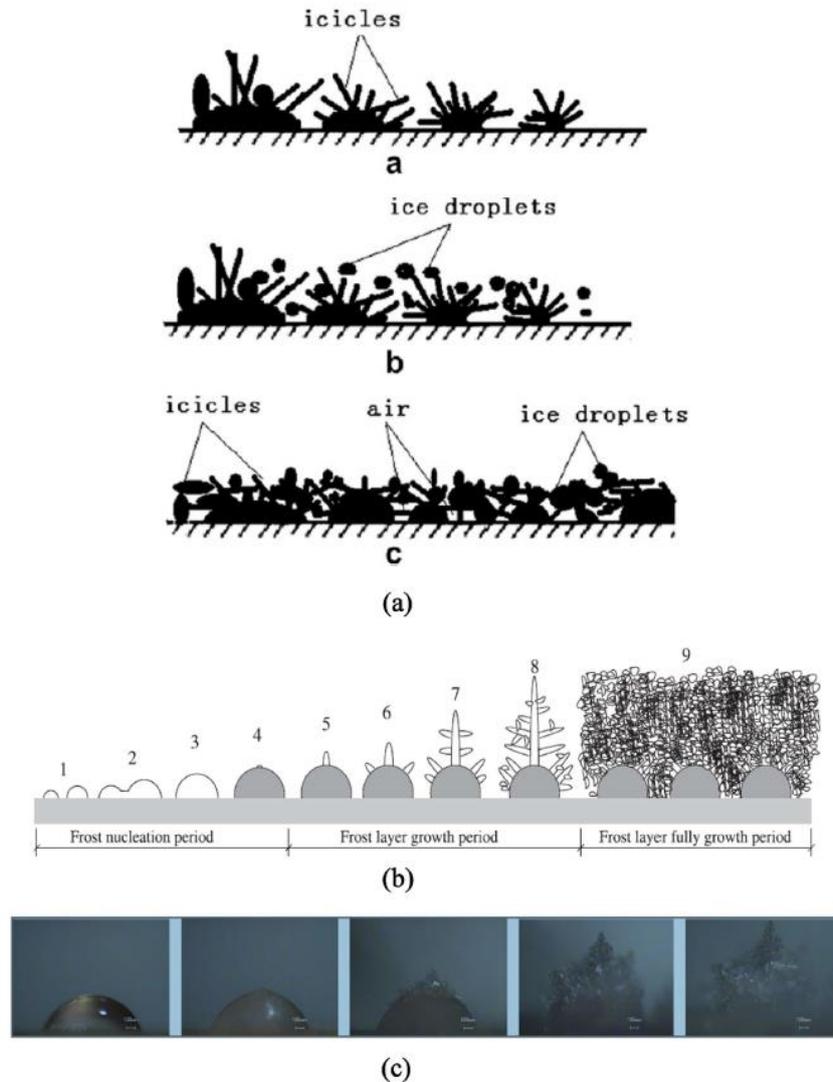
Comunque, come molte delle scelte di progettazione di sistemi ASHP-utenza, le singole opzioni devono essere inserite in un quadro complesso di ottimizzazione delle prestazioni e costi/benefici in funzione delle necessità dell'utenza.

### 2.1.3 Modalità di formazione del ghiaccio

Le modalità di formazione del ghiaccio su una superficie fredda giocano un ruolo fondamentale per gli effetti del brinamento sulle prestazioni di una ASHP e per le scelte di progettazione e di dimensionamento delle stesse. Il processo comporta il trasferimento di calore, anche in cambiamento di fase, accompagnato da un trasferimento di massa; vari parametri influenzano la crescita e le proprietà del ghiaccio come umidità, temperatura e portata massica dell'aria, oltre alle caratteristiche della superficie di scambio.

Molti studi sul trasferimento del calore in scambiatori in condizioni di brinamento sono stati effettuati per lo sviluppo di modelli per prevedere le modalità di trasferimento del calore, le sue variazioni e l'ottimizzazione delle condizioni di esercizio per prevenire la formazione del brinamento.

In [2] è presentata la figura 10 che mostra lo schema di formazione del ghiaccio su una superficie fredda. In questo schema, il ghiaccio può essere formato sia direttamente sulla superficie o sulla superficie delle gocce o sul ghiaccio già presente in cristalli e rami più complessi (fig. 10a).



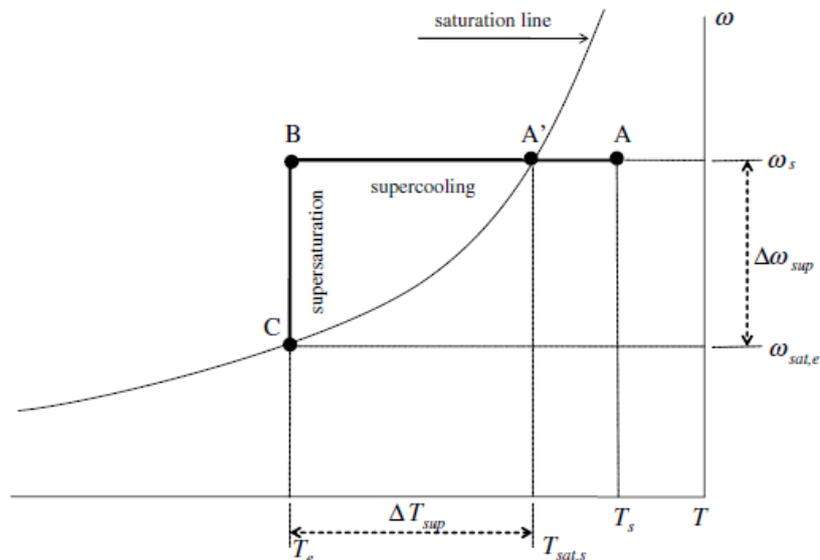
**Figura 10. (a) Formazione e crescita dello strato ghiacciato. (b) Rappresentazione schematica del processo di ghiacciamento sulla superficie fredda [3]. (c) Immagini del processo reale della formazione dei cristalli di ghiaccio sulle gocce di acqua ghiacciate [3]**

La fig. 10b mostra una schematizzazione del processo, Li et Chen [3], dalla formazione e crescita delle gocce di liquido, la loro glaciazione e il successivo formarsi, a partire dalla loro superficie ghiacciata, di rami di brina fino alla realizzazione di strati più complessi mentre la 10c) presenta delle immagini sperimentali del processo. Hayashi et al. [4] hanno suddiviso la formazione di brina in tre fasi, analogamente a quanto mostrato nella fig 10b:

1. di prima nucleazione
2. di crescita dello strato di brina
3. di piena crescita dello strato di brina.

Secondo Piucco et al. [5], l'instaurarsi della nucleazione coinvolge tre processi psicometrici indipendenti, fig. 11, dove  $\varpi$  corrisponde a  $x$ :

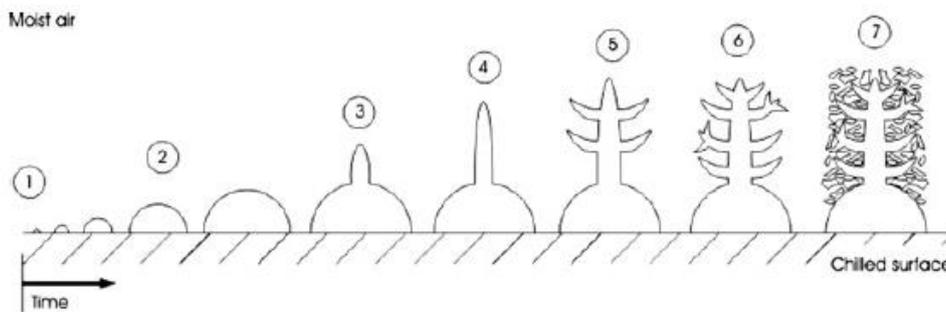
- Il raffreddamento del vapore presente nell'aria fino a raggiungere la  $T_{dew}$  (A-A')
- La nucleazione inizia in effetti solo al punto B, con un sottoraffreddamento dovuto alla presenza dell'energia superficiale (tensione superficiale di contatto gas-solido)
- Il cambiamento di fase (B-C).



**Figura 11 - Rappresentazione psicrometrica del processo di nucleazione del ghiaccio [5]**

L'energia totale in gioco è la somma del calore sensibile (A-B) e latente (B-C).

Sempre in [5] si suggerisce che la formazione del ghiaccio può essere suddivisa, in maniera più accurata, nei seguenti step, fig.12:



**Fig 12 - Rappresentazione schematica del processo di ghiacciamento sulla superficie fredda[5]**

Partendo dal punto C della fig.11 precedente, punto ① fig. 12, inizia una nucleazione eterogenea e il nucleo comincia a crescere (punto ②). Durante questo processo, la temperatura superficiale del nucleo diventa superiore alla temperatura della superficie di scambio, necessitando di ulteriore energia di raffreddamento per mantenere la crescita. Quando questa quantità diventa superiore all'energia richiesta per iniziare una nuova nucleazione, il nucleo smette di crescere e ha luogo una nucleazione secondaria (punto ③). Ancora, man mano che la nucleazione secondaria cresce (punto ④), aumenta anche la rimozione di energia necessaria per sostenerne la crescita e, di conseguenza, compaiono nuovi punti di nucleazione sulla superficie del nucleo originale (punti ⑤, ⑥). La successiva nucleazione e i processi di crescita continuano fino a che il super raffreddamento e il grado di soprasaturazione si avvicinano a zero (punto ⑦). Da questo punto in poi, lo strato di ghiaccio si comporta come un mezzo poroso in cui la diffusione del vapore acqueo porta ad un aumento sia dello spessore che della densità.

In [6] Patil et al., descrivono un modello simile di crescita nelle tre fasi indicate precedentemente in fig. 10. Inizialmente, fase 1, i cristalli crescono indipendentemente l'uno dall'altro in maniera più rapida in direzione

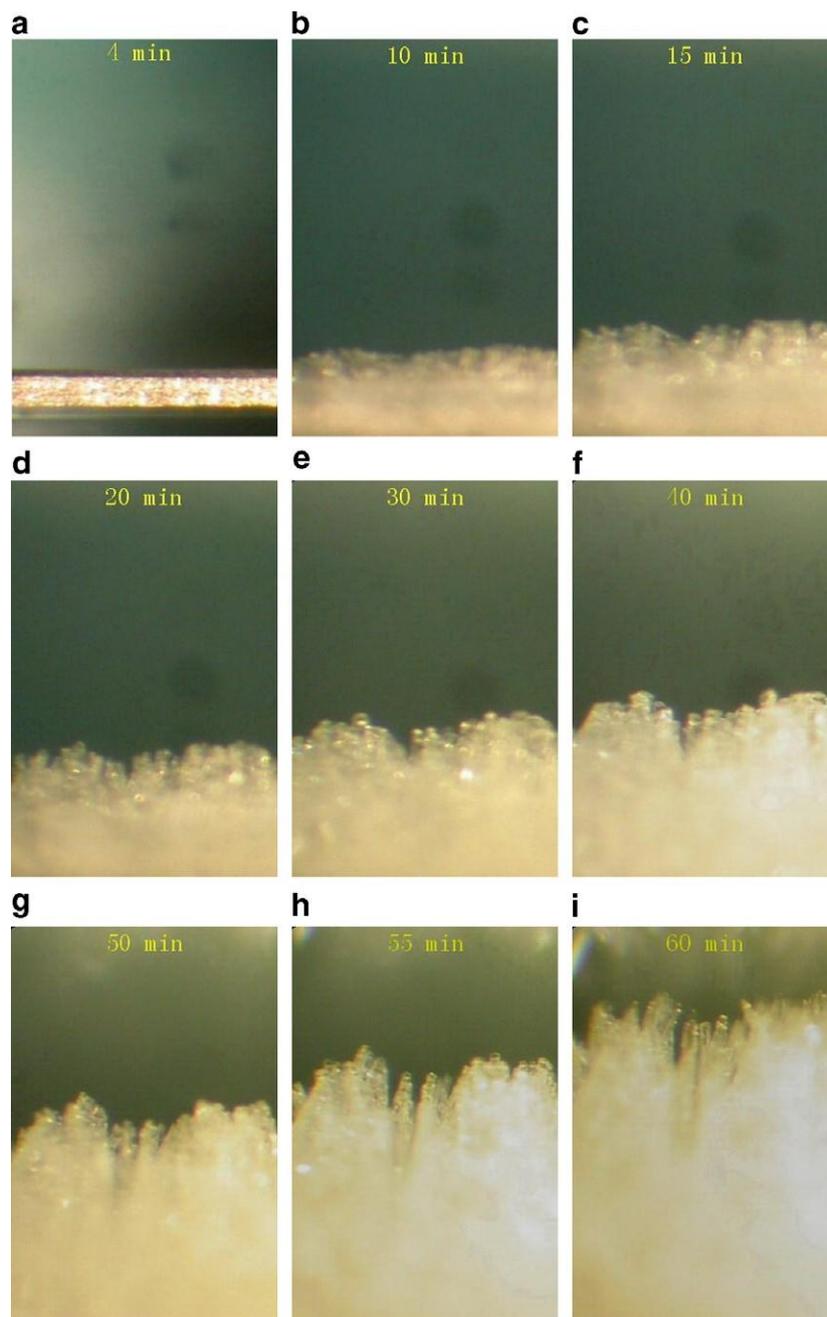
verticale rispetto all'orizzontale. Quando il cristallo inizia a venire a contatto e a intersecarsi, la crescita in direzione verticale rallenta. Nella fase seguente, si assiste a una crescita dell'altezza dei cristalli e della densità maggiore della fase precedente, con uno sviluppo in verticale ancora superiore a quello in orizzontale; questo comportamento porta al formarsi di una struttura porosa dello strato di brina. Nella terza fase, si osserva il formarsi e lo sciogliersi di cristalli principalmente sulla superficie superiore dello strato; il liquido scendendo risolidifica all'interno della struttura porosa aumentandone la densità. Nella tab. 1 [6] sono presentati i risultati sperimentali di ricerche effettuate su impianti sperimentali e in condizioni di prova differenti.

**Tabella 1 - Risultati di ricerche effettuate su impianti sperimentali sui meccanismi di ghiacciamento [6]**

Frost mechanism.

Paper	Apparatus	Stages	Duration	Key findings
Chen et al. [7]	Cold surface	Stage 1 (crystal growth)	3.5-4.5 min	Initially, crystals grow independently and grows rapidly in vertical direction compared to horizontal direction. When frost crystal begin to contact and intersect, the vertical growth slows down
		Stage 2 (frost layer growth)	5-10 min	Crystal height and density increases rapidly compared to crystal growth stage forming a porous structure. The vertical crystal growth is rapid than the horizontal growth which makes the structure porous
		Stage 3 (frost layer full growth)	12-25 min	The high points in frost structure start melting and coming down inside porous structure and again freezing into ice layer. This process of melting and freezing makes frost layer thicker increasing the frost density
Guo et al. [8]	Heat pump system	Initial stage	10-15 min	The frost thickness growth rate increases with the frosting time
		Second stage	20-30 min	The frost thickness growth rate decreases with the frosting time when the outdoor air relative humidity is above 65%, and is nearly invariable when the outdoor air relative humidity is 65%
		Third stage		The frost thickness growth rate can reach to 2.7-4.5 times of that in the second stage

Chen et al. [8] propongono una spiegazione per le modalità di crescita dello spessore del brinamento dipendente dalla variazione morfologica dello stesso spessore, per esempio, come mostrato in Fig. 12b per condizioni di prova di  $T_{ar\_in} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $UR=75\%$ . Si può vedere che nella fase iniziale, foto a-c, l'acqua condensata si raffredda formando inizialmente sulle alette uno strato di ghiaccio sottile trasparente (a), dopo circa 6 minuti dall'inizio compaiono e crescono i nuclei di ghiaccio che crescono gradualmente sulla superficie (b), successivamente organizzandosi in delle strutture a forma di colonna. (c). In questa fase la rapidità di crescita dello spessore di brina aumenta con il tempo. Nel secondo stadio, foto (d) - (e), la formazione di ghiaccio continua sulla superficie esterna dello strato, ma attraverso il congelamento di liquido condensato piuttosto che con la diretta formazione di cristalli; ciò comporta un incremento più lento dello spessore dello strato.



**Figura 12b – Immagini dello strato di ghiaccio su alette per  $T_{ar,in} = 0\text{ °C}$ ,  $RH = 75\%$  [8]**

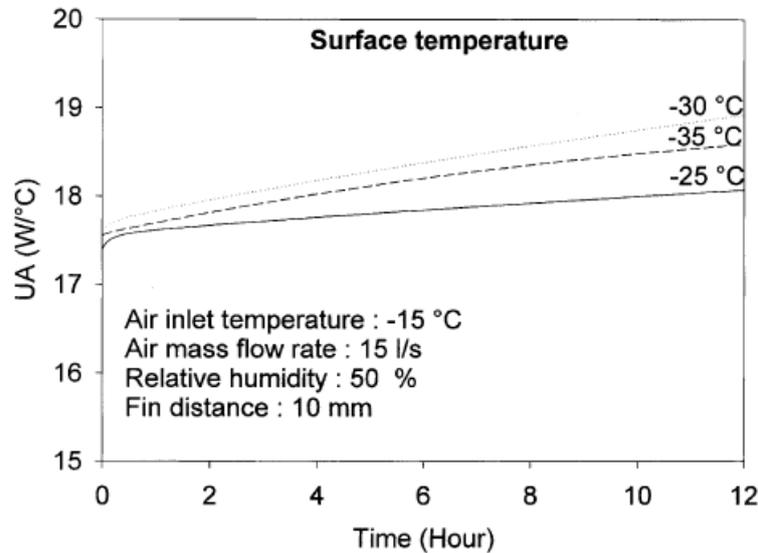
Negli ultimi circa 20 minuti della terza fase di crescita, foto (f) - (i), i cristalli di ghiaccio crescono prendendo una forma aghiforme e formando quindi una struttura porosa che favorisce la formazione più rapida di altro ghiaccio. Gli autori ritengono che la variazione morfologica del ghiaccio nella terza fase dipenda dalla rapida diminuzione della temperatura di parete e della portata di aria nel funzionamento della ASHP del circuito di prova, conseguente all'incremento dell'isolamento termico e alla riduzione della superficie di passaggio per l'aria dovuti allo strato di ghiaccio presente alla fine della seconda fase. Si crea quindi un effetto ciclico di rallentamento e accelerazione nella formazione del ghiaccio, con la ripetizione delle fasi due e tre, che può continuare fino a raggiungere i limiti di funzionamento della ASHP.

Lee et al. [9,10] hanno sviluppato un modello per il trasferimento di calore e di massa durante la formazione di brina e crescita dello strato di ghiaccio nella direzione del flusso d'aria su una piastra piana. Gli autori hanno osservato inizialmente un trend di rapido aumento dello spessore dello strato di ghiaccio, della sua densità e

della temperatura superficiale dello strato, seguito da un suo continuo rallentamento. La crescita dello strato risulta accelerato da una maggiore umidità assoluta e velocità di ingresso dell'aria. Gli autori hanno anche osservato che la drastica riduzione del 25% del flusso termico dopo 180 minuti era dovuto a una riduzione del trasferimento di calore sensibile con l'aumentare della temperatura superficiale dello strato di brina; il trasferimento di calore rimaneva costante, forse a causa al trasferimento di massa costante dovuto alla saturazione dell'umidità.

Seker et al. [11] hanno sviluppato un modello per prevedere l'instabilità nello scambio termico di uno scambiatore di calore a tubo alettato durante la formazione di brina.

Gli autori hanno notato che il trasferimento di calore totale, la diminuzione della pressione lato aria e lo spessore dello strato brinato aumentano con il crescere della temperatura dell'aria in ingresso; una tendenza simile si manifesta con il crescere della UR. Il coefficiente di trasferimento di calore totale inizialmente aumenta e quindi diminuisce con l'aumentare della temperatura superficiale (Fig. 13). Gli autori hanno supposto che il fenomeno sia dovuto alla variazione dello spessore dello strato brinato che funge come un isolante.



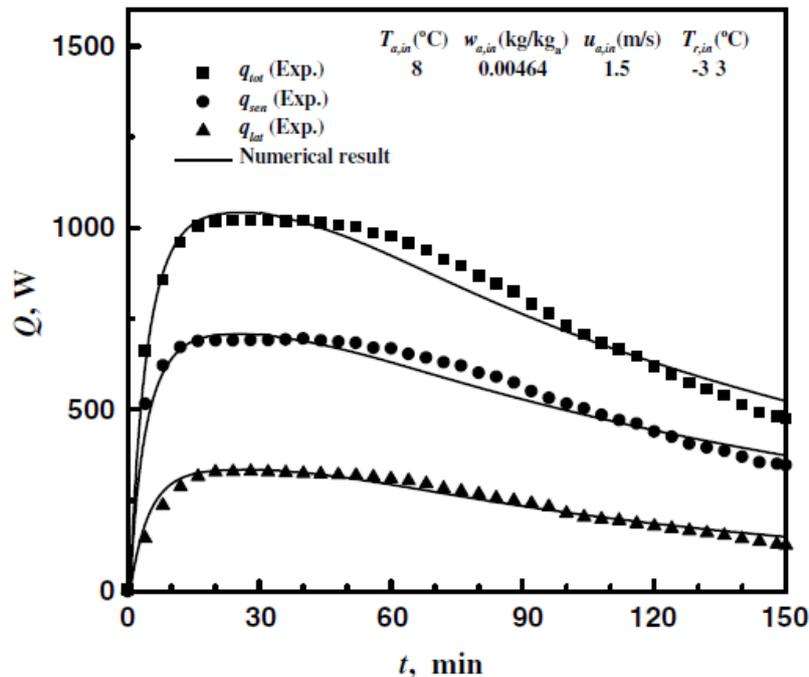
**Figura 13 – Variazione del coefficiente nel tempo di scambio globale di uno scambiatore di calore al variare della temperatura superficiale [11]**

La complessità del fenomeno, più volte evidenziata in questo documento, comporta che gli studi e le ricerche sperimentali disponibili abbiano due tipi di approccio; uno fa riferimento a geometrie di base (piatte, cilindriche), l'altra analizza il comportamento di componenti/macchine reali. Il primo dà informazioni interessanti ma di difficile esportazione a situazioni reali, i risultati del secondo sono condizionati dalle scelte specifiche iniziali.

Yang et al. [12] hanno proposto un modello per la previsione di uno scambiatore di calore a tubo alettato in brinamento. Le previsioni per lo spessore medio dello strato ghiacciato, la velocità di trasferimento del calore, la massa ghiacciata e la velocità di brinamento sono in buon accordo con i dati sperimentali; p.e. la differenza fra previsione e misura della massa congelata dopo 180 minuti è del 2.2%. Nella fig. 14 si osserva come la variazione del coefficiente di scambio termico (latente, sensibile e totale) per i primi 60 minuti non vari in maniera evidente nonostante la diminuzione della portata di aria dovuta alla riduzione dell'area di passaggio; gli autori suggeriscono che ciò sia dovuto all'aumento della superficie di scambio e della turbolenza dell'aria.

Kim et al. [13], Mago et al. [14], hanno studiato il frosting per la geometria cilindrica mentre Hwang and Cho [15] hanno sviluppato un metodo per prevedere lo spessore locale dello strato ghiacciato, la riduzione di portata di aria e il coefficiente di scambio locale e totale di uno scambiatore ad alette in condizioni standard o limite di funzionamento.

Chen et al. [16] hanno utilizzato un modello numerico per simulare lo spessore del ghiaccio, la sua densità e il coefficiente di scambio; le previsioni sono state confrontate con dati sperimentali mostrando una discreta attendibilità tranne che per le perdite di carico. Il modello infine ha rilevato come una variazione delle condizioni iniziali abbia un maggior effetto sulle perdite di carico piuttosto che sulle prestazioni di scambio termico.



**Figura 14 – Confronto tra simulazioni numeriche e dati sperimentali per il trasferimento di calore in uno scambiatore a 2 colonne e 8 file [12]**

La geometria dell'evaporatore svolge un importante ruolo sugli effetti del brinamento; è evidente che aree di passaggio troppo piccole potrebbero portare in brevissimo tempo al blocco della circolazione dell'aria. In realtà, se non si raggiungono condizioni di brinamento importanti, lo scambio termico potrebbe essere favorito da un leggero brinamento [17] e si potrebbero accettare anche distanze tra i fin relativamente basse. Una cattiva distribuzione del refrigerante nei rami paralleli e/o dell'aria nelle aree di passaggio può portare a avere zone critiche per la formazione del ghiaccio.

Come già accennato nelle pagine precedenti, i parametri che influiscono sul brinamento sono svariati e interagiscono tra loro; per esempio, la pressione dell'aria influisce poiché interviene sulla crescita delle gocce e sulla formazione del ghiaccio [7,8]. Altri parametri sono l'umidità relativa e la  $T_{ar,in}$ , le prestazioni dell'evaporatore e degli altri componenti della ASHP, in particolare il compressore, le caratteristiche della superficie di scambio, la geometria dell'evaporatore, le prestazioni dei fan. Le modalità di formazione della brina, il suo spessore e l'evolversi sono funzione dei precedenti parametri che, a loro volta, possono cambiare per effetto del brinamento. Molti lavori hanno affrontato questi temi ma, pur fornendo utili informazioni sul suo comportamento in diverse situazioni e sviluppando numerosi studi numerici, sperimentali e analitici per valutare il comportamento del brinamento e il suo formarsi, non sono mai giunti a rappresentazioni esaustive del fenomeno.

Questo campo di ricerca rimane quindi aperto a nuovi contributi atti a sviluppare correlazioni e modelli accurati di previsione delle caratteristiche di trasferimento di calore in condizioni di brinamento.

### 2.1.4 Effetti del brinamento sulle prestazioni delle ASHP

Come visto nei paragrafi precedenti, le prestazioni della ASHP variano a seconda delle condizioni e fasi del brinamento. Guo et al. [8] hanno studiato gli effetti 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, 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, un riduzione significativa della portata di aria e, quindi, un abbassamento rilevante del COP della ASHP.

Zhang et al. [18] hanno studiato l'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. Sono state testate sia le geometrie delle alette che i tempi di frosting e defrosting. L'ottimizzazione della geometria tiene conto anche della velocità del flusso d'aria e dell'effetto del frosting.

Aljuwayhel et al. [19], hanno studiato, su un evaporatore industriale per basse temperature, l'effetto della crescita della massa ghiacciata dovuta al brinamento per tempi fino a 2500 minuti mantenendo la velocità di rotazione dei fan costante: ciò ha comportato che, come si nota in fig. 15, la velocità dell'aria a fine esperienza si dimezzi per la presenza del ghiaccio.

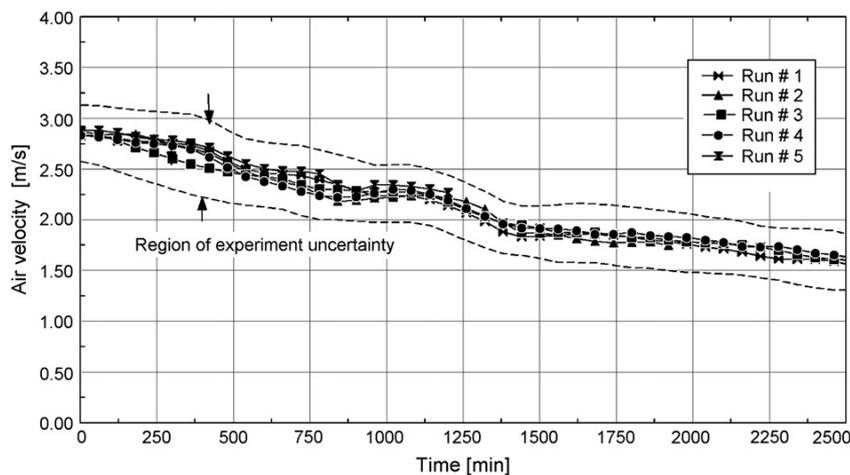


Figura 15 – Variazione della velocità media dell'aria durante il brinamento [19]

Nella fig. 16 si osserva come vari il titolo di vapore dell'aria in ingresso ed uscita; la differenza aumenta leggermente ma, contemporaneamente diminuendo la portata, la velocità di formazione del ghiaccio si può ritenere circa costante (fig. 17).

Le prestazioni dell'evaporatore infine decrescono in maniera quasi lineare come si evidenzia dalla fig. 18.

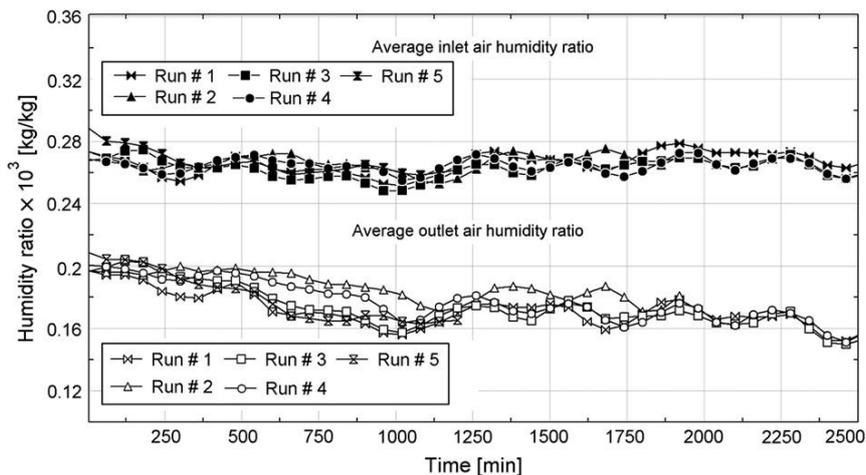


Figura 16 – Variazione del titolo del vapore dell’aria durante il brinamento [19]

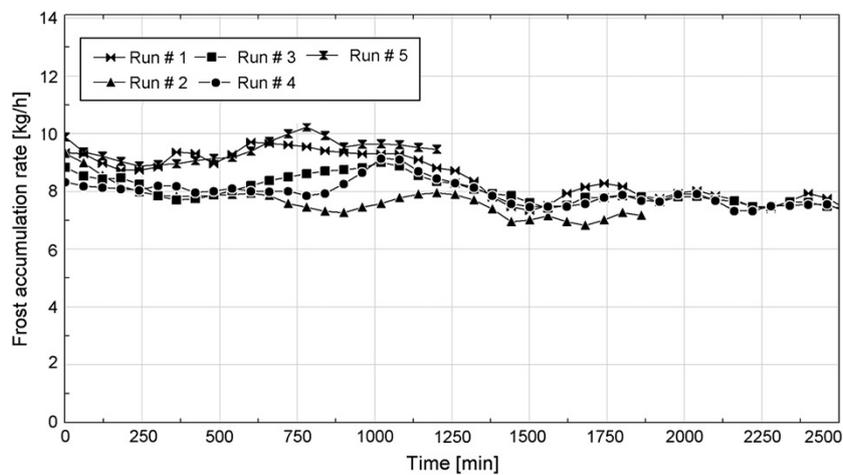


Figura 17 – Velocità di formazione del ghiaccio durante il brinamento [19]

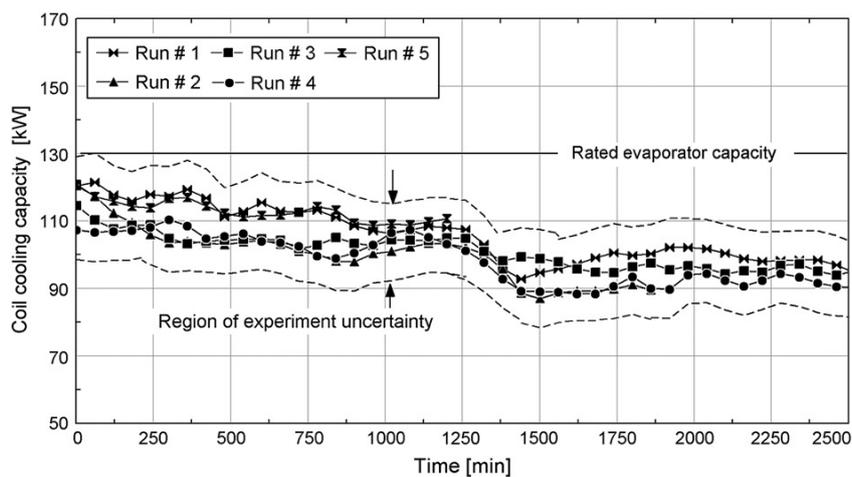
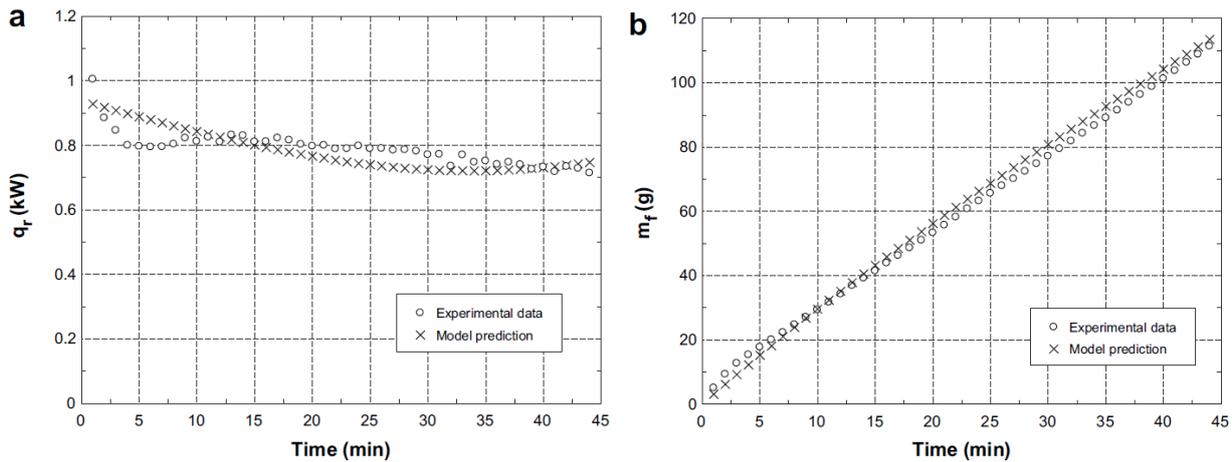


Figura 18 – Variazione della potenza di raffreddamento dell’evaporatore durante il brinamento [19]

Gli autori, in queste situazioni di funzionamento, ritengono che le diminuzioni delle prestazioni siano legate essenzialmente alla riduzione della portata di aria conseguente al diminuire dell’area di passaggio provocata dalla formazione del ghiaccio. Questo studio risulta interessante poiché mostra dati sperimentali che confermano alcuni dei comportamenti attesi teoricamente; non si notano gli effetti dovuti alle fasi di

formazione dello strato di brina, forse a causa delle particolari condizioni di esercizio ( $T_{ar\_in} < -20^{\circ}C$ ,  $UR_{in}$  elevate) che sono molto diverse da quelle sperimentate dagli autori precedenti.

Y. Xia and A.M. Jacobi [20] hanno sviluppato un modello di previsione per scambiatori a tubi piani in condizioni di frosting utilizzando un metodo semiempirico. Il modello consente una buona previsione in condizioni di pieno sviluppo dello strato ghiacciato ma è meno affidabile per quanto riguarda il calcolo delle perdite di pressione e in situazioni di sviluppo parziale dello strato ghiacciato. In fig. 19 sono mostrate le previsioni della variazione del flusso termico (a) e della massa di ghiaccio (b) nel tempo e i dati sperimentali di confronto per una situazione di prova.



**Figura 19. Previsioni del modello [20] per il flusso termico (a) e la massa di ghiaccio (b) in una condizione di prova**

In conclusione, i modelli disponibili fanno riferimento a tipologie di scambiatori specifici come visto in precedenza, [18] e [20], o come quello proposto da Senshu et al. [21,22] per un singolo tipo di scambiatore o da Shao et al. [23] per un confronto tra le prestazioni di una ASHP con evaporatore alette e tubi e microcanali. Inoltre spesso fanno riferimento per lo sviluppo a correlazioni semiempiriche legate a un numero definito e caratterizzato di prove sperimentali. A questo stato della conoscenza non sono quindi disponibili modelli generali con risultati estendibili ad altre tipologie più comuni.

### 2.1.5 Frosting map

Nei precedenti paragrafi si è mostrato come il processo di formazione e crescita dello strato ghiacciato coinvolga il trasferimento di massa e di calore e sia funzione di svariati parametri quali la temperatura e  $UR$  dell'aria, la sua velocità, la temperatura e le caratteristiche superficiali della superficie fredda scambiante e la geometria dello scambiatore.

Si è anche visto che gli effetti dello scambio dipendano dello spessore di ghiaccio e delle sue caratteristiche, sempre tenendo conto della geometria di scambio; al limite si è anche osservato che un brinamento ridotto possa avere un effetto positivo sullo scambio o avere un'influenza praticamente trascurabile.

Nel §2.1.1, date sole le caratteristiche dell'aria di ingresso  $T_{ar\_in}$  e  $UR$  (o  $x$ ), si è definita la  $T_{dew}$  per la quale su una superficie inizia a formarsi il ghiaccio. Nel successivo § si è collegata tale temperatura al funzionamento e quindi alle caratteristiche di progetto e dimensionamento della ASHP, connettendo la  $T_{dew}$  con la  $T_{ev}$ .

Date tutte queste variabili, per il dimensionamento e il funzionamento di una ASHP, in particolare per un efficace sbrinamento, si è cercato di realizzare uno strumento semplificato di rappresentazione del brinamento. In particolare si sono sviluppate delle "frosting map" che consentissero principalmente di valutare l'insorgere e, in alcune, anche la importanza dell'effetto. Dato il numero dei parametri in gioco, in queste mappe si devono fissare alcune caratteristiche preliminari di utilizzo, quali, p.e. i range di  $T_{ar\_in}$  e  $UR$  esaminati, la velocità dell'aria, ecc.; in esse si presentano, in funzione di  $T_{ar\_in}$  e  $UR$ , le zone di brinamento, condensazione e assenza del brinamento.

J.H. Zhu et al., [25] propone una mappa che può essere vista come un'evoluzione di quella presentata da W. Wang et al. [24] dove la regione di brinamento (III) era suddivisa in 5 ulteriori zone, a seconda della velocità di formazione del ghiaccio,  $W_m$ , Fig. 20.

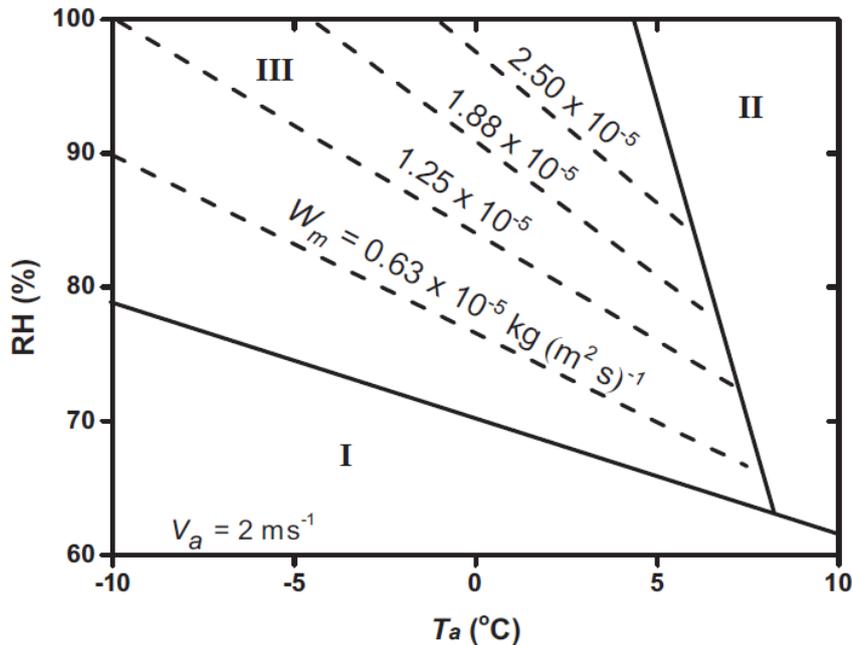


Figura 20 - [24] frosting map

In fig. 21 è presentata la logica di realizzazione della mappa di J.H. Zhu et al., [25].

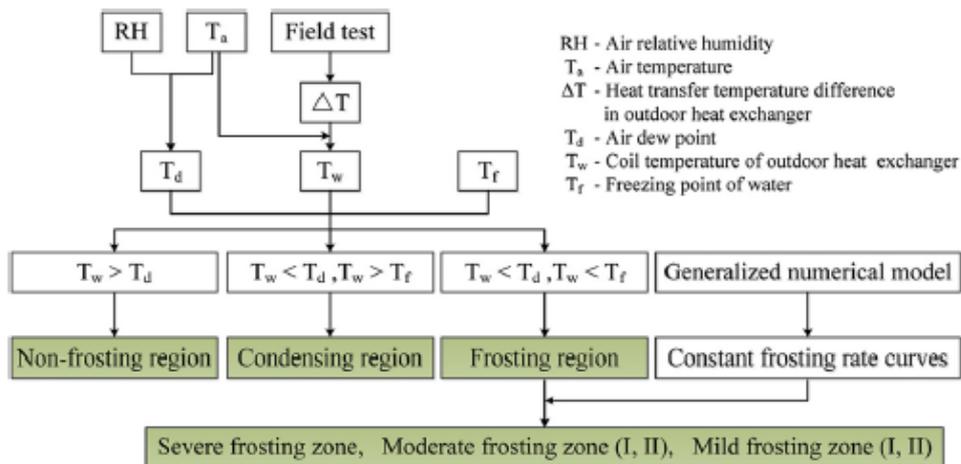


Figura 21 - Criteri di realizzazione della frosting map [25]

Ulteriori limiti sono posti per le condizioni di validità:

- La purezza dell'aria e le caratteristiche della superficie di formazione del ghiaccio non sono considerate
- Si assume una velocità dell'aria di 2 m/s (range usuale per ASHP= 1.5-3.5 m/s)
- La portata del refrigerante è uniformemente distribuita nei circuiti dell'evaporatore
- Il compressore lavora a velocità costante.
- $0 < UR < 100\%$  e  $-15 < T_{ar\_in} < 11.5 \text{ } ^\circ\text{C}$

Il  $\Delta T = T_{ar\_in} - T_{sev} (= \Delta T_{ae})$  è determinato sperimentalmente [25] in funzione di  $T_{ar\_in}$  (varia tra circa 7 e 12°C al crescere di  $T_{ar\_in}$ ) e consente quindi di calcolare la  $T_{sev}$  (temperatura della superficie di scambio). In questo modo è possibile delineare le curve di condensazione e brinamento (fig. 22).

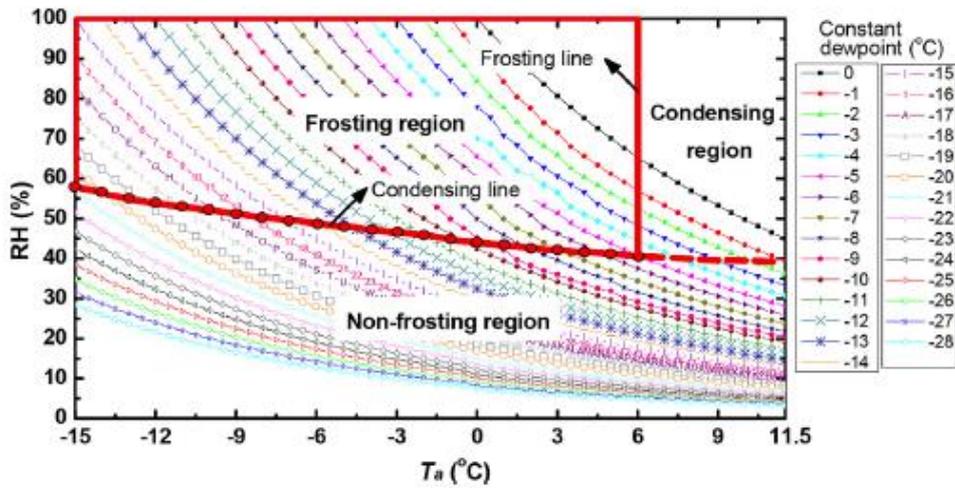


Figura 22 – frosting map [25]

Inoltre sono stati svolti altri esperimenti e utilizzati modelli per la predizione della crescita del ghiaccio e della importanza del fenomeno; dall’insieme di queste informazioni si è infine realizzata la mappa di fig. 23.

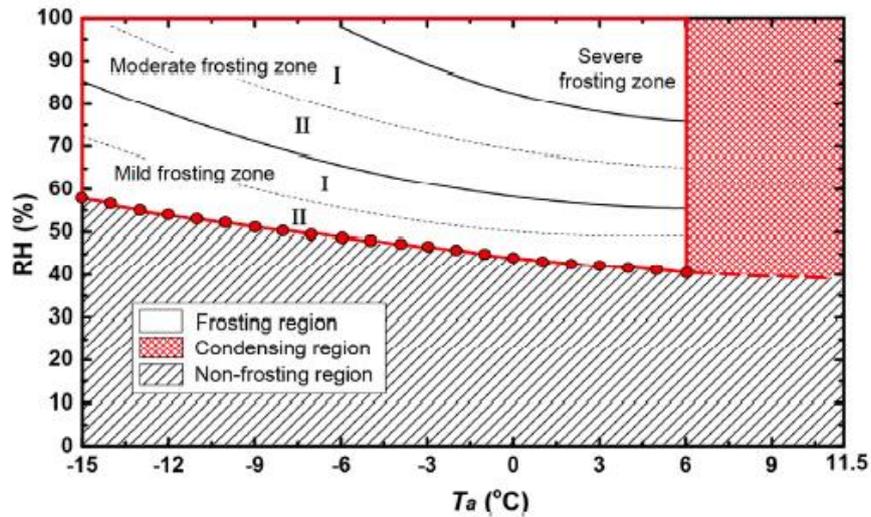


Figura 23 – Divisione della mappa [25] in zone: I e II indicano il livello di frosting della zona

I livelli I e II sono definiti sperimentalmente, tab. 2, in base ai tempi di intervallo tra due defrosting successivi.

Tabella 2 – Riferimenti per la definizione delle zone di frosting [25]

Frosting zones		Reference defrosting intervals (min)
Severe frosting zone		$T_{dc} \leq 30$
Moderate frosting zone	I	$30 \leq T_{dc} \leq 45$
	II	$45 \leq T_{dc} \leq 90$
Mild frosting zone	I	$90 \leq T_{dc} \leq 150$
	II	$150 \leq T_{dc} \leq 240$

Gli autori rimarcano l’importanza della scelta della grandezza  $\Delta T$  (corrispondente alla già introdotta  $\Delta T_{ae}$ ) come suddetto definita sperimentalmente per questa mappa: situazioni di prova differenti porterebbero a mappe diverse. Maggiore è il  $\Delta T$ , maggiore sarà l’area di frosting e viceversa. Dalla mappa risalta infine come la “severe frosting zone” sia possibile per  $-6 < T_{ar,in} < 6^\circ\text{C}$  con  $100 > UR > 70\%$  e come non risulti frosting per  $UR < 40\%$  per qualsiasi temperatura. Ricordiamo che, nella fig. 7, con un approccio semplificato, si erano

evidenziate gli stessi trend, con una zona di inizio frosting attesa per  $40 < UR < 60\%$  per  $T$  crescenti da  $-14$  a  $12^\circ\text{C}$  con  $\Delta T_{ae} = 10\text{ K}$  costante.

Accettando queste indicazioni per prevedere le ore di possibile funzionamento a rischio di frosting nelle zone indicate nella fig. 9 e considerando l'intervallo  $-6 < T_{ar,in} < 6^\circ\text{C}$ , se la ASHP dovesse funzionare per la zona "colder" si avrebbe la situazione peggiore, per la zona "warmer" il defrosting potrebbe pesare pochissimo sui consumi, mentre la zona "avarege" si troverebbe con oltre il 50% di tempo di funzionamento a rischio di brinamento. Ovviamente una stima più accurata necessita dei valori puntuali di  $T_{ar,in}$  e  $UR$  che dipenderanno dalla località di installazione. In ogni caso, si comprende come il defrosting possa condizionare fortemente il rendimento della macchina e l'eventuale importanza degli interventi di ritardo e sbrinamento e quindi la sua progettazione e dimensionamento.

Questa mappa e le altre precedentemente citate, in definitiva, forniscono indicazioni interessanti per valutare le condizioni di esercizio di una ASHP, fermo restando che, per un loro corretto utilizzo, occorre sempre ricordare che sono costruite con ipotesi di riferimento e su macchine ben definite. I limiti delle mappe sono evidenziati nei dati sperimentali raccolti in fig. 24, relativi alla città di Beijing [33]. Dal confronto con la mappa di fig. 23, si nota in particolare che il ghiaccio si può anche formare con  $-10 < T_{ar,in} < 8^\circ\text{C}$  e  $29 < UR < 40\%$ , condizioni non previste dalla mappa.

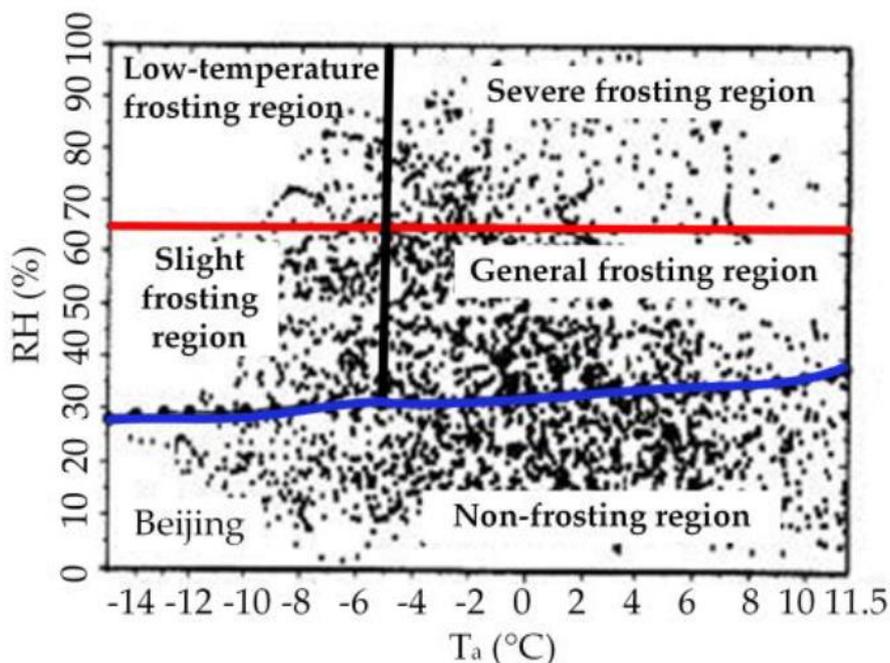


Figura 24 – Dati sperimentali della città di Beijing (Pechino) durante la stagione invernale [33]

## 2.2 Metodi per ridurre gli effetti del brinamento

Gli effetti dannosi del brinamento sono stati valutati e previsti da molti ricercatori; P.L.T. Brian et al. [26] hanno misurato sperimentalmente una possibile riduzione del flusso termico fino al 40% per la presenza di ghiaccio sulla superficie, Sanders [27] ha indicato per una ASHP una riduzione fino al 35% della capacità termica erogabile mentre W. Wang et al [28] calcolano valori tra il 29% e 57%. Lazzarin et Nardotto [29] indicano una crescita della resistenza termica di scambio e una conseguente perdita di prestazioni mentre S.N. Kondepudi et D.L. O'Neal [30] giungono a prevedere lo shutdown della ASHP.

Se consideriamo il costo energetico per limitare gli effetti del frosting, un review di dati provenienti dai produttori, (Hussmann [31]) calcola che l'energia necessaria per il defrosting sia compresa tra il 10 e il 30% del totale utilizzato per il funzionamento delle ASHP, con una media del 20%.

In questo report saranno presentati diversi metodi già disponibili e/o in fase di studio per intervenire sul frosting; la scelta tra le varie opzioni dipenderà da diversi parametri che potranno inoltre avere pesi differenti a seconda delle esigenze e dei limiti operativi a cui la ASHP dovrà sottostare. La ricerca della necessaria ottimizzazione sarà considerata nei successivi paragrafi.

Come già detto, l'effetto dannoso dello strato ghiacciato si presenta quando si superano certe condizioni legate allo spessore e alle caratteristiche di scambio termico dello strato ghiacciato; tutti i sistemi che prevedono la rimozione del ghiaccio fanno riferimento al raggiungimento di questa soglia. La determinazione del suo raggiungimento è affidata a diversi metodi/misure la cui affidabilità è fondamentale per evitare interventi inutili o parziali. Questo aspetto di affidabilità può incidere notevolmente sulle prestazioni della macchina; attualmente è ancora oggetto di studi che riporteremo successivamente.

Il processo di frosting-defrosting prevede quindi un tempo di frosting  $\Delta T_{fr}$  di raggiungimento del valore di soglia previsto, l'intervento del sistema di defrosting per un tempo  $\Delta T_{defr}$ , con effetti sulle prestazioni della ASHP proprie del sistema prescelto, e un eventuale tempo di riassetamento del ciclo di riscaldamento  $\Delta T_{eq}$ .

IL  $\Delta T_{fr}$  rappresenta oltre l'80% del tempo di funzionamento in un ciclo di congelamento/ scongelamento [32], e quindi anche solamente introdurre delle misure per rallentare la formazione/crescita del ghiaccio può portare a evidenti riduzioni dell'effetti negativi del frosting.

Pure in presenza di accorgimenti per contrastare la formazione del ghiaccio, tranne nel caso di ASHP appositamente studiate per essere frost-free (FFAHSP), Yi Zhang et al. [33], è spesso inevitabile il raggiungimento delle condizioni limite di presenza di ghiaccio. Pertanto, prevedere interventi adeguati di scongelamento è fondamentale per ottenere un funzionamento soddisfacente della ASHP.

I due tipi di intervento, ritardo o scongelamento, differiscono sostanzialmente [32]: i primi contrastano la formazione/crescita dello spessore ghiacciato mentre i secondi puntano sulla rimozione dello strato di ghiaccio che è già presente. Un'altra differenza importante è il tipo di operazione: la maggior parte delle procedure di ritardo sono processi continui mentre il processo di sbrinamento è in genere intermittente. Nella realtà per le ASHP per riscaldamento ambientale, i due metodi normalmente coesistono; accorgimenti per rallentare la formazione del ghiaccio, attivi o passivi, sono in pratica sempre presenti in maniera più o meno importante, mentre lo sbrinamento è sempre da prevedere per la sicurezza della macchina stessa.

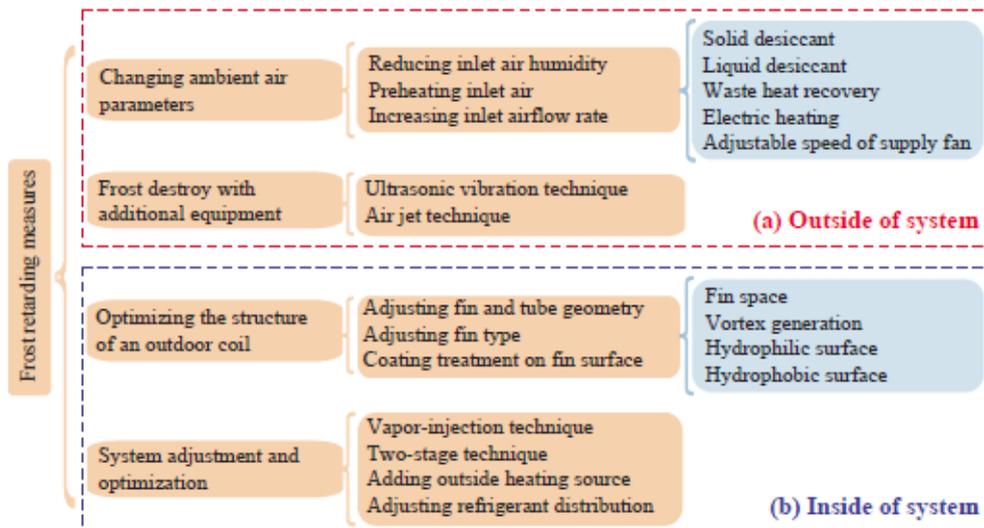
### 2.2.1 Metodi di ritardo del brinamento

Gli interventi atti a ritardare la formazione del ghiaccio si basano su modalità e tipologie di azione estremamente diversificate e ciò rende difficile una loro semplice suddivisione in categorie ben definite:

- Nawaz et al. [32] propongono una suddivisione in tre gruppi principali definiti considerando su quale parte del processo intervengono:
  - a) Trattamenti a monte dell'aria
  - b) Interventi sul progetto dell'evaporatore
  - c) Interventi di modifica del ciclo
- Song Mengjie et al. [34] optano per una diversa classificazione a seconda che l'intervento avvenga "fuori" dal sistema con componenti aggiunti o "dentro" modificando e ottimizzando quanto già disponibile, tab. 3.

Nel seguito utilizzeremo la suddivisione proposta da Nawaz et al. [32].

Tabella 3 - Suddivisione dei metodi di ritardo del brinamento [34]



## 2.2.2 Trattamento dell'aria in ingresso

La  $T_{ar,in}$  e la UR sono i parametri principali per la formazione del ghiaccio e la velocità dell'aria ha un effetto sulla formazione e crescita dello stato brinato; i metodi seguenti, che intervengano su queste grandezze, hanno quindi un evidente effetto sulla formazione e crescita dello strato ghiacciato.

### 2.2.2.1 Riduzione della Umidità Relativa

Nei § precedenti si è evidenziata l'importanza dell'UR sulla formazione e crescita dello stato ghiacciato; risulta conseguente che qualsiasi sistema in grado di ridurla possa portare dei benefici ai fini di ritardare il frosting. Al limite, potendo ridurre UR a valori dell'ordine del 40-50% (fig. 23) si può pensare di evitare l'inizio del fenomeno [33] e giungere a una FFAHSP.

La deumidificazione si può ottenere con diversi metodi; i più utilizzati per gli studi con ASHP prevedono l'uso di essiccanti solidi o liquidi. Wang et Liu [35] hanno studiato l'uso dell'essiccante solido su un'unità ASHP ottenendo previsioni di significative riduzioni nella formazione di ghiaccio. Sempre con lo stessa tipologia di essiccante solido [36-38], è stata proposta e studiata una nuova unità FFASHP. Si è visto che non solo è stata ridotta l'umidità dell'aria ma si è ottenuto anche un aumento della sua temperatura di ingresso all'evaporatore grazie all'assorbimento del calore dall'essiccante solido, il che comporta un ulteriore beneficio per il ritardo nel brinamento, come vedremo nel § seguente.

La tabella 4, [34], elenca 10 studi che utilizzano sia metodi sperimentali che numerici sull'applicazione di essiccanti solidi e liquidi in ASHP dal 2000 al 2017. I vantaggi della deumidificazione sono evidenti; di contro, la sua applicazione comporta sia una crescita dei costi iniziali sia la necessità di maggiori spazi per l'installazione della macchina implementata con l'unità essiccante. Nel funzionamento, la rigenerazione dell'essiccante necessita l'uso di energia termica facendo diminuire in parte i vantaggi ottenuti. Il passaggio ad una applicazione pratica, come in sostanza per tutti questi metodi, dovrà quindi valutare anche questi aspetti tenendo conto delle condizioni di progetto (ore di funzionamento alle diverse  $T_{ar,in}$  e UR).

**Tabella 4 - Studi sull'applicazione di essiccanti solidi e liquidi in ASHP dal 2000 al 2017 [34]**

Item	Year	Author	Type <sup>a</sup>	Desiccant used	Results
1	2017	Wang et al. [17]	N	Solid (silica gel)	Frost-free durations for R22, R407C and R134a are 29, 34 and 35 mins, respectively. At the given ambient temperature of $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ and RH of 85%, the average coefficient of performance (COP) for R134a is 3.3 and 8.6%, respectively, higher than other refrigerants
2	2017	Su and Zhang [19]	N	Liquid desiccant (membrane-based, lithium chloride solution)	The $\text{COP}_{\text{gen}}$ and the $\text{COP}_{\text{tot}}$ of the novel system are at least 37.7% and 64.3% higher than that of the $\text{COP}_{\text{reverse}}$ of conventional defrosting system in the variation ranges of the analyzed parameters, respectively. Air humidification by the regenerator can meet the needs of indoor thermal comfort when the ambient air is above $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ and 70% RH
3	2017	Wang et al. [18]	N	Solid (silica gel)	At RH of 80%, the system average COP increased by 56.2% when ambient temperature increased from $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . It decreased by 6.7% when RH increased from 75% to 85% at temperature of $0\text{ }^{\circ}\text{C}$
4	2015	Wang et al. [16]	E	Solid (silica gel)	The system can keep the evaporator frost-free for 32, 34, 36 min during heating mode at the ambient temperatures of $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ and 85% RH
5	2015	Zhang et al. [20]	E & N	Liquid (lithium chloride solution)	The air velocity ( $V_a$ ), temperature ( $T_b$ ) and moisture content ( $C_w$ ) of the desiccant felt affects the average overall mass-transfer coefficient ( $K_{\text{total}}$ ). $K_{\text{total}}$ rises with an increase in $V_a$ , but decreases with increasing $T_b$ , because of the inversely proportional relation between $T_b$ and $dC_w/dX_a$
6	2014	Wang et al. [21]	E	Solid (silica gel)	The RH of the air can be reduced to 52% after dehumidification and the outdoor heat exchanger can be kept frost-free for 34 min at a temperature of $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ and RH of 80%
7	2014	Jiang et al. [22]	E	Liquid (glycerol)	Frost would never form on the outdoor coil's surface, if the solution spray subsystem operated continuously
8	2012	Zhang et al. [23]	N	Solid (not given)	COP of the frost-free ASHP water heater system could be increased by 5–30%, as compared with the defrosting ASHP water heater system
9	2010	Zhang et al. [24]	E	Liquid (lithium chloride solution)	Frosting could be retarded, COP of the hybrid system improved by approximately 20% and 100% in summer and winter, respectively
10	2005	Wang et al. [15]	E	Solid (zeolite plates and active carbon)	The frost problem was resolved, and performance of the heat pump unit improved in winter

<sup>a</sup> N: Numerical study; E: Experimental study.

### 2.2.2.2 Preriscaldamento dell'aria in ingresso

Preriscaldare l'aria in ingresso è una tecnica di intervento semplice per contrastare la formazione del ghiaccio; l'aria in ingresso riscaldata mantiene lo stesso  $x$  e la stessa  $T_{dew}$  ma varia la UR, oltre ovviamente la temperatura di ingresso nell'evaporatore. Nella fig. 25a è mostrato, p.e. come l'aria, partendo da una condizione (A) di 0°C e UR 50%, riscaldata fino a 3°C a  $x$  costante, si porti ad UR circa uguale al 40% (B). Utilizzando p.e. la mappa di fig. 23 come riferimento, il punto A si troverebbe nella mild frosting zone, al confine tra le sottozone I e la II, mentre il punto B risulterebbe nella zona non-frosting (fig. 25b); ciò è ottenuto grazie a un valore maggiore di  $T_{ev}$  che, supponendo un  $\Delta T_{ae} \leq 10$  K, fig. 7, supererebbe la  $T_{dew}$ , rimasta invariata. Per situazione meno favorevoli rispetto a quella esemplificata con uscita dalla zona frosting, si otterrebbe comunque una minore velocità di formazione del ghiaccio e quindi intervalli di defrosting maggiori, con i relativi miglioramenti delle prestazioni (§ 2).

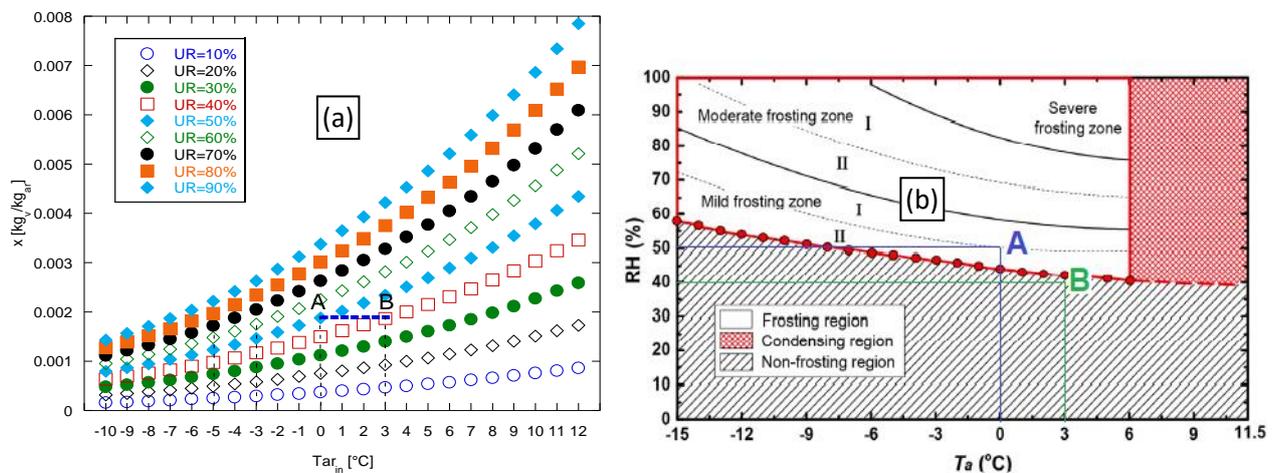


Figura 25 – Effetto del preriscaldamento sulla UR (a) e sul frosting (b)

Questa tecnica richiede ovviamente un dispendio energetico importante oltre ad interventi impiantistici e quindi maggiori investimenti iniziali, sia pure inferiori a quelli necessari per la deumidificazione. I bassi valori delle  $T_{ar\_in}$  consentirebbero però anche l'utilizzo di calore di "scarto" per il preriscaldamento; se l'impianto di riscaldamento è per esempio associato a un ricambio dell'aria, il flusso di scarico potrebbe esser impiegato allo scopo. Numerosi studi, basati sul trasferimento di calore tra l'aria interna esausta e l'aria ambiente, si sono concentrati sul processo di recupero del calore come misura contro il brinamento [39].

Una maggiore temperatura di ingresso dell'aria comporta l'ulteriore vantaggio di un miglioramento delle prestazioni della ASHP: Kwak e Bai [40] che hanno condotto uno studio sperimentale per aumentare la potenza di riscaldamento e il COP di una pompa di calore di piccola capacità, non dotata di sistemi di defrosting, utilizzando un riscaldatore elettrico per preriscaldare l'aria in ingresso per climi moderatamente freddi. I risultati per  $T_{a\_inr} = 2$  °C,  $TBU = 1$  °C,  $UR = 84\%$ , mostrano che la capacità di riscaldamento e COP erano aumentate del 38,0% e 57,0%, rispettivamente, rispetto alle prestazioni di una pompa di calore convenzionale senza preriscaldamento. Da notare che il sistema era supportato da un riscaldatore che sopperiva alla ASHP in caso di frosting.

Rafati et al. [39] suggeriscono che, per evitare completamente la formazione di brina, la temperatura dell'aria in ingresso deve essere sempre superiore al punto di congelamento ed, inoltre, sconsigliano, in climi particolarmente freddi, l'utilizzo del preriscaldamento rispetto ad altri metodi di contenimento del brinamento. Anche in [32] e [34] si afferma che il preriscaldamento dell'aria in ingresso non è adatto in regioni con lunghi periodi di temperature dell'aria esterna molto basse, tranne il caso di disponibilità di calore residuo, come il calore recuperato dall'aria interna esausta o da altre fonti anche a bassa temperatura.

### 2.2.2.3 Regolazione della portata di aria in ingresso

Aumentare la portata di aria all'evaporatore, in contrasto alla tendenza verso la sua diminuzione provocata dalla riduzione dell'area di passaggio, è un altro intervento possibile per ridurre la formazione di ghiaccio.

Da Silva et al. [41] 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 seguiva una curva fissa prevalenza/portata del fan. I ricercatori quindi 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. Queste ipotesi trovano supporto nel lavoro di Ye et al. [42] che tramite un modello matematico e delle prove sperimentali, 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).

Inoltre, l'aumento della resistenza termica convettiva dell'aria (R) cresce in funzione del rapporto di blocco (BR) dovuto alla crescita dello strato ghiacciato (fig. 26, [42]).

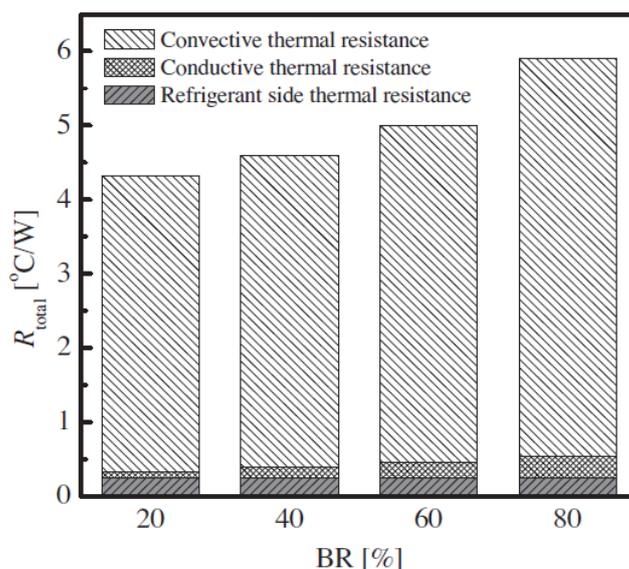


Figura 26- valori della resistenza termica refrigerante – aria per diverse percentuali di grado di blocco dell'area di passaggio [42]

Moallem et al. [43] hanno studiato la formazione di brina sulle alette a lamelle negli scambiatori di calore a microcanali. Oltre a valutare gli effetti della geometria sulle prestazioni, si è osservato che l'aumento della velocità dell'aria da 0.8 m/s a 1.6 m/s ha migliorato la capacità di scambio delle alette fino al 53%.

### 2.2.3 Rimozione del ghiaccio con tecnologie ausiliarie

Il ritardo nella formazione dello strato ghiacciato può essere ottenuto tramite la sua rimozione con tecnologie ausiliarie implementate sulla ASHP, quali p.e. vibrazione da ultrasuoni o getti di aria. Queste tecniche puntano alla rimozione del ghiaccio durante il suo processo di formazione e usano solamente energia meccanica.

### 2.2.3.1 Vibrazioni da ultrasuoni

Come riportato da Lie et al [44], gli ultrasuoni riducono la formazione di ghiaccio su una superficie piana, riducendo le dimensioni delle gocce di condensazione, fig. 27. Nelle prove, la superficie coperta dal ghiaccio passava dal 65% al 52% utilizzando gli ultrasuoni.

Than et al. [45] hanno utilizzato emissioni intermittente di ultrasuoni e hanno osservato una possibile rimozione del ghiaccio accumulato sulla superficie di scambio delle alette. Le prove hanno comportato una crescita della capacità di scambio tra il 2.2 al 9% e del COP tra il 6.5 al 15.3 %. Comunque gli effetti sono limitati poiché la base ghiacciata dello strato non può essere rimossa. I limiti attuali a questa tecnologia, tuttora in corso di studio, sono i costi iniziali e la necessità di un complesso sistema di gestione e controllo.

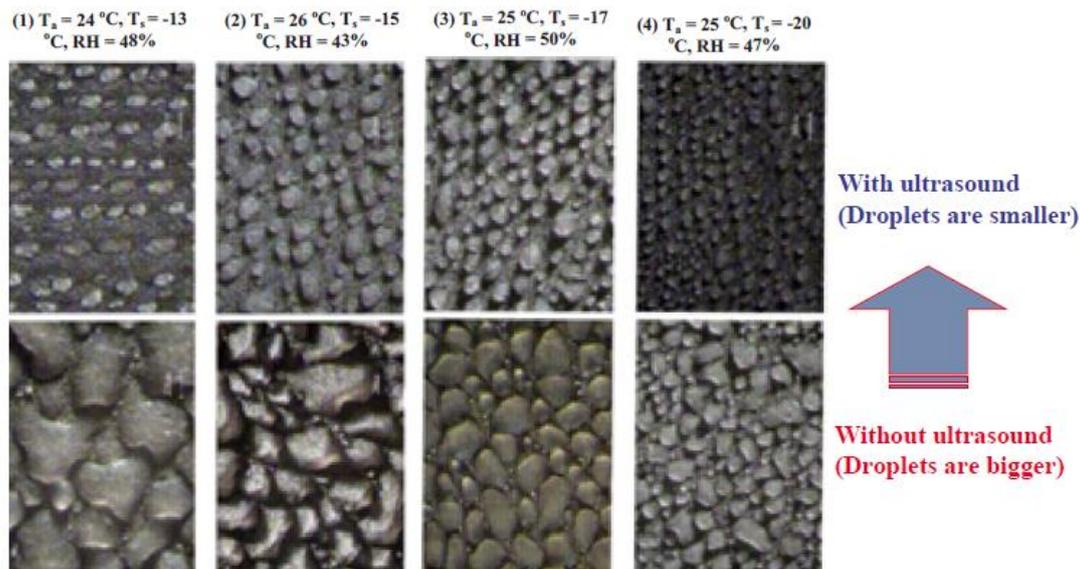


Figura 27 - Confronto tra gocce ghiacciate con e senza l'uso di ultrasuoni [44]

### 2.2.4 Interventi sull'evaporatore

Queste tipologie di intervento puntano a ridurre la formazione della brina agendo sulla geometria e caratteristiche della superficie scambiante, sulla geometria degli scambiatori e sulla progettazione del sistema.

#### 2.2.4.1 Ottimizzazione della geometria tubi-alette

La densità delle alette, espressa in FPI, fins per inch, è un parametro critico per il dimensionamento dello scambiatore. La tendenza ad avere scambiatori sempre più compatti ha portato a una alla crescita del FPI con la conseguente riduzione degli spazi tra le alette. Yan et al. [46] constatano che la caduta di pressione conseguente all'aumento della UR in situazioni di brinamento aveva effetti ridotti se la spaziatura tra le alette era sufficientemente grande. Yang et al. [47] hanno proposto dei valori ottimali per scambiatori tubi-alette in condizioni di frosting per incrementare sia la prestazione di scambio (fino a +5.5%) sia il  $\Delta T_{fr}$  (fino a +12.9%) rispetto al modello di riferimento. Si nota inoltre che, con questo modello, le condizioni operative hanno minimi effetti sulla scelta del progetto ottimale dello scambiatore. Lee et al. [48] hanno misurato e analizzato lo scambio termico lato aria per scambiatori a tubi piatti con alette per differenti FPI, numero di file di tubi e loro allineamento in condizioni di frosting. La riduzione della portata di aria al crescere del frosting risultava principalmente influenzato dal FPI mentre la conseguenza del numero di file era molto inferiore. L'allineamento sfalsato delle file aveva un effetto maggiore sulla riduzione della portata rispetto all'allineamento "in linea" a causa del maggiore strozzamento dell'area di passaggio. Il flusso termico cresceva con la diminuzione del FPI e con l'aumento del numero di file di tubi.

Park et al. [49] hanno dimostrato sperimentalmente che il "frost blocking" tra gli spazi di passaggio sul fronte di un evaporatore possa essere ritardato e la prestazione di scambio termico incrementata del 21% utilizzando pitch diversi (fig. 28).

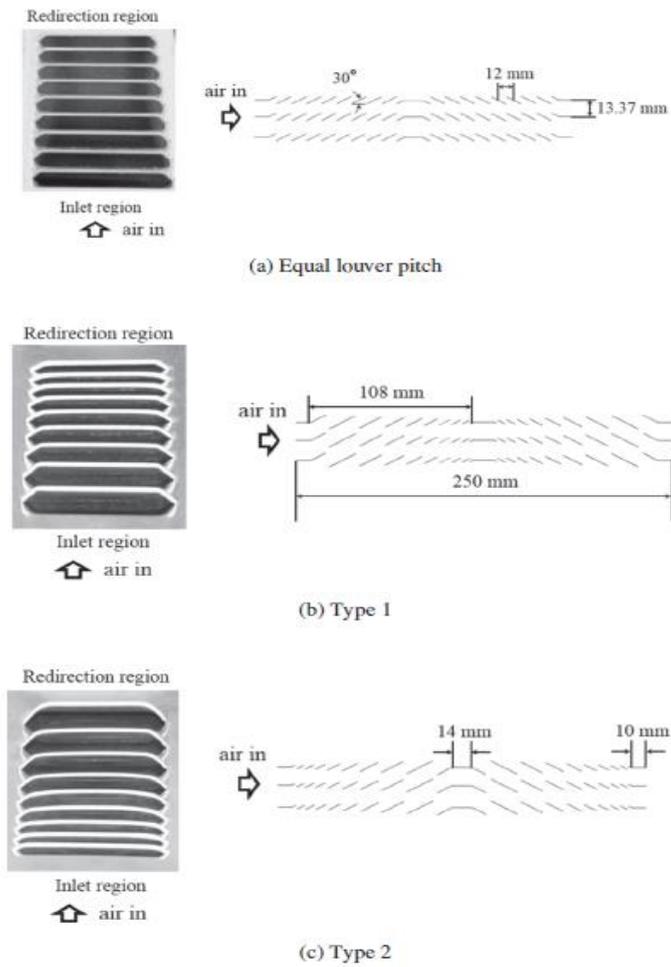


Figura 28 - Geometrie utilizzate [49] con alette in scala: (a) passo della feritoia uguale, (b) tipo 1 e (c) tipo 2.

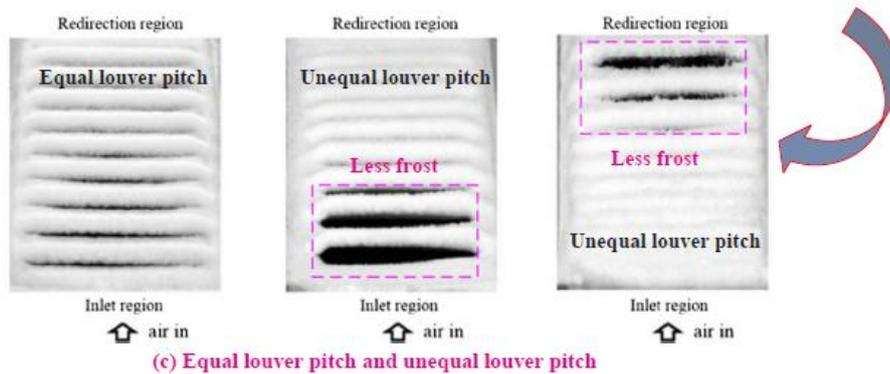
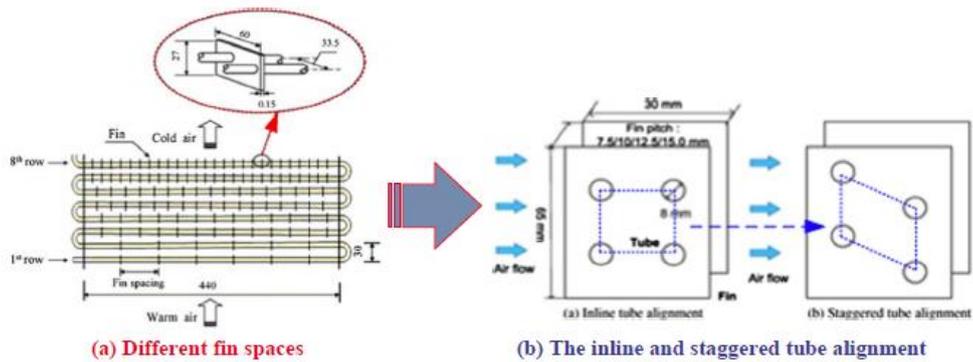


Figura 29 - [34] Metodi di intervento sulla geometria dello scambiatore proposti in [47], [48], [49]

Nella figura 29 sono riassunti i metodi di intervento sulla geometria dello scambiatore proposti in [47,48,49].

Come visto, un passo largo tra le alette è utile a ritardare la necessità del defrost; d'altra parte però non consente elevati coefficienti di scambio termico lato aria. Sommers and Jacobi [50] hanno proposto di migliorare lo scambio termico in queste situazioni inserendo dei vortex e hanno verificato sperimentalmente che si ottiene un significativo incremento del coefficiente di scambio lato aria a spesa di un contenuto aumento della perdita di carico dell'aria.

### 2.2.4.2 Tipologia dell'aletta

La tipologia dell'aletta ha una forte influenza sullo scambio termico e sulle perdite di carico di uno scambiatore di calore e quindi sulle sue prestazioni. Yan et al. [46] hanno studiato sperimentalmente le prestazioni in frosting scambiatori tubo-alette con alette piatte e louver (fig.29bis)

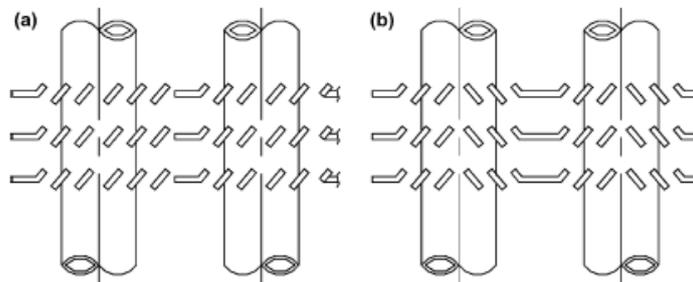


Figura 29bis - Tipi di alette studiati [46] (a) One-sided louver fins; (b) re-direction louver fins.

In condizioni confrontabili, lo scambiatore con la geometria (b), fig.29bis, ha prestazioni peggiori rispetto alle altre due.

L'effetto del periodico frosting-defrosting di tre diversi di alettatura (flat, wavy e louver) su un evaporatore di una ASHP sottoposta a sei cicli di frosting/defrosting è stato valutato da Huang et al. [51] in condizioni simili di esercizio. La geometri "flat" ha dato i migliori risultati, seguita dalla wavy. Zhang and Hrnjak [52] hanno studiato tre diversi tipi di scambiatori (fig. 30) in condizioni di scambio dry, wet e frost

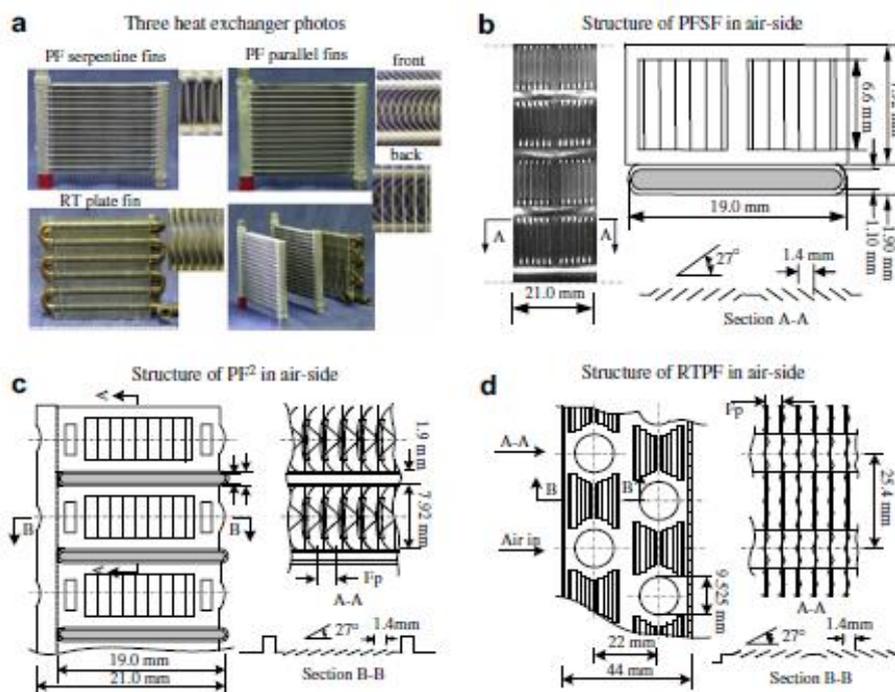


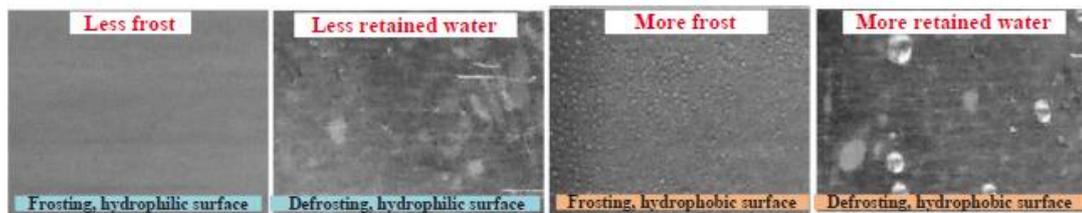
Figura 30 - [52] scambiatori utilizzati: (b) alette a serpentina a flusso parallelo con tubi piatti; (c) alette piatte a flusso parallelo con tubi piatti; (d) alette wave piatte con tubi circolari

In condizioni di brinamento, lo scambiatore (d) ha mostrato il tempo di frosting più lungo a causa della sua maggiore superficie. La scambiatore (c) ha avuto il minore aumento di perdita di pressione.

2.2.4.3 **Tattamento della superficie delle alette**

Nel §1.3 si è parlato delle modalità di formazione e crescita dello spessore ghiacciato e si è evidenziato come la superficie di contatto possa influire sui questi processi. Uno dei parametri maggiormente utilizzato per descrivere la morfologia della superficie è l'angolo di contatto liquido-solido. Diversi ricercatori hanno studiato la correlazione tra angolo di contatto e crescita e tipologia dello strato di brina, ma con un approccio di base ossia con sperimentazioni limitate a piccole superfici, rappresentative, al limite, di una singola aletta. Attualmente alcuni ricercatori sono passati a studiare degli scambiatori di calore con superfici modificate e quindi si è potuto valutare la loro efficacia per i sistemi di refrigerazione e ASHP.

Partendo dal 2000, Okoroafor and Newborough [53] hanno evidenziato che l'utilizzo di rivestimenti polimerici idrofili reticolati sulle superfici investite da aria calda umida limitavano la crescita degli strati di brina fino al 10-30% rispetto a superfici non trattate. Ciò deriva dalla capacità di questi materiali polimerici di assorbire l'acqua disponibile in condizioni frosting e quindi ritardare la crescita della brina rispetto a una superficie metallica non rivestita. Wu e Webb [54] hanno confrontato i processi di frosting e defrosting su superfici idrofile e idrofobiche, fig. 29(a); gli autori concludono che per un evaporatore che debba funzionare in condizioni di frosting e defrosting, è preferibile una superficie idrofila poiché comporta minori perdite di carico in condizioni di bagnamento.



(a) **Frosting/defrosting process on hydrophilic and hydrophobic surfaces**

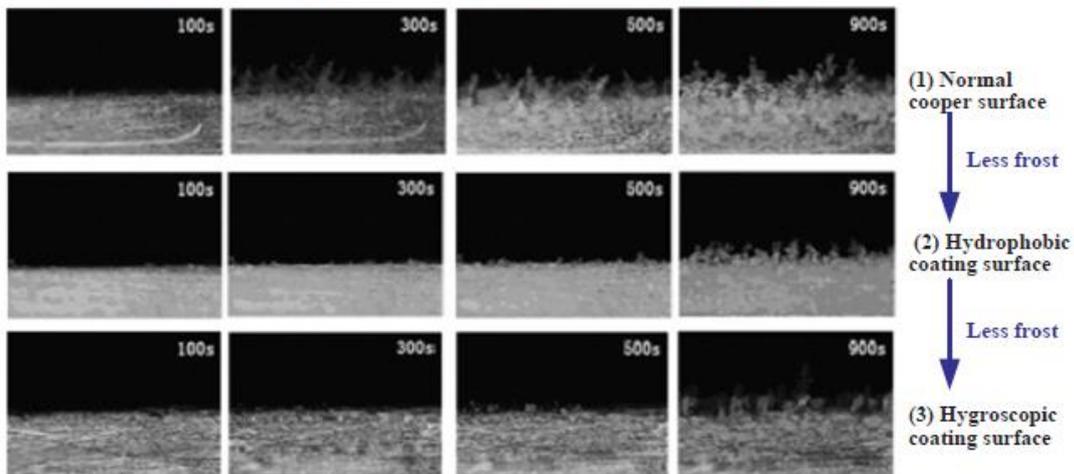
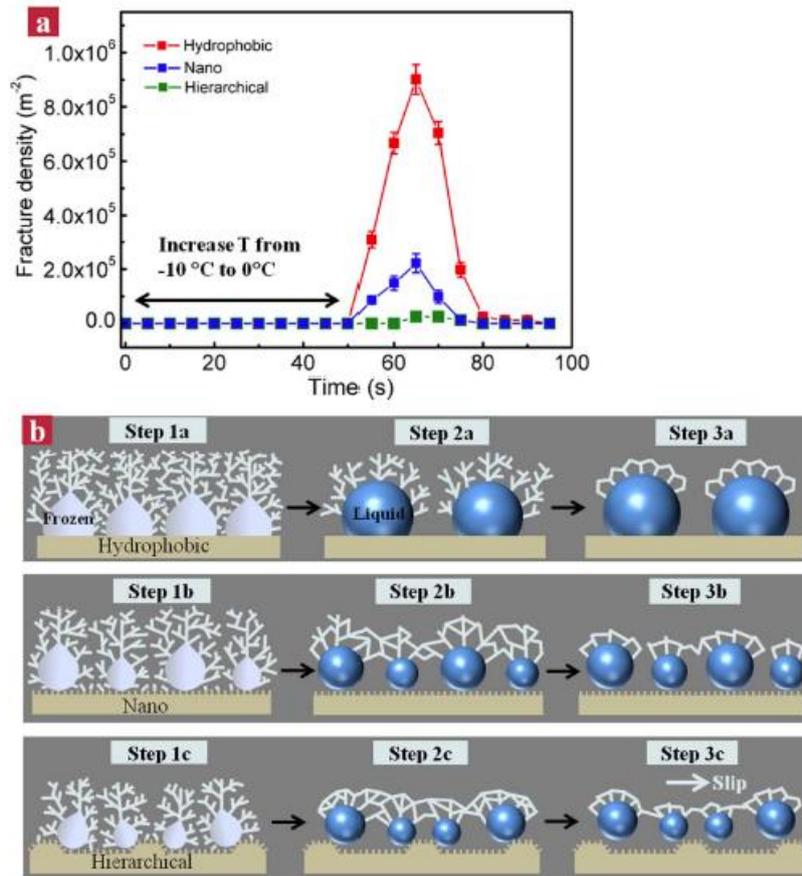


Figura 31- [34] Frosting e defrosting su differenti superfici [54], [55]

Cai et al. [55] hanno studiato sperimentalmente le condizioni di frosting su una superficie normale in rame, su una superficie con rivestimento idrofobo (rivestimento in cera per auto) e su una superficie con rivestimento igroscopico (glicerolo), come riportato in fig. 29 (b). I risultati mostrano come si possa ritardare la crescita della brina allo stato iniziale di formazione con entrambe le tipologie di rivestimento e l'entità del ritardo è proporzionale allo spessore del trattamento superficiale. Risultati analoghi sono stati ottenuti da Jheet et al. [56], su uno scambiatore, and Liu et al. [57]. Gli autori indicano che l'utilizzo di una vernice polimerica idrofila potrebbe ritardare fino a tre ore la formazione di brina ( $UR < 60\%$  e  $T_{seva} > -10\text{ }^\circ\text{C}$ ), il suo spessore e peso del 40%.

Sono stati eseguiti studi per comprendere il meccanismo, a livello di nanoscala, dovuto all'utilizzo del trattamento superficiale durante la formazione della brina. Chen X et al. [58], presentano una superficie superidrofobica micro/nanostrutturata gerarchicamente che non solo sopprime significativamente la nucleazione del ghiaccio e la propagazione delle onde congelanti inter-droplet nel processo di brinatura a condensazione, ma promuove anche la rimozione rapida del ghiaccio nella fase di scongelamento. La fig. 32 (a) mostra la densità delle fratture che si verificano nel tempo sulle tre differenti superfici che formano la struttura. La fig. 32 (b) riporta uno schema semplificato della evoluzione della morfologia del ghiaccio sui tre differenti substrati durante il processo di defrosting.



**Figura 32 - Effetti della rugosità superficiale sulla rimozione del ghiaccio.**

A causa della evidente vasta adesione del ghiaccio fondente con il sottostante substrato, fratture casuali si verificano nello strato sulla superficie piatta idrofobica (fasi 1a-3a). In opposizione, l'incorporamento delle rugosità a livello di nanoscala nella superficie incrementa la lubrificazione di liquido tra il ghiaccio e la sottostante interfaccia solida (fasi 1b-3b, 1c-3c), prevenendo la formazione di fratture più profonde nelle superfici. Inoltre, la presenza di microstrutture inclinate sulla superficie gerarchica (fasi 1c-3c) facilita ulteriormente il movimento del ghiaccio, promuovendo la sua rimozione con una maggiore integrità strutturale (step 3c). Il miglioramento delle prestazioni è principalmente dovuto l'attivazione dell'effetto bordo microscala nella superficie gerarchica, che aumenta la barriera di energia per addensare il ghiaccio e genera la lubrificazione del liquido durante il processo di scongelamento. Gli autori suppongono che l'idea di sfruttare la morfologia della superficie per ottenere prestazioni superiori in due fasi opposte nei processi di transizione potrebbe portare a realizzare nuovi materiali utili per varie applicazioni.

Nella tab. 5 sono riportati alcuni degli studi sul meccanismo di trattamento superficiale proposti per ottenere il ritardo nel frosting nel periodo 2000-2017.

Tabella 5 - [34] studi sui trattamenti superficiali per il ritardo del frosting (2000-2017) – i riferimenti bibliografici presenti in tabella fanno riferimento a [34]

Item	Year	Author	Country	Scale <sup>a</sup>	Result
1	2017	Zuo et al. [56]	China	N-P	Frost formation on the as-prepared superhydrophobic ZnO surface was effectively delayed for over 140 min at $-10^{\circ}\text{C}$
2	2017	da Silva et al. [57]	Brazil	R-HEX	The test conducted for the evaporator at $-5^{\circ}\text{C}$ resulted in a denser frost structure, which is quite different from that observed when the evaporator was maintained at $-10^{\circ}\text{C}$ , which presented dendritic and needle-shaped ice crystals
3	2017	Wu et al. [58]	China	R-F	Surface with crossed grooves has the least frost accumulation, and surface with parallel grooves has the best meltwater drainage performance
4	2016	Moriya et al. [59]	Japan	N-P	The fluorocarbon-based coatings delayed frost formation compared with the uncoated surface until $-6^{\circ}\text{C}$
5	2016	Sommers et al. [60]	USA	R-F	The hydrophilic surface frost density was 20% to $-26\%$ higher than the baseline surface. Reductions in frost density of 37–41% were observed on the hydrophobic surface
6	2015	Zhao et al. [61]	China	N-P	A type of aluminum-based condensate microdrop self-propelling functional films, based on the controllable fabrication of anodic alumina rod-capped nanopores, was reported, with self-cleaning, antifrosting, and antideicing functions
7	2015	Kim et al. [62]	South Korea	R-F	When the refrigerant temperature was $-10^{\circ}\text{C}$ or $-12^{\circ}\text{C}$ , the effect of frost retardation increased remarkably with superhydrophobic surfaces; when the refrigerant temperature was $-8^{\circ}\text{C}$ , the effect of superhydrophobicity diminished at water contact angles greater than $150^{\circ}$
8	2015	Liang et al. [63]	China	R-F	The time required for frost melting on the surfaces of the hydrophilic fin, the bare fin, the hydrophobic fin and the super hydrophobic fin were 36 s, 25 s, 23 s and 22 s, respectively
9	2015	Wang et al. [64]	China	R-HEX	The frost thickness and mass of the superhydrophobic heat exchanger were 17.1% and 28.8% less than those of the bare one
10	2014	Bharathidasan et al. [65]	India	R-F	The hydrophilic surface coatings displayed higher ice-adhesion strength than hydrophobic silicone coatings. Superhydrophobic coatings showed the best performance
11	2014	Li et al. [66]	China	R-HEX	The retentions experiences 3 stages, water, water and ice, then mainly ice. In the third stage, “permafrost area” appears, and takes 20% of the heat exchanger area
12	2013	Chen et al. [55]	Hong Kong	N-P	A hierarchical surface which allows for interdroplet freezing wave propagation suppression and efficient frost removal was reported. The enhanced performances are mainly owing to the activation of the microscale edge effect in the hierarchical surface
13	2013	Miljkovic et al. [67]	USA	N-P	Significant condensation heat transfer was enhanced, and a low cost and scalable approach to increase efficiency for applications, such as atmospheric water harvesting and dehumidification, promised
14	2013	Kim et al. [68]	South Korea	R-HEX	The leading-edge effect was not observed at the hydrophobic heat exchanger, and the hydrophobic unit showed the highest overall heat transfer rate during the repeated frosting and defrosting experimental cycles, due to frost retardation
15	2012	Moallem et al. [69]	USA	R-HEX	The frost has visible differences in the type, appearance, and patterns of the frost. Hydrophobic and hydrophilic coatings on microchannel coils affected the heat transfer capacity in frosting conditions by up to 15%
16	2009	Kulinich and Farzaneh [70]	Canada	R-F	On super-hydrophobic surfaces with low wetting hysteresis, ice adhesion strength was observed to be up to $\sim 5.7$ times lower than on bare polished aluminum
17	2009	Huang et al. [71]	China	R-HEX	The coated hydrophilic fins were free of frost deposition during the whole test, while the uncoated fins were completely covered by a dense and thick frost layer
18	2009	Boreyko et al. [72]	USA	N-P	Continuous dropwise condensation spontaneously occurring on a superhydrophobic surface without any external forces was reported
19	2002	Jhee et al. [73]	South Korea	R-HEX	The hydrophilic treatment mainly influences the behavior of frosting, while the hydrophobic treatment influences the behavior of defrosting
20	2000	Okoroafor et al. [74]	UK	R-HEX	Crosslinked hydrophilic polymer coating is a potential route in minimizing frost growth on cold surfaces exposed to humid air

In conclusione, sebbene l'ottimizzare la struttura delle superfici di scambio esterne attraverso la selezione delle geometrie (con la scelta del passo e dell'allineamento delle alette, del loro tipo) e l'introduzione di trattamenti superficiali, renderebbe la progettazione e la fabbricazione degli scambiatori più complessa e costosa, tali misure potrebbero efficacemente ritardare il brinamento. È comprensibile quindi che gli sviluppi di questi temi siano tuttora oggetto di numerosi studi.

#### 2.2.4.4 Modifiche di sistema

Esistono anche alcune misure di ritardo per le unità ASHP che sono state sviluppate attraverso la regolazione e l'ottimizzazione della struttura del sistema, tab 3. In queste misure, tutta l'energia consumata per ritardare il frosting proviene dal calore trasferito dal refrigerante allo scambiatore. Essendo legate a modifiche, scelte impiantistiche e situazioni particolari, non le tratteremo direttamente in questo report, rinviando ai riferimenti generali già citati in [34].

#### 2.2.5 Confronto tra i metodi di ritardo

In [32], Tab. 6, e in [34], Tab. 7, gli autori forniscono un confronto relativo tra i vari metodi utilizzati per ritardare il frosting, valutandone le ricadute su vari aspetti qualificanti le modifiche e gli interventi necessari. Nelle tabelle è evidenziato che:

- quasi tutte le misure adottabili aumenterebbero il costo iniziale e/o il costo operativo.
- le modifiche impiantistiche aumenterebbe la complessità del sistema e potrebbero ridurre la stabilità.
- energia termica aggiuntiva è necessaria per il preriscaldamento dell'aria in ingresso insieme all'installazione di una fonte di calore esterna.

Tra tutti metodi, osservando gli aspetti esaminati, attualmente la riduzione dell'umidità dell'aria in ingresso e il preriscaldamento dell'aria in ingresso hanno il miglior effetto di ritardo del frosting [34]. Considerando invece le valutazioni globali e le prospettive di sviluppo, il preriscaldare l'aria in ingresso con calore residuo e il trattamento sulla superficie delle alette con nuovi materiali sono i metodi più interessanti per successivi approfondimenti. [32].

**Tabella 6 - Confronto metodi di ritardo [32]**

Method	System complexity	System stability	Frost Mitigation	Scalability	Increase in capital cost	Increase in operational cost
Reducing air humidity	High	High	High	Moderate	High	High
Preheating the air stream	High	High	High	Moderate	High	High
Increasing air flow rate	High	High	Moderate	Moderate	High	High
adjusting fin geometry	Low	High	Moderate	High	Moderate	Low
Fin type selection	Low	High	Low	High	Moderate	Low
Surface morphology for fin surface	Moderate	High	Moderate	Moderate	Moderate	Low
Vapor injection technique	High	Low	Moderate	Low	High	Moderate
Two stage technique	High	Low	Moderate	Low	High	Moderate
Adding outside heat source	Moderate	Moderate	Moderate	Moderate	Moderate	High
Adjusting refrigerant distribution	Low	High	Moderate	Moderate	High	Low

Tabella 7 - Confronto metodi di ritardo [34]

Frost retarding measure		Initial cost <sup>a</sup>	Running cost <sup>a</sup>	System complexity <sup>a</sup>	Floor space <sup>a</sup>	Additional thermal energy <sup>b</sup>	System stability <sup>a</sup>	Defrosting effect <sup>c</sup>	Comprehensive value <sup>c</sup>	
Outside of system	1	Reducing inlet air humidity	↑	↑	→	↑	×	3	3	2
	2	Preheating inlet air	→	↑	→	→	√	3	3	3
	3	Increasing inlet airflow rate	↑	↑	→	→	×	2	2	2
	4	Ultrasonic vibration technique	↑	↑	→	↑	×	2	2	2
	5	Air jet technique	↑	↑	→	↑	×	1	2	2
Inside of system	6	Adjusting fin and tube geometry	→	→	→	→	×	3	1	1
	7	Adjusting fin types	→	→	→	→	×	3	1	1
	8	Coating treatment on fin surface	↑	→	→	→	×	3	2	3
	9	Vapor-injection technique	↑	→	↑	→	×	1	1	1
	10	Two-stage technique	↑	↑	↑	↑	×	1	2	2
	11	Adding outside heat source	↑	↑	↑	→	√	2	2	1
	12	Adjusting refrigerant distribution	↑	→	↑	→	×	2	1	2

<sup>a</sup> ↑: Increased; →: Unchanged.

<sup>b</sup> √: In need; ×: Not in need.

<sup>c</sup> 3: The best; 1: The worst.

## 2.3 Metodi di sbrinamento

Questa sezione contiene una breve descrizione di vari metodi di defrosting. Considerando la complessità del fenomeno evidenziata nei paragrafi precedenti, per aver dei confronti affidabili i metodi saranno descritti e valutati sulla base delle seguenti assunzioni:

- Raggiungimento dello stato di frosting di riferimento per l'avvio della operazione
- Assenza di qualunque azione contemporanea di ritardo del frosting.

Come proposto in [34], le principali tecniche adottate si possono raggruppare in 5 principali tipi (fig. 33), dove lo schema (a) della figura indica il ciclo di utilizzo in riscaldamento della ASHP :

- spegnimento del compressore
- riscaldamento elettrico
- utilizzo di spray di acqua calda
- by pass di gas caldo
- inversione del ciclo

In funzione del tipo di operazione, le tecniche di scongelamento possono essere anche divise in due tipi principali: scongelamento per:

- interruzione del ciclo
- fattori esterni.

Il primo tipo di sbrinamento include procedure quali lo sbrinamento per lo spegnimento del compressore, per riscaldamento elettrico, per bypass gas caldo e per inversione del ciclo. Il secondo tipo comprende interventi come lo sbrinamento a spruzzo di acqua calda, con getto di gas, lo sbrinamento a ultrasuoni e lo scongelamento a base di radiazioni.

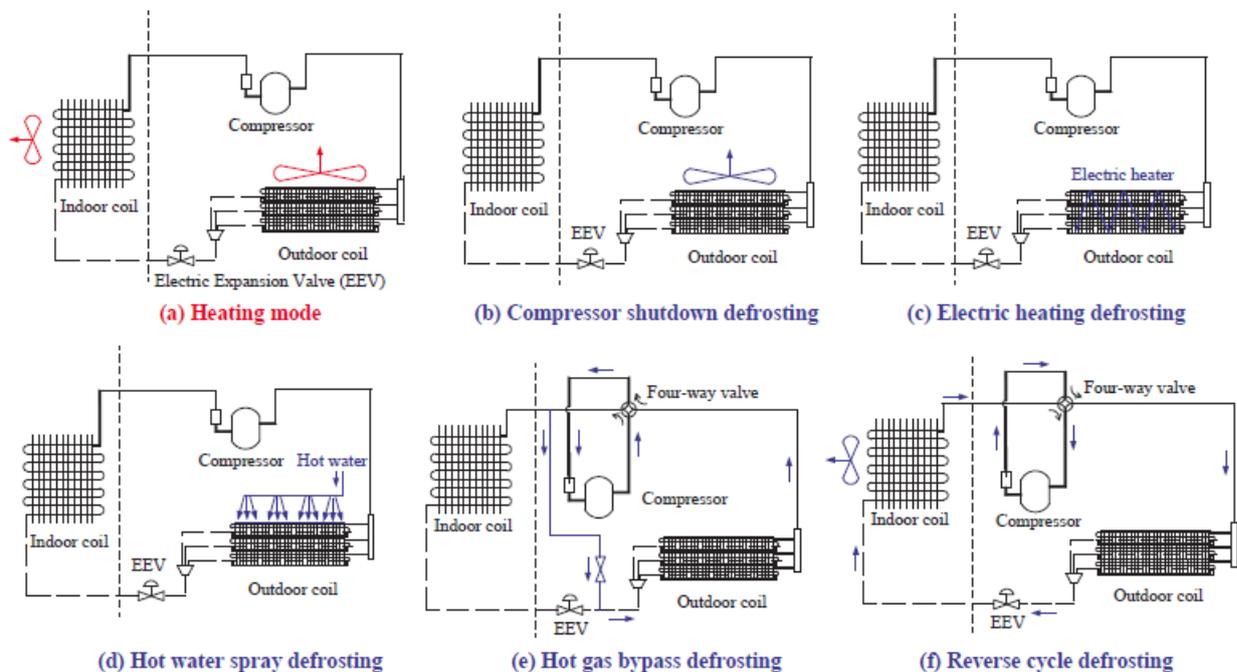


Figura 33 - Metodi defrost [34]

### 2.3.1 Defrosting con spegnimento del compressore (CSDD)

Questo è più semplice dei metodi di defrosting ma può essere utilizzato solo con  $T_{ar\_in} > 1^{\circ}\text{C}$  poiché è l'aria stessa a fornire il calore necessario per sciogliere il ghiaccio. Il processo è estremamente semplice poiché, dopo lo spegnimento del compressore, i soli fan restano in funzione flussando l'aria esterna sullo scambiatore. I vantaggi di questo metodo, oltre la semplicità, sono i bassissimi costi energetici, in pratica solo

la potenza necessaria per la circolazione dell'aria, e nessun intervento di modifica del sistema. Di contro si possono avere tempi di defrosting molto lunghi, con impossibilità di mantenere un confort accettabile per l'utenza, e non copre situazioni con  $T_{ar\_in} < 1^{\circ}C$ .

### 2.3.2 Electric heating defrosting (EHD)

In questo metodo si utilizzano elementi riscaldanti elettrici che possono essere installati adiacenti o integrati all'evaporatore. Durante un ciclo di sbrinamento, il ciclo refrigerante viene interrotto e sono attivati gli elementi riscaldanti. Le ventole dell'evaporatore restano attive e soffiano quindi l'aria esterna riscaldata sopra la superficie dell'evaporatore: il trasferimento di calore avviene per radiazione, conduzione e/o convezione tra i riscaldatori, l'aria e l'evaporatore. In questa situazione solo una parte del calore fornito viene utilizzata per sciogliere il ghiaccio poiché una parte viene trasferito nell'ambiente circostante, sia all'aria che alle strutture presenti; questo calore in eccesso deve quindi essere rimosso quando il sistema di refrigerazione riprende il funzionamento dopo il ciclo di sbrinamento. Rispetto allo CSDD, il metodo di sbrinamento elettrico è relativamente rapido. I costi di installazione dei riscaldatori sono bassi ma i costi di esercizio elevati.

Melo et al. [59] hanno valutato le prestazioni dei sistemi EHD applicati ai frigoriferi domestici. Sono stati studiati sperimentalmente tre distinti tipi di riscaldatori elettrici, (tubo di alluminio, calrod e tubo di vetro) e tre modalità di attuazione (potenza fissa, passi di potenza e potenza pulsante). La massima efficienza di circa il 48% è stata ottenuta con il riscaldatore a tubo di vetro funzionante a passi di potenza, ma le prestazioni degli altri riscaldatori sono molto vicine. Il riscaldatore tipo calrod sembrava essere per lo più appropriato non solo per la sua efficienza, che era compatibile con quella degli altri riscaldatori, ma soprattutto grazie al suo basso costo e alla sua facile installazione.

Yin et al. [60] hanno studiato un nuovo metodo di sbrinamento introducendo un circuito di by-pass che ricircola l'aria riscaldata sull'evaporatore senza disperderne il calore residuo nell'ambiente, fig. 34.

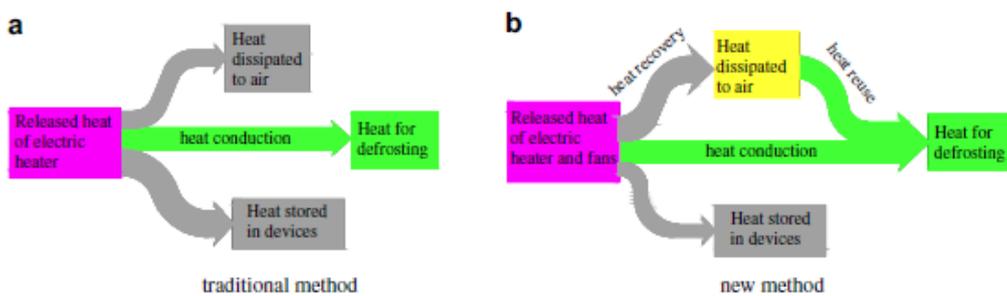


Figura 34 – ciclo di sbrinamento elettrico proposto da Yin [60]

Il metodo è stato provato in cinque situazioni con diversi riscaldatori e modalità di circolazione dell'aria. I risultati hanno mostrato che il caso con riscaldatore incorporato nelle alette dell'evaporatore e utilizzo del bypass era il migliore: rispetto al metodo senza by-pass, il tempo di scongelamento e il consumo di energia sono stati ridotti del 62,1% e 61,0% rispettivamente. Inoltre l'efficienza cresceva del 77% circa, circa il triplo del metodo tradizionale.

Comunque occorre ricordare che l'energia utilizzata è elettrica, quindi di alta qualità per essere impiegata per il riscaldamento e inoltre occorre sempre interrompere il servizio di riscaldamento spegnendo il compressore.

### 2.3.3 Hot water spraying defrosting (HWSD)

Questo metodo di defrosting presuppone la disponibilità di acqua calda utilizzabile per il processo. Come mostrato in Fig. 33(d), durante lo scongelamento, la ASHP è completamente ferma e l'acqua è spruzzata con un circuito apposito sullo scambiatore. Il ghiaccio sciolto è rimosso insieme all'acqua spruzzata. In letteratura sono presenti pochi studi su questo metodo tra cui citiamo Abdel-Wahed et al. [61] che hanno valutato sperimentalmente alcuni parametri di funzionamento applicando il metodo su una superficie piana

orizzontale. Ovviamente la fonte dell'acqua calda è una limitazione importante per l'applicazione, sia come costi che come disponibilità. Inoltre, al termine del processo, una certa quantità di acqua potrebbe essere rimasta sulla superficie scambiante, in particolare sulle alette, a causa della tensione superficiale [62], degradando le prestazioni in ripartenza della ASHP. Per concludere, questo metodo di defrost non è al momento ampiamente studiato o applicato.

#### 2.3.4 Hot gas bypass defrosting (HGBD)

Questo metodo di sbrinamento è utilizzato, per motivazioni di taglia e di impiantistica, essenzialmente ad unità ASHP industriali. Come mostrato in Figura 31(e) in uno schema semplificato, il vapore in uscita dal compressore è inviato direttamente all'evaporatore, bypassando il condensatore e il dispositivo di espansione. Il vapore scambia calore con strato ghiacciato dell'evaporatore per condensazione o, se è altamente surriscaldato, come calore sensibile [63].

Choi et al. [64], hanno sviluppato un metodo a doppio by-pass a gas caldo per una ASHP. Il metodo proposto potrebbe essere superato i principali svantaggi dello sbrinamento a ciclo inverso e del bypass a gas caldo. Tuttavia, la durata dello scongelamento è sempre molto lunga, a causa del fatto che l'energia per lo sbrinamento proviene dalla potenza assorbita al compressore. Inoltre, è più probabile avere liquido in aspirazione del compressore durante il processo di sbrinamento a gas caldo a causa di una possibile energia fornita insufficiente, il che influisce negativamente sulla sicurezza del compressore. Jang et al [65] hanno progettato un altro metodo che utilizza il by-pass di gas caldo e confrontato le prestazioni con quelle di un ciclo RCD. La capacità di scambio è risultata incrementata del 17% e la potenza del 7.8% mentre la l'efficienza totale cresceva dell'8%.

Per concludere, occorre ricordare che il metodo di sbrinamento con bypass del gas caldo viene utilizzato principalmente nelle unità industriali.

#### 2.3.5 Reverse cycle defrosting (RCD)

Come dice la definizione di questo metodo, quando un'unità ASHP viene utilizzata in modalità di RCD il ciclo si inverte e l'evaporatore funge da condensatore e il condensatore come evaporatore. Durante lo sbrinamento, il gas caldo in uscita dal compressore viene inviato allo scambiatore da sbrinare. Quando il ghiaccio si è completamente sciolto, l'unità ASHP torna al funzionamento per il riscaldamento. Le modifiche impiantistiche per realizzare questo funzionamento sono molto semplici e consistono essenzialmente nell'installazione di una valvola a quattro vie di facile installazione. L'energia utilizzata per lo sbrinamento a ciclo inverso proviene principalmente da quattro fonti: (1) energia termica dell'aria dell'ambiente riscaldato, (2) energia immagazzinata nello scambiatore condensatore, (3) l'energia elettrica necessaria al ventilatore dell'aria e (4) l'energia elettrica di alimentazione del compressore. L'energia è consumata in cinque modalità: (1) riscaldamento della massa in metallo dell'evaporatore, (2) calore latente di fusione del ghiaccio, (3) calore sensibile per il riscaldamento dell'acqua prodotta dalla fusione del ghiaccio, (4) vaporizzazione dell'acqua non drenata e (5) riscaldamento dell'aria esterna. La durata di un ciclo RCD è molto più breve di quella dello sbrinamento con bypass del gas caldo. Di conseguenza, il ciclo inverso è da molti anni il metodo di sbrinamento standard più utilizzato per le unità ASHP.

Dong et al. [66], hanno condotto uno studio sperimentale sull'energia fornita e consumata durante un ciclo RCD per un'unità ASHP sperimentale. I risultati acquisiti indicano che l'apporto di calore dall'aria interna ha contribuito al 71.8% del calore totale fornito per lo scongelamento e che il 59.4% dell'energia totalmente ceduta veniva utilizzata per sciogliere il ghiaccio. La massima efficienza di sbrinamento arriverebbe fino al 60,1%. E' evidente che estrarre calore da un luogo riscaldato influisce negativamente sulla temperatura interna e sul livello di comfort. Qu et al. [67], hanno riferito sulle prestazioni ottenute nell'esecuzione di un ciclo RCD per un'unità ASHP dotata di una valvola di espansione elettronica (EEV) che utilizza due diverse strategie di controllo: completamente aperta o controllata da un controller che agisce sul grado di surriscaldamento (DS). I risultati sperimentali hanno mostrato che quando l'EEV era regolato da un controller DS si è ottenuto una efficienza di sbrinamento maggiore. Ciò è dovuto alla riduzione della portata del refrigerante richiesta dalla EEV durante l'ultima parte dell'operazione; con questa regolazione si è quindi prodotto meno calore inutile e, di conseguenza, si è ottenuta una maggiore efficienza di sbrinamento.

2.3.6 Confronto tra i metodi di defrosting

Il confronto tra i cinque metodi di defrosting presentati è riportato in maniera sintetica [34] nella tabella 8, per quanto riguarda le modalità operative di funzionamento, e nella tabella 9, per i risultati ottenibili.

**Tabella - 8 – Differenze operative dei metodi di defrosting considerati [34]**

Item	Methods	Indoor fan	Outdoor fan	Compressor	Thermal source
1	CSDD	Off	On	Off	Ambient air
2	EHD	Off	Off	Off	Electricity
3	HWSD	Off	Off	Off	Hot water
4	HGBD	Off	Off	On	Electricity
5	RCD	On	Off	On	Electricity

Il fan sull’evaporatore è in funzione solo per il CSDD, per favorire lo scambio termico con l’aria esterna che fornisce il calore per lo sbrinamento; nel caso del RCD parte di questo calore proviene dall’utenza è quindi è in funzione l’indoor fan. Se i terminali dell’utenza non utilizzassero l’aria come vettore ma p.e. acqua, sarebbe in funzione la pompa del circuito di servizio.

Per lo sbrinamento con bypass del gas caldo e lo sbrinamento a ciclo inverso, il compressore deve essere acceso per ottenere l’energia di sbrinamento sufficiente.

Il comportamento del sistema con l’CSDD e EHD è altamente stabile ma di contro, nella loro valutazione globale, per il primo pesa una bassa efficienza di sbrinamento mentre, per il secondo, l’utilizzo di energia elettrica, da considerarsi di “alta qualità”. Di conseguenza, questi due metodi hanno la valutazione peggiore nella tab. 9. In effetti, nella realtà delle ASHP, ciò corrisponde ad un loro limitato utilizzo. Lo sbrinamento con spray di acqua calda è condizionato da vari inconvenienti ed, inoltre, l’acqua calda è una fonte di calore ad alto costo. Lo sbrinamento con bypass del gas caldo ottiene una buona valutazione grazie alla stabilità di sistema ed per l’efficacia dello sbrinamento; rispetto al RCD però necessita di maggiore quantità di energia elettrica. Il ciclo RCD risulta quindi avere la migliore valutazione globale pur presentando la peggiore valutazione per la voce “stabilità”.

**Tabella 9 – Valutazione delle prestazioni dei metodi di defrosting considerati [34]**

Item	Methods	System complexity <sup>a</sup>	System stability <sup>b</sup>	Defrosting effect <sup>b</sup>	Comprehensive value <sup>b</sup>
1	CSDD	→	3	1	1
2	EHD	↑	3	3	1
3	HWSD	↑	2	2	2
4	HGBD	↑	2	2	2
5	RCD	↑	1	3	3

<sup>a</sup> ↑: Increased; →: Unchanged;

<sup>b</sup> 3: The best; 1: The worst.

Una valutazione simile è presentata nella tab. 10 [32] che però non prevede una giudizio complessivo e non considera il metodo HWSD.

**Tabella 10 – Valutazione delle prestazioni di alcuni metodi di defrosting considerati [32]**

Method	ID fan	OD fan	Compressor	Thermal source	System complexity	System stability	Defrost effect	Scalability	Efficiency degradation
Compressor shutdown	Off	ON	OFF	Ambient air	Low	High	Low	High	Moderate
Electric heater	Off	OFF	OFF	Electric power	High	High	High	Moderate	High
Hot gas bypass	Off	OFF	ON	Electric power	Moderate	Moderate	Moderate	Low	Moderate
Reverse cycle	ON	OFF	ON	Electric power	High	Low	High	Low	High

Alcuni altri metodi sono presenti in letteratura ma non sono valutati in questo report per la peculiarità del loro uso e/o per uno sviluppo ancora insufficiente della ricerca.

Maggior interesse ha invece la ricerca di soluzioni per migliorare l'efficienza dell'RCD, che è attualmente il metodo di sbrinamento "standard" più utilizzato. L'operazione di sbrinamento a ciclo inverso è un processo complesso che coinvolge variazioni spaziali e temporali delle temperature di refrigerante, metallo e aria, oltre ad altre grandezze derivanti dal ciclo transitorio che può durare per solo pochi minuti [34]. Inoltre, un bilancio energetico sul lato aria di uno scambiatore è di difficile esecuzione poiché l'energia estratta dal gas refrigerante caldo viene utilizzata in 5 modi diversi (§ 2.3.5). Come precedentemente discusso, lo sbrinamento per un'unità ASHP consuma energia e provoca fluttuazioni indesiderate della temperatura dell'ambiente riscaldato e altri problemi operativi, come il rischio dell'interruzione per bassa pressione in aspirazione o di compressione in presenza di liquido. Pertanto, con approcci sia sperimentali che numerici, è stato svolto ed è in corso un ampio lavoro di ricerca per migliorare le prestazioni operative delle unità ASHP durante lo sbrinamento a ciclo inverso. Un quadro esauriente dello stato attuale di queste ricerche è riportato in [34].

## 2.4 Strategie di controllo del defrosting

Come visto, la formazione di ghiaccio influisce notevolmente sulle prestazioni di un'unità ASHP riducendo il COP e la capacità di riscaldamento e rendendo perciò necessario uno sbrinamento periodico. Una valutazione più approfondita sulla necessità e sugli effetti del "processo" di sbrinamento ha portata alle seguenti osservazioni:

- l'effetto del brinamento diviene effettivamente dannoso al raggiungimento di certe condizioni
- i metodi sbrinamento comportano costi energetici con cali di rendimento, rischi di malfunzionamenti con blocchi o danneggiamenti del sistema e spesso sono associati a disagi per l'utenza
- uno sbrinamento incompleto può comportare effetti peggiorativi sul successivo brinamento con ulteriori riduzioni del rendimento della ASHP

Da questo si evince che disporre di controlli che consentano di definire in maniera precisa i momenti di avvio e spegnimento del sistema di sbrinamento sono fondamentali per evitare sia interventi non necessari che tempi di intervento o eccessivi o insufficienti. La scelta dei parametri significativi di riferimento per il frosting è un aspetto fondamentale per l'affidabilità del controllo.

### 2.4.1 Inizio ciclo defrosting

Un metodo basato solo su un controllo del tempo, che richiede essenzialmente l'utilizzo di un timer preimpostato, grazie ai vantaggi della semplicità e del basso costo, è molto utilizzato in particolare per applicazioni per banchi frigoriferi nei supermercati. Di solito anche la durata del ciclo è prefissata. Questo metodo, non essendo legato a parametri che possano oggettivamente indicare le condizioni di brinamento, provoca i due tipici problemi di sbrinamento:

- Cicli di sbrinamento non necessario, in assenza di brinamento o presenza di poca superficie ghiacciata
- Non intervento in caso di effettiva necessità

L'affidabilità ed efficienza di questa strategia può essere migliorata ([32], [34]) controllando l'effettiva fine del ciclo con una misura di temperatura o pressione. In questa tecnica, il ciclo di sbrinamento termina quando la temperatura o pressione dell'evaporatore ha raggiunto un valore di riferimento o quando il ciclo di

sbrinamento ha raggiunto una durata predeterminata, a seconda di quale evento si verifichi per primo. Il controllo della temperatura o pressione consente al ciclo di sbrinamento di terminare prima rispetto a quello regolato solo con un timer. Tuttavia, poiché il controllo sulla temperatura o pressione può intervenire solo per concludere un ciclo avviato dal timer, esiste ancora la possibilità che un ciclo di sbrinamento parta quando non è necessario.

Un'altra strategia di controllo per avviare un ciclo di scongelamento, conosciuta come sbrinamento a inizio richiesta, [34], è nata per essere applicata per i banchi dei supermercati. Come suggerisce il nome, ha come obiettivo di iniziare il ciclo di sbrinamento solo in presenza di un'effettiva "richiesta" da parte dell'unità. Pertanto, è importante rilevare con precisione la presenza e il livello di crescita di ghiaccio. Sono state sviluppate una serie di tecniche di rilevamento del ghiaccio nel corso degli anni, principalmente basate sulle seguenti misure e/o calcoli:

- conducibilità termica di ghiaccio
- differenza di pressione dell'aria attraverso l'evaporatore
- grado di surriscaldamento del refrigerante [68]
- differenza di temperatura della superficie dell'evaporatore e l'aria
- rilevamento della potenza assorbita dal ventilatore dell'aria esterna

Sempre avendo come riferimento una valutazione diretta o indiretta dell'accumulo di ghiaccio, le più recenti strategie di controllo dell'inizio dello sbrinamento utilizzano le seguenti tecniche di misura/calcolo ([32], [34]):

- spessore del ghiaccio mediante interferometria olografica tecnica
- temperatura della superficie del ghiaccio mediante termometro ad infrarossi
- instabilità del flusso di refrigerante
- rilevamento del ghiaccio mediante sistemi foto-ottici o sensori a fibre ottiche
- calcolo della quantità di ghiaccio applicando metodi con reti neurali
- calcolo della frazione di portata di massa per temperatura superficiale dell'aletta

In particolare, la tecnologia per il rilevamento del ghiaccio mediante sensori fotoelettrici è stata sistematicamente studiata da Wang et al. sia sperimentalmente che con approcci numerici e teorici [69-72]. Sulla base di una frosting-map [25] per ASHP, una strategia di controllo tempo-umidità-temperatura (T-H-T) è stata proposta da Zhu et al. [73]. Nella mappa (fig.23) sono definite le tre zone di no-frost, ghiaccio e condensazione. Le zone di lavoro di un'unità ASHP sono chiaramente rintracciabili in questa mappa, e quindi la strategia di controllo (T-H-T) potrebbe essere definita con precisione. Questo tipo di frosting-map è fondamentale per la progettazione del controllo intelligente dell'unità ASHP.

#### 2.4.2 Fine ciclo defrosting

Il non corretto sbrinamento (mal-defrosting) è stato riscontrato e segnalato da molti ricercatori: è definito come quelle operazioni di sbrinamento non necessarie o tardive rispetto al raggiungimento delle condizioni limite accettabili. Chiaramente, questa definizione si concentra sull'inizio dello sbrinamento, ma trascura le situazioni di sbrinamento terminato troppo presto o troppo tardi rispetto al "tempo critico di conclusione".

Per quanto riguarda la conclusione dello sbrinamento, la ricerca correlata è molto meno sviluppata. Va notato che per lo scongelamento su un'unità ASHP, un completo e corretto processo di sbrinamento comprende sia la fusione del ghiaccio presente che la rimozione del liquido formatosi. Questo perché, non appena l'unità ASHP torna in modalità di riscaldamento, l'acqua presente sulla superficie dello scambiatore ghiaccerebbe; questo porterebbe a un cambiamento nella struttura della brina, aumenterebbe la densità e la conducibilità termica [74] con un peggioramento delle condizioni di frosting successivi.

Durante lo scongelamento, oltre al consumo energetico, occorre anche considerare che spesso il comfort degli utenti può essere compromesso (§ 2.3). Pertanto, ridurre il periodo di sbrinamento è un obiettivo prioritario del sistema di controllo. In applicazioni pratiche, un'operazione di sbrinamento a ciclo inverso può essere conclusa facendo riferimento:

- alla temperatura della superficie del tubo o dell'aletta dello scambiatore

- alla differenza di pressione del refrigerante attraverso lo scambiatore
- al tempo di sbrinamento. [34].

Come già detto, quest'ultima opzione basata su tempi prestabiliti, frequentemente utilizzata per stabilire l'inizio del ciclo, spesso non viene seguita per stabilirne la fine. Attualmente, il metodo più utilizzato per concludere un'operazione di sbrinamento fa riferimento alla temperatura della superficie del tubo dell'evaporatore. Un sensore di temperatura viene solitamente posizionato sulla superficie di un tubo all'uscita della linea del liquido, posizionata più in basso dello scambiatore installato verticalmente (Song et al [75]). L'operazione di sbrinamento sarà terminata quando viene raggiunta una temperatura preimpostata. In un ciclo inverso, quando lo scambiatore multi-circuito è installato in orizzontale, verranno considerate invece le temperature di tutti i circuiti; il tempo più lungo di raggiungimento della temperatura prefissata verrà utilizzata per definire la durata di un ciclo di sbrinamento a ciclo inverso [75].

E' ovvio che se la temperatura preimpostata è superiore o inferiore a quella effettivamente necessaria, occorrerebbe o diminuirla per scongiurare sprechi di energia o aumentarla per evitare un maggiore ristagno di acqua residua. Entrambe le situazioni comportano effetti indesiderati quali potenziali sprechi energetici o un degrado del comfort termico dell'utenza [34]. Purtroppo non esiste una temperatura standard di conclusione dello sbrinamento (DTT) e nemmeno un intervallo di tempo fisso, a causa della grandi diversità delle AHSP associate alle ampia variabilità dei climi di esercizio. In letteratura sono stati rintracciati diversi valori di DTT come riportato in tab.11 per il periodo 2000-2017 [34]. I DTT variano in un intervallo molto ampio, da 10 a 50°C, e ciò conferma la necessità di ulteriori dati sperimentali per poter affrontare al meglio questo problema.

**Tabella 11 – DDT per ASHP (2000-2017). I riferimenti in tabella si riferiscono al [34]**

Item	DTT (°C)	Circuit number	Capacity (kW)	Year	Author
1	10	12	55 (Cooling)	2009	Huang et al. [125]
2	12	2	8.82 (Cooling)	2004	Ding et al. [116]
3	15	4	55-350 (Heating)	2013	Wang et al. [83]
4	18	4	6.8 (Heating)	2010	Qu et al. [100]
5	20	/	/	2005	Cho et al. [126]
6	20	12	16 (Cooling)	2011	Choi et al. [97]
7	22	12	50 (Cooling)	2004	Huang et al. [127]
8	24	3	6.8 (Heating)	2014	Song et al. [113]
9	24	3	6.8 (Heating)	2015	Song et al. [112,117]
10	24	3	6.8 (Heating)	2016	Song et al. [86,87]
11	24	3	6.8 (Heating)	2017	Song et al. [152]
12	24	12	55 (Cooling)	2007	Huang et al. [124]
13	24	4	6.8 (Heating)	2012	Qu et al. [84]
14	25	2	37.5 (Heating)	2015	Dong et al. [107]
15	26	2	4.8 (Heating)	2012	Dong et al. [132]
16	30	4	0.88 (Compressor)	2003	Liu et al. [24]
17	33	2	2.8 (Cooling)	2012	Dong et al. [153]
18	35	2	2.5 (Heating)	2011	Dong et al. [111]
19	50	2	2.5 (Heating)	2011	Hu WJ [149]

Una metodologia sperimentale, presentata e validata da Song et al. [76,77] suggerisce come definire sperimentalmente il DDT. Nella sperimentazione, come si vede in Fig. 33 b, l'efficienza di sbrinamento raggiunge il suo picco a 175 s, a circa il 60,6%; ciò significa che il DTT corrispondente a 175 s è il valore migliore. Questo tempo, nella fig. 35a, corrisponde a una temperatura sui tre circuiti dell'evaporatore di circa 22 °C che sarebbe la DDT da adottare per questa ASHP sperimentale.

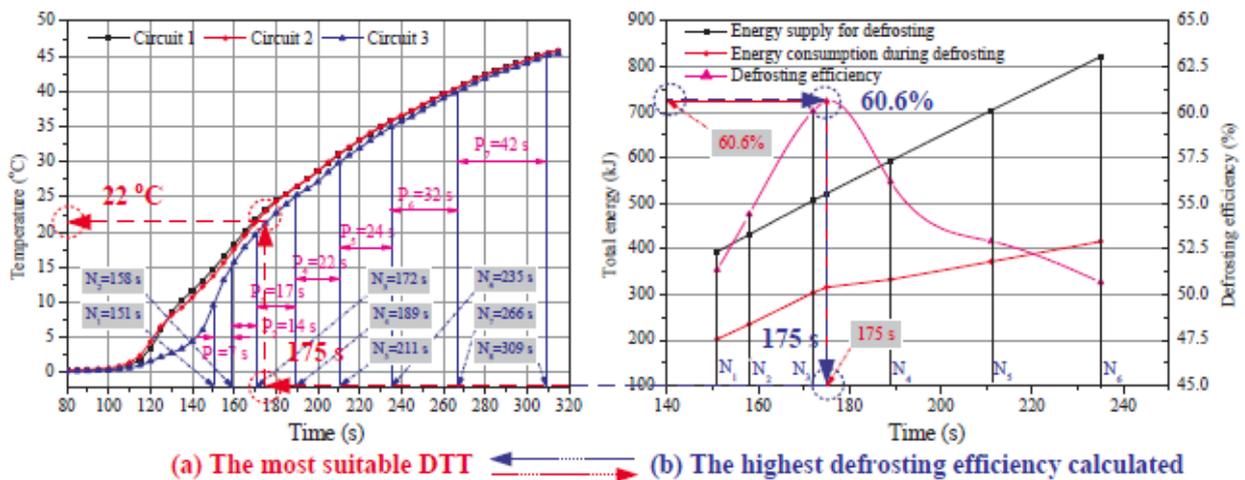


Fig 35 – Efficienza di defrosting calcolata e DDT corrispondente [76,77]

Attualmente, i metodi di controllo basati sul tempo prefissato sono i più ampiamente utilizzati per avviare un ciclo di scongelamento, a causa dei loro vantaggi di semplicità e affidabilità, sebbene la precisione sia ancora discutibile. Il controllo della temperatura superficiale del tubo all'uscita del circuito più basso è utilizzato per individuare la fine del ciclo di sbrinamento; questo metodo, nel caso di scambiatori multi-circuito installati orizzontalmente, è integrato con la scelta del DTT, i cui valori però sono di complessa definizione. In conclusione, occorrerebbe un ulteriore sviluppo nella ricerca e nella ottimizzazione di metodi per il calcolo dei tempi di inizio e fine defrosting.

### 2.4.3 Considerazioni sul defrosting

Nei paragrafi precedenti si è evidenziata la complessità del frosting e l'importanza del suo corretto utilizzo per migliorare le prestazioni di una ASHP. Risulta evidente che non esiste una risposta univoca per affrontare questo problema ma, piuttosto, occorre una visione completa che tenga conto di tutti i parametri che influenzano il fenomeno a iniziare alle condizioni climatiche in cui la macchina dovrà lavorare a finire al sistema di controllo del processo di defrosting.

Come accennato, in alcune realtà si sta valutando di realizzare delle ASHP in cui si evita il formarsi della brina, FFASHP [33, 36, 37, 59] ma, al momento, la maggior parte delle macchine deve affrontare questo problema. Una ASHP sarà ottimizzata da questo punto di vista quando disporrà di metodi efficaci per ritardare la formazione del ghiaccio associati a un sistema di defrosting performante con un controllo dei tempi di defrosting ottimale.

Per quanto riguarda il ritardare il brinamento, § 2.1.4, la riduzione dell'umidità dell'aria in ingresso e il suo preriscaldamento sono attualmente ritenute le tecnologie più performanti; in prospettiva, il preriscaldamento dell'aria con calore residuo e lo sviluppo di nuovi materiali per il trattamento delle superfici scambianti sono le tecnologie più interessanti per ulteriori sviluppi.

Per quanto riguarda lo sbrinamento, il ciclo RCD rimane per il momento il più utilizzato, anche se necessita di miglioramenti per ottenere maggiore stabilità e per ridurre gli effetti negativi sul comfort delle utenze.

Il miglioramento del sistema di controllo permetterebbe la minimizzazione degli sprechi energetici legati alle imprecisioni nei tempi di avvio e distacco del sistema di sbrinamento; la sensibilità su questo tema è crescente ma un ulteriore sforzo nella ricerca è necessario per ottenere metodi più affidabili.

#### 2.4.3.1 Indicazioni per le attività sperimentali del progetto

Un obiettivo del progetto di cui questa LA fa parte, è lo sviluppo di sistemi integrati (p.e. ASHP integrate con serbatoi di accumulo ed energia rinnovabile proveniente da pannelli solari, sorgente geotermica, ecc.), che consentano, anche in condizioni climatiche limitanti, l'incremento del COP, dello SCOP e della capacità termica, oltre ad una gestione più flessibile delle prestazioni delle ASHP al variare delle condizioni ambientali.

In questo scenario si potrebbero inserire coerentemente i metodi di ritardo del brinamento ottenibili con il preriscaldamento dell'aria e con la sua deumidificazione poiché entrambi richiedono degli apporti di energia. La deumidificazione prevede l'installazione di un sistema essiccante con necessità di spazi e complicazioni impiantistiche maggiori rispetto al preriscaldamento. Questo aspetto ne limita il nostro interesse poiché non potremmo, almeno per questo progetto, disporre degli spazi necessari. Infine, disponendo di fonti rinnovabili di calore a bassa qualità (geotermico), potrebbe anche essere interessante valutare la possibilità di utilizzare il preriscaldamento dell'aria per raggiungere o avvicinare la condizione di Frost Free.

Per quanto riguarda lo sbrinamento, l'ipotizzata disponibilità di serbatoi di accumulo e di fonti rinnovabili quali solare e geotermico, potrebbe essere valutata per

- migliorare il ciclo RCD, p.e. utilizzando i serbatoi di accumulo per ridurre i problemi di disagio dell'utenza
- ampliarne il range di utilizzo per il ciclo CSDD e migliorarne l'efficienza preriscaldando la  $T_{ar\_in}$  grazie all'integrazione con le sorgenti di calore esterne, mantenendo nel frattempo la  $W_{ris}$  grazie ai serbatoi di accumulo.

Infine, l'obiettivo di una gestione intelligente di diverse fonti energetiche anche con l'utilizzo di serbatoi di accumulo non può prescindere da una migliore conoscenza dello stato reale del brinamento e della previsione del suo insorgere, fondamentale per una ottimale gestione del sistema di ritardo del brinamento e di eventuali cicli di sbrinamento. Come scritto alla fine del paragrafo 2.4, questo tema è molto complesso ed investe diversi aspetti di indagine, dallo sviluppo di sensori e/o tecniche di rilevazione del ghiaccio alle strategie da adottare a seconda della tipologia di macchina e del suo uso. La ricerca sperimentale affronterà anche questi aspetti, cercando di fornire dati ed esperienze utili per migliorare le conoscenze e le prestazioni dei sistemi attuali.

## 2.5 Sviluppo di un s/w semplificato di simulazione

In questa parte del Report è presentato un programma s/w in grado di simulare, in stazionario, il funzionamento di una ASHP. Esso è stato sviluppato allo scopo di disporre di uno strumento per una prima valutazione teorica degli effetti di diversi metodi, che saranno proposti nel successivo LA, per aumentare le prestazioni della ASHP in condizioni di frosting. Ciò può essere teoricamente ottenuto, come visto nei paragrafi precedenti, sia cercando di ritardare la formazione/crescita dello strato ghiacciato sia migliorando le prestazioni nel defrosting. Dal punto di vista pratico questo si può tradurre in diversi tipi di intervento, quali un diverso dimensionamento della macchina, l'introduzione di componenti ausiliari, l'utilizzo di calore da fonte esterna anche a bassa temperatura, ecc.

La scelta di sviluppare uno strumento di simulazione semplice, appositamente realizzato, è mirata a disporre, in questa fase esplorativa, di risposte rapide, sia pure qualitative, sugli effetti delle scelte proposte in diverse condizioni di esercizio; il s/w, inoltre, è facilmente modificabile per consentire di implementare ulteriori possibili ipotesi di intervento. I metodi allo studio saranno quindi valutati per differenza di prestazioni rispetto a un funzionamento base; quelli selezionati come più interessanti potranno poi essere sia approfonditi teoricamente con modelli di calcolo più complessi o, se possibile, anche provati sperimentalmente, sul prototipo di ASHP disponibile nella camera climatica in ENEA-Casaccia.

### 2.5.1 Ipotesi di riferimento

Come ASHP di riferimento si è scelto il prototipo strumentato, funzionante con ciclo a  $CO_2$ , di cui il laboratorio DTE-PCU-SPCT dell'ENEA dispone, su cui si prevede di effettuare in seguito delle prove sperimentali in camera climatica. L'impiego della  $CO_2$  come fluido refrigerante comporta un ciclo transcritico e quindi la presenza di un gas cooler (GC) al posto del classico condensatore.

Una prima scelta, pensata per rendere più semplici successive valutazioni su un funzionamento modificato del ciclo, è quella di supporre la presenza di due GC, il primo funzionante a temperature maggiori (GCHT) derivanti dalle condizioni di riferimento richieste dal sistema di riscaldamento associato all'utenza (essenzialmente le temperature di esercizio dei terminali degli impianti di distribuzione del calore prodotto dalla ASHP) e un secondo a temperature minori (GCLT) che possa eventualmente sfruttare il calore

disponibile residuo estraibile dall'aria ambiente. La temperatura di ritorno dell'impianto di riscaldamento di una ASHP comporta infatti una temperatura di uscita del fluido refrigerante dal GC spesso molto maggiore della temperatura dell'aria esterna.

Nella fig. 36 è mostrato il ciclo della CO<sub>2</sub> nel piano p-h, già descritto nel § 2.1.2. La differenza, in questa figura, sta nel prevedere i due GC per poter recuperare separatamente parte del calore potenzialmente disponibile nell'aria esterna ma, per la sua temperatura, non utilizzabile per il riscaldamento.

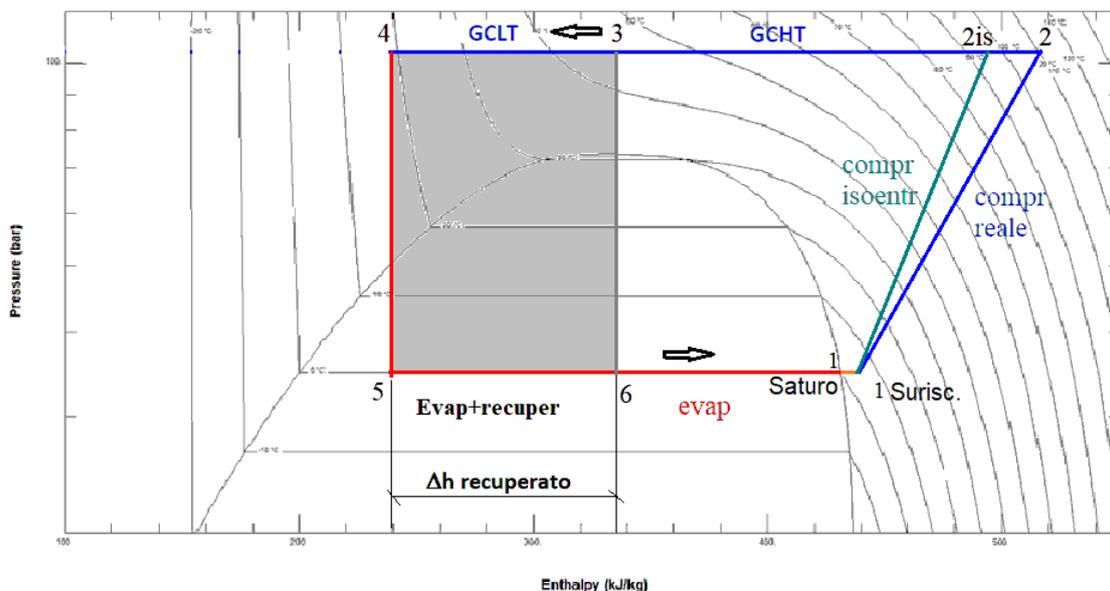


Figura 36 – Ciclo ASHP a CO<sub>2</sub> con due GC, nel piano ph

Nella figura 37 successiva, è mostrato il corrispondente schema semplificato della ASHP per la situazione di riscaldamento/produzione ACS. Entrambi i GC non sono collegati al momento ad alcuna utenza specifica ma predisposti per i calcoli lato CO<sub>2</sub> e fluidi di servizio.

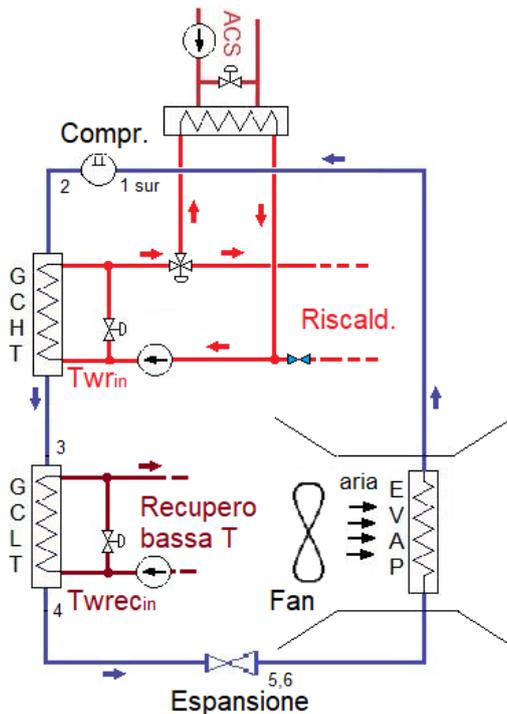


Figura 37 – Schema semplificato in riscaldamento/produzione ACS

Nelle due figure i numeri, gli stessi riportati anche in fig. 36, indicano le situazioni per cui saranno calcolate le proprietà fisiche della CO<sub>2</sub>. Tutti i calcoli delle proprietà fisiche della CO<sub>2</sub>, dell'aria e dell'acqua sono stati effettuati utilizzando le librerie REFPROP™. Le prime semplificazioni introdotte riguardano l'assenza di perdite di carico (pressioni nell'evaporatore e nei GC costanti) e il considerare le espansioni (3=>6, 4=>5) isoentalpiche mentre sarà calcolata, oltre quella isoentropica (1sur=>2is), la compressione reale (1sur=>2).

Il calcolo delle prestazioni della ASHP è complesso poiché coinvolge equilibri di scambio termico in diversi scambiatori e la conoscenza delle curve di prestazione del compressore che sono funzione delle condizioni di esercizio legate agli scambi termici oltre che alla T<sub>ar\_in</sub> e alla regolazione del sistema di espansione. Per lo sviluppo di un metodo semplice di calcolo da utilizzare per una valutazione di fattibilità, è stato quindi necessario effettuare delle semplificazioni e fissare dei parametri. Nello sviluppo del progetto, implementando strumenti calcolo più complessi, si potranno rivedere e approfondire questi aspetti.

In questa fase di fattibilità si lavorerà supponendo che il dimensionamento e i sistemi di gestione di tutti i componenti garantiscano le potenze scambiate. Come detto, un approfondimento della gestione reale dell'impianto sarà eseguita successivamente.

Il s/w è costituito da un "main" che gestisce sia gli input sia due principali subroutine; i calcoli vengono eseguiti per iterazioni successive fino a raggiungere la convergenza nel programma principale. Ogni subroutine a sua volta contiene altre subroutine che rappresentano l'evolversi del processo nei singoli componenti del circuito ed eseguono tutti i calcoli di supporto necessari. Prima di descrivere le logiche di convergenza e la struttura del s/w più in dettaglio, in questi primi paragrafi saranno presentate le scelte e le semplificazioni adottate per rappresentare l'intero schema di fig. 37 al variare delle condizioni di funzionamento.

### 2.5.2 Ipotesi semplificative per la simulazione dei gas-cooler

La simulazione di uno scambiatore presuppone la conoscenza della sua geometria e delle condizioni scambio dei fluidi. Di conseguenza possono essere calcolati le perdite di carico, i coefficienti di scambio e, infine, con alcuni metodi che considerano anche un'efficienza dello scambiatore, le sue prestazioni. Tutto questo deve essere eseguito in fase di dimensionamento facendo riferimento a delle condizioni di riferimento che il progettista definisce, in base all'ottimizzazione sia del componente che di tutto il circuito, valutando il range di condizioni di esercizio previste e eventuali richieste vincolanti di funzionamento da garantire. In questa fase di ricerca, non potendo stabilire a priori queste condizioni perché potrebbero anche essere frutto della ricerca stessa, non volevamo inserire nel s/w dei limiti legati a scelte preliminari di dimensionamento e quindi si sono cercate delle semplificazioni per rappresentare questi componenti. Come metodo di primo approccio per i calcoli conseguenti, si è pensato di stabilire le prestazioni di alcuni scambiatori intese come  $\Delta T$  minimo fra i fluidi scambianti nei punti di interesse per i calcoli, per noi le uscite dei due GC (3,4) e dell'evaporatore (1). A tale scopo indichiamo il  $\Delta T$  minimo tra le temperature dei due fluidi negli scambiatori in tali punti e ne ipotizziamo i valori e la zona dove si verificano (ATD, spesso indicato anche come con  $\Delta T_{ex}$  nel s/w).

Nel caso dei gas cooler operanti con CO<sub>2</sub> in condizioni transcritiche si sono dovuti affrontare inoltre dei problemi legati al variare delle caratteristiche di scambio della CO<sub>2</sub> negli intervalli di pressione/temperature prossimi ai valori critici, p<sub>cr</sub>=73.773 bar, T<sub>cr</sub>=30.98 °C).

Infatti, nel caso dei GC operanti con acqua, Chen [78] ha osservato che, a causa della forte variazione non lineare della capacità termica specifica della CO<sub>2</sub> supercritica con la temperatura, fig. 38, per ogni pressione esiste un rapporto critico tra la portata della CO<sub>2</sub> e la portata di acqua per cui il valore di pinch point (p.p.)=0 è raggiungibile all'interno dello GC; quindi, corrispondendo p.p.=0 alla massima energia scambiabile in quelle condizioni, queste portate condizionano le prestazioni del GC.

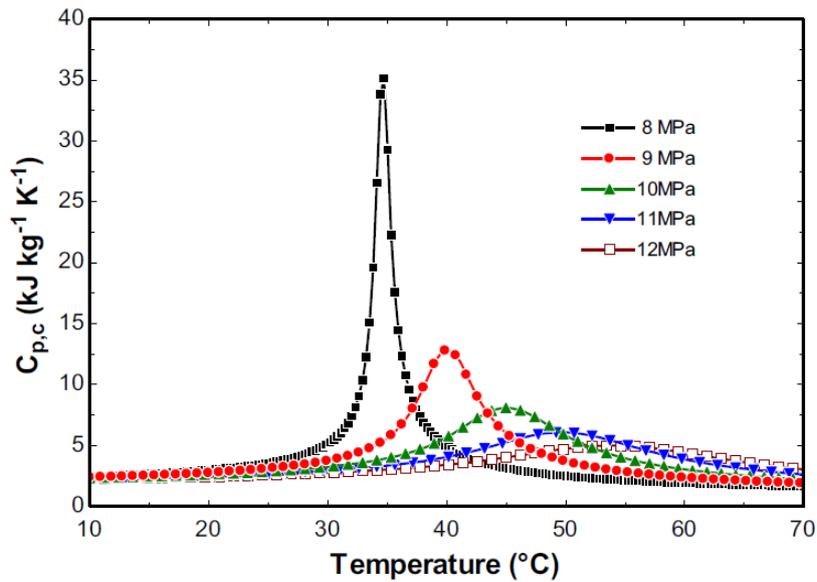


Figura 38 – Calore specifico a p costante della CO2 vs. temperatura (Lemmon et al., [79])

La fig. 39 [78] mostra come le condizioni di scambio siano influenzate da questa situazione: nella fig 39(a), a parità di  $T_{in\_CO2}$  e  $T_{w\_in}$ , la  $T_{w\_out}$  è massima ma la  $W$  è la minima, nel caso (c), la  $T_c$  è minima e la  $W$  massima.

Per ottimizzare il COP occorre minimizzare la differenza di temperatura, ATD, tra i fluidi lato uscita della CO<sub>2</sub>; nel nostro caso corrisponderebbe ai punti 3 (o 4) delle fig.36 e 37. Da quanto visto, si può concludere che il rapporto  $m_w/m_c$ , la pressione di ingresso della CO<sub>2</sub> e la temperatura di ingresso dell’acqua sono i principali parametri per gestire il p.p. e la ATD.

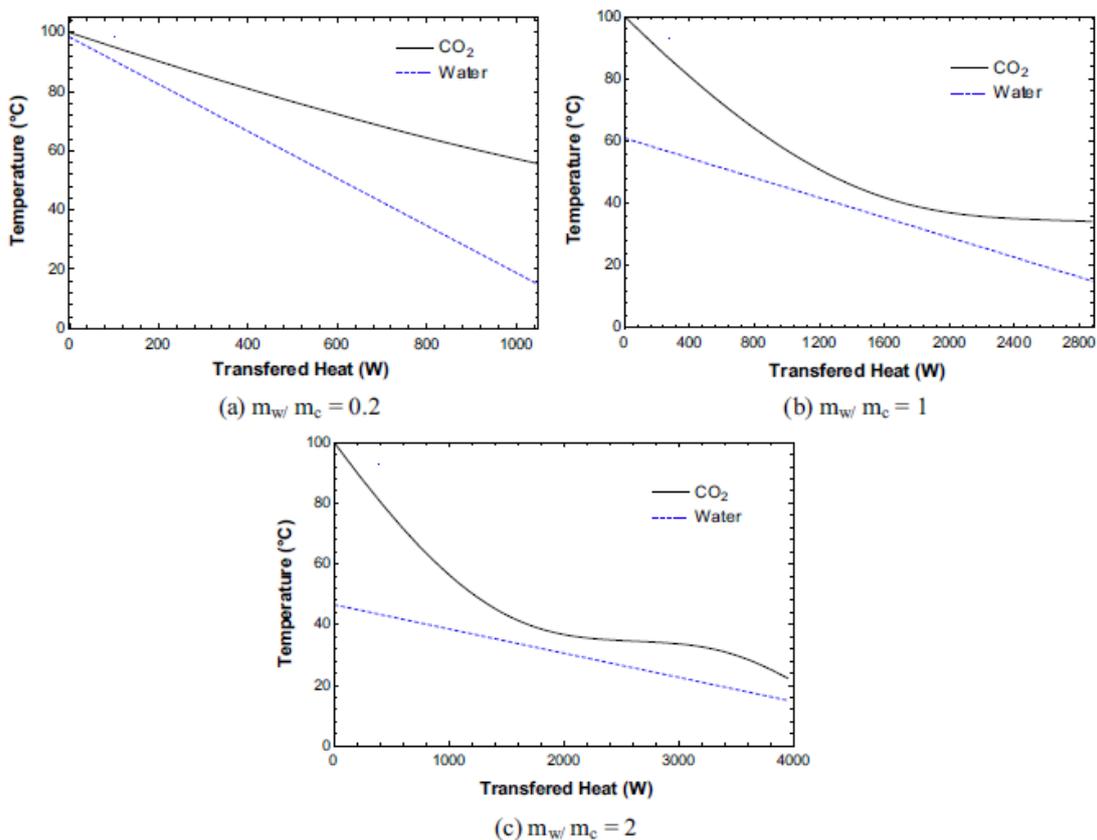


Figura 39- Effetto di  $m_w/m_c$  sulle condizioni di scambio ( $p=8$  MPa,  $T_{w\_in}=15^\circ\text{C}$ ) [78]

La fig. 40 mostra come varia il rapporto critico tra le portate per diverse pressioni di ingresso della CO<sub>2</sub> in funzione della T<sub>w,in</sub>; è evidente come per p>10 MPa l'influenza della T<sub>w,in</sub> sia ridotta, in coerenza con la fig. 38 dove si nota come la variazione del cp si riduca notevolmente al crescere della pressione dal valore transcritico. Questo comportamento [78] può essere utile nel dimensionamento del GC, potendo anche operare sulla pressione di uscita del compressore.

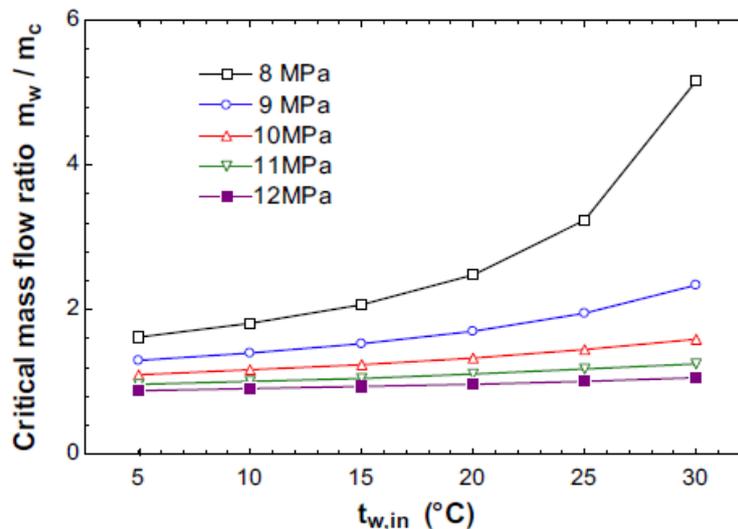


Figura 40 - Rapporto critico m<sub>w</sub>/m<sub>c</sub> a diverse pressioni vs T<sub>w,in</sub> [78]

Per affrontare questi problemi di scambio nei GC, nella rappresentazione semplificata del s/w si è supposto di poter regolare la portata dell'acqua in funzione della portata della CO<sub>2</sub> in modo che fosse garantito un p.p. minimo all'interno dei GC e l'ATD desiderato. Per fare questi calcoli si è utilizzato il metodo indicato da Chen [78], suddividendo il GC in tanti segmenti di scambio (% potenza scambiata) in cui deve essere verificato il bilancio di calore ceduto dalla CO<sub>2</sub> e assorbito dall'acqua (fig. 41).

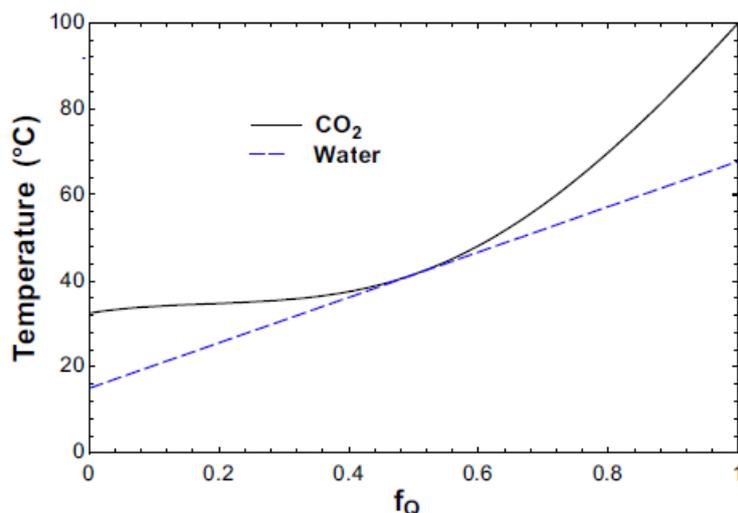


Figura 41- Andamento indicativo delle T<sub>w</sub> e T<sub>CO2</sub> vs Q% scambiata per Q<sub>max</sub> (p.p.=0) [78]

Ovviamente ciò presuppone una superficie di scambio adeguatamente dimensionata; occorre ricordare, per memoria per le successive considerazioni, che in questa situazione di cp variabile non può essere utilizzato il metodo del ΔT<sub>lm</sub> per calcolare la UA. Shaefer [80], p.e., per valutare le differenze tra UA reale (UA nella formula originale) e quello calcolato con il metodo ΔT<sub>lm</sub> utilizza l'errore standard SE

$$SE = \frac{(UA - UA_{LMTD})}{UA} \times 100\% \quad (6)$$

Nella fig. 42 [78] si osserva che il dimensionamento con il metodo  $\Delta T_{lm}$  potrebbe portare a errori che dipendono dalla pressione di esercizio e dal rapporto  $m_w/m_c$ . Nel range di  $m_w/m_c$  da 0 a 2, per pressioni superiori a 9 MPa, variando questo rapporto si potrebbe passare da un sottodimensionamento del 20-40% a un sovradimensionamento fino al 60%.

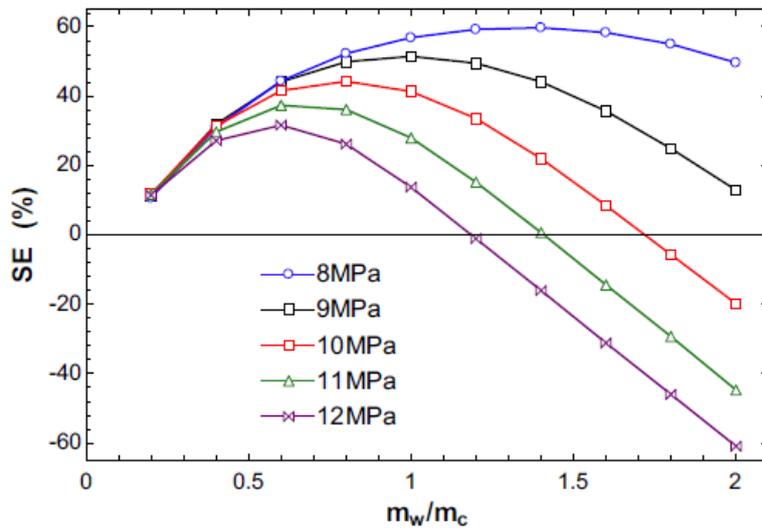


Figura 42 – SE (6) tra US reale e stimato con il metodo  $\Delta T_{lm}$  [78]

Nel s/w sono introdotte delle subroutine che effettuano questi calcoli e consentiranno l’acquisizione dei dati per le successive analisi e sviluppi; nella fig. 43 è mostrato p.e. il risultato dell’utilizzo di queste subroutine per una specifica condizione di esercizio: con  $T_{w,in}=40^\circ\text{C}$  e  $T_{ar,in}=5^\circ\text{C}$  si ottiene p.p. min=2 K, ATD=4 K con  $m_w/m_c=1.108$ . Gli altri dati di input sono calcolati dal s/w come vedremo nel seguito.

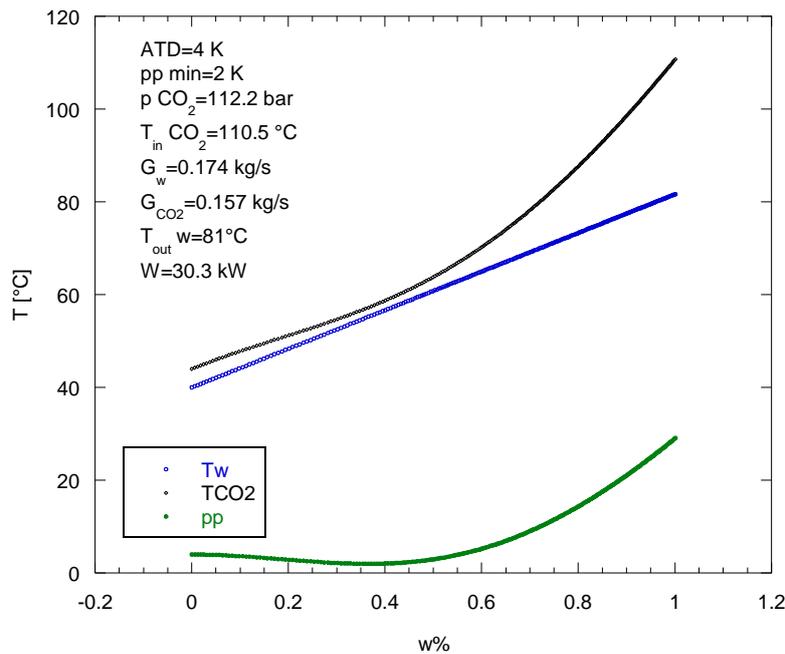


Figura 43- Andamento delle  $T_w$ ,  $T_{CO_2}$  e p.p. vs W% scambiata ottenuta per una simulazione della ASHP da s/w

### 2.5.3 Simulazione del compressore

Il compressore è un elemento fondamentale di una pompa di calore e le sue caratteristiche ne determinano in gran parte le prestazioni. Per conoscere le prestazioni di un compressore (nel nostro caso, la ASHP di riferimento è alimentata da un compressore volumetrico della Dorin™ CD 1300H) occorre conoscere  $\Delta T_{sur}$  in uscita dell'evaporatore, la pressione di evaporazione e la pressione in uscita del compressore.

La Dorin™ mette a disposizione un programma per la scelta del compressore che, forniti in input il  $\Delta T_{sur}$ , la  $T_{ev}$ , la  $p_{cp\_out}$  e la  $T_{GC\_out}$ , calcola la portata di CO<sub>2</sub>, la potenza elettrica assorbita, i COP al gas cooler ed all'evaporatore, i dati elettrici e consiglia la pressione ottimale di regolazione della pressione all'uscita del compressore per avere il COP<sub>max</sub>. La  $T_{ev}$  viene considerata di 10 K minore alla  $T_{ar\_in}$ ; come già visto, [25] questo  $\Delta T$  è indicativo per una prima scelta poiché, in realtà, non è un valore fisso dato che dipende dal dimensionamento e dalle prestazioni dell'evaporatore al variare della portata dell'aria di scambio.

Dorin fornisce a parte, solo per  $\Delta T_{sur}=10$  K, anche le correlazioni, in funzione della  $p_{cp\_out}$  e della  $T_{ev}$ , per il calcolo della  $W_{ass}$  dal motore elettrico e della portata. Volendo disporre di correlazioni da inserire nel s/w sviluppato da ENEA anche per  $\Delta T_{sur}$  diversi, abbiamo utilizzato il programma Dorin per calcolare diverse situazioni con  $\Delta T_{sur}=4$  K, variando la  $p_{cp\_out}$  e la  $T_{ev}$ . I dati sono stati utilizzati per ottenere, tramite un solver matematico, i coefficienti da introdurre nelle stesse equazioni Dorin per calcolare  $W_{ass}$  e  $G_{CO2}$  con  $\Delta T_{sur}=4$  K; le correlazioni sono state verificate con lo stesso programma Dorin in maniera soddisfacente. E' stata quindi realizzata ed implementata nel main del programma una subroutine, contenente le correlazioni per i due casi di  $\Delta T_{sur}$  suddetti, che calcola appunto la  $W_{ass}$  e  $G_{CO2}$  in funzione di  $T_{ev}$  e  $p_{cp\_out}$  e quindi consente di valutare l'influenza del  $\Delta T_{sur}$  nelle prestazioni della ASHP.

Come detto, il COP<sub>max</sub> per un ciclo a CO<sub>2</sub> transcritico, data la  $T_{ev}$  (e quindi la  $p_{ev}$  essendo la CO<sub>2</sub> in bifase nell'evaporatore) è funzione della pressione massima, ossia di uscita dal compressore; Dorin non fornisce correlazioni e/o metodi che ne consentano il calcolo, ma solo i valori di  $p_{opt}$  determinati nel suo programma di supporto alla scelta del compressore. Come riportato in [81], questo valore dipende da numerose variabili, alcune legate direttamente alle caratteristiche del compressore, ed è quindi difficile esprimere la  $p_{opt}$  senza dover tener conto di questi parametri peculiari. Nel s/w ENEA realizzato, si è scelto di calcolare la  $p_{cp\_out}$  tramite processi iterativi di cui parleremo successivamente.

### 2.5.4 Metodo di calcolo della compressione reale

Per calcolare la compressione reale, fig. 36 (1Surrisc. $\Rightarrow$ 2), definiamo il rendimento isoentropico di compressione complessivo come

$$\eta_{is} = (h_{2is}-h_1)/(h_2-h_1) \quad (7)$$

Se supponiamo una compressione isoentropica dal punto 1 ( $p_{ev}$ ,  $s_1$ ) fino alla pressione  $p_{cp\_out}$ , possiamo determinare il punto 2<sub>is</sub> ( $p_{cp\_out}$ ,  $s_1$ ) e, di conseguenza  $h_{2is}$ .

A questo punto occorre disporre di una correlazione o di dati che diano il rendimento isoentropico del compressore. Ovviamente questa è una caratteristica propria della singola macchina, in genere espressa in funzione del rapporto di compressione  $r_{cp} = p_{cp\_out}/p_{ev}$ , che dovrebbe essere fornita dal costruttore. In [81] è stata individuata la seguente correlazione per compressori per CO<sub>2</sub> (consigliata per  $-10 > T_{cp\_in}(=T_{ev}) > 10$  °C e  $1.7 > r_{cp} > 5$ )

$$\eta_{is} = -0.0052745 \cdot (r_{cp})^4 + 0.07518 \cdot (r_{cp})^3 - 0.3981575 \cdot (r_{cp})^2 + 0.91346 \cdot (r_{cp}) - 0.08479932 \quad (8)$$

che, inserita nella (7), permette di calcolare  $h_2$

$$h_2 = h_1 + (h_{2is}-h_1)/\eta_{is} \quad (9)$$

In alternativa, conoscendo invece il rendimento del motore elettrico del compressore, si può determinare la quota della potenza elettrica assorbita dal motore effettivamente passata al fluido

$$W_{t\_ass} = W_{e\_ass} \cdot \eta_m \quad (10)$$

Conoscendo la portata di CO<sub>2</sub> si può calcolare l'incremento di entalpia e quindi la h<sub>2</sub>

$$h_2 = h_1 + W_{t\_ass} / G_{CO_2} \quad (11)$$

Di conseguenza, noti h<sub>2</sub> e p<sub>cp\_out</sub>, possiamo ricavare T<sub>2</sub> e s<sub>2</sub>.

Nel s/w è stata utilizzata la (11) avendo prima realizzato una correlazione per calcolare η<sub>m</sub> ottenuta da dati del programma Dorin.

### 2.5.5 Calcolo della potenza di riscaldamento richiesta

La potenza richiesta di riscaldamento è calcolata, data la T<sub>ar\_in</sub>, in analogia alla curva Q<sub>dem</sub> di fig.9: posto che per T<sub>ar\_in</sub> = 16°C la Q=0 e che per le condizioni di dimensionamento, T<sub>ar\_in</sub> = T<sub>dim</sub>, la Q<sub>dem</sub> è uguale alla potenza fornita dal compressore prescelto per quella condizione, *senza considerare la possibile presenza di un inverter con capacità di regolazione oltre il 100%*. In questo modo la T<sub>dim</sub>=TBI.

La W<sub>dem</sub> è pari alla dispersione termica dell'utenza alla T<sub>amb</sub> desiderata che, detti U il coefficiente globale di scambio e S la superficie di scambio dell'utenza, è

$$W_{dem} = US * (T_{amb} - T_{ar\_in}) \quad (12)$$

Dato che T<sub>amb</sub> è fissata e US può ritenersi praticamente costante (si ritiene ottimale l'isolamento termico dell'ambiente) si può scrivere in forma generica

$$W_{dem} = a * T_{ar\_in} + b \quad (13)$$

È quindi sufficiente conoscere due punti (T<sub>ar\_in</sub>, W<sub>dem</sub>) per definire la funzione (13).

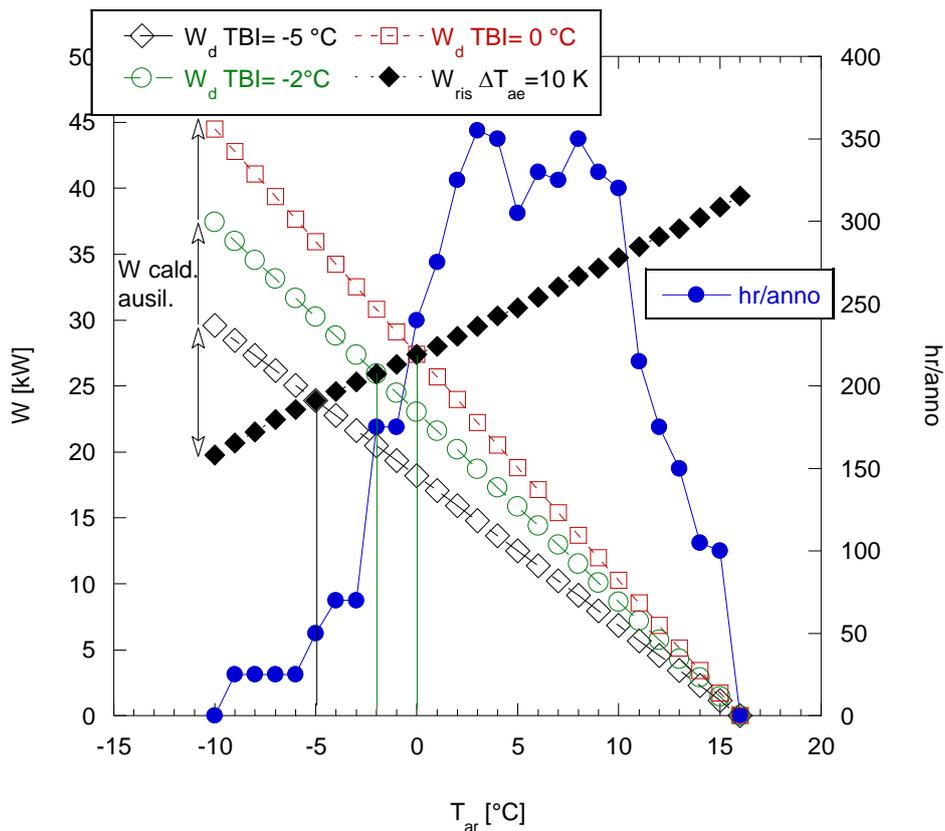
Per riportare la curva suddetta alla nostra situazione, supponiamo di aver scelto il nostro compressore in modo da poter fornire la W<sub>dem</sub> per una TBI; calcoliamo con il programma Dorin la W al GC fornibile dal compressore per tale TBI (con ΔT<sub>sur</sub>=10 K, ΔT<sub>ae</sub> =10 K) e lo poniamo uguale alla W<sub>dem</sub>. Il secondo punto lo otteniamo considerando W<sub>dem</sub>=0 per T<sub>ar\_in</sub>=16°C, coerentemente alla fig 9. Con tali dati è possibile calcolare i coefficienti "a" e "b" della (13) e, quindi, la W<sub>dem</sub> al variare della T<sub>ar\_in</sub>.

#### 2.5.5.1 Effetti della scelta della TBI

Per valutare l'importanza della scelta del punto di dimensionamento, ipotizziamo 3 possibili TBI e quindi tre diverse curve di W<sub>dem</sub>. Dal programma Dorin, per il compressore di riferimento e ΔT<sub>sur</sub>=10 K, si ottiene la W disponibile al gas-cooler per il riscaldamento che poniamo pari alla W<sub>dem</sub>.

- TBI= -5 °C => W<sub>dem</sub>=23.9 kW
- TBI= -2 °C => W<sub>dem</sub>=25.9 kW
- TBI= 0 °C => W<sub>dem</sub>=27.4 kW

Nella fig. 44 sono riportate le tre rette W<sub>dem</sub>=f(T<sub>ar\_in</sub>) calcolate per le tre TBI, -5,-2, 0 °C, la curva di prestazione del compressore a disposizione calcolata per ΔT<sub>sur</sub>=10 K e ΔT<sub>ae</sub>=10 K ed, infine, la curva delle h/anno di riscaldamento previste, in funzione della T<sub>ar\_in</sub>, per la zona a clima "averege", ripresa dalla fig.9. I punti di incontro della curva W<sub>ris</sub> con le tre curve di domanda, alle T<sub>ar\_in</sub> corrispondenti, definiscono le W a TBI disponibili.



**Figura 44 - Curve  $W_{dem}$  calcolate per tre TBI, -5,-2, 0 °C, curva di prestazione del compressore ( $\Delta T_{sur}=10$  K,  $\Delta T_{ae}=10$  K), e h/anno di riscaldamento in zona “average” in funzione di  $T_{ar,in}$**

Dalla fig. 44 appare evidente che, dato il compressore, la scelta del TBI influenza il dimensionamento della ASHP e il campo di prestazioni erogabili. Nella tab. 12 sono presentati gli effetti delle tre scelte di TBI, -5,-2, 0 °C sulle prestazioni della ASHP di riferimento per  $T_{ar,in}=-10, -5, 0, 5, 10$  °C e considerando il suo utilizzo in un clima “average”.

La scelta di TBI= -5°C consente di fornire la  $W_{dem}$  in quasi tutte le condizioni di esercizio possibili e di dimensionare, per  $T_{ar,in}=-10$ °C e  $W_{ris}=19.7$  kW, l’eventuale caldaia di integrazione con  $W_{cal}=\Delta W=-9.8$  kW) e utilizzarla per poche ore anno (circa 3% del totale annuo). Di contro, la ASHP è praticamente sempre sovradimensionata, comportando differenze tra  $W_{dem}$  e  $W_{ris}$  significative già per  $T_{ar,in}$  leggermente superiori a TBI. Il dimensionamento a -2°C appare più equilibrato: le ore a  $T_{ar,in}< -2$  °C sono ancora poche (9.5%) e la potenza ausiliaria massima richiesta, a  $T_{ar,in}=-10$ °C, è ancora inferiore ( $\Delta W= -17.5$  kW) rispetto a quella di circa 20kW fornita. Il sovradimensionamento sarebbe più contenuto per T maggiori alla TBI. Per TBI=0°C si avrebbero un numero di ore intorno al 18% con temperature minori a TBI e una potenza della caldaia ausiliaria di circa 25 kW; aumenterebbe il vantaggio della gestione del carico a T superiori.

Al crescere della  $T_{ar,in}$  il sovradimensionamento, inteso come  $\Delta W>0$ , tende ad aumentare mentre le differenze tra i  $\Delta W$  relativi alle tre scelte di TBI diminuiscono come si può osservare in tab. 12. Il vantaggio della riduzione del sovradimensionamento appare più significativa tra  $0\leq T_{ar,in}\leq 5$ °C.

Questa analisi, sia pure molto semplificata, è utile a comprendere quali implicazioni per il dimensionamento possa portare la scelta della TBI; i problemi di gestione della ASHP per  $W_{ris}$  diversi da  $W_{dem}$  possono essere affrontati considerando, p.e., di introdurre componenti ausiliari quali serbatoi di accumulo e/o inverter. Per quello che riguarda il tema di questo Report, dobbiamo tener presente che queste scelte hanno sempre una ricaduta sul comportamento della ASHP rispetto al brinamento.

**Tabella 12 - Effetti della scelta della TBI sul dimensionamento e sulle prestazioni della ASHP di riferimento**

Tar_in	Wris	TBI	Wdem	ΔW	ΔW/Wris
°C	kW	°C	kW	kW	%
-10	19.75	-5	29.59	-9.84	-49.8
		-2	37.44	-17.69	-89.6
		0	44.51	-24.76	-125.4
-5	23.9	-5	23.90	0.00	0.0
		-2	30.24	-6.34	-26.5
		0	35.95	-12.05	-50.4
0	27.39	-5	18.21	9.18	33.5
		-2	23.04	4.35	15.9
		0	27.39	0.00	0.0
5	30.94	-5	12.52	18.42	59.5
		-2	15.84	15.10	48.8
		0	18.83	12.11	39.1
10	34.74	-5	6.83	27.91	80.3
		-2	8.64	26.10	75.1
		0	10.27	24.47	70.4

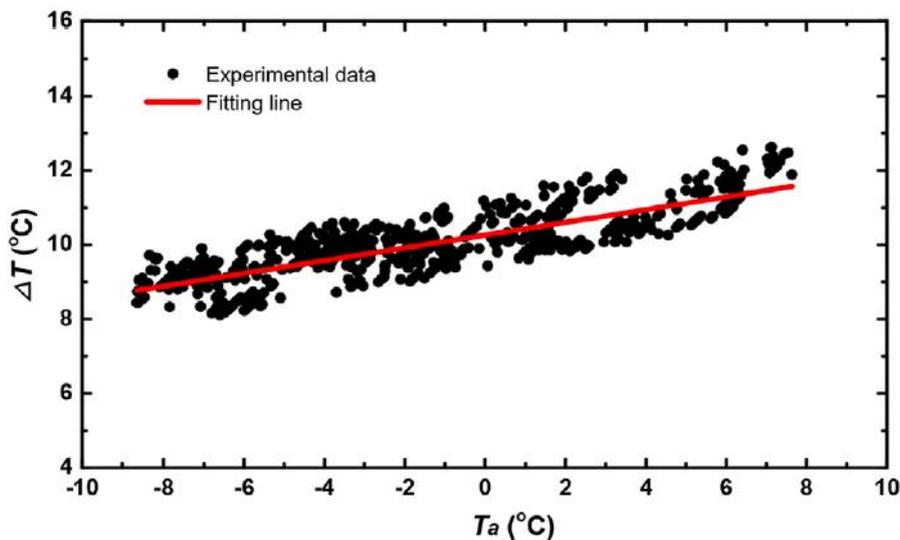
**2.5.6 Ipotesi delle condizioni di evaporazione**

Un punto fondamentale per calcolare le prestazioni di una ASHP è il definire la pressione di evaporazione; si ricorda che, per l’ipotesi di perdite di pressione nulle nell’evaporatore, la  $p_{ev}$  e quindi la  $T_{ev}$  si ritengono costanti. Un’altra semplificazione normalmente accettata è quella di considerare la  $T_{seva}=T_{ev}$ .

In genere, per il dimensionamento si fa riferimento alla già citata differenza, considerata costante, tra la temperature dell’aria in ingresso allo scambiatore e della superficie di evaporazione

$$\Delta T_{ae}=T_{ar\_in}-T_{sev} \tag{14}$$

In letteratura e sui manuali dei fornitori di impianti frigoriferi si trovano indicati, come riferimento, valori di  $\Delta T_{ae}$ , costanti, in un range di 10÷12 K. Questo approccio è molto utile per un primo dimensionamento delle macchine ma se volessimo rappresentare il funzionamento reale della ASHP dovremmo considerare che il  $\Delta T_{ae}$  cambia a seconda delle condizioni di funzionamento; p.e. come già segnalato nel § 2.1.5, Zhu [25] ha evidenziato sperimentalmente che, al crescere di  $T_{ar\_in}$  da -8 a 8°C,  $\Delta T_{ae}$  passa circa da 8 a 12 K (fig. 45) per la ASHP su cui ha svolto le sperimentazioni.



**Figura 45 – Variazione del ΔT (=ΔT<sub>ae</sub>) in funzione della Ta=T<sub>ar\_in</sub> [25]**

Dai dati sperimenti, Zhu ha ottenuto anche un fit lineare

$$DT=10.26+0.172 \cdot T_{ar\_in} \quad (15)$$

con  $R^2=0.69$ .

Riprendendo le considerazioni già presentate nel § 2.1.2 su come il  $\Delta T_{ae}$  viene a formarsi in una ASHP (fig. 8) dalla (14), si ottiene

$$T_{sev}=T_{ev}=T_{ar\_in}-\Delta T_{far}-\Delta T_{exEV} \quad (16)$$

La  $\Delta T_{exEV}$  dipende, come detto in §2.1.2, dal dimensionamento dell'evaporatore;  $\Delta T_{far}$  può essere calcolata dalla (5) ed è quindi funzione della  $W_{ev}$  e della portata di aria inviata dai fan.

### 2.5.7 Simulazione fan

La ASHP di riferimento dispone di un fan a velocità variabile, caratterizzato dal fornitore in funzione della portata volumetrica di aria, fig 46, secondo tre possibili curve di carico. Nella realtà, sono le perdite di carico concentrate e distribuite nell'insieme fan-evaporatore che danno la curva reale di funzionamento del fan; per gli scopi proposti in questa attività, non potendo dimensionare a questo livello di accuratezza i componenti, nel s/w supporremo di rappresentare il funzionamento del fan utilizzando la curva di caratteristica Q/h media (fig. 46, punti 3,7,11,15, corrispondenti a diverse velocità di rotazione delle pale).

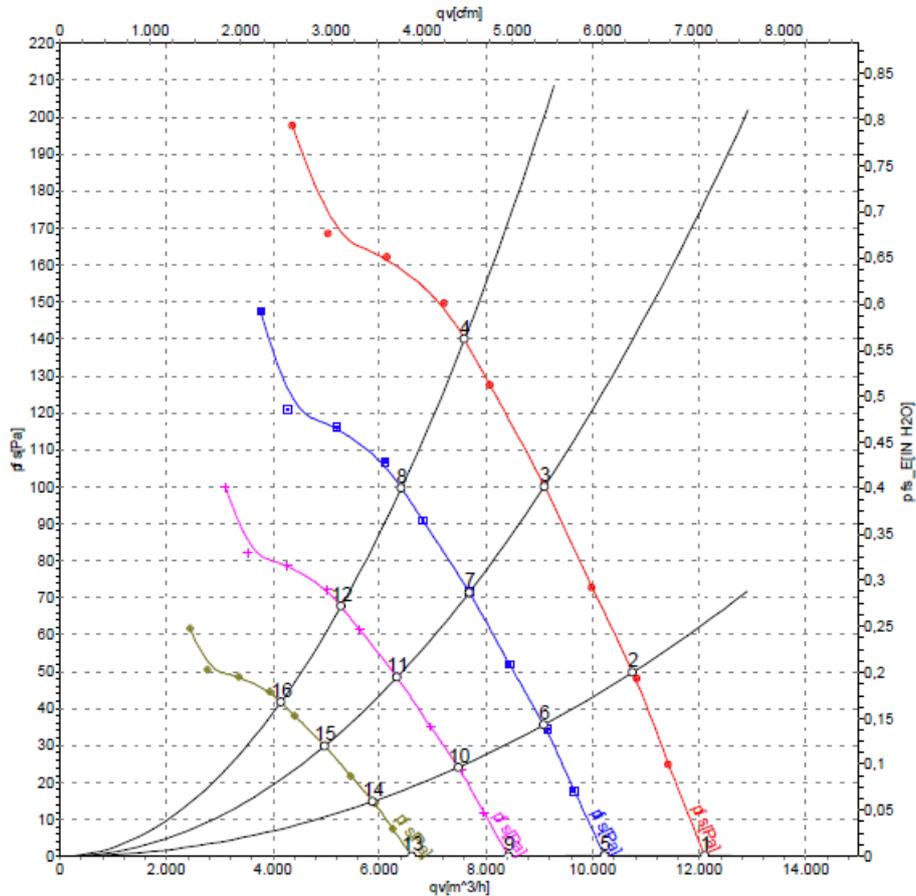


Figura 46 – Curve caratteristiche del fan per tre curve di carico

Per questi punti, sul manuale del fan fornito, sono inoltre riportate diverse indicazioni che hanno consentito di calcolare anche l'assorbimento di potenza elettrico in funzione della Q (fig. 47); la correlazione, ottenuta dal fit dei punti disponibili, è stata implementata nel s/w.

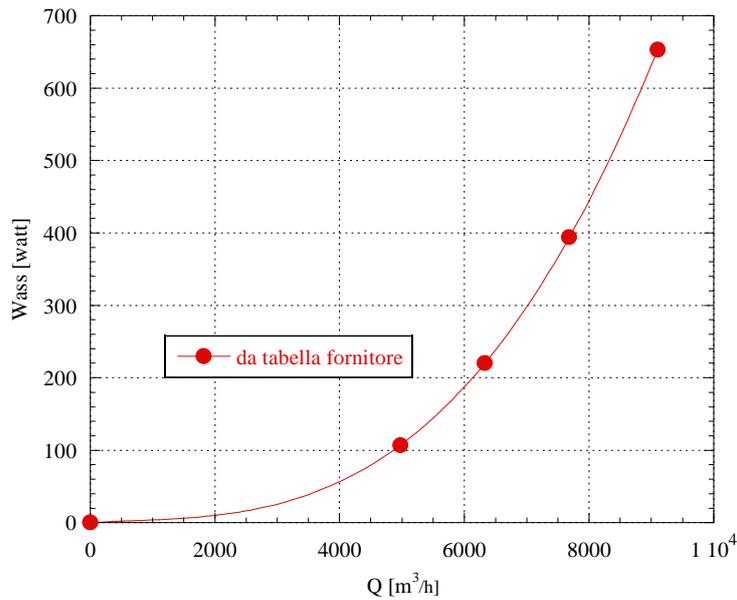


Figura 47 – Fit potenza assorbita dai fan in funzione della portata

Quanto detto fa comprendere che la regolazione della portata di aria, considerando anche che la  $W_{ev}$  cresce con la  $T_{ar\_in}$ , è un parametro importante nella regolazione della  $T_{ev}$ .

2.5.8 Stima delle condizioni di brinamento

Nel § 2.1.1 si sono ricordate le condizioni psicrometriche per cui avviene il fenomeno del brinamento; nei successivi § si è visto come i suoi effetti in termini di formazione e crescita dello strato ghiacciato e le relative conseguenze sulle prestazioni della ASHP, sia di complessa valutazione a causa dell’influenza di numerosi parametri. Le frosting maps, con tutti i limiti esposti precedentemente, sono al momento gli strumenti più interessanti per una valutazione semplificata del fenomeno (§ 2.1.5). Ciò detto, i calcoli delle grandezze psicrometriche sono fondamentali per ogni successiva valutazione e quindi sono state introdotte in questa fase di realizzazione del s/w.

In pratica si sono realizzate delle subroutine che, in funzione della  $T_{ar\_in}$  e della UR (oppure della  $x$ ) permettessero di calcolare la  $T_{dew}$  corrispondente e, tramite il confronto con la  $T_{ev}$ , valutare l’insorgere della condensazione e del brinamento. Si è provato anche ad avere una prima stima della quantità di ghiaccio che si formerebbe in condizioni teoriche, supponendo che la formazione di ghiaccio continui fino a che la  $T_{dew}$  non sia uguale alla  $T_{ev}$ . Nella fig. 48, p.e., è rappresentato in maniera semplificata come varierebbero le  $T_{ar\_in}$  e  $T_{dew}$  in funzione della variazione del titolo nel caso di brinamento ( $T_{eva} < T_{dew} < 0^{\circ}C$ ).

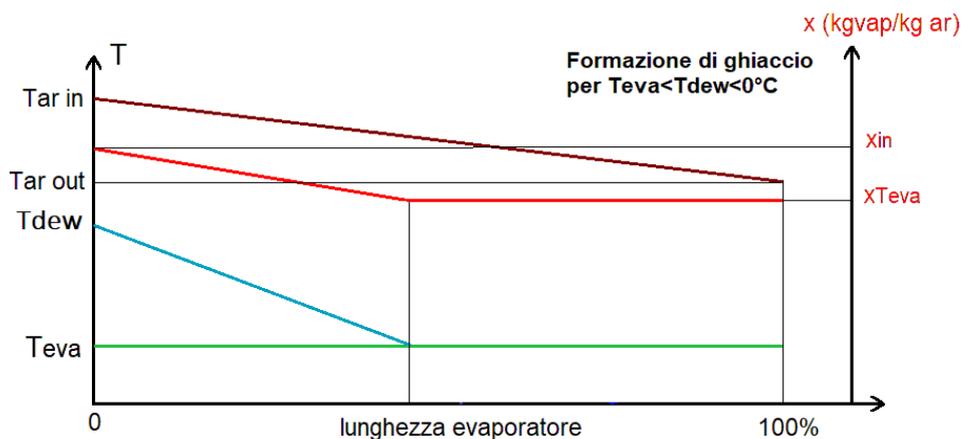


Figura 48 – Andamento di  $T_{ar}$ ,  $T_{dew}$ ,  $x$  in funzione dello sviluppo dell’evaporatore nel caso di brinamento

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  $T_{ev}$  poiché, a quel punto non si ha più il brinamento. Teoricamente è possibile calcolare, dato  $T_{dew,out}=T_{ev}$  il valore di  $x_{T_{ev}}$  corrispondente. Nel frattempo, anche la  $T$  dell’aria diminuisce per lo scambio termico nell’evaporatore fino a

$$T_{ar\_out} = T_{ar\_in} - \Delta T_{far} \quad (17)$$

Poiché  $x$  rimane costante,  $x_{out} = x_{T_{ev}}$ , si può anche calcolare la UR corrispondente alla  $T_{ar\_out}$  come  $UR_{ar\_out} = f(T_{ar\_out}, x_{out})$ .

La quantità di ghiaccio che si forma in kg/s si ottiene da:

$$G_{gh} = G_{ar} * (x_{in} - x_{out}) \quad (18)$$

Nel s/w si sono sviluppate delle subroutine che consentono di ottenere, con alcune semplificazioni, una prima stima delle potenze di scambio in gioco nelle quattro possibili situazioni di funzionamento indicate nel § 2.1.2, calcolando le potenze legate alla condensazione e quella di solidificazione.

### 2.5.9 Convergenza simulazione

La convergenza finale del s/w di simulazione si ottiene quando (fig. 36, 37), calcolati

$$W_{ev} = G_{CO2} * (h1 - h5) \quad (19)$$

$$W_{ar} = G_{ar} * \Delta T_{far} * c_{p_{ar}} \quad (20)$$

vengono rispettati i bilanci di scambio termico all’evaporatore:

$$W_{ev} = W_{ar} = U * S * \Delta T_{lm} \quad (21)$$

con:

$$\Delta T_{lm} = [(T_{ar\_in} - T_{ev}) - (T_{ar\_out} - T_{ev})] / \ln[(T_{ar\_in} - T_{ev}) / (T_{ar\_out} - T_{ev})] \quad (22)$$

dove

$S$  = superficie di scambio evaporatore

$U$  = coef. globale di scambio evaporatore

Se si recupera anche il calore con il GCLT, al posto della (19) si utilizza:

$$W_{ev} = G_{CO2} * (h1 - h6) \quad (23)$$

Il  $\Delta T_{lm}$  è calcolato considerando la semplificazione  $\Delta T_{sur} = 0$  dato che  $W_{sur}$  è minimo rispetto a  $W_{ev}$ .

Considerando la (16) e che

$$\Delta T_{far} = T_{ar\_in} - T_{ar\_out} \quad (24)$$

la  $\Delta T_{lm}$  può essere anche scritta

$$\Delta T_{lm} = \Delta T_{far} / \ln[(\Delta T_{exEV} + \Delta T_{far}) / \Delta T_{exEV}] \quad (25)$$

In questa equazione, dove non compare direttamente  $T_{ar\_in}$ ,  $\Delta T_{exEV}$  dipende dal dimensionamento (superficie e geometrie di scambio) mentre  $\Delta T_{far}$  è legata essenzialmente alla potenza da scambiare nell’evaporatore e alla portata di aria.

Tutte le grandezza delle formule di questo § sono interconnesse tra loro in maniera complessa, come si è in parte già visto nei paragrafi precedenti. Ciò ha comportato l’esigenza di diverse semplificazioni e l’impiego di metodi di convergenza nello sviluppo del s/w.

#### 2.5.9.1 Dati di input s/w

Il primo passo è stato quello di stabilire una condizione a cui fare riferimento per la TBI. Procedendo come indicato nel § 2.5.5, fissata la TBI, otteniamo la relativa curva di  $W_{dem}$  in funzione di  $T_{ar\_in}$ .

I dati di input possono essere distinti in:

- Di riferimento per la prova, che restano fissi durante le iterazioni:
  1. La  $T_{ar\_in}$  e la sua U.R.
  2. Le condizioni di scambio ai GC, ossia le rispettive ATD e p.p. minimi accettabili (§ 3.1.1)
  3. La temperatura di ingresso del fluido dei circuiti riscaldamento e recupero calore bassa temperatura,  $T_{w\_in}$  e  $T_{w\_rec\_in}$  in fig. 37.
  4. La scelta di una configurazione di riferimento, con i relativi dati che caratterizzano alcune ipotesi di dimensionamento iniziali, di cui parleremo nel paragrafo successivo.
  5.  $\Delta T$  surriscaldamento di uscita evaporatore (§ 2.5.3).
- Variabili da impostare inizialmente e da aggiornare durante le iterazioni:
  6. Pressione di uscita compressore, numero iterazioni per la ricerca  $COP_{max}$  e  $\Delta p$  iterazione
  7. ATD evaporatore e  $\Delta T_{far}$
  8. Portata aria

### 2.5.9.2 Scelta della configurazione di riferimento

In coerenza di quanto detto in precedenza, l'obiettivo del s/w è lo studio delle prestazioni delle ASHP in generale, non legandosi quindi a dei dimensionamenti iniziali che, come visto nei paragrafi precedenti, limiterebbero il campo di esplorazione.

Ciò comporta il rinunciare a calcolare il coefficiente globale di scambio U e la superficie di scambio S nella (21). Per superare questa mancanza, oltre alle semplificazioni già indicate, siamo ricorsi a un dimensionamento di riferimento, eseguito tramite il s/w stesso, stabilendo:

- a) la  $T_{ar\_in}$
- b) la  $Q_{ar}$  fan
- c) la ATD dell'evaporatore
- d) un primo valore di  $\Delta T_{far}$
- e) un primo valore di US

Con questi dati abbiamo fatto girare il s/w, con le modalità descritte nel § seguente, modificando US e adattando  $\Delta T_{far}$  in modo da mantenere la  $Q_{ar}$  desiderata, fino ad ottenere un valore  $\Delta T_{ae}$  coerente con il fit di fig. 45.

Per esempio, un caso di riferimento è stato impostato ponendo:

- $T_{ar\_in}=5$  °C, proposto perché porta a un dimensionamento per una temperatura "centrale" nella distribuzione delle ore di funzionamento annuali della curva "average" della fig. 9.
- $Q_{ar}=8000$  m<sup>3</sup>/h, portata medio/alta per mantenere  $DT_{far}$  e la  $W_{fan}$  entro valori contenuti
- $ATD_{ev}=4$  K, valore accettabile per il tipo di scambiatore

Per questa prova il s/w prevede un  $DT_{far}=6.3$  K che, sommato a  $ATD_{ev}=4$  K, comporta un  $\Delta T_{ae}=10.3$  K che è in linea, anche se spostato verso il basso, con i dati sperimentali della fig. 45 per  $T_{ar\_in}=5$ °C.

Il valore di US ottenuto, 2.7 kW/K, è il valore che dovrebbe essere garantito nella progettazione dell'evaporatore, scegliendo la superficie e la geometria.

Negli evaporatori delle ASHP le condizioni scambio di calore tra i fluidi comportano che il coefficiente di scambio dell'aria  $\alpha_{ar}$  influisca in maniera predominante sul valore di U; p.e., in [42] gli autori valutano circa al 90% il suo peso. A parità di geometria, poiché  $\alpha_{ar}$  è funzione della velocità dell'aria, se manteniamo la  $Q_{ar}$  costante anche U, e quindi US, rimane costante. Nelle simulazioni significa poter utilizzare  $US=US_{rif}$  se lasciamo la stessa  $Q_{ar}$  variando le altre condizioni di prova.

Per poter invece modificare anche la  $Q_{ar}$  mantenendo un errore accettabile nella valutazione di US, si è ulteriormente supposto che, per il dimensionamento dell'evaporatore, alla  $Q_{ar}$  di riferimento corrisponda una velocità dell'aria di 2 m/s.

Se utilizziamo la semplice correlazione (Stoecker et Jones [82])

$$\alpha_{ar}=38 \times \sqrt{u_{ar}} \quad (26)$$

per il coefficiente di convezione lato aria, stabilito come riferimento  $\alpha_{ar}$  per  $u=2$  m/s corrispondente a  $Q_{ar}=8000$  m<sup>3</sup>/h, possiamo introdurre un coefficiente correttivo  $\eta\alpha_{ar}$  nel calcolo di US al variare di  $Q_{ar}$

$$\eta\alpha_{ar}=\alpha_{ar}(u)/\alpha_{ar} \quad (\text{con } u=2 \text{ m/s}) \quad (27)$$

E quindi ottenere

$$USm=US_{rif} * \eta\alpha_{ar} \quad (28)$$

In questo modo possiamo simulare delle condizioni con diverse  $Q_{ar}$  a partire dalla stessa configurazione di riferimento, utilizzando USm nella (21).

### 2.5.9.3 Descrizione del processo di iterazione

Dagli input 2 e 3 possiamo ricavare le temperature di uscita dai GC:

$$T3= T_{w\_in}+ATD\_GCHT \quad (29)$$

$$T4= T_{w\_rec\_in}+ATD\_GCLT \quad (30)$$

Ricordiamo che il GCLT non è utilizzato in questa fase e quindi non sarà considerato successivamente; il ciclo (fig. 36) sarà rappresentato calcolando le condizioni termodinamiche nei punti 1,1 sur, 2, 3, 6.

Dai valori di ATD evaporatore e  $\Delta T_{far}$  ricaviamo (16) la  $T_{ev}$  (e quindi anche la  $p_{ev}$ ) di primo tentativo. Con il valori di  $\Delta T_{sur}$  e della  $p_{cp\_out}$  di prova (input 5,6) possiamo calcolare le grandezze termodinamiche dei punti 1, 1sur, 2is, 3, 6; con il metodo indicato in § 2.5.4 otteniamo anche quelle del punto 2. La  $Q_{dem}$  è calcolata come indicato in § 2.5.5 conoscendo la  $T_{ar\_in}$  e avendo fissato la TBI. La  $Q_{ar}$  consente (§ 2.5.7) inoltre il calcolo della Wfan.

Con queste informazioni è possibile calcolare sia il COP di ciclo che un COPf che tiene conto dell'assorbimento di potenza del fan. L'iterazione di ricerca del COP max individua la  $P_{opt}$  nel range di pressioni esaminate e passa l'informazione a un'altra subroutine dove viene verificata la convergenza sul bilancio di scambio (21); se ciò non accade, si modificano le variabili 7 e 8, e si ripete la procedura. La convergenza avviene dal confronto tra l'US calcolato e USm (28)

$$|US-USm| \leq \Delta US_{conv} \quad (30)$$

dove  $\Delta US_{conv}$  è posto=0.04 che corrisponde mediamente, nel nostro caso, a meno del 2% di US.

### 2.5.9.4 Dati output s/w

Il file principale prodotto dal s/w contiene, oltre ai dati di input, i seguenti dati di output:

1. Le proprietà termodinamiche e le portate in massa e volume dell'aria utilizzate nei calcoli
2. La portata della CO<sub>2</sub> e le proprietà termodinamiche nei punti del ciclo
3. Le potenze calcolate lato CO<sub>2</sub> (W elettrica del compressore, W ceduta dal compressore al fluido, W al GCHT=W disponibile per il riscaldamento, W surriscaldamento, W scambiata all'evaporatore)
4. La potenza elettrica assorbita per la ventilazione Wf
5. I COP con e senza la Wf
6. Il  $\Delta T_{Im}$  ottenuto e l'USm
7. I valori di ingresso di Tdew e del titolo x, la UR alla la x per la  $T_{ar\_in}$ , la presenza di condizioni di brinamento con il calcolo del  $\Delta x$  tra ingresso e uscita evaporatore e di alcune altre grandezze (§ 3.1.6).

Oltre a queste grandezze, sono riportate altri parametri o grandezze utili per la gestione e controllo del s/w. Nella tab. 13, p.e., sono riportati i principali dati dell'elaborazione di riferimento (§ 2.5.9.2).

**Tabella 13 - Esempio di dati output relativo alle condizioni di riferimento del §2.5.9.2**

<b>TBI</b>	<b>Wrisb</b>	<b>T<sub>rifEV</sub></b>	<b>US<sub>rif</sub></b>	<b>G<sub>arif</sub></b>	<b>DTI<sub>mrif</sub></b>	<b>W<sub>ris_dem</sub></b>	<b>T<sub>ain</sub></b>	<b>G<sub>arin</sub></b>	<b>DT<sub>sur</sub></b>
°C	kW	°C	kW/m <sup>2</sup>	kg/s	K	kW	°C	kg/s	K
-2.00	25.90	5.00	2.70	2.83	6.65	15.83	5.00	2.83	4.00
<b>pa</b>	<b>cp<sub>ar</sub></b>	<b>cp<sub>ao</sub></b>	<b>poa</b>	<b>T<sub>wris</sub></b>	<b>p<sub>cp</sub></b>	<b>T<sub>evap</sub></b>	<b>T1</b>	<b>T2</b>	<b>T3</b>
bar	kJ/s K	kJ/s K	kg/m <sup>3</sup>	°C	bar	°C	°C	°C	°C
1.01293	1.01	1.01	1.27	40.00	113.30	-5.28	-1.28	114.79	44.00
<b>T4u</b>	<b>T5</b>	<b>T6</b>	<b>pev=p1</b>	<b>p2</b>	<b>p3</b>	<b>p4u</b>	<b>p5</b>	<b>p6</b>	<b>Rcp</b>
°C	°C	°C	bar	bar	bar	bar	bar	bar	-
44.00	-5.28	-5.28	30.21	113.30	113.30	113.30	30.21	30.21	3.75
<b>GCO<sub>2</sub></b>	<b>h1<sub>sat</sub></b>	<b>h1</b>	<b>h2</b>	<b>h3</b>	<b>h4u</b>	<b>h5</b>	<b>h6</b>	<b>s1<sub>sat</sub></b>	<b>s1</b>
kg/s	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/K	kJ/K
0.15	433.51	439.85	516.62	316.56	316.56	316.56	316.56	1.87	1.90
<b>s2</b>	<b>T2<sub>is</sub></b>	<b>η<sub>is</sub></b>	<b>DT<sub>ex_GC1</sub></b>	<b>DT<sub>ex_ev</sub></b>	<b>DT<sub>SAex</sub></b>	<b>W<sub>cpe</sub></b>	<b>W<sub>cpt</sub></b>	<b>W<sub>ris_max</sub></b>	<b>W<sub>reclT_max</sub></b>
kJ/K	°C	-	K	K	K	kW	kW	kW	kW
1.94	103.23	0.76	4.00	4.00	4.00	12.46	11.14	29.02	9.91
<b>W<sub>sur</sub></b>	<b>W<sub>ev_ris</sub></b>	<b>W<sub>fan</sub></b>	<b>COP<sub>c</sub></b>	<b>COP<sub>f</sub></b>	<b>W<sub>GGLT</sub></b>	<b>T<sub>aro</sub></b>	<b>DT<sub>lm</sub></b>	<b>U<sub>sev</sub></b>	<b>G<sub>ar</sub></b>
kW	kW	W	-	-	kW	°C	K	kW/m <sup>2</sup>	kg/s
0.92	17.88	449.42	2.33	2.25	0.00	-1.28	6.65	2.69	2.83
<b>Q<sub>fan</sub></b>	<b>US<sub>rif_m</sub></b>	<b>DT<sub>arif</sub></b>	<b>UR</b>	<b>T<sub>dew</sub></b>	<b>x<sub>Tar</sub></b>	<b>W<sub>nofrost</sub></b>	<b>DT<sub>brin</sub></b>	<b>UR<sub>Teva br</sub></b>	<b>x<sub>Teva br</sub></b>
m <sup>3</sup> /h	kW/m <sup>2</sup> K	K		°C	kg <sub>gh</sub> /kg <sub>ar</sub>	kW	K		kg <sub>gh</sub> /kg <sub>ar</sub>
8029.99	2.71	6.28	0.40	-6.58	0.00	-3.71	1.30	0.45	0.00

Il s/w produce altri 3 file di output dedicati al controllo nonché allo studio del p.p. nei GC (§ 2.5.2); i dati acquisiti in questi file sono:

1. La portata di acqua necessaria per il raggiungimento del p.p. e ATD richiesti
2. Il valore del ΔT<sub>lm</sub> e US di scambio nel GC (di interesse per lo studio dello scambio nel GC)
3. I valori della W%, T<sub>w</sub>, TCO<sub>2</sub>, p.p. necessari per realizzare grafici tipo quello presentato in fig.43

I tre file sono dedicati uno al GCHT, gli altri due al GCLT che potrebbe essere valutato sia per una situazione di Tout reale che per una T limite di esercizio. Questi aspetti sono stati previsti nel s/w ma utilizzati in questa prima fase solo per garantire un p.p. credibile impostando l'ADT desiderato.

## 2.6 Prove di simulazione

Si sono eseguite delle prime prove di simulazione per mettere a punto il s/w e per iniziare a valutare le previsioni in situazioni legate alle scelte di dimensionamento e funzionamento.

### 2.6.1 Confronto previsioni con programma Dorin

Si sono eseguite delle prime prove di simulazione per testare le previsioni del s/w rispetto alle indicazioni fornite dal programma Dorin: nella tab. 14 è presentato il confronto con la simulazione di riferimento, §2.5.9.2. Per una corretta valutazione dei dati della tabella, occorre ricordare che:

- a) il s/w, data la T<sub>ar\_in</sub>, calcola la T<sub>ev</sub> (la ΔT<sub>ae</sub> non è un input, ma viene calcolata) mentre il programma Dorin chiede tale valore direttamente come input supponendo quindi una scelta da parte del progettista sul valore di ΔT<sub>ae</sub>, aspetto affrontato più volte in precedenza. Come input al programma si è quindi utilizzata la T<sub>ev</sub>=-5.28°C, calcolata con il s/w per T<sub>ar\_in</sub>=5°C e che corrisponderebbe a una ΔT<sub>ae</sub> =10.28 K.
- b) si è fornita anche la p<sub>opt</sub> calcolata con il s/w, che ottimizza sul COP<sub>f</sub>; il programma Dorin invece, non prevedendo il calcolo della W<sub>ass</sub> dai fan, cerca l'ottimizzazione sul COP del solo ciclo.

c) Nel s/w è prevista una  $W_{t\_cp}$ , dovuta all'efficienza del motore elettrico, non trasmessa al fluido, che il programma invece non valuta.

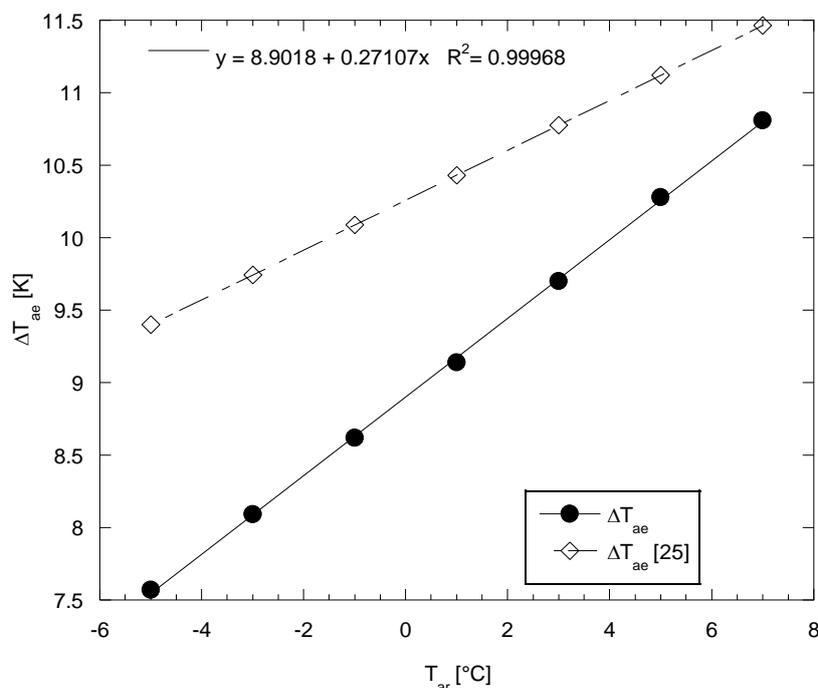
**Tabella 14 – Confronto elaborazioni s/W e programma Dorin nel condizioni di riferimento del §3.2.2**

	Input				Grandezze Calcolate								
	$T_{ar\_in}$	$p_{cp\ opt}$	$T_{ev}$	$DT_{sur}$	$T_{ev}$	$T_{cp\_out}$	$W_{ecp}$	$W_{tcp}$	$W_{ev}$	$W_{ris}$	$G_{CO2}$	$COP_c$	$COP_f$
	°C	bar	°C	K	°C	°C	kW	kW		kW	kg/s	-	-
s/w	5.0	<b>113.3</b>		4.0	<b>-5.28</b>	114.79	12.46	11.14	17.95	29.02	0.145	2.33	2.25
Dorin™	-	<b>113.3</b>	<b>-5.28</b>	4.0	-	114.7	12.47	N.D.	17.89	<b>30.36</b>	0.1451	<b>2.43</b>	N.D.

La tabella mostra come i dati ottenuti di portata CO2,  $T_{cp\_out}$ ,  $W_{ecp}$ ,  $W_{ev}$  sono risultati praticamente uguali a quelli ottenuti dal s/w mentre la  $W_{ris}$  è risultata diversa di circa il 9%. Ciò è dovuto alle diverse modalità, indicate nel punto c) di considerare le dispersioni termiche: si nota infatti che la differenza di circa 1 kW tra le potenze di riscaldamento sia appunto pari alla differenza tra la W elettrica assorbita dal compressore,  $W_{ecp}$ , e quella stimata trasferita al fluido,  $W_{tcp}$ . Questa differenza è anche la causa del diverso valore del  $COP_c$ . In conclusione, tenendo conto delle osservazioni precedenti, le previsioni del s/w sono coerenti con i dati forniti dal produttore del compressore.

### 2.6.2 Costruzione della curva $\Delta T_{ae}$ in funzione di $T_{ar\_in}$

Una serie di test è stata eseguita per ricostruire una curva  $\Delta T_{ae}$  in funzione della  $T_{ar\_in}$  per la ASHP simulata teoricamente, in corrispondenza a quanto fatto con dati sperimentali da Zhu [25] e riportato in fig 45. In particolare, per mantenere l'analogia a quanto indicato in [25], si è mantenuta la portata volumetrica di aria costante e non si sono previste variazioni del numero di giri del compressore. Si sono simulate 6 temperature dell'aria (-5, -3, -1, 1, 3, 5, 7 °C) con UR=50% (in realtà, il valore di UR non ha influenza per questa simulazione poiché non si considerano gli effetti di un possibile brinamento), imponendo la  $Q_{ar}$  uguale al riferimento (8000 m<sup>3</sup>/h) e adattando la  $\Delta T_{exEv}$  per ottenere la convergenza. In analogia alla fig. 45, si è potuto calcolare un fit lineare, con  $R^2$  circa uguale a 1, che è stato confrontato nella fig. 49 con i  $\Delta T_{ae}$  ottenuti utilizzando il fit ricavato da Zhu con i dati sperimentali (15).



**Figura 49 – Valori di  $\Delta T_{ae}$  in funzione di  $T_{ar\_in}$  con  $Q_{ar}=8000$  m<sup>3</sup>/h da previsioni s/w (configurazione di riferimento §2.5.9.2) e confronto previsioni fit [25]**

Come si osserva dal confronto, il dimensionamento dell'evaporatore (ossia la scelta di  $US_{rif}$ ) proposto nella configurazione di riferimento e, probabilmente, un compressore più performante comportano delle prestazioni superiori rispetto alla situazione analizzata da Zhu in [25] a parità di prestazioni degli altri componenti della ASHP:  $\Delta T_{ae}$  minori corrispondono a  $T_{ev}$  maggiori da cui conseguono sia migliori rendimenti sia una riduzione degli effetti del brinamento. Questa scelta di dimensionamento, che può essere rivista in maniera semplice (§ 2.5.9.2), sarà valutata per il prosieguo del progetto. Resta evidente il fatto, come spesso ritrovato in letteratura, della estrema difficoltà di standardizzare il comportamento di macchine quali le ASHP che risentono della combinazione di un grande numero di variabili interconnesse.

### 2.6.3 Simulazioni per diverse temperature ingresso aria

Le simulazioni utilizzate per il confronto presentato nel paragrafo precedente sono state ulteriormente elaborate, sia per controllare le indicazioni del s/w sia per avere delle prime indicazioni sull'andamento di alcune grandezze caratterizzanti le prestazioni della ASHP, in particolare per quanto riguarda il brinamento.

La fig. 50 mostra che, per queste condizioni di funzionamento, non si avrebbe formazione di ghiaccio solo per  $T_{ar,in} = -5^{\circ}C$  mentre, per tutte le altre temperature valutate, la  $T_{ev}$  è inferiore a  $T_{dew}$  con un delta che tende a crescere. D'altra parte, però, all'aumentare della  $T_{ar,in}$ , la  $T_{dew}$  si avvicina sempre di più a  $0^{\circ}C$ , limite per la formazione di ghiaccio; per  $T_{ar,in} > 9^{\circ}C$  ci si può aspettare la  $T_{dew}$  raggiunga tale valore.

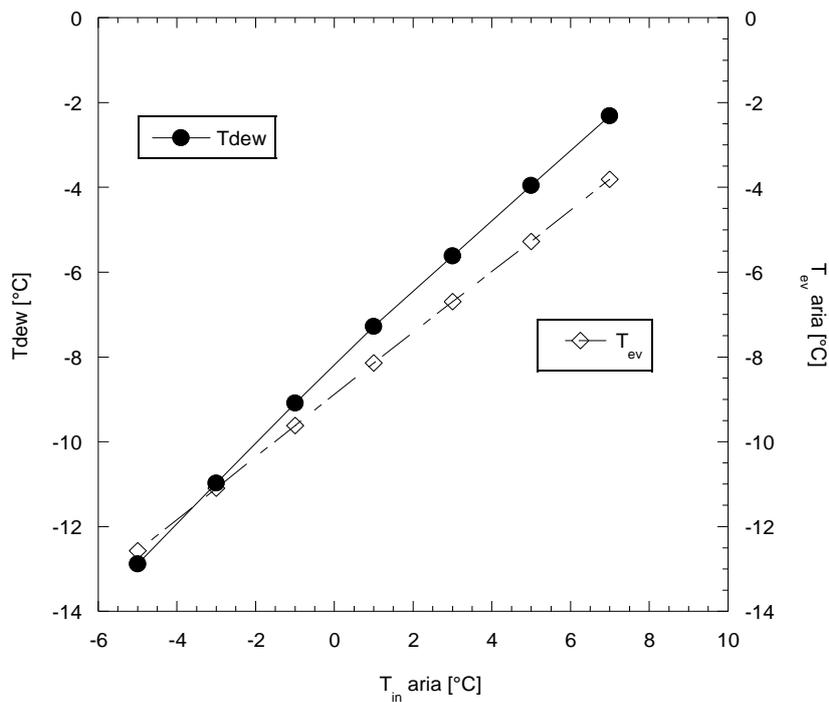
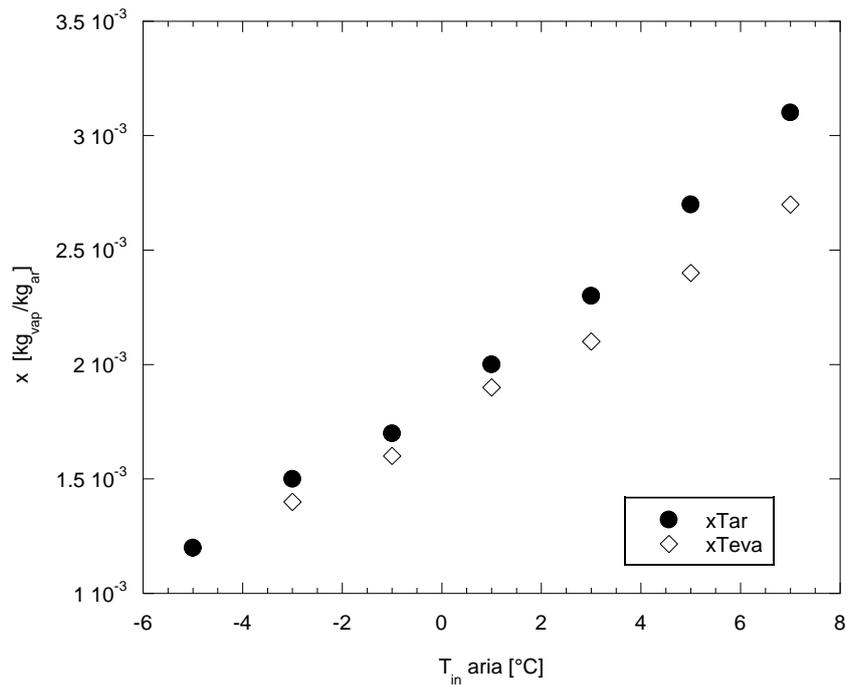


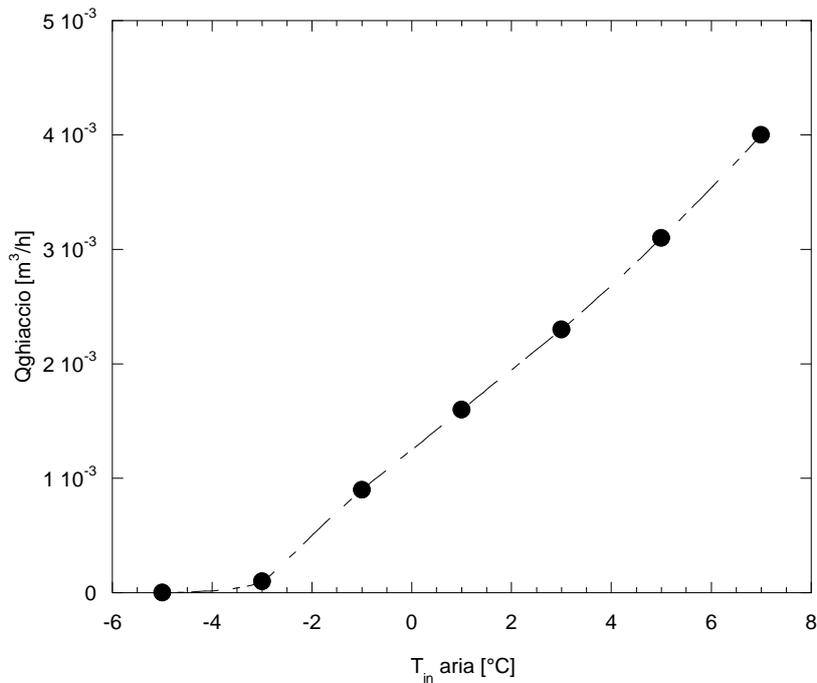
Figura 50 –  $T_{ev}$  e  $T_{dew}$  in funzione della  $T_{ar,in}$  (UR=50%)

Queste situazioni comportano un andamento dei valori  $x$  riportato nella fig. 51, sempre in funzione della  $T_{ar,in}$ . Si nota che, in questa situazione di prova con UR e  $Q_{ar}$  costanti, la differenza tra i due valori vari di poco fino a circa  $1^{\circ}C$  per poi crescere a  $T_{ar,in}$  superiori, in coerenza da quanto esposto nella fig. 3.



**Figura 51 – x per  $T_{ev}$  e per  $T_{ar,in}$  in funzione della  $T_{ar,in}$  (UR=50%)**

Nella fig. 52 si osserva che la crescita prevista nella velocità di formazione del ghiaccio con la  $T_{ar,in}$ , calcolata con la (18), è quasi lineare per poi crescere con una leggera variazione di pendenza per valori di  $T > 3^{\circ}\text{C}$  circa. Dalla fig. 51 si sarebbe attesa una crescita maggiore dovuta alla maggiore differenza tra  $x_{Tar}$  e  $x_{Teva}$  che però è contenuta da una lieve riduzione della densità dell'aria al crescere della temperatura che comporta, per queste prove a  $Q_{ar}$  costante, una corrispondente diminuzione della portata in massa.



**Figura 52 –  $Q_{gh}$  formato in funzione della  $T_{ar,in}$  (UR=50%)**

#### 2.6.4 Valutazioni sull'effetto della portata di aria sulle prestazioni della ASHP

Ricordando quanto riportato nel §2.2.2.3 e la (20) e la (16), si può pensare che un aumento della portata di aria permetta una riduzione della  $T_{ev}$  e un conseguente miglioramento delle prestazioni della ASHP.

L'incremento di  $G_{ar}$  e la riduzione di  $T_{ev}$  comportano però diversi effetti sul nuovo equilibrio di funzionamento della ASHP:

- un aumento della  $T_{ev}$  comporta una crescita della  $W_{ev}$  che, nella (20), va in controtendenza alla riduzione di  $\Delta T_{far}$  per un incremento di  $G_{ar}$ .
- una portata di aria maggiore significa incrementare la potenza assorbita dai fan a scapito del COPf, ma anche un migliorare il coefficiente di scambio che potrebbe sommarsi, in termini di riduzione del  $DT_{exEV}$ , all'effetto di aumento della  $T_{ev}$  (15).
- l'aumento di  $T_{ev}$  ha conseguenze positive sul brinamento, riducendone la velocità di accumulo o, al limite, non permettendolo se  $T_{ev}$  diventasse maggiore di  $T_{dew}$ .

Per avere delle prime indicazioni sul risultato finale di una variazione della  $Q_{ar}$ , la abbiamo incrementata di circa il 22% rispetto alla condizione di riferimento. Il valore della  $Q_{ar}$  rimane nel limite dei 10000 m<sup>3</sup>/h che ci siamo imposti per evitare errori eccessivi nel fit  $W_{fan}=f(Q)$ , §2.5.7. I risultati e il confronto per le grandezze ritenute di maggiore interesse con la situazione di riferimento sono riportati nella tab. 15, con associati i valori calcolati delle variazioni assolute e percentuali rispetto al riferimento.

**Tabella 15 - Confronto tra la situazione di riferimento e la simulazione con  $Q=122\%Q_{rif}$**

	$T_{ar}$	$G_{arin}$	$p_{cp}$	$T_{ev}$	$T_{cpout}$	$p_{ev}$	$G_{CO2}$	$DT_{ex\_EV}$	$W_{cpe}$
	°C	kg/s	bar	°C	°C	bar	kg/s	K	kW
Riferimento	5.00	2.830	113.30	-5.28	114.79	30.21	0.145	4.00	12.46
Qmax	5.00	3.476	111.50	-4.16	111.36	31.15	0.152	3.90	12.45
Delta		0.646	-1.80	1.12	-3.43	0.94	0.007	-0.10	-0.01
Delta %		22.827	-1.59	-21.21	-2.99	3.10	4.895	-2.50	-0.08

	$W_{cpt}$	$W_{ris}$	$W_{ev}$	$W_{fan}$	COPc	COPf	$\Delta T_{lm}$	$Q_{fan}$	$US_{rif\_cor}$
	kW	kW	kW	W			K	m <sup>3</sup> /h	kW/K
Riferimento	11.14	29.02	17.88	449.42	2.328	2.247	6.65	8030.0	2.71
Qmax	11.14	29.55	18.41	830.62	2.372	2.224	6.16	9867.8	3.00
Delta	0.01	0.53	0.52	381.20	0.044	-0.023	-0.49	1837.8	0.29
Delta %	0.05	1.82	2.93	84.82	1.905	-1.022	-7.41	22.9	10.80

	$DT_{arif}$	UR	$T_{dew}$	$x_{Tar}$	$DT_{brin}$	$UR_{Teva}$	$T_{dewTeva}$	$x_{Teva}$	$DX_{gh}$
	K		°C	kgv/kgar	K		°C	kgv/kgar	kgv/kgar
Riferimento	6.28	0.50	-3.96	0.0027	-1.32	1.000	-4.43	0.00241	0.00028
Qmax	5.26	0.50	-3.96	0.0027	-0.20	1.000	-4.13	0.00265	0.00004
Delta	-1.02	0.00	0.00	0.0000	1.12	0.000	0.29	0.00024	-0.00024
Delta %	-16.24	0.00	0.00	0.0000	-84.82	0.000	-6.64	9.959	-85.71

	$G_{con}$	$G_{gh}$	$W_{con}$	$W_{gh}$	$Q_{gh}/h$	$\Delta T_{ae}$			
	kg/s	kg/s	kW	kW	m <sup>3</sup> /h	K			
Riferimento	0.00080	0.00080	2.000	0.267	0.0031	10.28			
Qmax	0.00014	0.00014	0.338	0.045	0.0005	9.16			
Delta	-0.0007	-0.0007	-1.662	-0.222	-0.003	-1.12			
Delta %	-82.50	-82.50	-83.09	-83.09	-83.12	-10.89			

La tabella mostra un incremento del COP di ciclo del circa il 2% ma il maggiore assorbimento di potenza da parte dei fan riduce il COPf dell'1%. L'aumento della velocità dell'aria comporta un incremento del US di 10.8%; la  $T_{ev}$  passa da -5.28 °C a -4.16 °C a causa della riduzione del  $\Delta T_{far}$  da 6.28 a 5.26 K, associato a una diminuzione di 0.1 K del  $\Delta T_{exEV}$ . Infine la  $W_{ris}$  aumenta del 1.8%. Se ci fermiamo a questa valutazione legata solo alle prestazioni del ciclo, non si osservano particolari benefici dall'incremento della portata.

Per valutare gli effetti sul brinamento, abbiamo ipotizzato una UR in ingresso del 50% a cui corrisponde una  $T_{dew} = -3.96$  °C. Il passaggio da una  $T_{ev} = -5.28$  °C a una di  $-4.26$  °C porta degli evidenti vantaggi in termini di riduzione della velocità di brinamento. Il s/w consente una stima di massima della possibile formazione di brina in termini di portata oraria, in massa e volume, di ghiaccio formato oltre a indicare le potenze di brinamento e solidificazione richieste. In questo caso si otterrebbe una riduzione dell'83% del volume orario di ghiaccio formato mentre la differenza tra la  $T_{ev}$  e la  $T_{dew}$  si riduce da 1.32 K a 0.4 K, avvicinandosi sensibilmente alla situazione di no frosting. Pur ricordando che queste indicazioni sono del tutto qualitative, si comprende l'effettiva potenzialità dei vantaggi, partendo dalla situazione di dimensionamento scelta nel § 2.5.9.2, di utilizzare la portata d'aria per controllare e ritardare la necessità degli sbrinamenti, con i noti incrementi di prestazioni in termini di rendimento, gestione della ASHP e comfort per l'utenza.

### 2.6.5 Valutazioni sull'effetto del dimensionamento sulle prestazioni della ASHP

In questa simulazione si è cercato di valutare quanto il dimensionamento della ASHP potesse influenzare le sue prestazioni. Come primo approccio si è provato a variare la US di riferimento scelta (§ 2.5.9.2) aumentandola fino a ridurre il  $\Delta T_{exEV}$  da 4 a 3 K, fermo restando le altre ipotesi di riferimento. In realtà occorrerebbe ricalcolare la  $W_{fan}$  poiché la maggiore superficie dovrebbe comunque comportare, a parità di tipo di geometria di scambio e di velocità di riferimento (2 m/s), una diversa curva prevalenza-portata per il fan dovuta essenzialmente alle maggiori perdite di carico attese. Osservando le curve del fan a disposizione e i dati forniti, si potrebbe aspettare un incremento di 100÷200 W nella  $W_{fan}$  rispetto al riferimento. Nella tabella 16 sono riportati i risultati ottenuti per le grandezze di maggiore interesse con le relative variazioni assolute e percentuali introducendo 200 W nel calcolo della  $W_{fan}$  per il caso con superficie maggiore.

**Tabella 16 - Confronto tra la situazione di riferimento e la simulazione con US=120% USrif**

	<b>USrif</b>	<b>DTImrif</b>	<b>T<sub>ar</sub></b>	<b>G<sub>arin</sub></b>	<b>p<sub>cp</sub></b>	<b>T<sub>ev</sub></b>	<b>T<sub>cpout</sub></b>	<b>p<sub>ev</sub></b>
	kW/K	K	°C	kg/s	bar	°C	°C	bar
Riferimento	2.70	6.65	5.00	2.83	113.30	-5.28	114.78	30.21
S max	3.26	5.62	5.00	2.83	113.10	-4.45	113.20	30.91
<i>Delta</i>	<i>0.56</i>	<i>-1.03</i>	<i>0.00</i>	<i>0.00</i>	<i>-0.20</i>	<i>0.83</i>	<i>-1.58</i>	<i>0.69</i>
<i>Delta %</i>	<i>20.74</i>	<i>-15.51</i>	<i>0.00</i>	<i>0.00</i>	<i>-0.18</i>	<i>-15.72</i>	<i>-1.38</i>	<i>2.29</i>
	<b>DT<sub>ex_EV</sub></b>	<b>W<sub>cpe</sub></b>	<b>W<sub>cpt</sub></b>	<b>W<sub>ris</sub></b>	<b>W<sub>ev</sub></b>	<b>W<sub>fan</sub></b>	<b>COP<sub>c</sub></b>	<b>COP<sub>f</sub></b>
	K	kW	kW	kW	kW	W		
Riferimento	4.00	12.46	11.14	29.02	17.88	449.42	2.33	2.25
S max	3.00	12.54	11.21	29.62	18.41	650.00	2.36	2.25
<i>Delta</i>	<i>-1.00</i>	<i>0.07</i>	<i>0.07</i>	<i>0.60</i>	<i>0.53</i>	<i>200.58</i>	<i>0.03</i>	<i>0.00</i>
<i>Delta %</i>	<i>-25.00</i>	<i>0.57</i>	<i>0.65</i>	<i>2.07</i>	<i>2.96</i>	<i>44.63</i>	<i>1.49</i>	<i>-0.03</i>
	<b>Q<sub>fan</sub></b>	<b>US<sub>rif_cor</sub></b>	<b>DT<sub>arif</sub></b>	<b>UR</b>	<b>T<sub>dew</sub></b>	<b>x<sub>Tar</sub></b>	<b>DT<sub>brin</sub></b>	<b>UR<sub>Teva</sub></b>
	m <sup>3</sup> /h	kW/K	K		°C	kgv/kgar	K	
Riferimento	8029.99	2.71	6.28	0.50	-3.96	2.69E-03	-1.32	1.00
S max	8050.06	3.27	6.45	0.50	-3.96	2.69E-03	-0.49	1.00
<i>Delta</i>	<i>20.07</i>	<i>0.57</i>	<i>0.17</i>	<i>0.00</i>	<i>0.00</i>	<i>0.00</i>	<i>0.83</i>	<i>0.00</i>
<i>Delta %</i>	<i>0.25</i>	<i>20.89</i>	<i>2.71</i>	<i>0.00</i>	<i>0.00</i>	<i>0.00</i>	<i>-62.86</i>	<i>0.00</i>
	<b>x<sub>Teva</sub></b>	<b>Dx<sub>gh</sub></b>	<b>G<sub>con</sub></b>	<b>G<sub>gh</sub></b>	<b>W<sub>con</sub></b>	<b>W<sub>gh</sub></b>	<b>Q<sub>gh</sub>/h</b>	<b>ΔT<sub>ae</sub></b>
	kgv/kgar	kgv/kgar	kg/s	kg/s	kW	kW	m <sup>3</sup> /h	K
Riferimento	2.41E-03	0.00028	0.00080	8.00E-04	2.00	0.27	0.00314	10.28
S max	2.59E-03	0.00010	0.00030	3.00E-04	0.74	0.10	0.00116	9.45
<i>Delta</i>	<i>0.00</i>	<i>0.00</i>	<i>0.00</i>	<i>0.00</i>	<i>-1.26</i>	<i>-0.17</i>	<i>-1.98E-03</i>	<i>-0.83</i>
<i>Delta %</i>	<i>7.47</i>	<i>-64.29</i>	<i>-62.50</i>	<i>-62.50</i>	<i>-63.08</i>	<i>-63.07</i>	<i>-63.06</i>	<i>-8.07</i>

Dal punto di vista del dimensionamento occorrerebbe incrementare US e, quindi dato che la U si ritiene costante, la superficie di circa il 20% con i relativi costi. La  $T_{ev}$  è aumentata di circa  $\approx 0.8$  °C, grazie soprattutto alla variazione di  $\Delta T_{ex, ev}$ . Il COPc cresce di poco, 1.5% mentre il COPf, con l'incremento della  $W_{fan}$  suddetta, è uguale a quello di riferimento. Le variazioni nei valori degli altri parametri non sono particolarmente significativi.

Se consideriamo il brinamento, si hanno effetti simili a quanto visto nel § precedente per l'aumento della portata di aria, con una riduzione della velocità di brinamento del 64% e con la differenza tra la  $T_{ev}$  e la  $T_{dew}$  che si riduce da 1.32 K a circa 0.6 K.

### 2.6.6 Considerazioni sulle prime simulazioni

Le simulazioni, oltre a consentire di mettere a punto il s/w e verificarne i dati con riferimento al programma Dorin™, hanno evidenziato quanto si era in precedenza osservato sull'importanza del dimensionamento iniziale sulle prestazioni della ASHP; ciò è particolarmente evidente per la curva  $\Delta T_{ae-T_{ar, in}}$  realizzata nel §2.6.2 e nella simulazione fatta sull'incremento della US, §2.6.5.

Incrementare la portata di aria appare come un intervento di semplice e di relativamente basso costo da poter effettuare per ritardare il brinamento, se si sono opportunamente dimensionati i fan (§ 2.6.4).

La scelta della US di dimensionamento e delle prestazioni dei fan appaiono quindi delle scelte fondamentali se si pensa di dover affrontare delle situazioni severe per il brinamento; queste indicazioni preliminari, svolte su singoli casi di riferimento e di confronto, dovranno essere però ulteriormente studiate valutando un maggior numero di ipotesi di riferimento e di condizioni di esercizio.

## 3 Conclusioni

In questo Report si è dapprima presentato un quadro complessivo delle conoscenze attuali sul fenomeno del frosting evidenziandone la complessità. Si sono affrontati i diversi aspetti del processo a partire dalle condizioni psicrometriche dell'aria e la loro influenza sulle prestazioni della ASHP. Si è poi passati allo studio delle diverse modalità nella formazione del ghiaccio sulle pareti fredde e degli effetti del brinamento sulle prestazioni delle ASHP. Infine si è proposto e valutato lo strumento delle frosting maps come ausilio per la progettazione e gestione delle ASHP.

Definite queste conoscenze di base, si è giunti a presentare i metodi attualmente in uso per contrastare il fenomeno del brinamento e ridurre gli effetti negativi. Si è effettuata una panoramica dei vari metodi di ritardo nella formazione e di rimozione del ghiaccio presentando delle tabelle di confronto e valutazione dei vari metodi. Infine si è evidenziata l'importanza della gestione degli interventi proposti per il controllo del defrosting.

In conclusione si sono infine fornite delle prime indicazioni relative a tipologie di interventi di ritardo e contenimento del brinamento coerenti agli obiettivi generali del progetto.

Nella seconda parte del Report, si è esposto il s/w, messo a punto con simulazioni di confronto con un programma di supporto reso disponibile da Dorin™ per la scelta dei compressori, sviluppato per disporre di uno strumento di calcolo semplice in grado di fornire indicazioni qualitative sugli effetti degli interventi attuabili sulla ASHP di riferimento per migliorarne le prestazioni in situazioni di possibile frosting. Il s/w implementa alcuni componenti (compressore e fan) già presenti nella ASHP disponibile in camera climatica e su cui si progetta di eseguire delle prove sperimentali apportando le modifiche prescelte ai fini degli obiettivi del progetto.

Di seguito, sia per un'ulteriore valutazione delle potenzialità del s/w sia per una prima analisi di alcune semplici considerazioni emerse nella prima parte del Report, sono state eseguite ulteriori simulazioni ricostruendo dapprima una curva teorica  $\Delta T_{ae}$  in funzione di  $T_{ar, in}$  per una data configurazione di dimensionamento che, successivamente, valutando l'effetto sul brinamento sia del dimensionamento in termini di US sia della variazione della portata dell'aria di scambio all'evaporatore.

I risultati ottenuti confermano quanto già evidenziato nella prima parte del Report e incoraggiano a approfondire in maniera sistematica, nei task successivi, queste valutazioni associandole, tramite un ulteriore sviluppo del s/w, a simulazioni che prevedano anche gli interventi di ritardo e contenimento del frosting indicati nel § 2.4.3.1 e sviluppati nel prosieguo del progetto.

#### 4 Riferimenti bibliografici

1. G. Fornneris, M. Pascale, G.C. Perosino, P. Zaccara “Lezioni di idrobiologia (le acque continentali)”, CREST (To)
2. A. Mohammed, W. Chi-Chuan “Review of defrosting methods”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 73 (2017) 53–74
3. D. Li, Z. Chen, “Experimental study on instantaneously shedding frozen water droplets from cold vertical surface by ultrasonic vibration”, *Experimental Thermal Fluid Science* 53 (2014), 17–25.
4. Y.D. Hayashi, A. Aoki, S. Adachi, K. Hori, “Study of Frost Properties Correlating With Frost Formation Types”, *Journal of Heat Transfer* 99 (1977), 239-245
5. R. O. Piucco, C.J.L. Hermes, C. Melo, J.R. Barbosa Jr, “A study of frost nucleation on flat surfaces”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32 (2008), 1710–1715
6. M. S. Patil, J.H. Seo, M. Y. Lee, “Heat transfer characteristics of the heat exchangers for refrigeration, air conditioning and heat pump systems under frosting, defrosting and dry/wet conditions”, *Applied Thermal Engineering*, 113 (2017) 1071–1087
7. Y. Chen, P. Lu, C. Shen, Q. Zhang, “Experimental study on frost formation on a cold surface in low atmospheric pressure” *Applied Thermal Engineering*, 90 (2015), 86-93
8. 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
9. K.S. Lee, Y.C. Kim, S. Jhee, “Correlations of frost properties considering the environmental parameters over a cold flat plate”, *Transaction KSME*, B25 (2001), 1046–1052.
10. K.S. Lee, S. Jhee, D.K. Yang, “Prediction of the frost formation on a cold flat surface”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46 (2003), 3789–3796
11. D. Seker, H. Karatas, N. Egrican, “Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part I—modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers”, *International Journal of Refrigeration*, 27 (2004) 367–374.
12. D.-K. Yang, K.-S. Lee, S. Song, “Modeling for predicting frosting behavior of a fin–tube heat exchanger”, *International Journal of Heat Mass Transfer*, 49 (2006), 1472–1479.
13. J.-S. Kim, D.-K. Yang, K.-S. Lee, “Dimensionless correlations of frost properties on a cold cylinder surface”, *International Journal of Heat Mass Transfer*, 5 (2008), 3946–3952.
14. P.J. Mago, S.A. Sherif, “Heat and mass transfer on a cylinder surface in crossflow under supersaturated frosting conditions”, *Int. J. Refrig.*, 26 (2003), 889–899.
15. J. Hwang, K. Cho, “Numerical prediction of frost properties and performance of fin–tube heat exchanger with plain fin under frosting”, *Int. J. Refrig.*, 46 (2014), 59–68.
16. H. Chen, L. Thomas, Robert W. Besant, “Modeling frost characteristics on heat exchanger fins: part II, model validation and limitations”, *ASHRAE Trans.*, 106 (2000,) 368.
17. S. Anisimov, A. Jedlikowski, D. Pandelidis, “Frost formation in the cross-flow plate heat exchanger for energy recovery”, *Int. J. Heat Mass Trans.*, 90 (2015), 201–217.
18. 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.
19. 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.
20. 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.
21. T. Senshu, H. Yasuda, “Heat pump performance under frosting conditions: part I—heat and mass transfer on cross-finned tube heat exchangers under frosting conditions”, *ASHRAE Trans.*, 96 (1) (1990), 324–329.

22. T. Senshu, H. Yasuda, Heat pump performance under frosting conditions: part II—simulation of heat pump cycle characteristic under frosting conditions”, *ASHRAE Trans.*, 96 (1) (1990), 330–336
23. L.-L. Shao, L. Yang, C.-L. Zhang, “Comparison of heat pump performance using fin-and-tube and microchannel heat exchangers under frost conditions”, *Appl. Energy*, 87 (2010), 1187–1197
24. J. Wang, G. Chen, “Study of frosting characteristics of air source heat pumps during winter heating”, *Refrigeration*, 58 (1997), 8–11
25. 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
26. P.L.T. Brian, R.C. Reid, Y.T. Shah, “Frost deposition on cold surfaces”, *Ind. Eng. Chem. Fundam.* 9 (3) (1970), 375-380
27. C.T. Sanders, “Testing of air coolers operating under frosting conditions, in heat and mass transfer in refrigeration systems and in air-conditioning”, *Int. J. Refrig.*, (1972) 383-396
28. W. Wang, Y.C. Feng, J.H. Zhu, L.T. Li, Q.C. Guo, W.P. Lu, “Performances of air source heat pump system for a kind of mal-defrost phenomenon appearing in moderate climate conditions”, *Appl. Energy*, 112 (12) (2013), 1138-1145.
29. R. Lazzarin, D. Nardotto, “Study of Frost Growth on an Air Heat Pump outside Coil”, *Proceedings Congress Sustainable Refrigeration and Heat Pump Technology*, 2010, Stockholm
30. S.N. Kondepudi, D.L. O'Neal, “Effect of different fin configuration on the performance of finned-tube heat exchanger under frosting conditions”, *ASHRAE Trans.*, 96 (2) (1990), 439-444
31. Hussmann, 2011. <http://www.hussmann.com>
32. 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
33. Y. Zhang, G. Zhang, A. Zhang, Y. Jin, R. Ru, M. Tian, “Frosting Phenomenon and Frost-Free Technology of Outdoor Air Heat Exchanger for an Air-Source Heat Pump System in China: An Analysis and Review” *Energies*, 11(10) (2018), 2642; <https://doi.org/10.3390/en11102642>
34. 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
35. S.W. Wang, Z.Y. Liu, “A new method for preventing HP from frosting”, *Renewable Energy*, 30 (2005), 753–761
36. F. Wang, Z. Wang, Y. Zheng, Z. Lin, P. Hao, C. Huan, T. Wang, “Performance investigation of a novel frost-free air-source heat pump water heater combined with energy storage and dehumidification”, *Appl Energy*, 139 (2015), 212–9.
37. Z. Wang, F. Wang, Z. Ma, M. Song, “Numerical study on the operating performances of a novel frost-free air-source heat pump unit using three different types of refrigerant”, *Appl. Therm. Eng.*, 112 (2017), 248–58.
38. Z. Wang, F. Wang, Z. Wang, X. Ma, “Dynamic character investigation and optimization of a novel air-source heat pump system” *Appl. Therm. Eng.*, 111 (2017), 122–33.
39. N. M. Rafati., M. Fauchoux., R. W. Besant., C. J. Simonson, “A review of frosting in air-to-air energy exchangers”. *Renew Sust. Energy Rev.* 30 (2014) 538–54.
40. K. Kwak., C. Bai., “A study on the performance enhancement of heat pump using electric heater under the frosting condition pump under frosting condition”. *Appl. Therm. Eng.* 30 (2010), 539–43.
41. 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.
42. 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.
43. 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.
44. D. Li, Z. Chen, M. Shi, “Effect of ultrasound on frost formation on a cold flat surface in atmospheric air flow”, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 34 (2010), 1247–52

45. HH. Tan, GU. Xu, TF. Tao, XQ. Sun, WD. Yao, "Experimental investigation on the defrosting performance of a finned-tube evaporator using intermittent ultrasonic vibration", *Appl. Energy* 158 (2015) , 220–32.
46. WM. Yan, HY Li, YL. Tsay, "Thermofluid characteristics of frosted finned-tube heat exchangers", *Int. J. Heat Mass Trans.*, 45 (2005), 3073–80.
47. D. k. Yang, K. S. Lee, S. Song., "Fin spacing optimization of a fin-tube heat exchanger under frosting conditions" *Int. J. Heat Mass Tran.*, 49 (2006), 2619–25.
48. M. Lee, Y. Kim, H. Lee, Y. Kim, "Air-side heat transfer characteristics of flat plate finned-tube HEs with large fin pitches under frosting conditions", *Int. J. Heat Mass Tran.*, 53 (2010), 2655–61.
49. J. S. Park, D. R. Kim., K. S. Lee., "Frosting behaviors and thermal performance of louvered fins with unequal louver pitch", *Int. J. Heat Mass Tran.*, 95 (2016), 499–505
50. AD. Sommers, AM Jacobi, "Air-side heat transfer enhancement of a refrigerator evaporator using vortex generation", *Int. J. Refrig.*, 28 (2005), 1006–17
51. D. Huang, R. J. Zhao, Y. Liu, D. B. Yi, "Effect of fin types of outdoor fan-supplied finned-tube heat exchanger on periodic frosting and defrosting performance of a residential air-source heat pump", *Applied Thermal Engineering*, 69 (2014), 251-260.
52. P. Zhang, P. S. Hrnjak, "Air-side performance evaluation of three types of heat exchangers in dry, wet and periodic frosting condition", *Int. J. Refrig.*, 32 (2009), 911–21.
53. EU. Okoroafor, M. Newborough, "Minimizing frost growth on cold surfaces exposed to humid air by means of crosslinked hydrophilic polymeric coatings", *Appl. Therm. Eng.*, 20 (2000), 737–58.
54. XM. Wu, R. L. Webb, "Investigation of the possibility of frost release from a cold surface", *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 24 (2001), 151–6.
55. L. Cai, RH. Wang, PX. Hou, XS. Zhang, "Study on restraining frost growth at initial stage by hydrophobic coating and hygroscopic coating", *Energy Buildings*, 43 (2011), 1159–63.
56. S. Jhee, KS. Lee, WS. Kim, "Effect of surface treatments on the frosting/defrosting behavior of a fin-tube heat exchanger", *Int. J. Refrig.*, 25 (2002), 1047–53.
57. L. Liu, HY. Wang, XH. Zhang, S. Meng, CF. Ma, "An experimental study on minimizing frost deposition on a cold surface under natural convection conditions by use of a novel anti-frosting paint", Part I: Anti-frosting performance and comparison with the uncoated metallic surface", *Int. J. Refrig.* 29 (2006), 229–36.
58. X. Chen, R. Ma, H. Zhou, X. Zhou, L. Che, S. Yao, Z. Wang, "Activating the microscale edge effect in a hierarchical surface for frosting suppression and defrosting promotion", *Sci. Rep.* 3 (2013), 2515.
59. C. Melo, FT. Knabben, PV. Pereira, "An experimental study on defrost heaters applied to frost-free household refrigerators", *Appl. Therm. Eng.*, 51 (2013), 239–45.
60. HJ. Yin, Z. Yang, AQ. Chen, N. Zhang, "Experimental research on a novel cold storage defrost method based on air bypass circulation and electric heater", *Energy*, 37 (2012), 623–31
61. R. M. Abdel-Wahed, M. A. Hifni, S. A. Sherif, "Hot water defrosting of a horizontal flat plate cooling surface", *International Journal of Refrigeration*, 6 (1983), 152-154
62. MJ. Song, N. Mao, SM. Deng, Y. Chen, C. Wang, QC. Yang, "Experimental investigations on destroying surface tension of melted frost for defrosting performance improvement of a multi-circuit outdoor coil", *Appl. Therm. Eng.*, 103 (2016), 1278–88.
63. CH. Liang, XS. Zhang, XW. Li, ZQ. Chen, "Control strategy and experimental study on a novel defrosting method for air-source heat pump", *Appl. Therm. Eng.*, 30 (2010), 892–9.
64. HJ. Choi, BS. Kim, D. Kang, KC. Kim, "Defrosting method adopting dual hot gas bypass for an air-to-air heat pump" *Appl. Energy* 88 (2011), 4544–55.
65. J. Y. Jang, H. H. Bae, S.J. Lee, M. Y. Ha, "Continuous heating of an air-source heat pump during defrosting", *Applied Energy*, 110 (2013) 9–16
66. H. Dong, R.J. Zhao, L. Yun, D. B. Yi, "Effect of fin types of outdoor fan-supplied finned tube heat exchanger on periodic frosting and defrosting performance of a residential air-source heat pump", *Appl. Therm. Eng.*, 69 (2014), 251–60

67. Q. Minglu, X. Liang, D. Shiming, J. Yiqiang, “A study of the reverse cycle defrosting performance on a multi-circuit outdoor coil unit in an air source heat pump – Part I: Experiments”, *Applied Energy*, 91 (2012), 122–129
68. Y. Jiang, J. Dong, M. Qu, S. Deng, Y. Yao, “A novel defrosting control method based on the degree of refrigerant superheat for air source heat pumps”, *International Journal of Refrigeration*, 36 (2013), 2278–2288
69. W. Wang, J. Xiao, YC Feng, QC. Guo, LC. Wang, “Characteristics of an ASHP with novel photoelectric sensors during periodic frost-defrost cycles”, *Appl. Therm. Eng.*, 50 (2013), 177–86.
70. J. Xiao, W. Wang, YH. Zhao, FR. Zhang, “An analysis of the feasibility and characteristics of photoelectric technique applied in defrost-control”, *Int. J. Refrig.*, 32 (2009), 1350–7.
71. J. Xiao, W. Wang, QC. Guo, YH. Zhao, “An experimental study of the correlation for predicting the frost height in applying the photoelectric technology”. *Int. J. Refrig.*, 33 (2010), 1006–14
72. YJ. Ge, YY. Sun, W. Wang, JH. Zhu, LT. Li, JD. Liu, “Field test study of a novel defrosting control method for ASHPs by applying tube encircled photoelectric sensors”, *Int. J. Refrig.*, 66 (2016), 133–44.
73. JH. Zhu, YY Sun,, W. Wang, YJ. Ge, LT. Li, JD. Liu, “A novel Temperature-Humidity- Time defrosting control method based on a frosting map for ASHPs”, *Int. J. Refrig.*, 54 (2015), 45–54.
74. YB. Lee, ST. Ro, “An experimental study of frost formation on a horizontal cylinder under cross flow”, *Int. J. Refrig.*, 24 (2001), 468–74.
75. MJ. Song, SM. Deng, XM. Ye, “An experimental study on defrosting performance foran ASHP unit with a horizontally installed multi-circuit outdoor coil”, *Appl. Energy*, 165 (2016), 371–82
76. MJ. Song, GC. Gong, N. Mao, SM. Deng, ZH. Wang, “Experimental investigation on an air source heat pump unit with a three-circuit outdoor coil for its reverse cycle defrosting termination temperature”, *Appl. Energy*, 204 (2017), 1388–98.
77. MJ. Song, XJ. Wang, LY. Liao, SM. Deng, “Termination control temperature study for an air source heat pump unit during its reverse cycle defrosting”, *Energy Procedia*
78. YG. Chen, “Pinch point analysis and design considerations of CO<sub>2</sub> gas cooler for heat pump water heaters”, *International Journal of Refrigeration*, 69 (2016), 136–146
79. EW. Lemmon, ML. Huber, MO. McLinden, “NIST standard reference database 23, NIST reference fluid thermodynamic and transport properties, REFPROP, version 9.0” Standard Reference Data Program, (2010)
80. L. A. Schaefer, “Heat exchanger mean temperature differences for refrigerant mixtures”, (M.S. thesis), Georgia Institute of Technology, USA. 1997.
81. M. Pieve, G. Boccardi, R. Trinchieri, “Recupero energetico del calore al gas-cooler di HP ad R744: studio di caratterizzazione del ciclo e valutazione delle potenzialità di aumento del COP”, Rds/PAR2015/171
82. F. W. Stoecker, J. W. Jones, “Refrigeration and air conditioning (second edition)”, International student edition, (1982).

## 5 Abbreviazioni ed acronimi

### Nomenclatura

ACS	Acqua Calda Sanitaria
ASHP	Air Source Heat Pump
ATD	Approach Temperature Difference
BR	Bloking ratio
CO <sub>2</sub>	anidride carbonica
COP	coefficiente di prestazione
COPf	COP considerando la Wfan
cp	compressore
CSDD	Defrosting con spegnimento del compressore
DDT	temperatura standard di conclusione dello sbrinamento
DS	regolazione da controllo del grado di surriscaldamento

EEV	valvola di espansione elettronica
EHD	Electric Heating Defrosting
FFAHSP	pompe di calore aria-acqua frost-free
GC	Gas-Cooler
GCHT	Gas-Cooler High Temperature
GCLT	Gas-Cooler Low Temperature
HGBD	Hot Gas Bypass Defrosting
HWSD	Hot Water Spraying Defrosting
p.p.	pinch point
PdC	Pompe di Calore
Q <sub>delivered</sub>	potenza termica fornita
Q <sub>demand</sub>	potenza termica richiesta
RCD	Reverse Cycle Defrosting
SCOP	coefficiente di prestazione stagionale

## Grandezze

BR	Bloking ratio: area libera di passaggio/area totale	-
cp	calore specifico a p costante	kJ/kg K
$\Delta$	Variazione di una grandezza	-
$\Delta T_{ae}$	$T_{ar\_in} - T_{ev}$	K
$\Delta T_{defr}$	tempo di intervento del defrosting	K
$\Delta T_{eq}$	tempo di riassetamento del ciclo di riscaldamento	K
$\Delta T_{exEV}$	$T_{ar\_out} - T_{ev}$	K
$\Delta T_{far}$	$T_{ar\_in} - T_{ar\_out}$	K
$\Delta T_{fr}$	tempo di raggiungimento del valore di soglia previsto	s
$\Delta T_{lm}$	$\Delta T$ logaritmico medio	K
FPI	densità delle alette	fins per inch
G,m	portata in massa	kg/s
h	entalpia	kJ/kg
m	massa	kg
p	pressione	bar
Q	portata in volume	m <sup>3</sup> /s
r <sub>cp</sub>	rapporto di compressione	-
s	entropia	kJ/K
T	temperatura	°C
TBI	temperatura bivalente	°C
TBU	Temperatura di Bulbo Umido	°C
Tdew	Temperatura di rugiada	°C
U	coefficiente globale di scambio termico	kW/ K m <sup>2</sup>
u	velocità	m/s
UR	umidità relativa dell'aria	-
US o UA	conduttanza termica totale	kW/K
W	potenza	kW
W <sub>fan</sub>	Potenza elettrica assorbita dai ventilatori	kW
W <sub>m</sub>	velocità formazione del ghiaccio	kg <sub>gh</sub> /s
x	titolo miscela vapore acqua-aria	kg <sub>v</sub> /kg <sub>ar</sub> secca

**Pedici**

amb	ambiente
ar	aria
ass	assorbita
atm	condizioni di riferimento atmosferiche
c	relativo a CO <sub>2</sub>
cal	caldaia
conv	convergenza iterazione
cr	critico
dem	demand
dim	dimensionamento
e	elettrica
ev	evaporazione
gh	ghiaccio
in	ingresso
is	isoentropico
m	motore
max	massimo
opt	ottimale per ottenere il COP massimo
out	uscita
rec	recuperatore bassa temperatura
rif	riferimento
ris	riscaldamento
sat	saturazione
seva	superficie evaporatore
sur	surriscaldamento
t	termica
ut	utenza
v	vapore
w	acqua