

ENEA

Ente per le Nuove tecnologie,
l'Energia e l'Ambiente

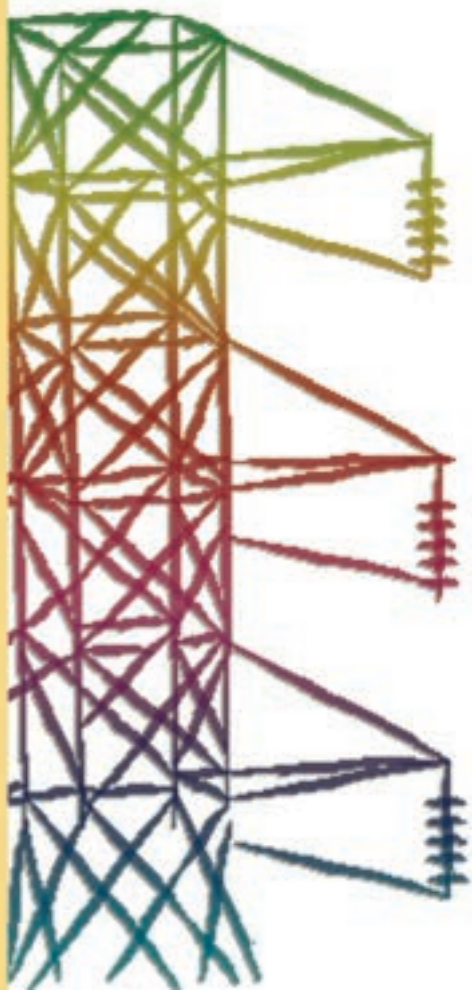


Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA SISTEMA ELETTRICO

Studio del brinamento delle batterie su pompe di calore a compressione

R. Lazzarin, F. Busato, D. Nardotto, M. Noro





Ente per le Nuove tecnologie,
l'Energia e l'Ambiente



Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA SISTEMA ELETTRICO

Studio del brinamento delle batterie su pompe di calore a compressione

R. Lazzarin, F. Busato, D. Nardotto, M. Noro



DIPARTIMENTO DI TECNICA E GESTIONE
DEI SISTEMI INDUSTRIALI

FACOLTÀ DI INGEGNERIA - UNIVERSITÀ DI PADOVA



STUDIO DEL BRINAMENTO DELLE BATTERIE SU POMPE DI CALORE A COMPRESSIONE

R. Lazzarin, F. Busato, D. Nardotto, M. Noro (Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali dell'Università di Padova)

Dicembre 2008

Report Ricerca Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Area: Usi finali

Tema: Promozione delle tecnologie elettriche innovative negli usi finali

Responsabile Tema: Ennio Ferrero, ENEA



STUDIO DEL BRINAMENTO DELLE BATTERIE SU POMPE DI CALORE A COMPRESSIONE

Vicenza, dicembre 2008

Prof. Renato Lazzarin
renato@gest.unipd.it

Ing. Filippo Busato PhD
busato@gest.unipd.it

Ing. Daniele Nardotto
nardotto@gest.unipd.it

Ing. Marco Noro PhD
noro@gest.unipd.it



Sommario

Introduzione.....	3
Principio di funzionamento	4
Metodo di sbrinamento	5
Parti della macchina.....	6
Mappe di flusso	17
Teoria della formazione della brina	21
Introduzione al software di simulazione.....	30
Dimensionamento del resistore nell'elemento riscaldante.....	37
Condizioni applicate alla simulazione	38
Risultati delle simulazioni	39
Equazioni della pompa di calore frostless	42
Confronto con macchina simile.....	45
Terminologia.....	52



1. Introduzione

Breve commento al lavoro svolto

Il presente studio nasce dall'esigenza di ricercare delle soluzioni tecnologiche a due problemi che interessano il funzionamento delle pompe di calore con scambiatore esterno ad aria:

- ✓ la progressiva riduzione di potenza al condensatore, quando l'aria esterna raggiunge condizioni favorevoli alla formazione della brina, con la conseguenza di un calo della temperatura dell'aria di mandata nei terminali interni;
- ✓ lo sbrinamento periodico che interessa la batteria nell'unità esterna, il quale causa colpi di freddo per la sottrazione di energia dai locali riscaldati.

Il lavoro si basa sulle ricerche in letteratura, inerenti alla dinamica dei fenomeni di brinamento delle batterie alettate, considerando la parte di modellizzazione fisica. Sono stati presi in considerazione i fenomeni di scambio termico e trasferimento di massa riguardanti l'evaporatore. Ciò interessa particolarmente, in quanto la brina non agisce solo come isolante termico, ma crea anche una riduzione dell'area di passaggio fra le alette con la conseguente rarefazione dell'aria. Ciò comporta la riduzione della portata di massa della sorgente termica e la successiva riduzione delle prestazioni sia nel lato aeraulico che nel lato refrigerante, dovuto quest'ultimo alle minori prestazioni del circuito frigorifero. C'è da dire che in letteratura si trovano varie correlazioni empiriche e queste sono funzione di diverse condizioni di prova e diverse geometrie delle batterie. Nel presente lavoro è stato usato un modello semiempirico che considera la diffusione molecolare, le leggi di trasferimento di calore e massa.

Tale modello è stato incorporato nel nostro algoritmo di simulazione dinamica della macchina. Il software realizzato è stato scritto in LabView 8.5.

In un secondo tempo, il modello è stato confrontato con una macchina simile a quella modellizzata, i cui dati dei cicli di brinamento/sbrinamento sono stati forniti dal produttore della stessa (Clivet SpA). L'ultima analisi riguarda un test sulla macchina sperimentale modellizzata, per confrontare i risultati del modello teorico con i dati acquisiti in campo.



2. Principio di funzionamento

Il concetto di pompa di calore "Frost-Less" è stato derivato dai risultati sperimentali di sovralimentazione del liquido (LOF) nella batteria evaporante esterna (Mei et al., 1996 - ASHRAE). Nel citato lavoro il concetto di base evidenzia che sovralimentando l'evaporatore della pompa di calore, si riesce ad aumentare la pressione di evaporazione a causa della riduzione di area secca nella parte di tubo terminale destinato al surriscaldamento del refrigerante ed alla maggiore portata di elaborata.

Da tale considerazione, deriva la possibilità di fare uscire la batteria dal campo di brinamento quando essa ha la temperatura delle alette appena sotto lo zero, sovralimentando di liquido la stessa ed alzando in tal modo la pressione di evaporazione e la corrispondente temperatura satura. In questo modo, al posto di brinare si potrebbe avere solo deumidificazione con condensa in stato liquido. Dentro un determinato campo di temperatura e di umidità dell'aria, anche sovralimentando la batteria, non è possibile riportare la temperatura delle alette sopra lo 0°C e la formazione di brina può iniziare ad interessare le zone a temperature negative. Sovralimentando la batteria però, anche in caso di brinamento della stessa, gli effetti negativi della formazione della brina risultano ritardati, se confrontati con la stessa macchina non sovralimentata e nelle stesse condizioni climatiche. Questo accade per la maggiore temperatura media della batteria stessa e per la conseguente differenza dello stato fisico della brina che si forma. Infatti, più si avvicina a 0°C la temperatura e più la brina diventa densa. Tale fenomeno diminuisce il gradiente di velocità di avanzamento del fronte della brina a parità di potenza scambiata all'interno dei canali di passaggio dell'aria. Ne consegue che la portata dell'aria conserva regimi più sostenuti per un tempo maggiore.

La sovra quantità di liquido è evaporata non più dall'aria esterna processata dalla batteria, ma da una resistenza elettrica allocata nel collettore dell'evaporatore che fornisce il calore necessario a vaporizzare il liquido in eccesso. Si tratta quindi di traslare l'area di surriscaldamento del refrigerante dai tubi di rame della batteria al collettore, collegato all'aspirazione del compressore. Questo equivale ad elevare il coefficiente di scambio termico globale a parità di superficie utile. Il compressore in tal modo opera in modo più efficiente, con una maggiore portata di massa ed una maggiore temperatura in ingresso. L'energia fornita dal resistore elettrico viene veicolata all'interno dell'edificio dal fluido termovettore che raffredda il condensatore. L'inconveniente è che si riduce anche il salto termico fra aria e superficie metallica della batteria. Comunque, ritardando la formazione del ghiaccio o impedendola, il ciclo termodinamico rimane mediamente più efficiente nel tempo. La valvola di laminazione non risente dell'influenza del resistore perché regola rispettando il setpoint di surriscaldamento, in quanto il bulbo termostatico è stato pensato posizionato a valle del resistore.

Si deve notare che la pompa di calore con dispositivo "Frost-Less" sviluppa una maggiore resa al condensatore, quindi potrà fornire l'energia di riscaldamento all'edificio in minore tempo della macchina classica e quindi può far "idealmente" risparmiare alcuni cicli di sbrinamento. Lo sbrinamento evitato risulta svolto nella fase di OFF della macchina, per via naturale, ma solo se le condizioni climatiche esterne permettono lo scioglimento della brina. Per condizioni esterne che non permettono lo scioglimento della brina nei cicli di sbrinamento naturali della macchina, si avrà una formazione di brina poco rilevante anche con la pompa di calore in fase di ON, perché il contenuto di vapore dell'aria è molto basso.



3. Metodo di sbrinamento

Lo sbrinamento considerato all'interno delle simulazioni è del tipo ad inversione di ciclo e parte su quattro soglie di intervento distinte.

Le soglie scelte nella simulazione della macchina sono state identificate partendo dalla temperatura di evaporazione a batteria pulita in regime stazionario e lo sbrinamento è stato lanciato non appena questa scende rispettivamente di:

- ✓ 1 K;
- ✓ 2 K;
- ✓ 3 K;
- ✓ 4 K;

rispetto alla temperatura iniziale.

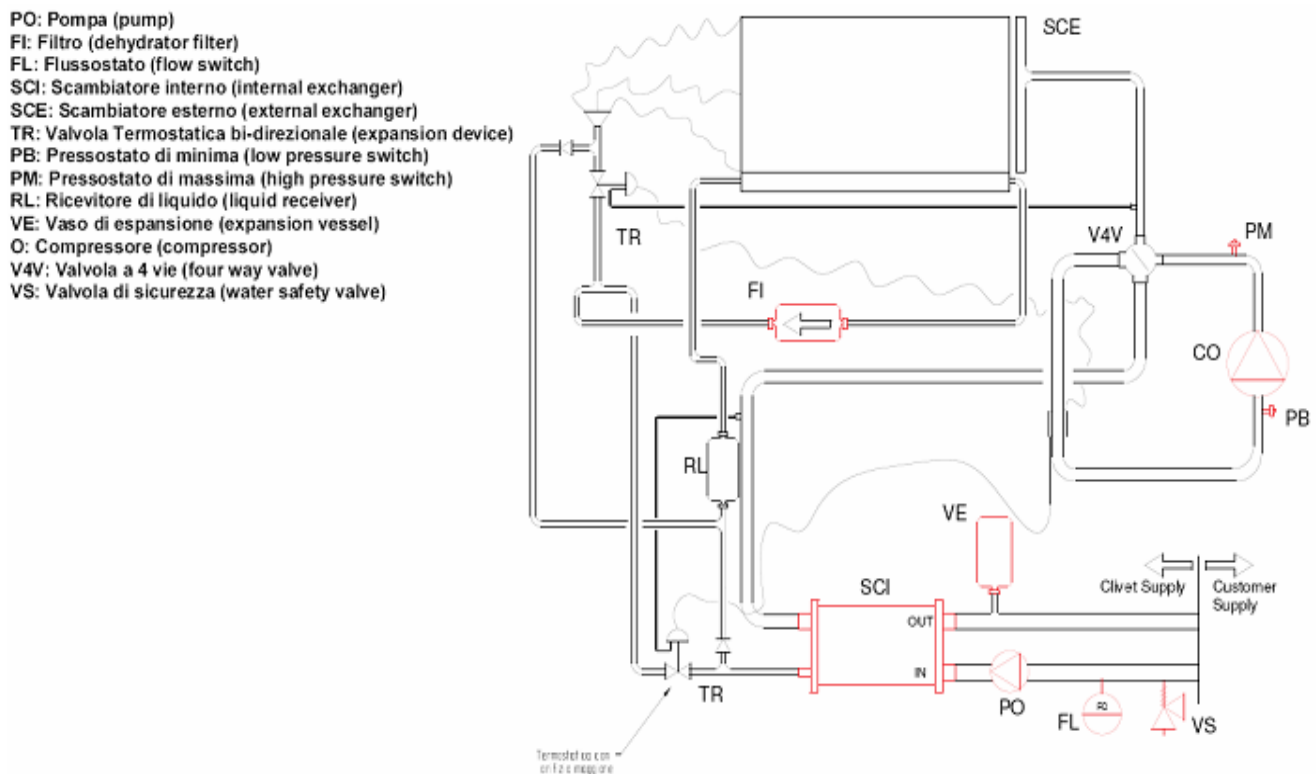
In tal modo si è riusciti a tracciare una serie di curve a diversi setpoint impostabili sul modello.

La resistenza elettrica è stata considerata spenta nella fase di sbrinamento.

4. Parti della macchina

Pompa di calore

Il primo passo è stato considerare la macchina nella sua forma generale, come mostrato nello schema sottostante fornito dal costruttore.



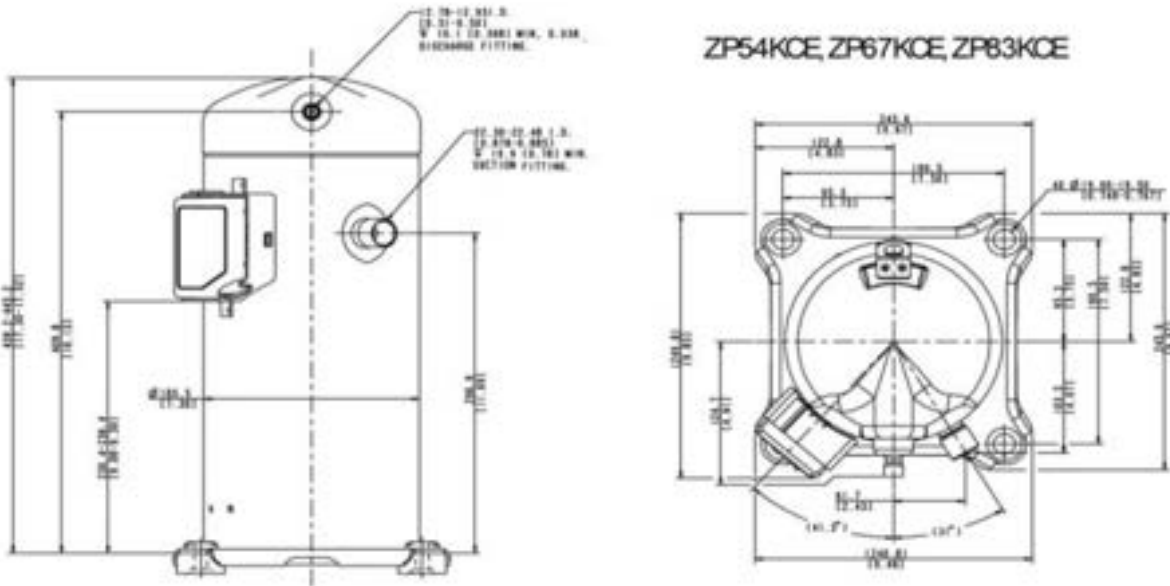
È stato deciso di schematizzare la pompa di calore considerando solo i blocchi principali della macchina e trascurando le perdite di carico nel lato al refrigerante.

I blocchi del sistema semplificato sono i seguenti:

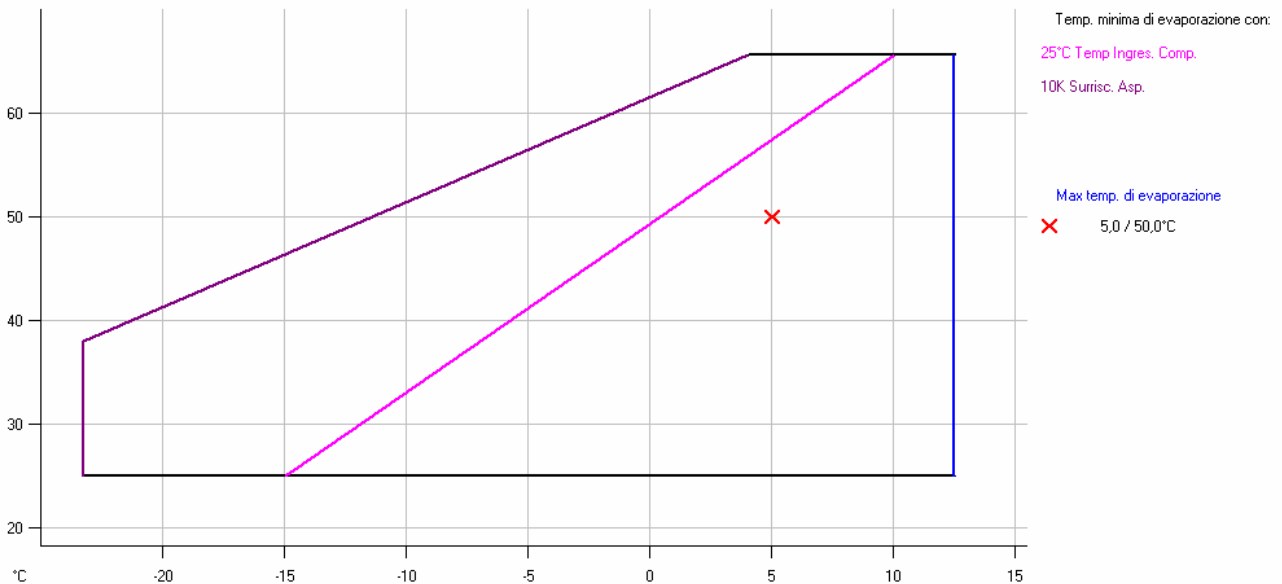
- ✓ Compressore;
- ✓ Valvola TEV;
- ✓ Condensatore;
- ✓ Evaporatore.

Compressore

Il compressore è uno scroll verticale Copeland ZP54K3E-TDF per R410A.



Le condizioni operative approvate dal costruttore per il compressore sono stabilite nell'involuppo della macchina, in cui in ascissa è riportata la temperatura saturo di evaporazione (T_e) e in ordinata quella di condensazione (T_c) (riferimento: Copeland Select 7).



Nei compressori scroll l'assorbimento elettrico nella fase iniziale di funzionamento è più alto, a parità di condizioni, di quando la macchina è avviata e stabilizzata dal punto di vista termico. Ciò è dovuto a una fase transitoria di adattamento delle spirali. I dati utilizzati nella simulazione software sono riferiti ai dati di prova a calorimetro dopo un transitorio di 16 ore di funzionamento del compressore a condizioni standard.

I dati utilizzati sono stati regrediti dalle ARI 540 e sono stati trovati i coefficienti polinomiali per ognuna delle relazioni sottostanti.

Portata di massa:



$$\frac{dm}{dt} = a + T_c \times b + T_e \times c + T_c^2 \times d + T_e^2 \times e + T_c \times T_e \times f + T_c^3 \times g + T_e^3 \times h + T_c \times T_e^2 \times i + T_c^2 \times T_e \times j$$

La stessa forma è stata usata per le seguenti grandezze:

- ✓ Portata volumetrica
- ✓ Rendimento globale
- ✓ Potenza elettrica

Considerando che:

$$P_{el} = f(T_e, T_c, SH_{ARI})$$

possiamo dire che al variare del SH varia la potenza del compressore per effetto del gradiente di densità del refrigerante:

$$P_{el}(T_e, T_c, SH) = \frac{dm}{dt} \times \frac{(h_{out} - h_{in})}{\eta_{compressore}} = \rho(T_e, p_e) \times \frac{(h_{out} - h_{in})}{\eta_{compressore}} \times \frac{dV}{dt} = P_{el}(T_e, T_c, SH_{ARI}) \times \frac{\rho(p_e, T_e, SH)}{\rho(p_e, T_e, SH_{ARI})}$$

Dove con SH indichiamo il surriscaldamento (superheating). È stata usata una linearizzazione, data la ristrettezza del campo di variazione di questa grandezza.

La potenza meccanica trasferita al fluido risulta:

$$P_{meccanica}(T_e, T_c, SH) = \frac{dm}{dt} \times (h_{out} - h_{in}) = P_{el}(T_e, T_c, SH) \times \eta_{compressore}(T_e, T_c, SH_{ARI})$$

L'entalpia è riferita all'ingresso e all'uscita del compressore.

La portata di massa risulta:

$$\frac{dm}{dt}(T_e, T_c, SH) = \frac{dm}{dt}(T_e, T_c, SH_{ARI}) \times \frac{\rho(T_e, SH)}{\rho(T_e, SH_{ARI})} = \frac{dV}{dt} \times \rho(T_e, SH)$$

Il lavoro di compressione meccanica risulta:

$$\Delta h_{meccanica} = \frac{P_{meccanica}(T_e, T_c, SH)}{\frac{dm}{dt}(T_e, T_c, SH)} = h_{out} - h_{in}$$

Con la considerazione che l'entalpia di uscita del refrigerante (senza l'effetto di contaminazione dell'olio) risulta che:

$$h_{scarico} = h_{aspirazione} + \Delta h_{meccanica}$$

dai dati si può estrapolare la temperatura di scarico del compressore, considerando la funzione parametrica delle proprietà dei refrigeranti:

$$T_{scarico} = f(p_c, h_{scarico})$$

Il grafico è riportato nella seguente figura (X1 = pressione Pa; X2 = entalpia kJ/kg; Y = temperatura °C):



Condensatore

Il condensatore è stato modellizzato in base alla funzione parametrica fornita dal costruttore della macchina. Si tratta di una regressione di dati sperimentali in funzione delle temperature:

- ✓ di condensazione (T_c);
- ✓ dell'acqua all'utenza (T_w).

Il sottoraffreddamento è costante (5 K).

$$Q_{termica} = f(T_c, T_w)$$

$$Q_{termica} = (C_1 + C_2 \times T_c + C_3 \times T_c^2) + (C_4 + C_5 \times T_c + C_6 \times T_c^2) \times T_w + (C_7 + C_8 \times T_c + C_9 \times T_c^2) \times T_w^2$$

$$C1 = -58.1857349 \ 589428$$

$$C2 = 4.14381911 \ 087043$$

$$C3 = -2.4373987 \ 4874717E \ -03$$

$$C4 = 0.26964185 \ 6779277$$

$$C5 = -8.45192465 \ 140093E \ -02$$

$$C6 = 1.13157457 \ 06339E \ -04$$

$$C7 = -0.0188026 \ 61021487$$

$$C8 = 7.80411467 \ 672392E \ -04$$

$$C9 = -1.2444572 \ 3313137E \ -06$$



Valvola termostatica meccanica

La valvola è una Danfoss VALV. TERM. TUBE OR8 18KW BIFL. Per R410A.

Dai dati del costruttore è stata trovata la portata volumetrica della valvola al variare delle condizioni al contorno (considerando la massima apertura).

$$\frac{dV}{dt} = a + b \times \ln(p_e) + c \times \Delta p + d \times \ln(p_e)^2 + e \times \Delta p^2 + f \times \ln(p_e) \times \Delta p + g \times \ln(p_e)^3 + h \times \Delta p^3$$

$$+ i \times \ln(p_e) \times \Delta p^2 + j \times \ln(p_e)^2 \times \Delta p$$

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dV}{dt} \times \rho(T_L, SBC)$$

Dove SBC indica il sottoraffreddamento (subcooling).

La resa risulta:

$$Q = \frac{dV}{dt} \times \rho(T_L, SBC) \times [h_L(p_L, T_L) - h(p_e, T_e, SH)]$$

Ventilatori

Sono presenti 3 ventilatori con diametro 360 [mm]. Sono stati regrediti i dati di "EBM Motoren Ventilatoren" per ricavare le equazioni parametriche in funzione della portata volumetrica d'aria:

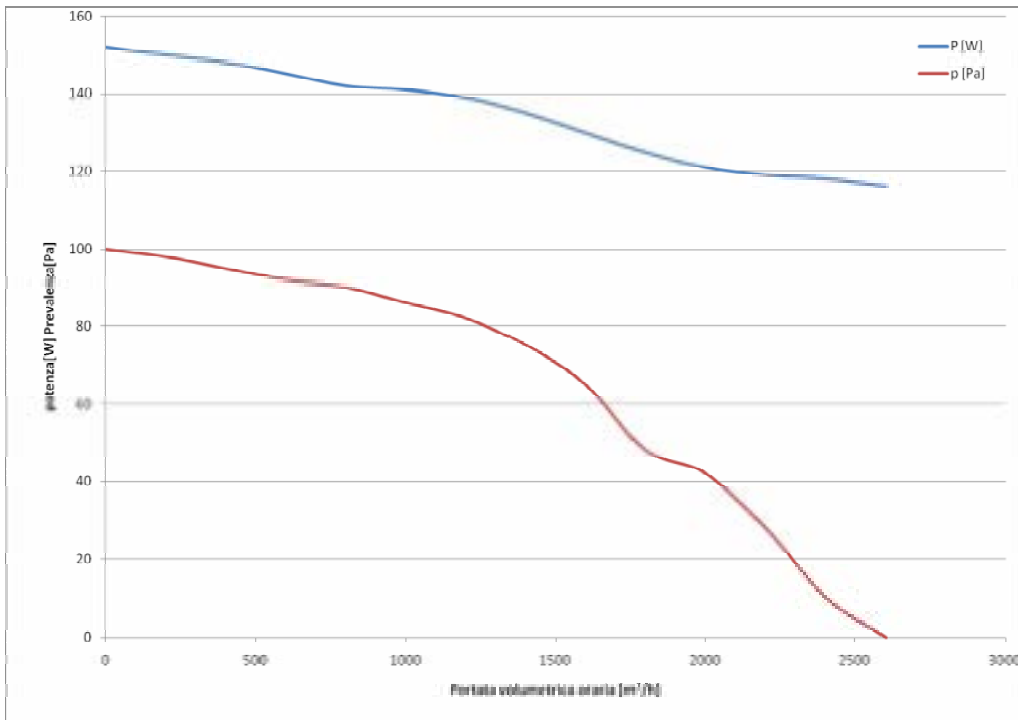
$$P_{el} = f\left(\frac{dV}{dt}\right)$$

$$prevalenza = f\left(\frac{dV}{dt}\right)$$

Queste due funzioni sono due polinomi di decimo grado:

$$P_{el} = \sum_{i=0}^{10} \left[a_i \times \left(\frac{dV}{dt}\right)^i \right]$$

$$prevalenza = \sum_{i=0}^{10} \left[a_i \times \left(\frac{dV}{dt}\right)^i \right]$$





Refrigerante

Il refrigerante considerato nel nostro caso è di tipo R410A, costituito dal 50% in massa da R32 e dal rimanente 50% di massa da R125.

Le sue proprietà termofisiche sono state regredite da Refprop 7.0 (Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database) del NIST.

Le seguenti proprietà sature (sia del liquido sia del vapore) in funzione della temperatura sono state regredite con polinomi di decimo grado:

$$\text{proprietà}(T) = \sum_{i=0}^{10} (a_i \times T^i)$$

- ✓ Pressione
- ✓ Densità
- ✓ Entalpia
- ✓ Conduttività
- ✓ Viscosità
- ✓ Diffusività termica
- ✓ Tensione superficiale

Le seguenti proprietà sature (sia del liquido sia del vapore) in funzione della pressione sono state regredite con funzioni logaritmiche:

$$\text{proprietà}(p) = \sum_{i=0}^5 [a_i \times \ln(p)^i]$$

- ✓ Temperatura

Per le proprietà surriscaldate e sottoraffreddate del refrigerante, di vapore e di liquido, sono state usate le seguenti relazioni che correlano le proprietà termofisiche ai punti delle superfici parametriche con dominio nel campo di temperatura (T) e di pressione (p):

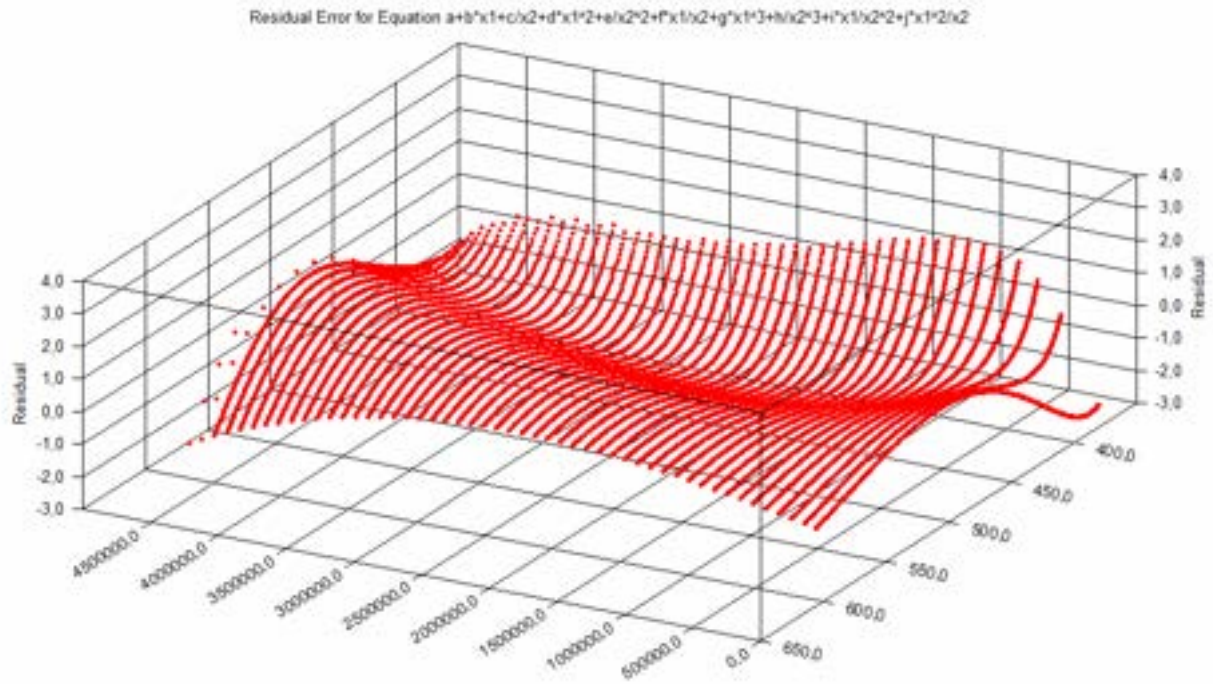
$$\text{proprietà}(T, p) = a_0 + \sum_{i=1}^5 [a_i \times T^i] + \sum_{j=1}^5 [a_j \times p^j]$$

$$\text{proprietà}(T, p) = a + T \times b + p \times c + T^2 \times d + p^2 \times e + T \times p \times f + T^3 \times g + p^3 \times h + T \times p^2 \times i + T^2 \times p \times j$$

$$\text{proprietà}(T, p) = a + T \times b + \frac{c}{p} + T^2 \times d + \frac{e}{p^2} + \frac{T \times f}{p} + T^3 \times g + \frac{h}{p^3} + \frac{T \times i}{p^2} + \frac{T^2 \times j}{p}$$

Di volta in volta è stata scelta la funzione migliore dal punto di vista dello scarto residuo.

Un esempio di valutazione di scarto residuo è riportato nel seguente diagramma, dove è mostrato lo scarto della superficie prima considerata (X1 = pressione Pa; X2 = entalpia kJ/kg; Y = residuo di temperatura °C):





Aria

Per l'aria il riferimento è l'ASHRAE Handbook 2001.

La pressione è funzione della quota geodetica:

$$p_{TOT} = 101325 \times (1 - 2.25577 \times 10^{-5} \times \text{altitudine})^{5.2559}$$

La pressione di saturazione dell'acqua è stata calcolata con la seguente forma esponenziale in funzione della variabile di temperatura:

$$p_{H2O} = e^{\left(\frac{c1}{T} + c2 + c3 \times T + c4 \times T^2 + c5 \times T^3 + c6 \times T^4 + c7 \times \ln(T)\right)}$$

$$p_{H2O} = e^{\left(\frac{c8}{T} + c9 + c10 \times T + c11 \times T^2 + c12 \times T^3 + c13 \times \ln(T)\right)}$$

I coefficienti sono specificati dall'ASHRAE Handbook (Cap.6).

La pressione parziale dell'aria secca è data da:

$$p_{aria} = p_{TOT} - p_{H2O}$$

È stata applicata l'equazione dei gas perfetti:

$$p \times V = n \times R \times T$$

Da cui:

$$\frac{p \times V}{n \times M_{aria}} = \frac{n \times R \times T}{n \times M_{aria}} \Leftrightarrow p \times v \times m = R_{aria} \times T \times m \Leftrightarrow p \times V = m \times R_{aria} \times T$$

Applicando le leggi di Amagat Leduc e Dalton si è trovato:

$$V = \sum_{i=1}^2 V_i$$

$$p = \sum_{i=1}^2 p_i$$

Da cui:

$$n_{aria} = \frac{p_{aria} \times V}{R \times T}$$

$$n_{H2O} = \frac{p_{H2O} \times V}{R \times T}$$

$$x_{aria} = \frac{p_{aria}}{p_{TOT}}$$

$$x_{H2O} = \frac{p_{H2O}}{p_{TOT}}$$

L'umidità specifica a una certa RH si trova calcolando:

$$p_{H2O} = \frac{RH}{100} \times p_{H2O}|_{RH=100\%}$$

Da cui:

$$x(RH) = 0.62198 \times \frac{p_{H2O}(RH)}{p_{TOT} - p_{H2O}(RH)}$$

$$v_{aria} = \frac{R_{aria} \times T}{p_{aria}}$$

$$v_{H2O} = \frac{R_{H2O} \times T}{p_{H2O}}$$

Il calore specifico è una forma polinomiale in funzione della sola temperatura:



$$c_{p,aria} = \sum_{i=0}^{10} [a_i \times T^i]$$

L'entalpia dell'aria è data da:

$$h_{aria_umida} = c_{p,aria} \times t_{aria} + x(RH) \times (2501 + 1.805 \times t_{aria})$$

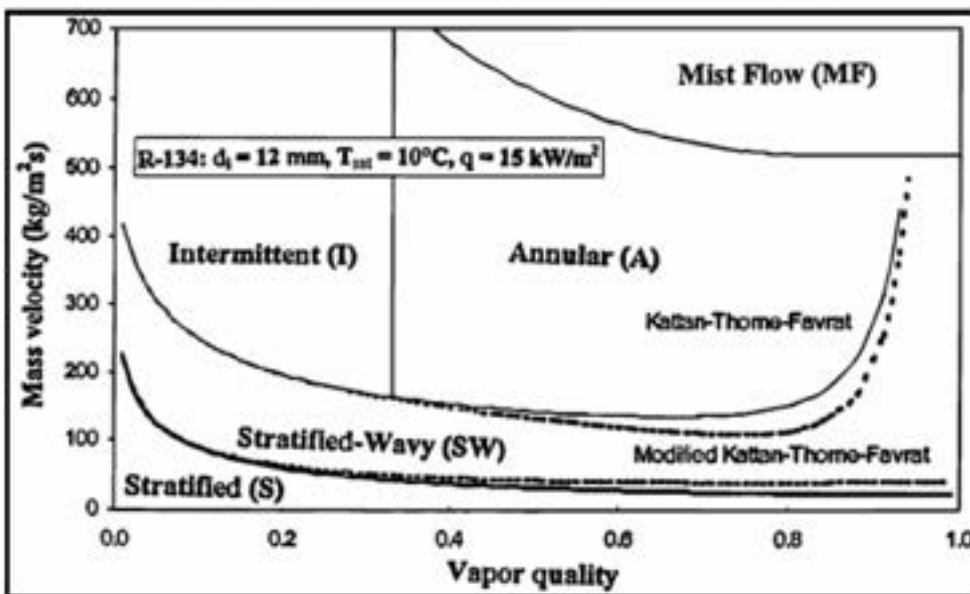
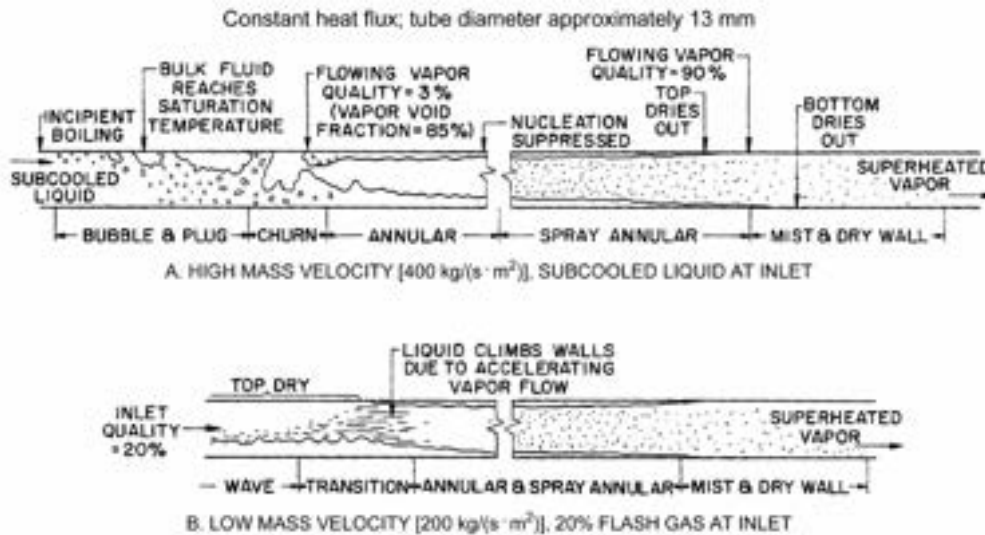
Sono state valutate anche le seguenti caratteristiche dell'aria secca, tutte con polinomi di decimo grado:

- ✓ Densità
- ✓ Entalpia
- ✓ Conduttività
- ✓ Viscosità
- ✓ Numero di Prandtl
- ✓ Diffusività termica
- ✓ Coefficiente di diffusione del vapor d'acqua nell'aria

5. Mappe di flusso

Analisi della conformazione fluida nell'evaporatore

Nell'introduzione è riportato un esempio di conformazione di flusso da fonte ASHRAE ed una mappa da fonte Wolverine Tube, Inc riferita al modello di Thome et Al. .



Nel nostro caso le mappe sono usate per refrigerante R410A.

Il limite di transizione fra flusso anulare/intermittente e ondoso stratificato è dato da:

$$\frac{dm}{dt} = \left\{ \frac{16 \times A_{Gd} \times g \times \phi_{in,tubo} \times \rho_L \times \rho_G}{x^2 \times \pi^2 \times \left[1 - (2 \times h_{Ld})^2 \right]^{0.5}} \times \left[\frac{\pi}{25 \times h_{Ld}^2} \times (1-x)^{-F1(q)} \times \left(\frac{We}{Fr} \right)_L^{-F2(q)} + 1 \right] \right\}^{0.5} + 50$$

Il limite di transizione da flusso anulare a misto è dato da:

$$\frac{dm}{dt} = \left[\frac{7680 \times A_{Gd}^2 \times g \times \phi_{in,tubo} \times \rho_L \times \rho_G}{x^2 \times \pi^2 \times \xi_{ph}} \times \left(\frac{We}{Fr} \right)_L \right]^{0.5}$$



La transizione fra flusso stratificato ondosso e pienamente stratificato è data da:

$$\frac{dm}{dt} = \left[\frac{226.3^2 \times A_{Ld} \times A_{Gd}^2 \times \phi_{in,tubo}^{1.25} \times \rho_G (\rho_L - \rho_G) \times g \times \mu_L}{x^2 \times (1-x) \times \pi^3} \right]^{1/3}$$

La curva limite di flusso a bolle è data da:

$$\frac{dm}{dt} = \left[\frac{256 \times A_{Gd} \times A_{Ld}^2 \times \phi_{in,tubo}^{1.25} \times \rho_L (\rho_L - \rho_G) \times g}{0.3164 \times (1-x)^{1.75} \times \pi^2 \times P_{id} \times \mu_L^{0.25}} \right]^{1/1.75}$$

Dove:

$$\left(\frac{We}{Fr} \right)_L = \frac{g \times \phi_{in,tubo}^2 \times \rho_L}{\sigma}$$

Il fattore di frizione risulta:

$$\xi_{Ph} = \left[1.138 + 2 \times \log \left(\frac{\pi}{1.5 \times A_{Ld}} \right) \right]$$

Ci sono poi gli esponenti empirici adimensionali (essi includono l'effetto del flusso termico all'inizio della zona di dry-out dell'evaporatore):

$$F1(q) = 646.0 \times \left(\frac{Q}{Q_{DNB}} \right)^2 + 64.8 \times \left(\frac{Q}{Q_{DNB}} \right)$$

$$F2(q) = 18.8 \times \left(\frac{Q}{Q_{DNB}} \right) + 1.023$$

La correlazione di Kutateladze (1948) per il flusso termico nella zona di nucleazione è stata usata per normalizzare il flusso termico locale.

$$Q_{DNB} = 0.131 \times \rho_G^{0.5} \times h_{LG} \times [g \times (\rho_L - \rho_G) \times \sigma]^{0.25}$$

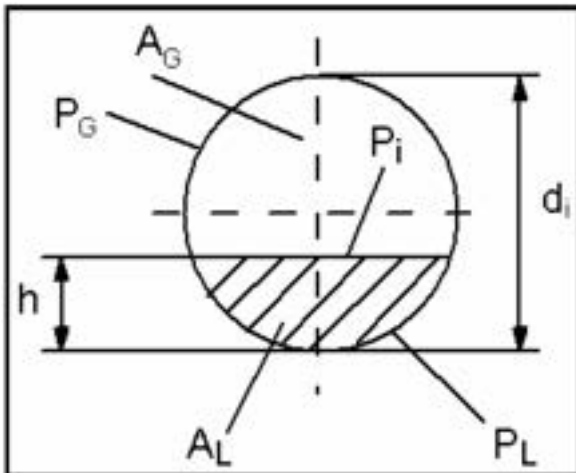
Il limite di separazione verticale fra flusso intermittente e flusso anulare è assunto avvenire a un numero fissato del valore del fattore di Martinelli. Tale valore è assunto pari a 0.34:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.875} \times \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} \times \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.125}$$

Risolvendo per il valore del titolo trovo

$$x_{LA} = \left\{ \left[0.2914 \times \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{-1.75} \times \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{-\frac{1}{7}} \right] + 1 \right\}^{-1}$$

Di seguito è riportata una sezione del tubo interno con i riferimenti geometrici della conformazione fluida.



P_L è il perimetro bagnato.

P_G è il perimetro a contatto con il vapore.

h è l'altezza del liquido stratificato.

P_i è la lunghezza dell'interfaccia liquida.

A_G area trasversale occupata dal vapore.

A_L area trasversale occupata dal liquido.

Ovviamente il grado di vuoto del tubo è il rapporto fra queste due ultime grandezze.

È necessario normalizzare con il diametro del tubo le seguenti sei grandezze adimensionali:

$$h_{LD} = \frac{h}{\phi_{in,tubo}}$$

$$P_{Ld} = \frac{P_L}{\phi_{in,tubo}}$$

$$P_{Gd} = \frac{P_G}{\phi_{in,tubo}}$$

$$P_{id} = \frac{P_i}{\phi_{in,tubo}}$$

$$A_{Ld} = \frac{A_L}{\phi_{in,tubo}^2}$$

$$A_{Gd} = \frac{A_G}{\phi_{in,tubo}^2}$$

Consideriamo che:

$$\left\{ \begin{array}{l} h_{LD} \leq 0.5 \\ P_{Ld} = \frac{\{8 \times (h_{LD})^{0.5} - 2 \times [h_{LD} \times (1 - h_{LD})]^{0.5}\}}{3} \\ P_{Gd} = \pi - P_{Ld} \\ A_{Ld} = \frac{\{12 \times [h_{LD} \times (1 - h_{LD})]^{0.5} + 8 \times h_{LD}^{0.5}\} \times h_{LD}}{15} \\ A_{Gd} = \frac{\pi}{4} - A_{Ld} \end{array} \right.$$



$$\left\{ \begin{array}{l} h_{LD} > 0.5 \\ P_{Gd} = \frac{\{8 \times (h_{Ld})^{0.5} - 2 \times [h_{Ld} \times (1 - h_{Ld})]^{0.5}\}}{3} \\ P_{Ld} = \pi - P_{Gd} \\ A_{Gd} = \frac{\{12 \times [h_{Ld} \times (1 - h_{Ld})]^{0.5} + 8 \times h_{Ld}^{0.5}\} \times (1 - h_{Ld})}{15} \\ A_{Ld} = \frac{\pi}{4} - A_{Gd} \\ 0 \leq h_{Ld} \leq 1 \\ P_{id} = 2 \times [h_{Ld} \times (1 - h_{Ld})]^{0.5} \end{array} \right.$$

Siccome h nel nostro caso è un termine sconosciuto, è stato adottato Newton-Raphson per la soluzione iterativa dell'equazione seguente:

$$X_u^2 = \left[\left(\frac{P_{Gd} + P_{id}}{\pi} \right)^{0.25} \times \left(\frac{\pi^2}{64 \times A_{Gd}^2} \right) \times \left(\frac{P_{Gd} + P_{id}}{A_{Gd}} + \frac{P_{id}}{A_{Ld}} \right) \right] \times \left(\frac{\pi}{P_{Ld}} \right)^{0.25} \times \left(\frac{64 \times A_{Ld}^3}{\pi^2 \times P_{Ld}} \right)$$

Tale mappa di flusso è da considerarsi utile sia per le valutazioni di tipo termofluidodinamico sia per valutare le basi di costruzione di un modello di scambio termico con elementi finiti e calcolo puntuale dei coefficienti di scambio convettivo nel lato interno del refrigerante.

Per ciò che riguarda la prima motivazione, ci si può aspettare che un incremento della portata di massa data dalla riduzione del battente di pressione ai capi del compressore possa favorire nella pratica un miglioramento delle condizioni di scambio termico della batteria alettata.



6. Teoria della formazione della brina

Modello semplificato

Il processo di formazione della brina è molto complesso in quanto coinvolge effetti simultanei di trasferimento di calore e massa. La variabilità di tali processi nel tempo, genera il cambiamento di spessore del manto brinato e la contemporanea variazione delle proprietà termofisiche (densità, conduttività, porosità, ecc) e delle strutture cristalline. Ciò influisce sul tipo di moto dell'aria nei canali della batteria e sulle conseguenti perdite di carico. Da ciò si può ben capire che a seconda della rugosità, cambia anche la risposta dei ventilatori della macchina ed il punto di funzionamento si localizza via via sempre a portate più basse man mano che la brina fa avanzare il suo fronte. È chiaro che le variabili che entrano in gioco nel processo sono molte, dallo stato dell'aria (T, RH, velocità, tipo di moto, ecc) ai trattamenti superficiali dove la brina inizia a nucleare, alla localizzazione dello scambio termico, ecc ...

Assunzioni:

- ✓ tutta la superficie considerata nelle simulazioni è a temperatura negativa;
- ✓ la distribuzione della brina è omogenea;
- ✓ la simulazione è di tipo quasi-stazionaria;
- ✓ le proprietà della brina sono considerate medie in ogni coordinata nella direzione dello spessore;
- ✓ la conduttività del ghiaccio varia solo con la densità;
- ✓ il contributo dello scambio termico per radiazione è considerato trascurabile;
- ✓ l'accrescimento della brina è considerato monodirezionale.

Lo scambio di calore sensibile e latente interviene simultaneamente nella batteria alettata dell'evaporatore, presentando quindi uno scambio di energia e di massa nell'interfaccia aria-alette e/o aria-ghiaccio. Il calore totale scambiato è dato da:

$$Q = \alpha_{aria} \times A_{TOT_{esterna}} \times (T_{aria} - T_s) + \alpha_{massa} \times A_{TOT_{esterna}} \times (x_{aria} - x_s) \times C_{sub}$$

Il pedice s indica la zona superficiale, mentre C_{sub} si riferisce al calore di sublimazione.

La temperatura dell'aria è stata valutata con l'equazione di Kays & London (1986) ed è stata considerata la temperatura media del fluido in fase di attraversamento dell'elemento evaporatore:

$$T_{aria} = T_{ev} + \Delta T_{ml}$$

La temperatura media logaritmica dell'aria è stata calcolata come:

$$\Delta T_{ml} = \frac{T_{aria,in} - T_{aria,out}}{\ln\left(\frac{T_{aria,in} - T_{ev}}{T_{aria,out} - T_{ev}}\right)}$$

Il coefficiente di trasferimento di massa è legato al numero di Lewis, il quale sperimentalmente assume valori entro il campo 0.905 ± 0.05 .

$$\alpha_{massa} = \frac{\alpha_{aria}}{Le \times c_{p,aria}}$$

Se riportiamo il termine latente in funzione di una differenza di temperatura come il termine sensibile possiamo ottenere:

$$Q = \alpha_{aria} \times A_{TOT_{esterna}} \times (T_{aria} - T_s) + \alpha_{lat} \times A_{TOT_{esterna}} \times (T_{aria} - T_s)$$

Dove il coefficiente di scambio di massa assume il valore di:

$$\alpha_{lat} = \frac{\alpha_{aria} \times (x_{aria} - x_s) \times C_{sub}}{Le \times (T_{aria} - T_s) \times c_{p,aria}}$$

Quindi il calore scambiato può essere scritto come:

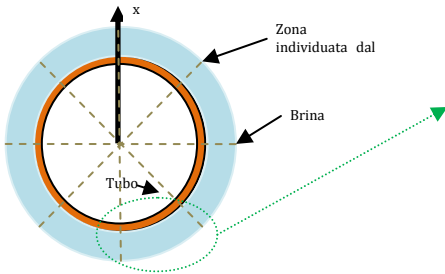
$$Q = (\alpha_{aria} + \alpha_{lat}) \times A_{TOT_{esterna}} \times (T_{aria} - T_s) = \alpha_{eff} \times A_{TOT_{esterna}} \times (T_{aria} - T_s)$$

Il calore totale scambiato è la somma del calore di conduzione e di quello di sublimazione del vapore che passa dall'aria umida alla superficie di scambio, in forma di brina:

$$Q = \lambda_{frost} \times A_{TOT_{esterna}} \times \left(\frac{dT}{dx} \right)_s + \left(\frac{dm_\rho}{dt} \right) \times C_{sub}$$

Se prendiamo un volume di controllo, risulta che (nelle coordinate di accrescimento monodimensionale):

$$\left(\frac{dQ_{cond}}{dx} \right) \approx \left(\frac{dQ_{sub}}{dx} \right)$$



Dove:

$$\frac{dQ_{cond}}{dx} = \frac{d}{dx} \left[\lambda_{frost} \times A_{TOT_{esterna}} \times \left(\frac{dT}{dx} \right)_s \right]$$

$$\frac{dQ_{sub}}{dx} = \frac{d}{dx} \left[\left(\frac{dm_\rho}{dt} \right) \times C_{sub} \right]$$

Queste equazioni possono essere ridotte nel modo seguente:

$$\frac{d}{dx} \left[\lambda_{frost} \times A_{TOT_{esterna}} \times \left(\frac{dT}{dx} \right)_s \right] = - \frac{d}{dx} \left[\left(\frac{dm_\rho}{dt} \right) \times C_{sub} \right]$$

$$\lambda_{frost} \times A_{TOT_{esterna}} \times \left(\frac{d^2T}{dx^2} \right)_s = - C_{sub} \times \frac{d}{dx} \left[\left(\frac{dm_\rho}{dt} \right) \right]$$

Integrando su intervalli discreti, possiamo scrivere che:

$$\frac{d}{dx} \left[\left(\frac{dm_\rho}{dt} \right) \right] = \frac{dm_\rho}{dt} \times \frac{1}{\delta_{frost}}$$

L'equazione scritta con riferimento alla legge di Fourier per la conduzione termica diventa:

$$\left(\frac{d^2T}{dx^2} \right)_s = - \frac{C_{sub} \times \frac{dm_\rho}{dt}}{\lambda_{frost} \times A_{TOT_{esterna}} \times \delta_{frost}}$$

Le condizioni al contorno prevedono che:



$$\begin{cases} T = T_{tubo} \\ x = 0 \end{cases}$$

La conseguenza è di seguito riportata:

$$\left(\frac{dT}{dx} \right) \Big|_{x=\delta_{frost}} = - \frac{Q - C_{sub} \times \frac{dm_{\rho}}{dt}}{\lambda_{frost} \times A_{TOT_{esterna}}}$$

La soluzione dell'equazione è ottenuta per la generica coordinata:

$$T(x) = - \frac{C_{sub} \times \frac{dm_{\rho}}{dt}}{\lambda_{frost} \times A_{TOT_{esterna}} \times \delta_{frost} \times 2} \times x^2 + \frac{Q}{\lambda_{frost} \times A_{TOT_{esterna}}} \times x + T_{tubo}$$

Da tal equazione possiamo ottenere la temperatura della superficie del ghiaccio:

$$T_{frost} = \frac{2 \times Q - C_{sub} \times \frac{dm_{\rho}}{dt}}{\lambda_{frost} \times A_{TOT_{esterna}} \times 2} \times \delta_{frost} + T_{tubo}$$

Il coefficiente di scambio convettivo esterno è stato valutato con l'equazione di Karatas:

$$\alpha_{aria} = 0.0113 \times \text{Re}_{aria}^{0.755} \times \text{Pr}_{aria}^{\frac{1}{3}} \times \varepsilon^{-0.420} \times \frac{\lambda_{aria}}{\phi_{ext,tubo}}$$

$$\text{Re} = \frac{G \times D_{eq}}{\mu}$$

$$G = \frac{dm}{dt} \times A_{\perp}^{-1}$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu \times c_p}{\lambda}$$

Il numero di Reynolds dell'aria è valutato sul diametro idraulico della sezione di passaggio, considerando la geometria variabile con il tempo operativo della macchina, a causa della formazione del ghiaccio. Per il coefficiente di scambio medio interno al tubo è stata usata la correlazione di Bo Pierre:

$$\alpha_i = 0.0082 \times (\text{Re}_L^2 \times K_f)^{0.4} \times \frac{\lambda_L}{\phi_{in,tubo}}$$

$$K_f = \frac{\Delta h}{L_{tubo} \times g}$$

L'efficienza delle alette è valutata con la soluzione di Karatas, basata sugli elementi finiti:

$$m_k = \sqrt{\frac{2 \times \alpha_{eff} \times \phi_{ext,tubo}^2}{\lambda_{Al} \times \Delta s_{alette}}}$$

$$\eta_f = -3.429 \times m_k^4 + 6.457 \times m_k^3 - 4.308 \times m_k^2 + 0.736 \times m_k + 0.949$$

$$\eta_{superficie} = 1 - \frac{A_{alette}}{A_{TOT_{esterna}}} \times (1 - \eta_f)$$

Ne consegue che il coefficiente di scambio globale vale:

$$K \times A_{TOT_{esterna}} = \left(\frac{1}{\eta_{superficie} \times \alpha_{eff} \times A_{TOT_{esterna}}} + \frac{1}{\alpha_i \times A_i} + \frac{\delta_{frost}}{A_{TOT_{esterna}}} \right)^{-1}$$



La conduttività del ghiaccio è stata calcolata usando più relazioni a confronto.

La prima relazione usata è la conduttività secondo Sanders:

$$\lambda_{frost} = 1.202 \times 10^{-3} \times \rho_{frost}^{0.963}$$

La seconda invece è la relazione di Hong Chen & Leena Thomas:

$$\lambda_{frost} = 0.02422 + 7.214 \times 10^{-4} \times \rho_{frost} + 1.1797 \times 10^{-6} \times \rho_{frost}^2$$

Le due curve si seguono in modo asintotico, mantenendo differenza trascurabile.

La massa di ghiaccio accumulato sopra l'evaporatore è legata all'effetto di deumidifica della batteria. Può esser calcolata nel modo seguente:

$$\frac{dm_{frost}}{dt} = \frac{dm_{aria}}{dt} \times (x_{aria} - x_s)$$

Parte di questo ghiaccio va ad accrescere lo spessore e parte invece va ad aumentare la densità media della brina.

$$\frac{dm_{frost}}{dt} = \frac{dm_{\rho}}{dt} + \frac{dm_{\delta}}{dt}$$

La quantità di ghiaccio che aumenta la densità è stimata da O'Neal che usa la seguente espressione:

$$\frac{dm_{\rho}}{dt} = A_{TOT_{esterna}} \times D_s \times \left(\frac{1 - \left(\frac{\rho_{frost}}{\rho_{ice}} \right)}{1 + \left(\frac{\rho_{frost}}{\rho_{ice}} \right)^{0.5}} \right) \times \frac{1}{R_{gas} \times (T_s + 273.15)} \times \left. \frac{d(T_v + 273.15)}{dx} \right|_s$$

$$\times \left(\frac{C_{sub}}{(T_s + 273.15) \times v_g} - \frac{p_{sat}}{(T_s + 273.15)} \right)$$

Da un bilancio di energia:

$$Q = \frac{dm_{aria}}{dt} \times (h_{in} - h_{out}) = \lambda_{frost} \times A_{TOT_{esterna}} \times \left. \frac{dT_v}{dx} \right|_s + \frac{dm_{\rho}}{dt} \times C_{sub}$$

Da queste due ultime equazioni si evince che:

$$\frac{dm_{\rho}}{dt} = \frac{dm_{aria}}{dt} \times \frac{1}{D} \times (h_{in} - h_{out})$$

Dove la costante che compare a denominatore vale:

$$D = \frac{\lambda_{frost}}{p_{sat} \times D_s} \times \left(\frac{1 + \left(\frac{\rho_{frost}}{\rho_{ice}} \right)^{0.5}}{1 - \left(\frac{\rho_{frost}}{\rho_{ice}} \right)} \right) \times \frac{1}{(T_s + 273.15) \times C_{sub} - R_{gas} \times (T_s + 273.15)^2} + C_{sub}$$

Per ogni step d'integrazione la variazione di densità e di spessore del ghiaccio vale:

$$\Delta \rho_{frost} = \frac{\frac{dm_{\rho}}{dt} \times \Delta Tempo_{step}}{A_{TOT_{esterna}} \times \delta_{frost}}$$

$$\Delta \delta_{frost} = \frac{\frac{dm_{\delta}}{dt} \times \Delta Tempo_{step}}{A_{TOT_{esterna}} \times \rho_{frost}}$$

Tali valori vanno aggiunti ai valori di partenza:



$$\rho_{frost}(i) = \rho_{frost}(i-1) + \Delta\rho_{frost}(i)$$

$$\delta_{frost}(i) = \delta_{frost}(i-1) + \Delta\delta_{frost}(i)$$

I valori di partenza sono stati assunti:

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho_{frost}(0) = 40 \\ \delta_{frost}(0) = 10^{-5} \end{array} \right.$$

Notando che, qualunque sia il valore dato alla densità iniziale del ghiaccio da 20 a 80 [kg/m³], tale valore converge rapidamente al valore di equilibrio.

Per quanto riguarda le perdite di carico nel lato aeraulico, il modello usato è la relazione di Kays & London:

$$\Delta p_{aria} = \frac{G_{max}}{2 \times \rho_{aria,in}} \times \left\{ \left[1 + \left(\frac{A_{min}}{A_{frontale,evap}} \right)^2 \right] \times \left(\frac{\rho_{aria,in}}{\rho_{aria,out}} - 1 \right) + f_a \times \frac{A_{TOT,esterna}}{A_{min}} \times \frac{2 \times \rho_{aria,in}}{\rho_{aria,in} + \rho_{aria,out}} \right\}$$

Dove Karatas calcola:

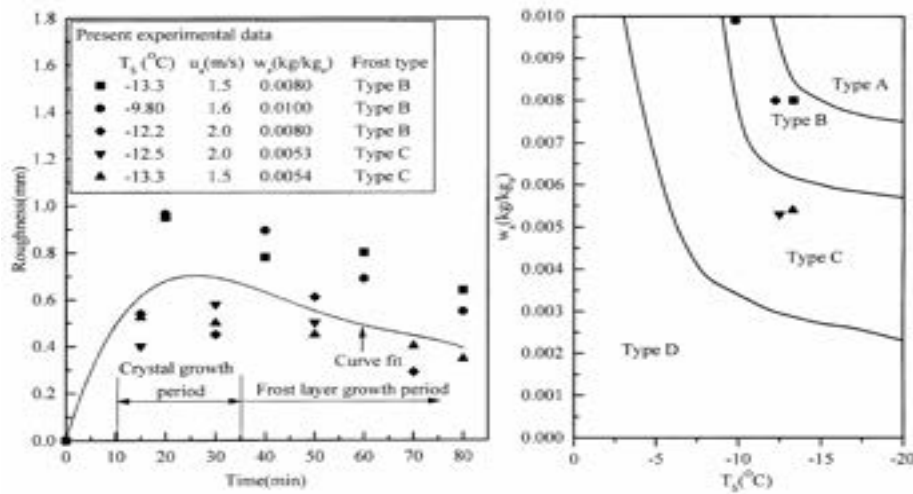
$$f_a = 0.152 \times \text{Re}_{aria}^{-0.164} \times \varepsilon^{-0.331}$$

Cristallizzazione dell'acqua

La cristallizzazione secondo Hayashi è divisa fondamentalmente in due periodi: l'accrescimento dei primi cristalli e lo sviluppo del manto di brina. La rugosità ha un picco di massimo nella fase di accrescimento dei cristalli a causa del loro sviluppo verticale. Dopo l'accrescimento lineare degli aghi di ghiaccio, lo sviluppo diventa tridimensionale, facendo decrescere le creste formatesi in precedenza e diminuendo quindi la rugosità superficiale sino a formare uno strato quasi piano.

Nel campo di temperatura e umidità considerato nel nostro caso, il tipo di brina che incontriamo è di tipo C e D come nelle mappe identificate da Hayashi. Si tratta di brina con basso sviluppo verticale iniziale e con formazione di un manto di brina denso e regolare.

Tale affermazione trova riscontro sulla figura sottostante in cui si vede che la rugosità per questi tipi di brina cresce più lentamente e si ferma a valori più bassi della brina di bassa temperatura.



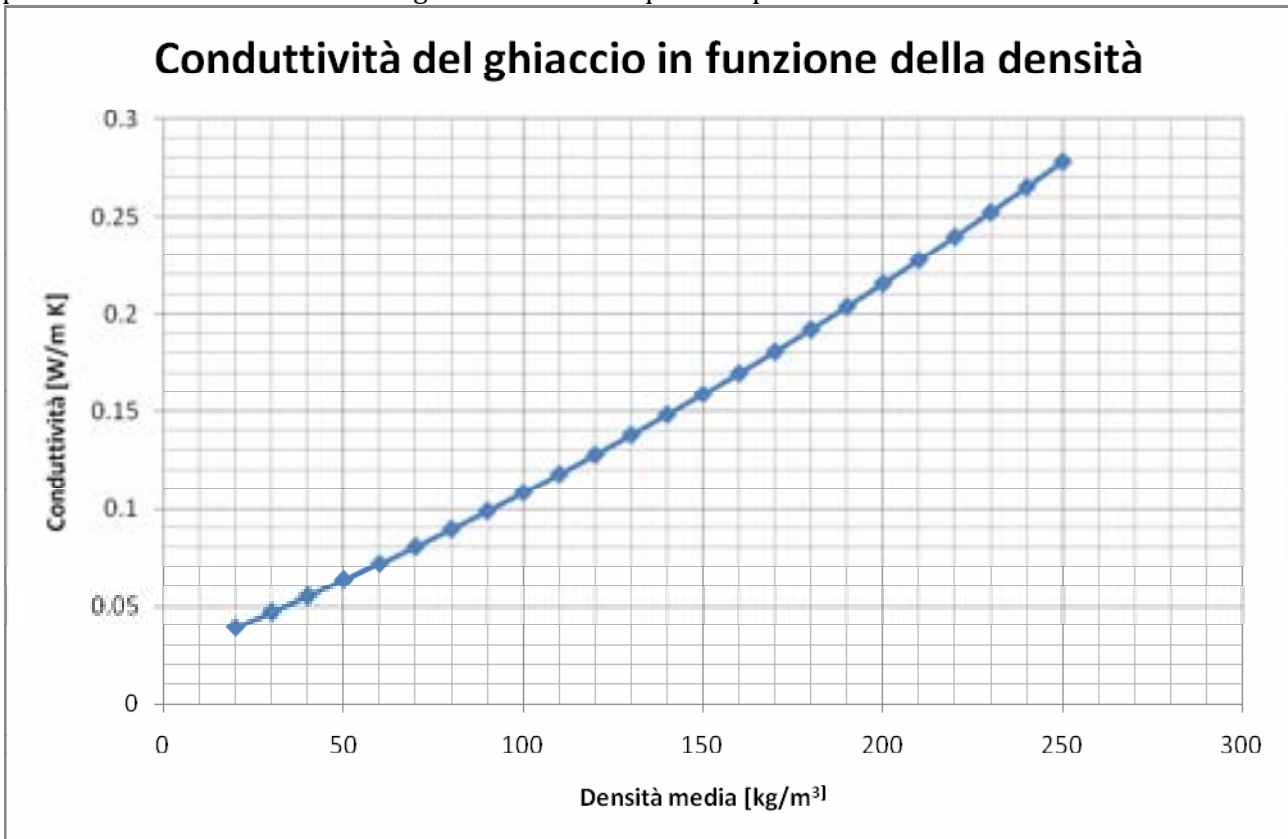
Proprio per tali caratteristiche di rugosità in dipendenza dal tempo, i modelli usati potrebbero essere non pienamente affidabili dal punto di vista dei risultati.

Alcune osservazioni sul sistema frostless e le condizioni di accrescimento della brina

Sorgono spontanee alcune considerazioni sul vantaggio dell'innalzamento della temperatura media della batteria e le conseguenze che questo ha sulle performance di scambio termico e miglioramento delle condizioni termodinamiche del ciclo in pompa di calore.

Se la temperatura della batteria è negativa, ma viene mantenuta mediamente più alta nel sistema con resistore piuttosto che nella configurazione convenzionale della macchina, ci si può aspettare che la brina che si forma sia più densa.

Con una maggiore densità della brina, anche la conduttività della stessa aumenta, migliorando la permeabilità al calore del manto ghiacciato che ricopre l'evaporatore.



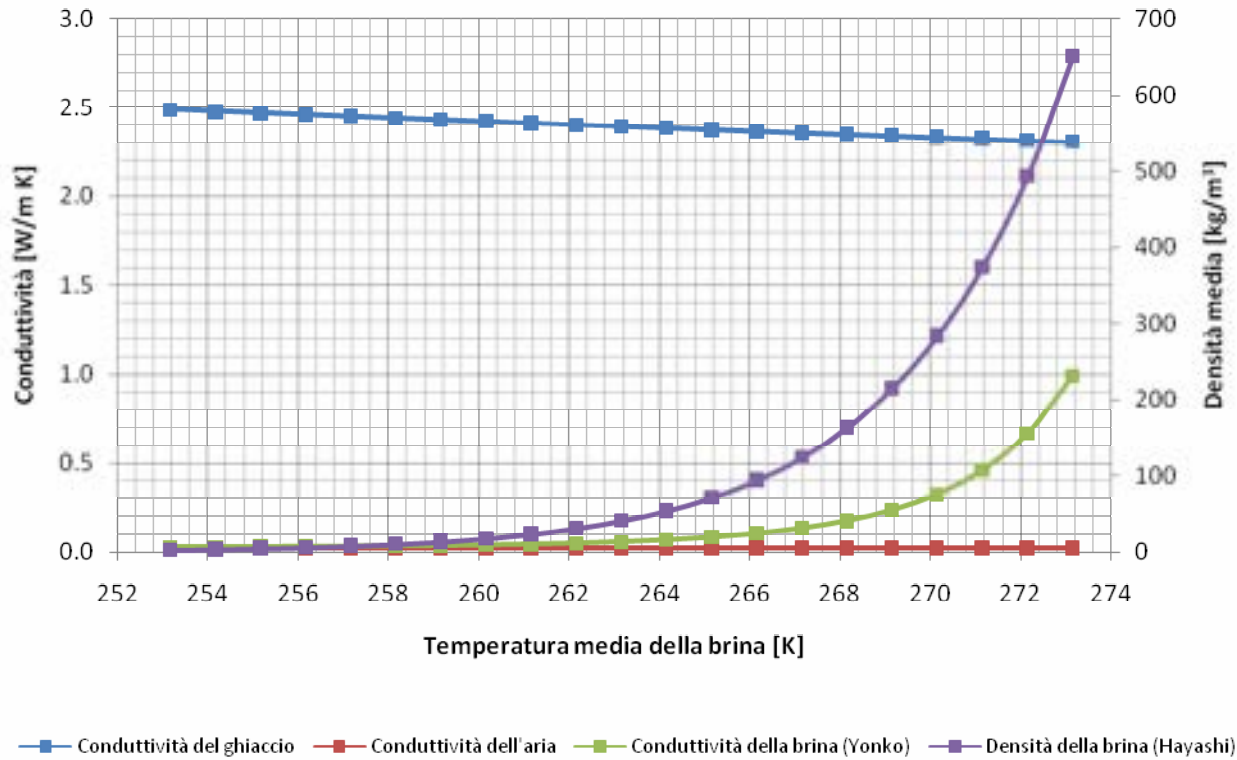
Riassumendo, una temperatura mediamente maggiore dello strato di brina comporta due vantaggi:

- ✓ minore resistenza termica;
- ✓ minore area trasversale occupata nei canali d'aria, con conseguente riduzione della perdita di carico nel lato aerale a parità di massa accumulata.

Queste affermazioni sono dimostrate dai risultati sperimentali di seguito riportati.



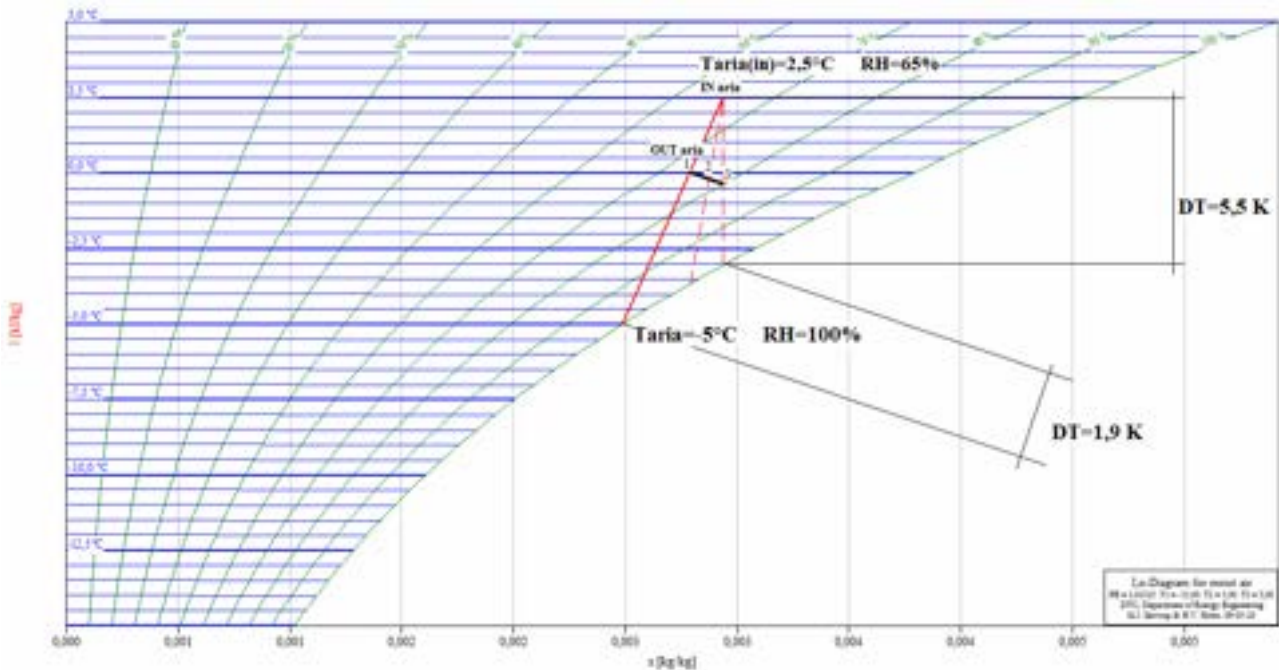
Conduttività del ghiaccio in funzione della densità correlata alla temperatura della brina



Alcune osservazioni sul sistema frostless e le condizioni dell'aria umida

Nel diagramma sottostante si può notare l'effetto del resistore sulla temperatura media della batteria. Aumentando tale temperatura si riduce via via l'effetto di deumidifica, con l'ipotesi di costanza del salto entalpico dell'aria e della portata dei ventilatori e di conseguenza della potenza termica scambiata.

$$P_{aria} = (h_{aria_umida_in} - h_{aria_umida_out}) \times \left(\frac{\partial m}{\partial t} \right)_{aria}$$



Aumentando la temperatura della batteria si passa progressivamente dal punto 1 al 2 al 3 a parità di potenza scambiata sul lato aria.

Nel punto 3 lo scambio termico avviene senza deumidificazione.



7. Introduzione al software di simulazione

Funzionamento

Il software è stato realizzato basando il calcolo su procedimenti iterativi per trovare i punti di equilibrio fra gli elementi costitutivi della macchina.

L'equilibrio è stato trovato con i principi di conservazione di:

- ✓ Quantità di moto;
- ✓ Energia;
- ✓ Massa.

Si considera l'accumulo di massa di refrigerante nullo in qualsiasi elemento del circuito.

L'equilibrio termodinamico passa per passi di integrazione di 1[s], così da considerare il ciclo inverso in condizioni stazionarie successive nell'intervallo d'integrazione.

La valutazione di una particolare condizione di funzionamento parte dalla definizione di alcuni parametri, quali:

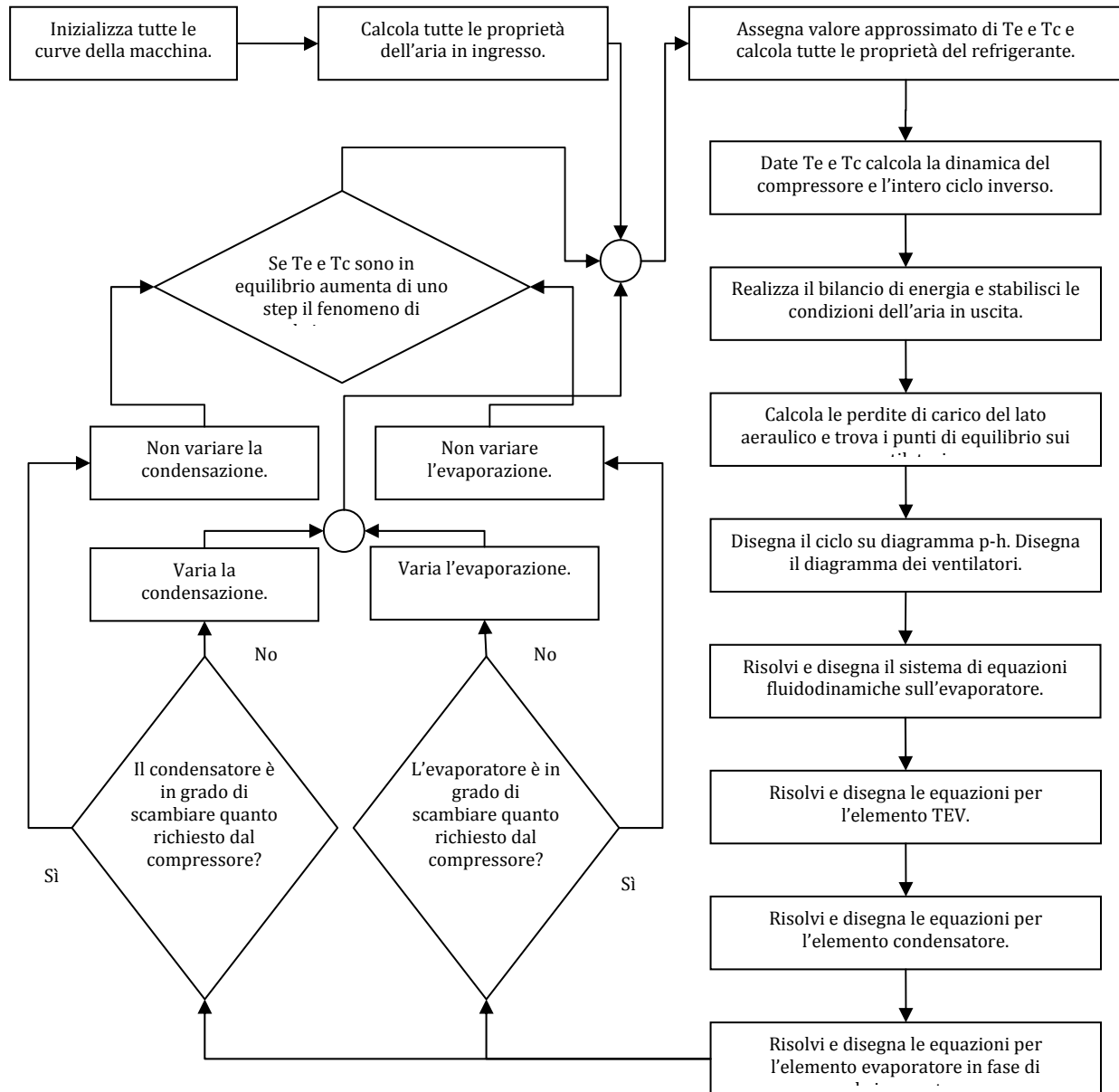
- ✓ Temperatura dell'acqua richiesta all'utenza;
- ✓ Quota geodetica della macchina;
- ✓ Temperatura dell'aria;
- ✓ Umidità relativa RH %.

Il passo successivo serve per determinare le condizioni di funzionamento tramite i bilanci sopra descritti.

È stato riportato lo schema semplificato dell'algoritmo implementato in LabView 8.5.

In realtà l'algoritmo è più articolato, ma per semplicità è stato riassunto.

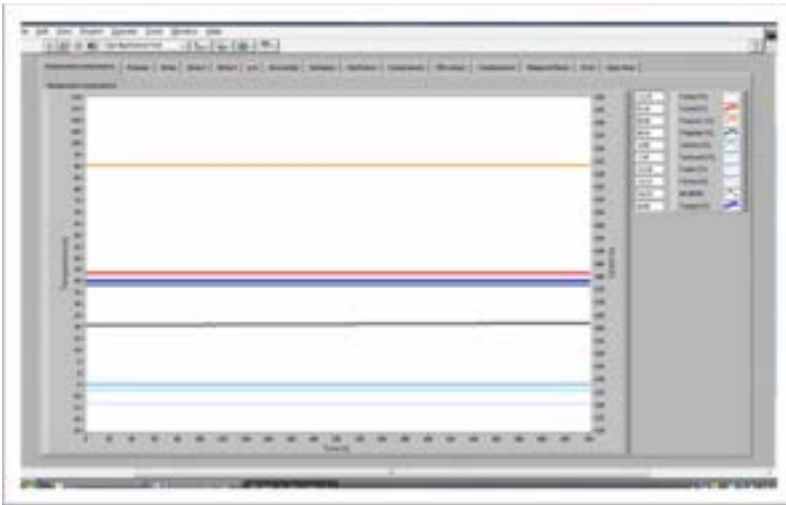
Il software conta anche un gran numero di altri grafici che per semplicità sono stati riportati su screenshot successivi.



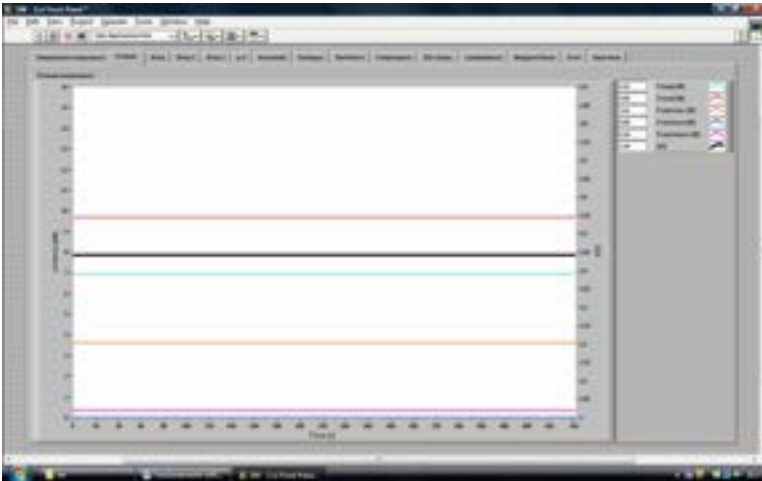
Di seguito, sono riportati gli screenshot del software sviluppato.



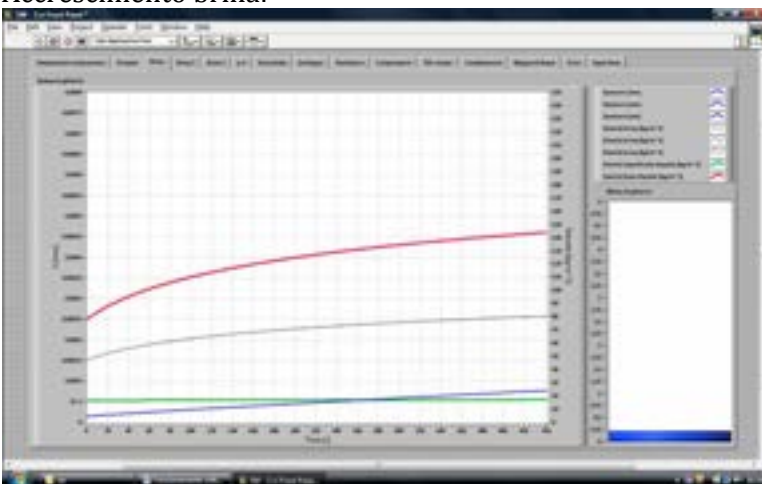
Temperature della macchina:



Potenze della macchina:

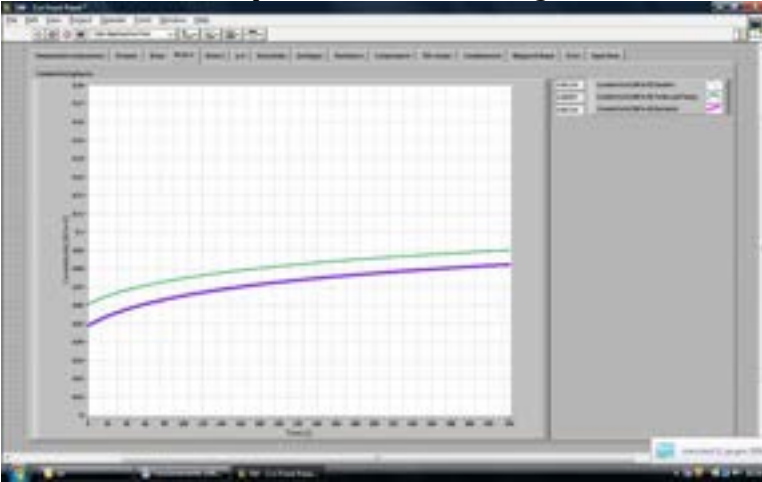


Accrescimento brina:

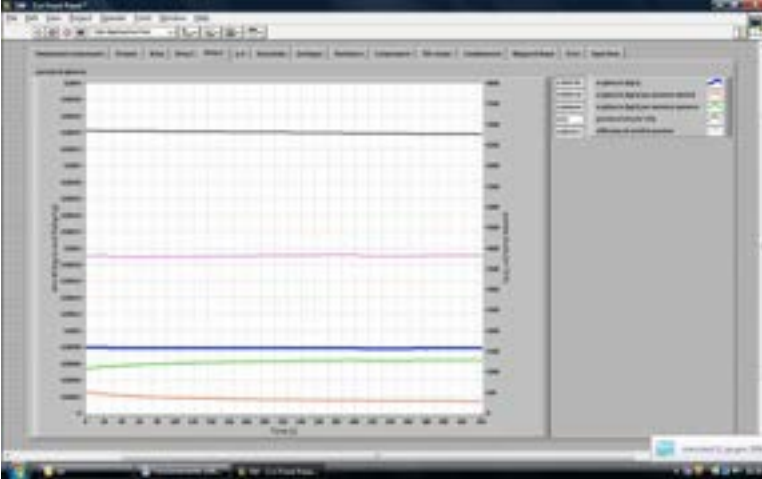




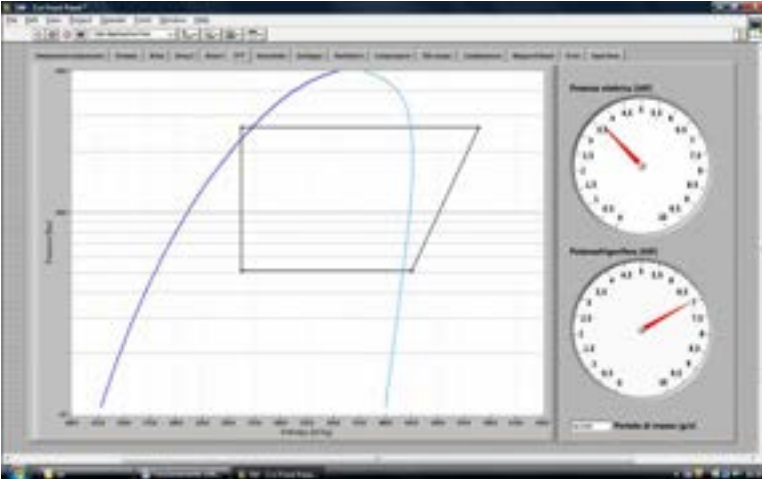
Modelli a confronto per la conduttività del ghiaccio in funzione della densità media:



Confronto portate di ghiaccio in accrescimento di densità e spessore:

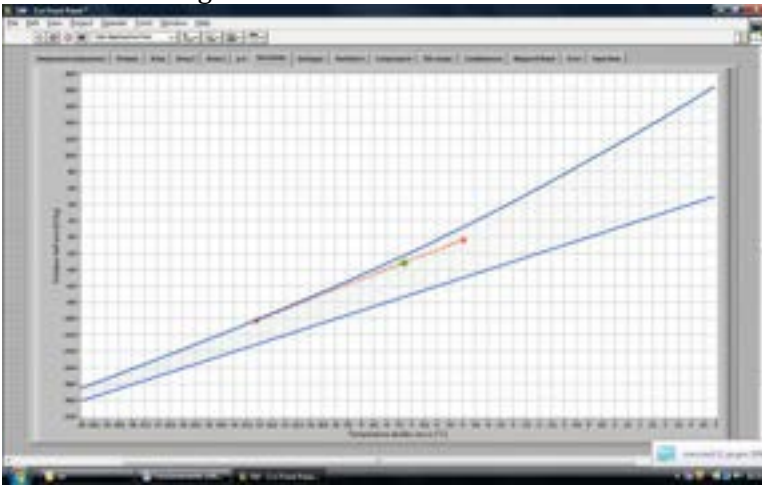


Ciclo inverso:

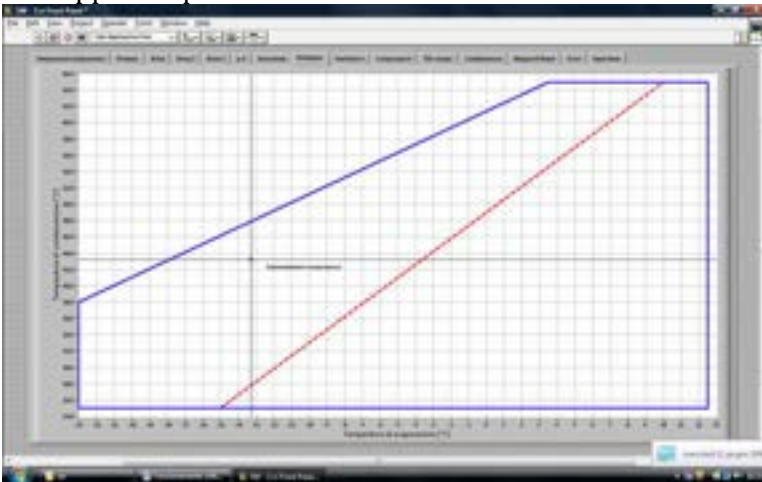




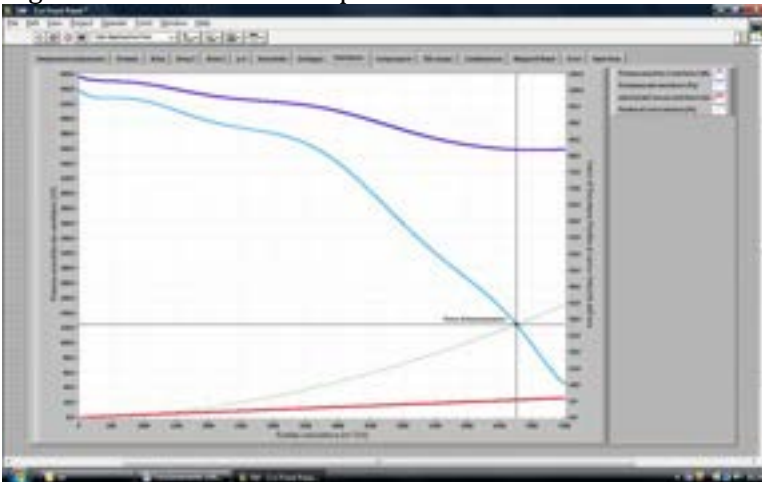
Bilancio di energia lato aria:



Inviluppo compressore:

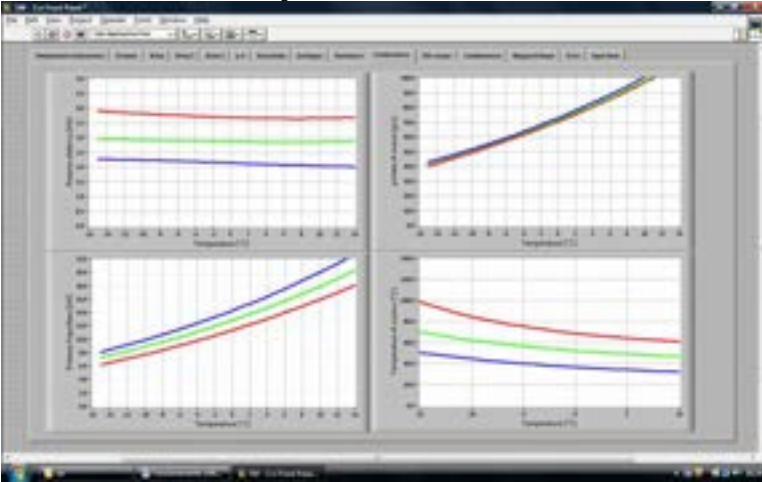


Algoritmo di bilancio della portata sui ventilatori:

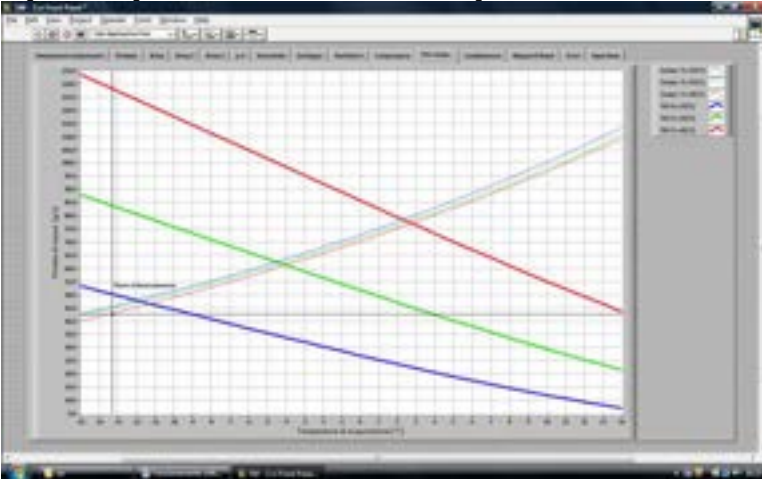




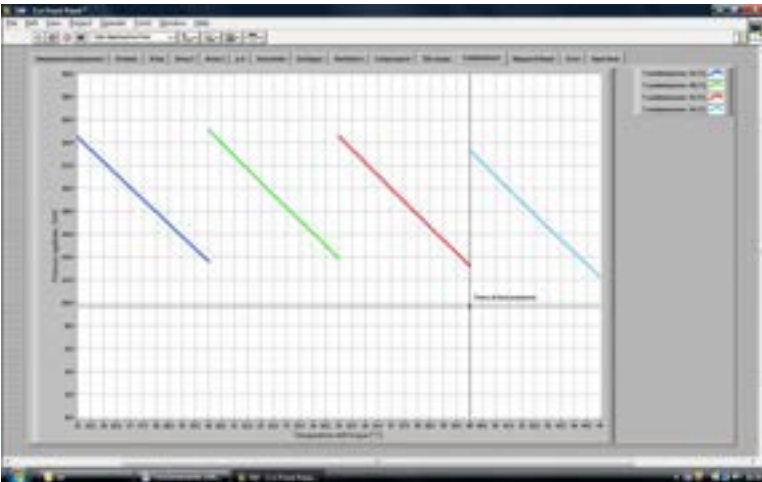
Caratterizzazione compressore:



Equilibrio portata di massa TEV - compressore:

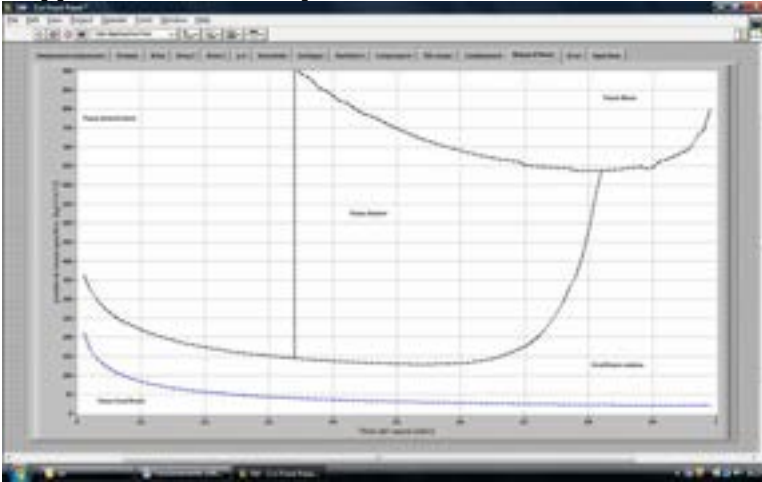


Caratterizzazione condensatore:





Mappe di flusso dell'evaporatore:





8. Dimensionamento del resistore nell'elemento riscaldante

Soluzione adatta alla pompa di calore in analisi

Il resistore nella macchina di prova è stato scelto da $0,25 \div 0,3$ [kW]. Tale resistenza è stata dimensionata per riuscire a dare il calore sufficiente per il surriscaldamento del refrigerante nelle condizioni tipiche di funzionamento invernale.

Questa è la soluzione più economica e facilmente controllabile.

In realtà la soluzione ideale sarebbe un resistore in modulazione pilotato a seconda delle esigenze istantanee della macchina.



9. Condizioni applicate alla simulazione

Di seguito sono riportate le condizioni simulate con lo scopo di valutare le prestazioni della pompa di calore senza e con dispositivo frostless.

Simulazione	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Differenza DT	-	1	2	3	4	1	2	3	4
T aria in ingresso	5°C	5°C	5°C	5°C	5°C	5°C	5°C	5°C	5°C
RH aria in ingresso	50%	65%	65%	65%	65%	85%	85%	85%	85%
Quota geodetica	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m
Temperatura acqua in mandata	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C

Simulazione	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Differenza DT	-	1	2	3	4	1	2	3	4
T aria in ingresso	0°C	0°C	0°C	0°C	0°C	0°C	0°C	0°C	0°C
RH aria in ingresso	50%	65%	65%	65%	65%	85%	85%	85%	85%
Quota geodetica	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m
Temperatura acqua in mandata	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C

Simulazione	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Differenza DT	-	1	2	3	4	1	2	3	4
T aria in ingresso	-5°C	-5°C	-5°C	-5°C	-5°C	-5°C	-5°C	-5°C	-5°C
RH aria in ingresso	50%	65%	65%	65%	65%	85%	85%	85%	85%
Quota geodetica	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m
Temperatura acqua in mandata	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C

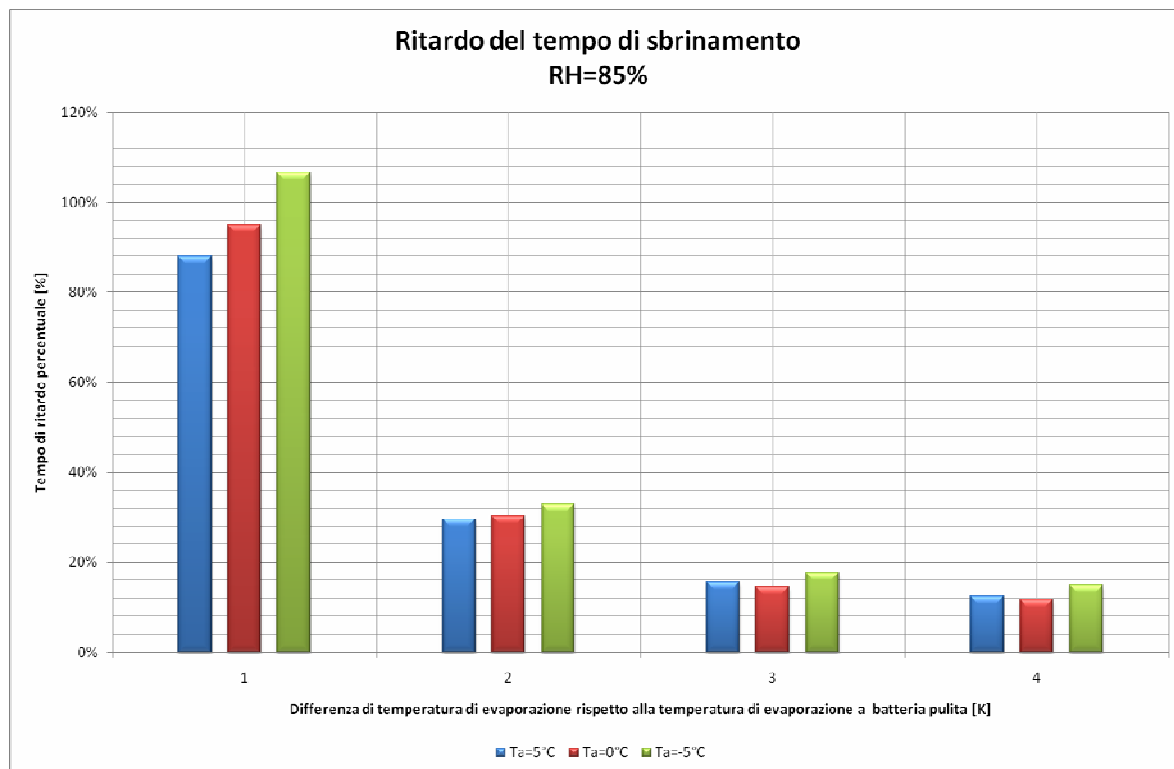
10. Risultati delle simulazioni

Di seguito sono riassunti i risultati sulla variazione percentuale del tempo di sbrinamento con i due tipi di macchine a confronto.

Simulazione	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T aria in ingresso	5°C	5°C	5°C	5°C	5°C	5°C	5°C	5°C	5°C
RH aria in ingresso	50%	65%	65%	65%	65%	85%	85%	85%	85%
Quota geodetica	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m
Temperatura acqua in mandata	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C
Ritardo sul tempo di inizio sbrinamento	-	-	-	-	-	87,9%	29,6%	15,6%	12,4%

Simulazione	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T aria in ingresso	0°C	0°C	0°C	0°C	0°C	0°C	0°C	0°C	0°C
RH aria in ingresso	50%	65%	65%	65%	65%	85%	85%	85%	85%
Quota geodetica	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m
Temperatura acqua in mandata	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C
Ritardo sul tempo di inizio sbrinamento	-	-	-	-	-	95,0%	30,3%	14,6%	11,7%

Simulazione	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T aria in ingresso	-5°C	-5°C	-5°C	-5°C	-5°C	-5°C	-5°C	-5°C	-5°C
RH aria in ingresso	50%	65%	65%	65%	65%	85%	85%	85%	85%
Quota geodetica	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m
Temperatura acqua in mandata	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C
Ritardo sul tempo di inizio sbrinamento	-	-	-	-	-	106,5%	32,8%	17,6%	15,0%



Sono riportati anche i confronti dal punto di vista energetico, interpretati con l'EER mediato ed integrato nel tempo, come indicato dalla formula seguente:



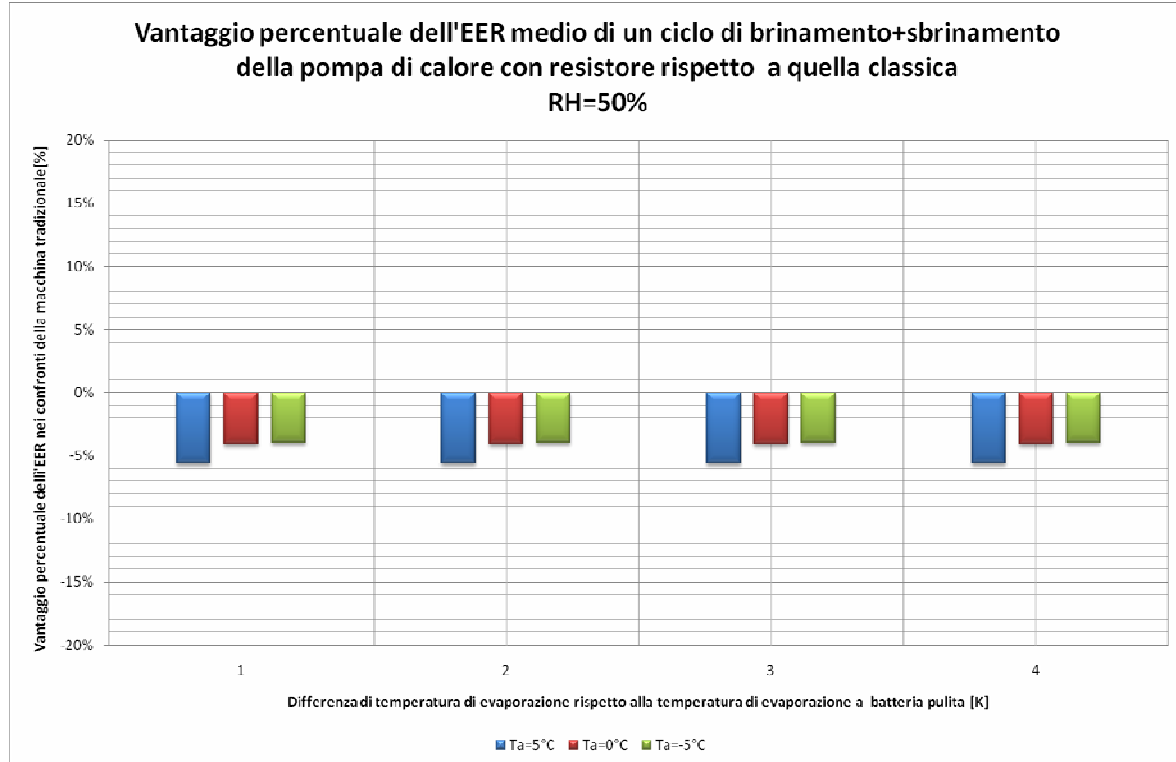
$$EER_{medio} = \frac{\sum_{i=1}^M \left(\frac{dQ}{dt} \right)_{c,i} \text{brinamento} - \sum_{i=M}^N \left(\frac{dQ}{dt} \right)_{c,i} \text{sbrinamento}}{\sum_{i=1}^N (P_{el_compressore,i} + P_{el_ventilatore,i} + P_{el_resistore,i})}$$

Simulazione	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T aria in ingresso	5°C	5°C	5°C	5°C	5°C	5°C	5°C	5°C	5°C
RH aria in ingresso	50%	65%	65%	65%	65%	85%	85%	85%	85%
Quota geodetica	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m
Temperatura acqua in mandata	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C
Vantaggio energetico	-5,6%	17,3%	1,9%	0,3%	-1,1%	15,1%	-1,3%	-2,7%	-2,9%

Simulazione	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T aria in ingresso	0°C	0°C	0°C	0°C	0°C	0°C	0°C	0°C	0°C
RH aria in ingresso	50%	65%	65%	65%	65%	85%	85%	85%	85%
Quota geodetica	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m
Temperatura acqua in mandata	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C
Vantaggio energetico	-5,6%	17,3%	1,9%	0,3%	-1,1%	15,1%	-1,3%	-2,7%	-2,9%

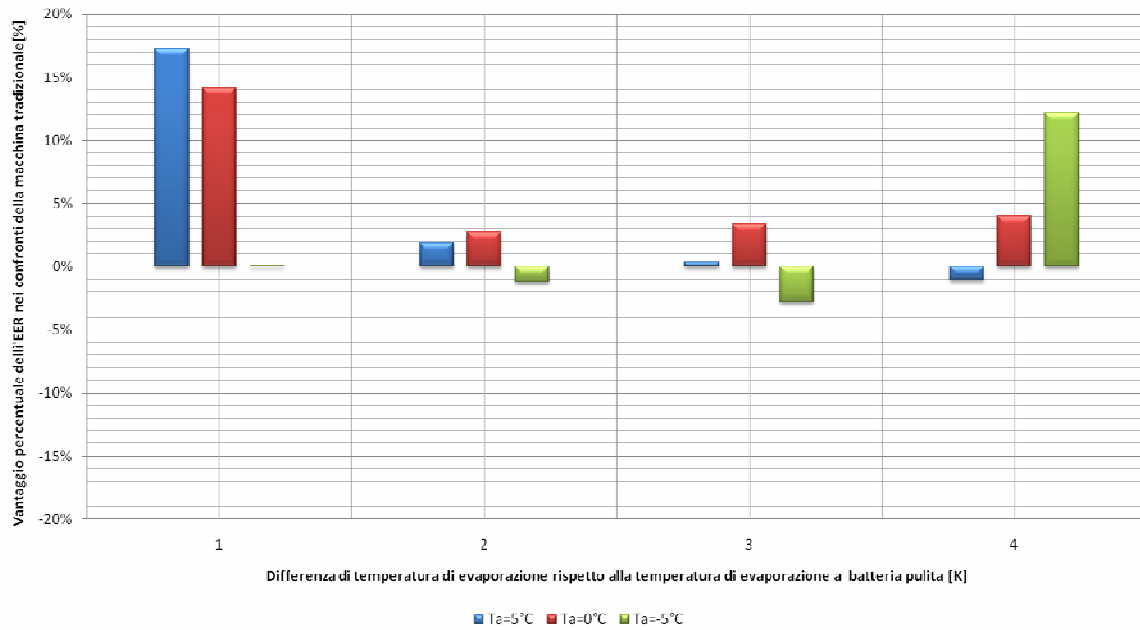
Simulazione	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T aria in ingresso	-5°C	-5°C	-5°C	-5°C	-5°C	-5°C	-5°C	-5°C	-5°C
RH aria in ingresso	50%	65%	65%	65%	65%	85%	85%	85%	85%
Quota geodetica	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m	0 m
Temperatura acqua in mandata	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C	40°C
Vantaggio energetico	-5,6%	17,3%	1,9%	0,3%	-1,1%	15,1%	-1,3%	-2,7%	-2,9%

Di seguito sono riportati i risultati in forma grafica.

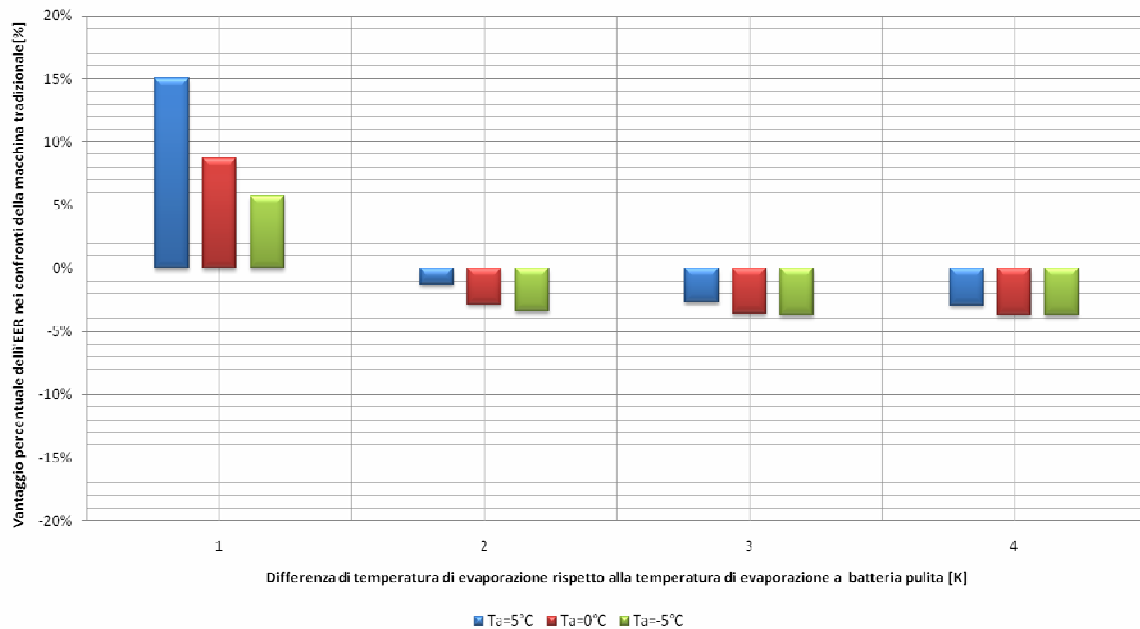




Vantaggio percentuale dell'EER medio di un ciclo di brinamento+sbrinamento della pompa di calore con resistore rispetto a quella classica
RH=65%



Vantaggio percentuale dell'EER medio di un ciclo di brinamento+sbrinamento della pompa di calore con resistore rispetto a quella classica
RH=85%



11. Equazioni della pompa di calore frostless

Queste equazioni riassumono i risultati medi orari della pompa di calore per una valutazione in TRNSYS.

Condizioni operative per la macchina:

- SH = 5 K;
- SBC = 5 K;
- $T_{\text{water}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tempo di un ciclo di sbrinamento nel caso senza resistore

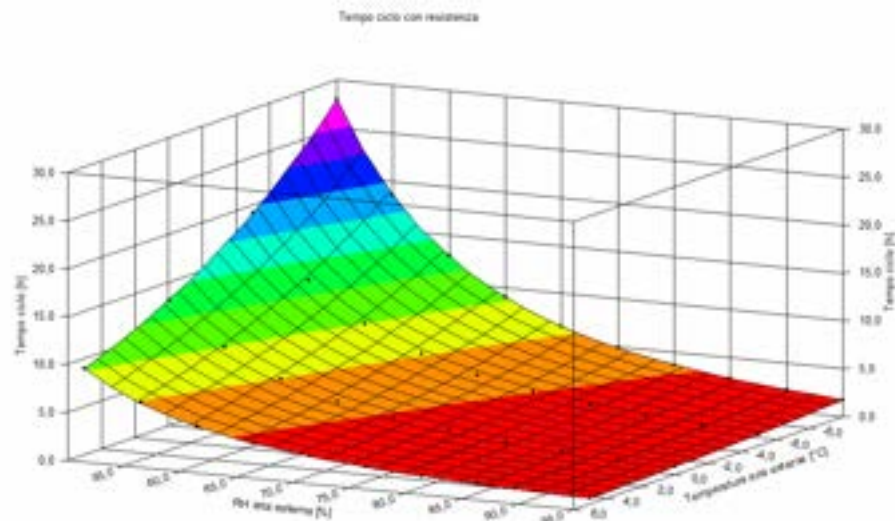
$$\begin{cases} \text{Tempo} = a \times b^{T_{\text{aria}}} \times RH^c & \forall \text{ Tempo} \geq 0 \wedge T_{\text{aria}} \leq 7^\circ\text{C} \wedge RH \geq 50\% \\ \text{Tempo} = \infty & \end{cases}$$

a	113837294,74465
b	0,89796633
c	-4,18719316

Tempo di un ciclo di sbrinamento nel caso con resistore

$$\begin{cases} \text{Tempo} = a \times b^{T_{\text{aria}}} \times RH^c & \forall \text{ Tempo} \geq 0 \wedge T_{\text{aria}} \leq 5^\circ\text{C} \wedge RH \geq 50\% \\ \text{Tempo} = \infty & \end{cases}$$

a	269377989,088347
b	0,926789143630944
c	-4,30467938613071



EER medio orario nel caso senza resistore con ciclo di sbrinamento

$$EER = a + b \times T_a + c \times RH + d \times T_a^2 + e \times RH^2 + f \times T_a \times RH + g \times T_a^3 + h \times RH^3 + i \times T_a \times RH^2 + j \times T_a^2 \times RH$$

$$\forall T_{\text{aria}} \leq 7^\circ\text{C} \wedge RH \geq 50\% \wedge \text{Tempo} \geq \text{Tempo ciclo}$$



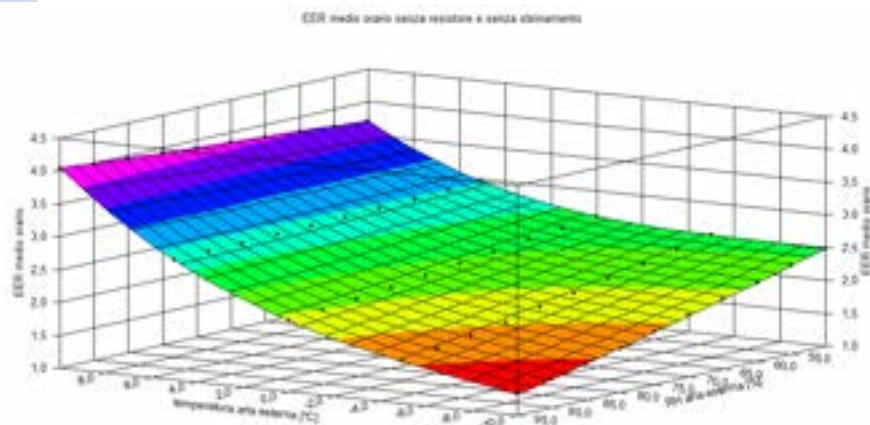
a	2,3859647019
b	-0,0857363636
c	0,0281516928
d	0,0032393074
e	-0,0006418648
f	0,0026327273
g	0,0003266667
h	0,0000028034
i	-0,0000070303
j	0,0000513593

EER medio orario nel caso senza resistore senza ciclo di sbrinamento

$$EER = a + b \times T_a + c \times RH + d \times T_a^2 + e \times RH^2 + f \times T_a \times RH + g \times T_a^3 + h \times RH^3 + i \times T_a \times RH^2 + j \times T_a^2 \times RH$$

$$\forall T_{aria} \leq 7^\circ C \quad \wedge \quad RH \geq 50\% \quad \wedge \quad Tempo < Tempo \text{ ciclo}$$

a	2,9979417915
b	-0,0585269697
c	0,0005377733
d	0,0033826840
e	-0,0002248019
f	0,0021214848
g	0,0002200000
h	0,0000012370
i	-0,0000031818
j	0,0000279827



EER medio orario nel caso con resistore con ciclo di sbrinamento

$$EER = a + b \times T_a + c \times RH + d \times T_a^2 + e \times RH^2 + f \times T_a \times RH + g \times T_a^3 + h \times RH^3 + i \times T_a \times RH^2 + j \times T_a^2 \times RH$$

$$\forall T_{aria} \leq 5^\circ C \quad \wedge \quad RH \geq 50\% \quad \wedge \quad Tempo \geq Tempo \text{ ciclo}$$

a	3,3555557775
b	-0,0097636364
c	-0,0345118437
d	0,0046651082
e	0,0003695105
f	0,0015840909



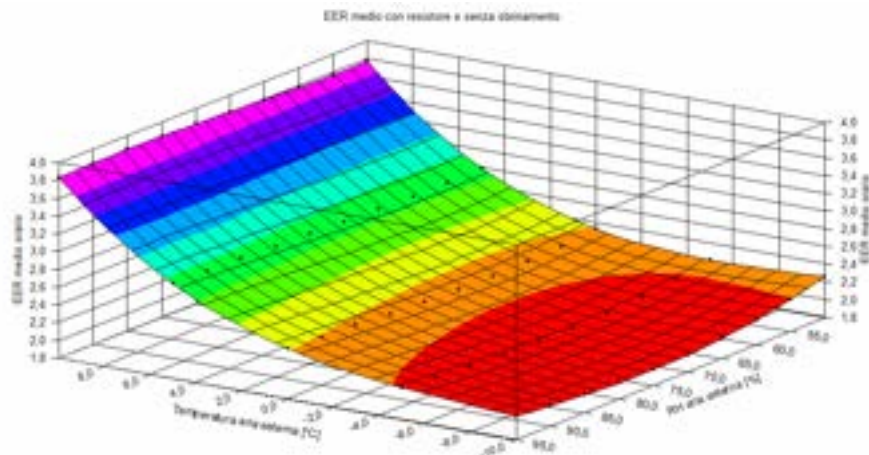
g	0,0002446667
h	-0,0000016348
i	-0,0000071212
j	0,0000350823

EER medio orario nel caso con resistore senza ciclo di sbrinamento

$$EER = a + b \times T_a + c \times RH + d \times T_a^2 + e \times RH^2 + f \times T_a \times RH + g \times T_a^3 + h \times RH^3 + i \times T_a \times RH^2 + j \times T_a^2 \times RH$$

$$\forall T_{aria} \leq 5^\circ C \wedge RH \geq 50\% \wedge Tempo < Tempo \text{ ciclo}$$

a	4,3065804861
b	-0,0575866667
c	-0,0776917083
d	0,0077657143
e	0,0009483916
f	0,0031826061
g	0,0002306667
h	-0,0000036457
i	-0,0000199394
j	-0,0000205714

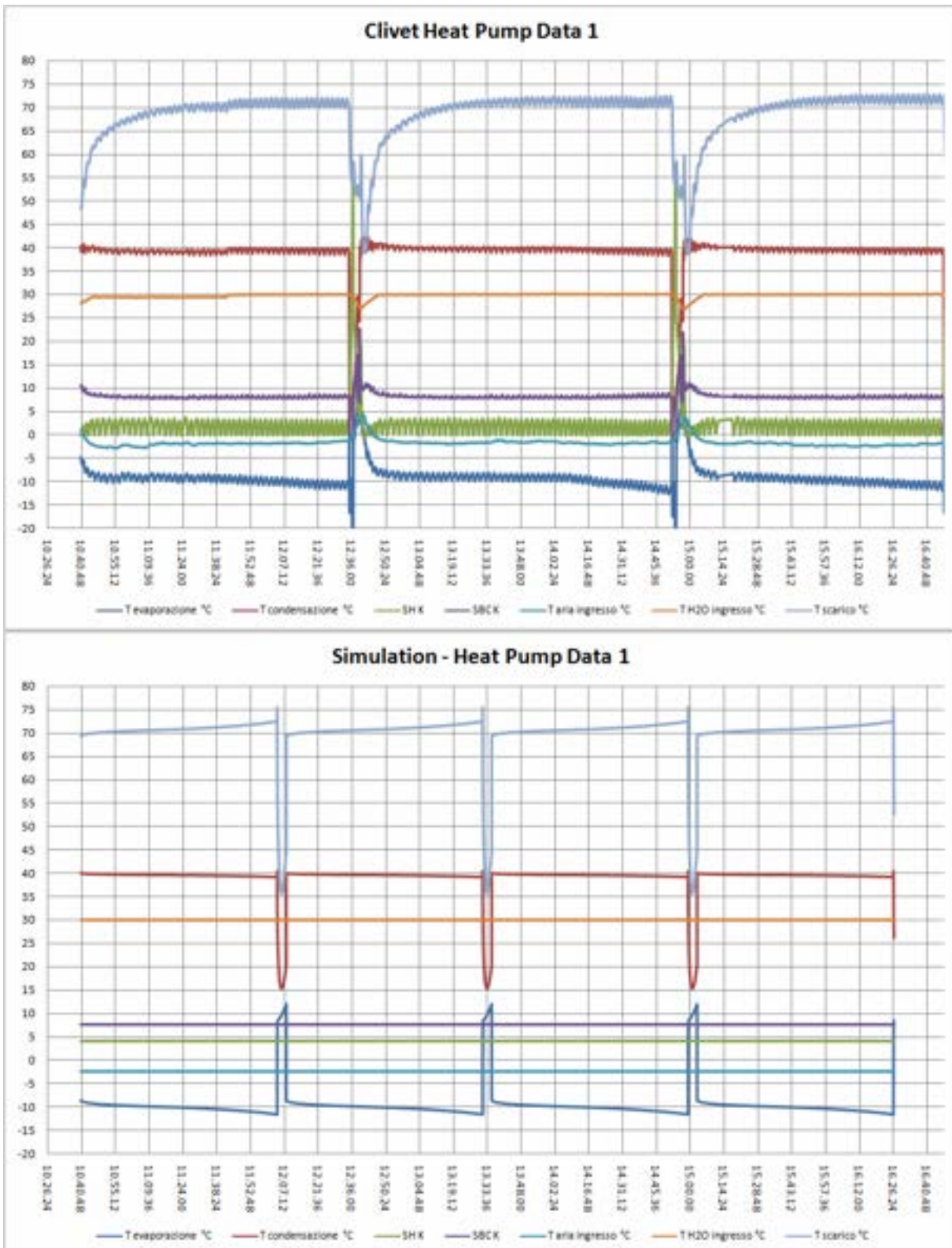




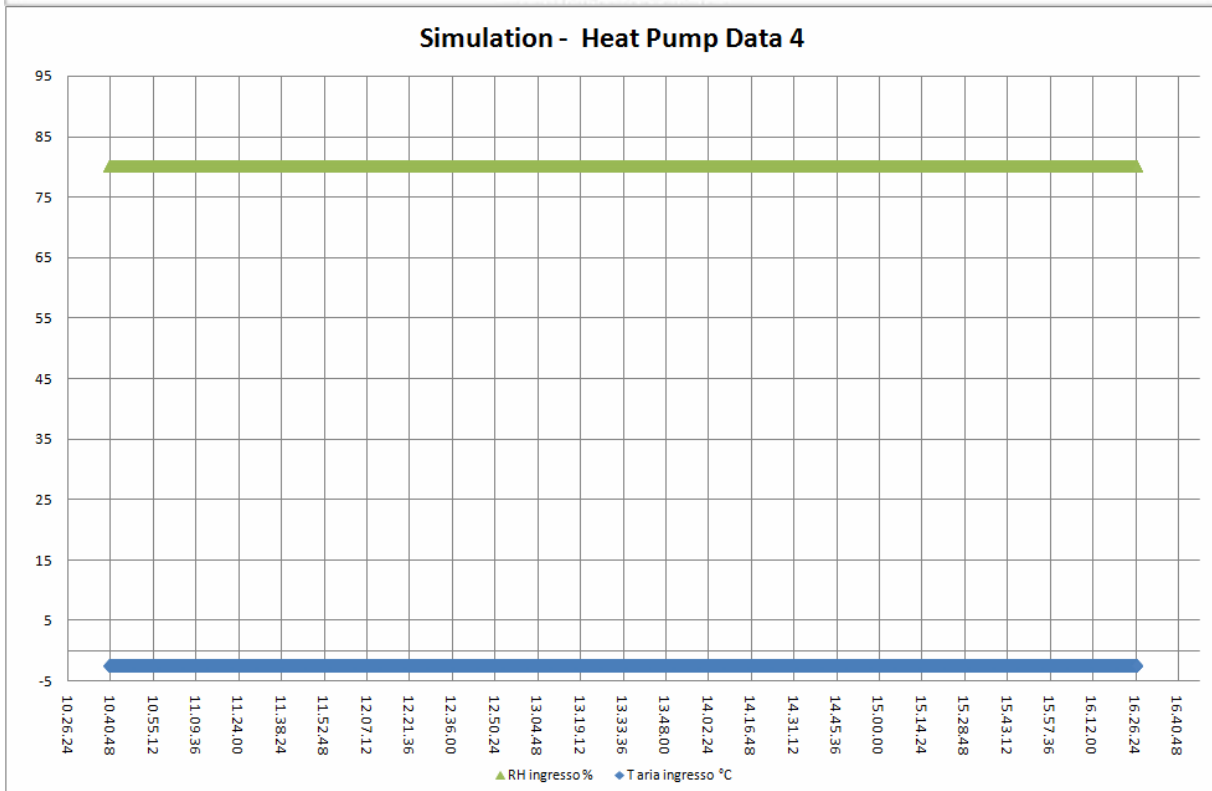
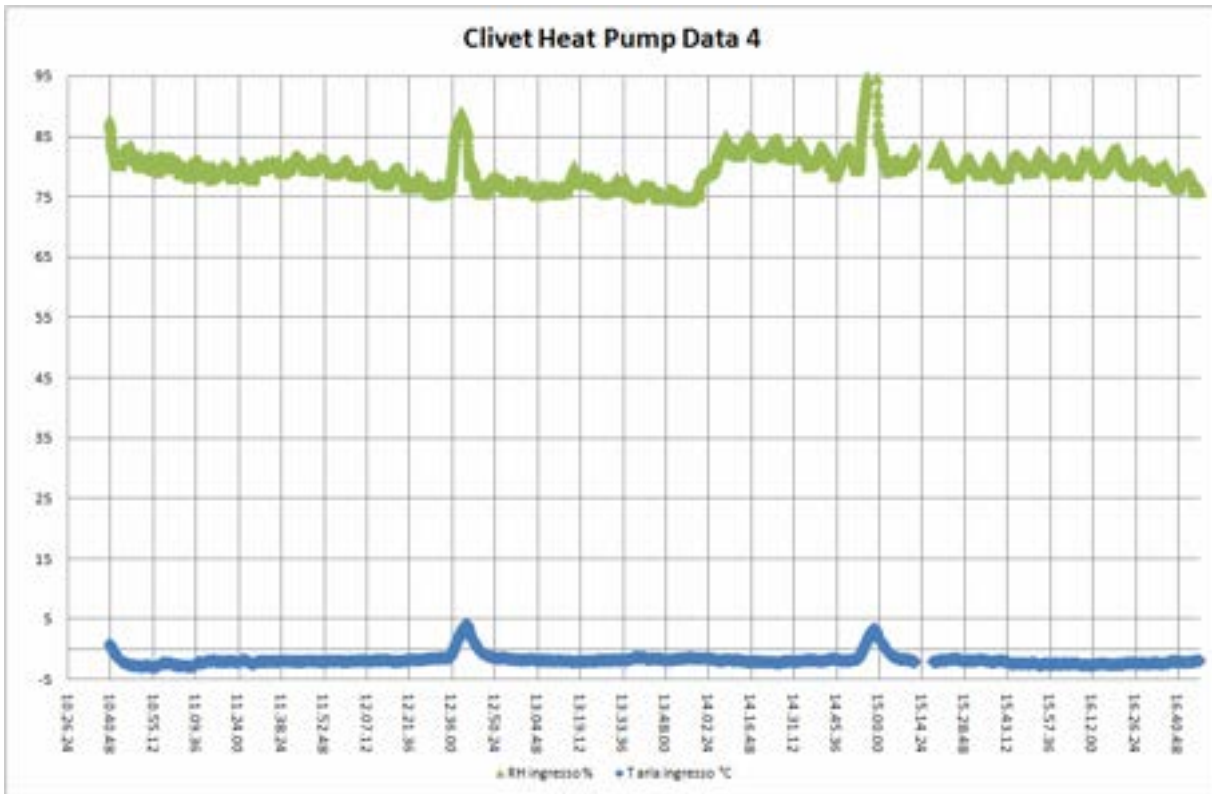
12. Confronto con macchina similare

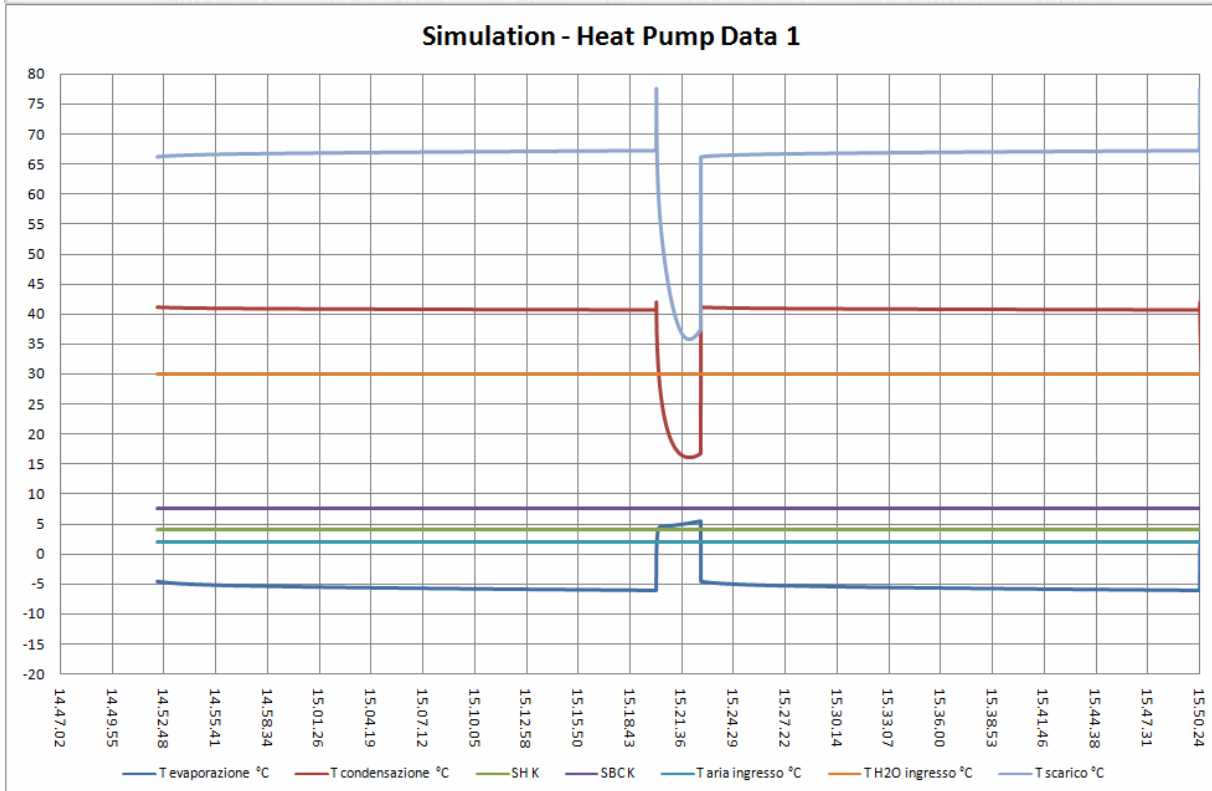
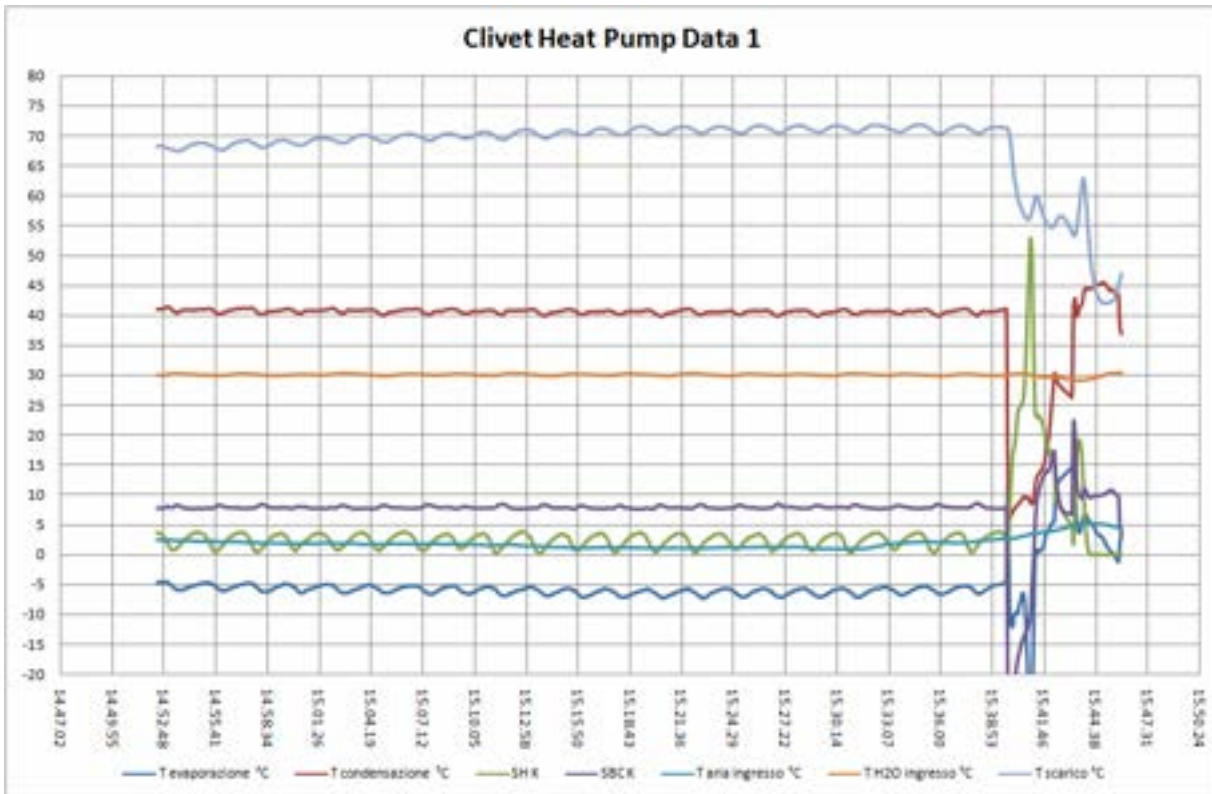
Confronto fra il modello di simulazione e alcuni cicli macchina forniti da Clivet

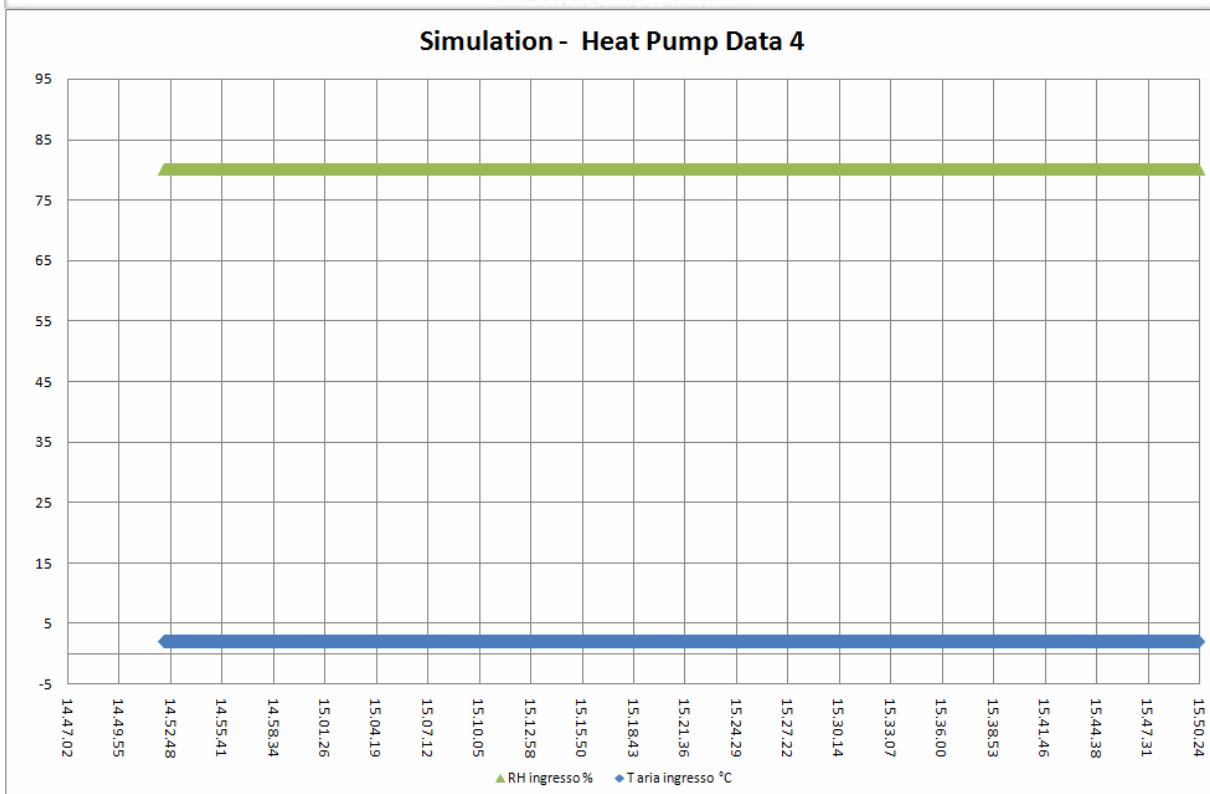
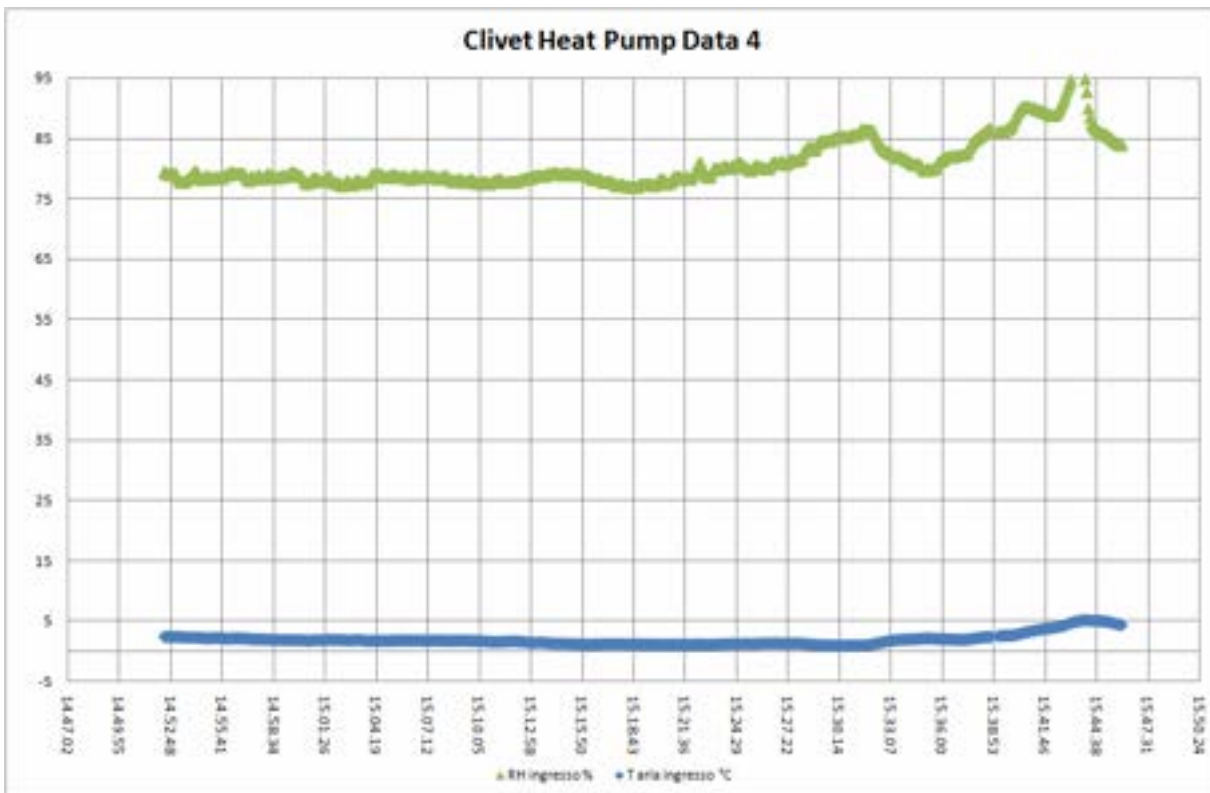
Di seguito alcuni grafici di confronto.

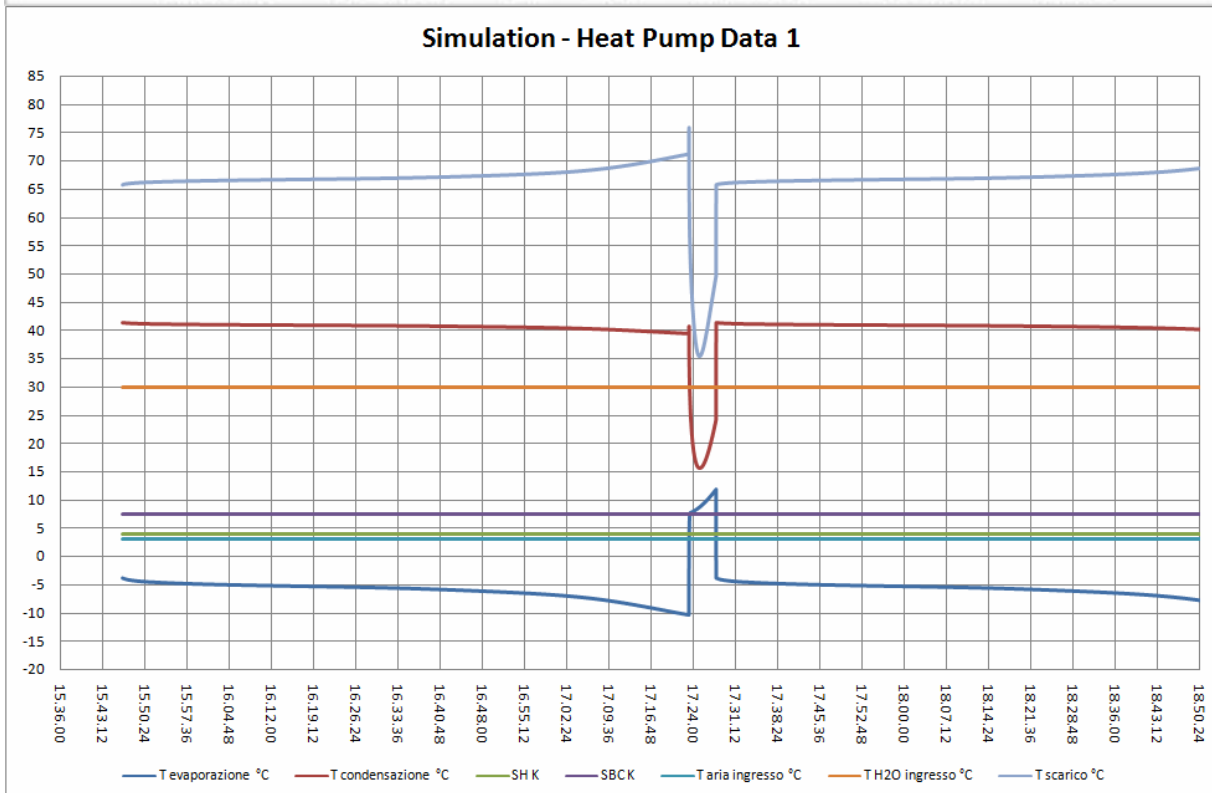
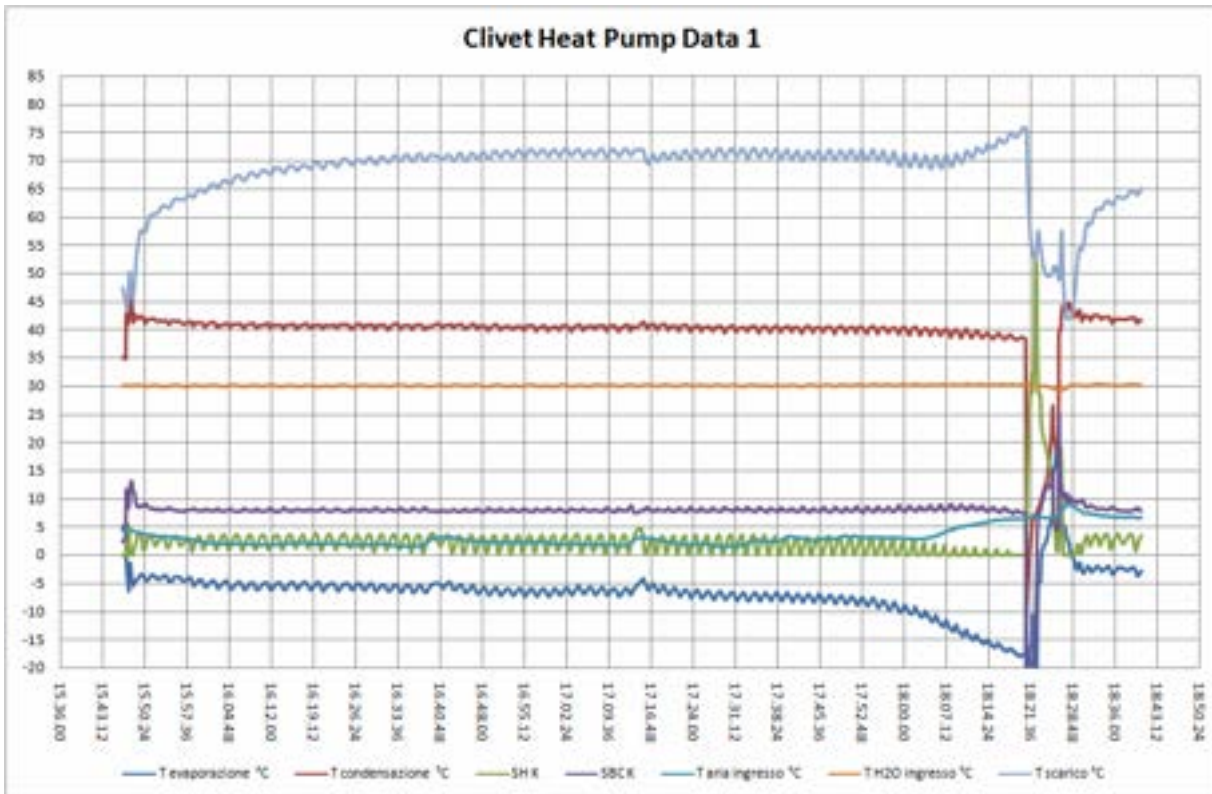


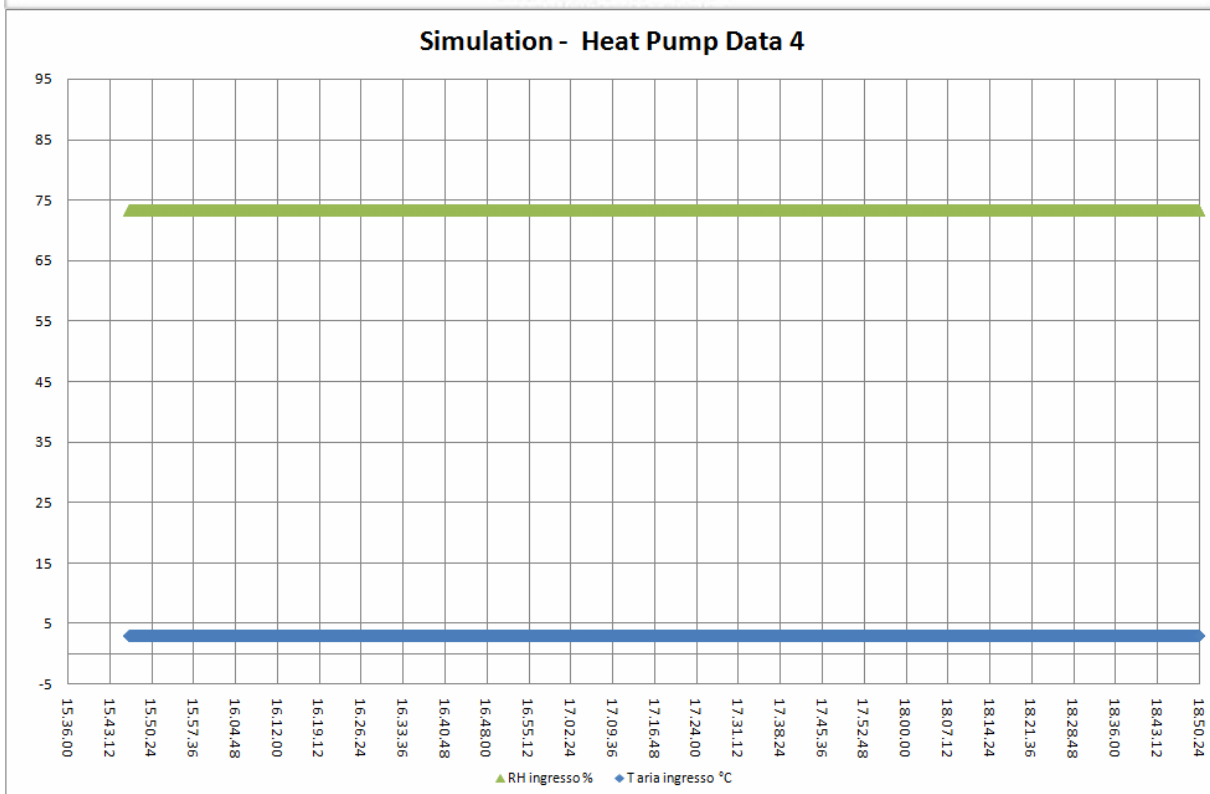
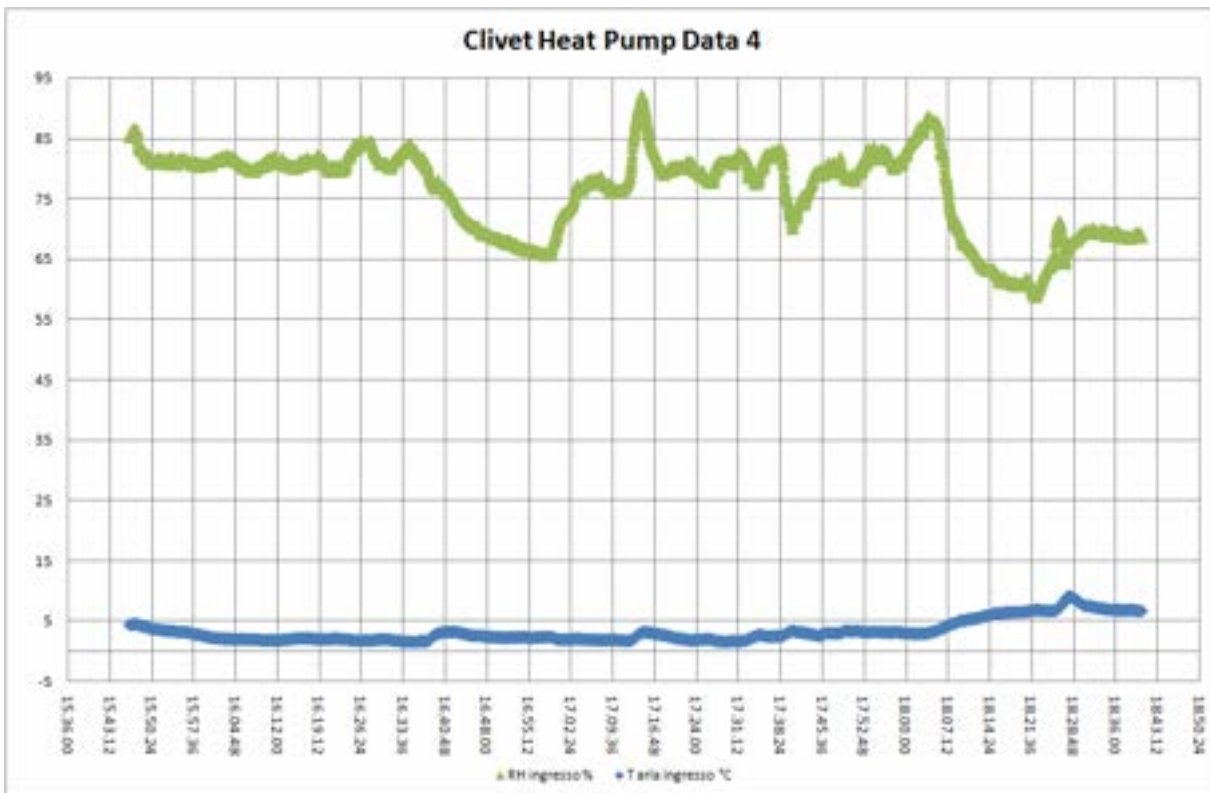
I cicli risultano simili e il risultato è abbastanza soddisfacente. C'è da dire che la non perfetta corrispondenza deriva sia perché la macchina di confronto non è dello stesso modello della macchina modellizzata, sia dal fatto che le condizioni di camera climatica sono stabili nel modello ideale e oscillanti nella prova reale, sia in ultima battuta dal fatto che si tratta di modelli previsionali. Si nota anche che il modello sembra che tenda a sovrastimare l'effetto della brina.













13. Previsione del comportamento stagionale delle macchine

Analisi stagionale

Visto che i risultati delle simulazioni per condizioni di funzionamento puntuali sono incoraggianti, si suggerisce di effettuare, sulla scorta dei dati prestazionali ottenuti, una previsione del comportamento stagionale delle macchine.

L'analisi delle prestazioni stagionali delle macchine può essere effettuata essenzialmente secondo 2 approcci:

- Normativo;
- Simulazione dinamica in ambiente TRNSYS.

L'approccio normativo può essere ricondotto al calcolo secondo le norme di recente pubblicazione UNI EN 1531-4-2 (2008).

L'approccio secondo la simulazione dinamica può essere seguito in ambiente TRNSYS, e potrebbe essere eventualmente oggetto di una prosecuzione dell'attività di ricerca.



14. Terminologia

Grandezze in S.I.



a costante
A area
b costante
c costante
 c_p calore specifico
 C_{sub} calore di sublimazione
d costante
D costante
 D_s coefficiente di diffusione
 D_{eq} diametro equivalente
e costante
f costante
 f_a fattore di frizione
Fr numero di Froude
 K_f numero di ebollizione
L lunghezza
Le numero di Lewis
g costante
g accelerazione di gravità
G portata di massa specifica
h costante
h entalpia
i costante
i indice di ciclo
i indice polinomiale
j costante
m massa
 m_k parametro alette
n numero di moli
p pressione
P potenza
Pr numero di Prandtl
Q calore scambiato
Re numero dei Reynolds
 R_{gas} costante universale dei gas perfetti
RH umidità relativa
SBC sottoraffreddamento
SH surriscaldamento
t tempo
T temperatura Celsius
v volume specifico
V volume
We numero di Weber
x umidità specifica
x coordinata monodimensionale
x titolo del vapore

Operatori



$\frac{d}{dt}$ derivata in funzione del tempo

$\frac{d}{dx}$ derivata in funzione dello spazio

Simboli

α coefficiente di convezione termica

α_{massa} coefficiente di trasferimento di massa

δ spessore

Δh effetto utile

Δp perdita di carico

Δs_{alette} spaziatura alette

ΔT_{ml} temperatura media logaritmica

ε costante

η_f efficienza alette

$\eta_{\text{superficie}}$ efficienza superficie

λ conduttività

μ viscosità

π costante

ρ densità

σ tensione superficiale

ϕ diametro tubo

Pedici

c condensazione

e evaporazione

el elettrico

G gas

H₂O acqua

i indice riferito a grandezza parziale

in ingresso

in interno

L liquido

out uscita

TOT totale

V vapore

w acqua