



Ricerca di Sistema elettrico

Test in camera climatica di un prototipo di PdC ad R744 reversibile (caldo/freddo) dotato di un eiettore per il recupero dell'energia di espansione: potenzialità 30 kW

N. Calabrese, R. Trinchieri, L. Saraceno, G. Boccardi, N. Pragliola

TEST IN CAMERA CLIMATICA DI UN PROTOTIPO DI PDC AD R744 REVERSIBILE (CALDO/FREDDO) DOTATO DI UN EIETTORE PER IL RECUPERO DELL'ENERGIA DI ESPANSIONE: POTENZIALITÀ 30 kW

N. Calabrese, R. Trinchieri, L. Saraceno, G. Boccardi (ENEA), N. Pragliola (Università di Napoli)

Settembre 2015

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2014

Area: Razionalizzazione e risparmio nell'uso dell'energia elettrica

Progetto: Utilizzo del calore solare e ambientale per la climatizzazione

Obiettivo: Sviluppo e sperimentazione di pompe di calore elettriche di nuova generazione

Responsabile del Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA

Indice

Sommario	4
1 Introduzione	5
1.1 Pompa di calore	6
1.2 Tipologie pompe di calore	6
1.3 Coefficient of Performance (COP), Energy Efficient Ratio (EER)	7
1.4 Pompe di calore a CO ₂ : vantaggi e limiti.....	7
1.5 Uso dell'eiettore nelle macchine frigorifere	12
1.5.1 Funzionamento di base dell'eiettore.....	12
1.5.2 Struttura e funzionamento di un eiettore	13
2 Descrizione delle attività svolte e risultati.....	14
2.1 L'impianto "Calorimetro ENEA"	14
2.1.1 Camera climatica	15
2.1.2 Impianto idronico	18
2.1.3 Macchina in test e strumentazione di misura	24
2.2 Metodologia di prova e fase di acquisizione dei dati	32
2.3 Matrice di prova secondo le normative UNI-EN 14511 parte seconda e UNI-EN 14825	33
2.4 Risultati sperimentali.....	35
2.4.1 Risultati sperimentali sulla macchina in test in modalità riscaldamento	36
2.4.2 Risultati sperimentali sulla macchina in test in modalità raffreddamento	38
3 Calcolo prestazioni stagionali	38
3.1 Calcolo prestazioni stagionali invernali per la pompa di calore	40
3.1.1 SCOP sperimentale in applicazioni a bassa temperatura ($T_{w,in}=30\text{ °C}$, $T_{w,out}=35\text{ °C}$).....	40
3.1.2 SCOP sperimentale in applicazioni a media temperatura ($T_{w,in}=40\text{ °C}$, $T_{w,out}=45\text{ °C}$).....	43
3.1.3 SCOP sperimentale in applicazioni ad alta temperatura ($T_{w,in}=47\text{ °C}$, $T_{w,out}=55\text{ °C}$).....	47
3.1.4 Tabella riepilogativa dei valori di SCOP calcolati	51
3.2 Calcolo prestazioni stagionali estive per la macchina in test	51
3.2.1 SEER sperimentale in applicazioni con temperatura di uscita dell'acqua costante	51
3.2.2 SEER sperimentale in applicazioni con temperatura di uscita dell'acqua variabile	52
4 Conclusioni	53
5 Riferimenti bibliografici	54
6 Abbreviazioni ed acronimi	54

Sommario

La presente attività di ricerca ha avuto come obiettivo la realizzazione e l'analisi di test di una pompa di calore reversibile di taglia 30 kW operante con fluido refrigerante R744 ed avente un gruppo di eiettori come organo di laminazione al fine di determinarne le prestazioni al variare delle condizioni al contorno (temperatura dell'ambiente, portata e temperature dell'acqua).

L'attività è stata realizzata nelle seguenti fasi:

- Preparazione e messa a punto dell'impianto "Calorimetro ENEA", sito presso l'istituto di ricerca ENEA Casaccia;
- Esecuzione della campagna sperimentale del prototipo in esame, sia in regime invernale (modalità pompa di calore), sia in regime estivo (modalità macchina frigorifera);
- Elaborazione e riduzione dei dati sperimentali;
- Analisi dei risultati per il calcolo dei parametri di prestazione a carico parziale e stagionale in accordo con le normative vigenti;
- Interpretazione dei risultati al fine della valutazione dell'impatto ambientale diretto e indiretto nel caso di impiego di tali macchine nella climatizzazione residenziale.

In questo documento sono descritti, in particolare, le principali caratteristiche della macchina in test, l'impianto sperimentale "Calorimetro Enea" e le modifiche di volta in volta adottate per adattarlo alla macchina in test, la metodologia di prova, i criteri con i quali si è definita la matrice di prova, in accordo alle normative di riferimento su questo argomento (UNI EN 14511 parte seconda e parte terza e UNI EN 14825) ed infine sono mostrati i principali risultati sperimentali ottenuti.

1 Introduzione

L'obiettivo della presente attività di ricerca è stato l'analisi sperimentale di una pompa di calore reversibile da 30kWth utilizzando la CO₂ come fluido refrigerante. Tale attività rappresenta lo sviluppo di attività condotte nelle precedenti annualità, che avevano confermato l'elevata attitudine di macchine di questo tipo alla produzione di acqua calda sanitaria [1]. D'altra parte, si è ritenuto opportuno valutare la possibilità di utilizzare tale refrigerante per la produzione di acqua calda da impiegare in applicazioni di riscaldamento invernale e per la produzione di acqua fredda da impiegare in applicazioni di raffrescamento estivo in abbinamento a terminali di tipo fan coil.

La macchina progettata per questa attività presenta caratteristiche tecniche avanzate ed in particolare si distingue dalle normali macchine a compressione di vapore per l'evoluto sistema di laminazione utilizzando un gruppo di eiettori per la realizzazione della fase di espansione necessaria alla chiusura del ciclo termodinamico. Tale soluzione appare particolarmente adatta a cicli termodinamici utilizzando CO₂, che è caratterizzata da una temperatura critica molto bassa rispetto agli altri fluidi frigorigeni: questo comporta un alto valore delle perdite exergetiche di ciclo, in particolare di quelle legate al processo di laminazione [2].

Per la riduzione di tali perdite e per il recupero di energia dalla trasformazione di espansione sono state proposte varie soluzioni. Oltre alla possibilità di utilizzare organi mobili, che presentano però lo svantaggio di avere delle parti in movimento (minore affidabilità), la possibilità di utilizzare un eiettore come organo di laminazione appare applicabile con relativa semplicità.

L'eiettore è un organo fisso dotato di un tratto di tubo convergente, seguito da un brevissimo tratto rettilineo e da un successivo tratto divergente; esso è dotato di due sezioni di ingresso: nella primaria viene immesso il fluido ad elevata pressione e nel tratto convergente tale energia di pressione viene trasformata in energia cinetica; la conseguente depressione viene utilizzata per aspirare fluido dall'altra sezione di ingresso e, in seguito al mescolamento nel tratto rettilineo di tubo, tutto il fluido viene nuovamente rallentato nel tratto divergente riacquistando energia di pressione prima di essere avviato al compressore. Tra l'altro, con tale meccanismo si ottiene il vantaggio di avviare al compressore un fluido avente pressione maggiore rispetto a quella di evaporazione, garantendosi così prestazioni del compressore senz'altro migliori. Tra i principali problemi nell'impiego dell'eiettore va segnalato invece la possibilità che il sistema lavori efficientemente soltanto in corrispondenza del punto di dimensionamento, mentre potrebbe portare scarsi miglioramenti quando si lavora lontano da tale punto.

Per ovviare in parte a tale possibile debolezza si è provveduto a dotare la macchina di un gruppo eiettore contenente quattro eiettori di diversa geometria, gestiti in maniera automatica dal software di controllo della macchina in test.

Per il test della macchina si è utilizzato l'impianto "Calorimetro Enea" allestito presso l'edificio F40 del Centro ricerche Enea Casaccia di Roma. Esso consente di testare pompe di calore aria/acqua in accordo alla norma UNI-EN 14511 del novembre 2011. Tali test sperimentali, eseguiti secondo le condizioni di prova richieste dalla norma, permettono di valutarne le prestazioni in una specifica condizione (COP per le pompe di calore ed EER per i refrigeratori di liquido) per poi calcolare gli indici stagionali SCOP e SEER, nonché rilasciarne la certificazione energetica.

Per il test di pompe di calore di questo tipo si deve poter disporre di condizioni al contorno stabili. Deve cioè essere garantito un flusso d'acqua avviato al condensatore a temperatura e portata fissata e stabile e si deve assicurare un flusso d'aria all'evaporatore anch'esso di portata e temperatura definita e stabile e avente una velocità entro i limiti posti dalle norme.

Per l'ottenimento delle condizioni richieste sull'acqua, è stato realizzato un circuito apposito in grado di produrre e rendere disponibile un idoneo flusso d'acqua a temperatura controllata.

Invece, per controllare la temperatura e l'umidità dell'aria avviata all'evaporatore ci si è avvalsi di una camera climatica all'interno della quale fosse possibile alloggiare i prototipi da testare.

La gestione simultanea della camera climatica, del loop idronico e della macchina in test ha richiesto la realizzazione e la messa a punto di una logica di controllo piuttosto avanzata, che ha consentito di

automatizzare le fasi di preparazione dell'acqua e di coordinare l'accensione o lo spegnimento di ogni singolo componente.

Per la definizione e l'esecuzione delle prove sono state seguite le prescrizioni delle normative di riferimento per i test sulle pompe di calore, ossia la UNI EN 14511-parte 2 [3] e parte 3 [4] e la UNI EN 14825 [5].

1.1 Pompa di calore

Per pompa di calore si intende un'installazione che, operando con continuità, preleva calore da una sorgente a temperatura più bassa e lo rende disponibile (assieme all'equivalente termico dell'energia impiegata per rendere possibile tale operazione) per un utilizzo esterno ad una temperatura mediamente superiore (fig. 1).

Essa è costituita da un compressore, che incrementa la pressione e la temperatura del fluido refrigerante, un condensatore (o gas-cooler per macchine a CO₂ con ciclo trans-critico) nel quale viene ceduto calore all'acqua da riscaldare, da un evaporatore che preleva calore dall'aria dell'ambiente in cui è collocato e da un organo di espansione, che provvede a laminare il fluido refrigerante chiudendo il ciclo.

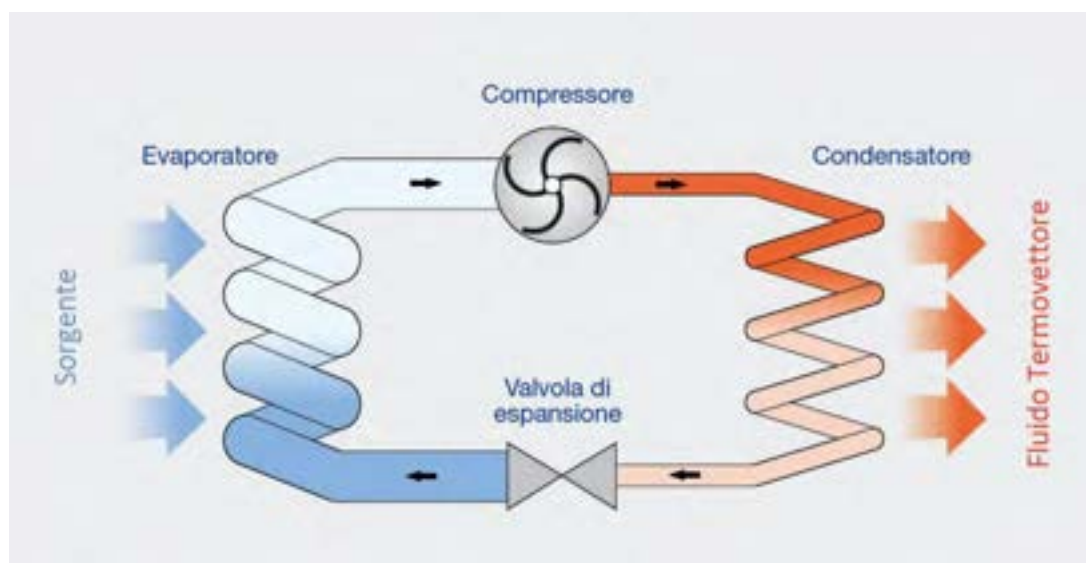


Figura 1. Schema Funzionale di una Pompa di Calore

Le principali fonti di calore a bassa temperatura utilizzate in tale applicazione possono essere sorgenti naturali come il suolo, l'aria o l'acqua, oppure fonti artificiali come i flussi di calore emessi da processi industriali; questa proprietà di sfruttare fonti di energia rinnovabile per il proprio funzionamento permette alle pompe di calore di essere un'efficiente tecnologia nel riscaldamento e raffreddamento di ambienti, garantendo inoltre un ridotto impatto ambientale rispetto ai sistemi tradizionali.

Una prima classificazione delle pompe di calore può essere effettuata in base al tipo di energia richiesta per il funzionamento:

- energia meccanica, prodotta generalmente da motori elettrici;
- energia termica, generata con cicli ad assorbimento.

1.2 Tipologie pompe di calore

Nel mercato sono presenti 4 tipologie di pompe di calore, che si differenziano tra loro e che derivano dalla combinazione dei due fluidi che scambiano calore con il refrigerante: aria o acqua.

A seconda del tipo di sorgente esterna (primo termine) e interna dell'edificio (secondo termine), ovvero sorgente calda e fredda a cui acquisiscono e cedono calore, si determinano quattro tipologie di pompa di calore:

- aria - aria;
- aria - acqua;
- acqua - aria;
- acqua - acqua.

La pompa di calore consente il condizionamento dell'aria all'interno degli edifici riscaldandola o raffreddandola direttamente oppure in modo indiretto, attraverso l'utilizzo di un fluido intermedio - normalmente acqua - che trasporta il calore ai vari ambienti, dove viene ceduto all'aria da parte di scambiatori di calore dedicati.

Sul lato esterno il sistema può scambiare direttamente calore con l'aria, prelevandone la quantità necessaria per il funzionamento invernale e dissipandolo durante quello estivo. Il processo può avvenire con l'utilizzo di un fluido intermedio (acqua o acqua glicolata), che consente di scambiare calore con la sorgente esterna, la quale può essere costituita da acqua superficiale o di falda, terreno o rocce (geotermia a bassa entalpia).

Nel caso di pompe di calore acqua - acqua lo scambio si può ottenere con l'inversione del ciclo frigorifero o con quella del sistema idronico.

1.3 Coefficient of Performance (COP), Energy Efficient Ratio (EER)

Le prestazioni di una pompa di calore sono valutate dal parametro Coefficient of Performance COP, dato dal rapporto fra effetto utile ed energia spesa (ossia il lavoro richiesto dal compressore):

In configurazione invernale, ovvero quando la macchina è utilizzata per produrre energia termica si ha:

$$\text{COP} = \frac{\text{effetto utile}}{\text{spesa energetica}} = \frac{Q_1}{L} \quad (1)$$

In configurazione estiva invece si utilizza il parametro EER (Energy Efficiency Ratio):

$$\text{EER} = \frac{\text{effetto utile}}{\text{spesa energetica}} = \frac{Q_0}{L} \quad (2)$$

1.4 Pompe di calore a CO₂: vantaggi e limiti

Le pompe di calore sono una valida alternativa agli impianti di riscaldamento e condizionamento a combustione tradizionali, grazie al risparmio che è possibile ottenere in termini di energia primaria consumata ed alla conseguente riduzione di emissioni nocive.

Esse presentano i seguenti vantaggi:

- costi di esercizio decisamente minori rispetto ai sistemi di riscaldamento a combustibili fossili; le moderne pompe di calore possono climatizzare gli ambienti e produrre acqua calda sanitaria con un risparmio energetico che va dal 40% al 60% rispetto agli impianti tradizionali. Si ottiene di conseguenza anche una forte riduzione delle emissioni nocive, come ossidi di azoto (NOx), anidride solforosa (SO₂) e gas serra.
- possibilità di utilizzare un unico impianto per la climatizzazione invernale ed estiva e per la produzione di acqua calda sanitaria. Viene perciò eliminata la doppia gestione dell'impianto aeraulico e di quello idronico;
- la pompa di calore permette il riscaldamento degli ambienti prelevando energia termica a bassa temperatura da una sorgente naturale esterna. Questo processo è reso possibile impiegando non oltre il 20–25% di energia elettrica ed utilizzando per il restante 75% energia rinnovabile. Estremizzando il sistema, è possibile che la produzione di energia elettrica avvenga attraverso l'utilizzo di tecnologie che sfruttano fonti rinnovabili, come gli impianti fotovoltaici o eolici: in questo modo si opera con un impatto ambientale praticamente nullo, realizzando una pompa di calore completamente "verde".

I limiti delle pompe di calore sono legati alla forte dipendenza del COP dalle temperature della sorgente calda e fredda; le rese inserite nei dati di targa della macchina sono infatti riferite a condizioni operative standard che non considerano variazioni significative di temperatura.

Per aumentare l'efficienza energetica del sistema occorre utilizzare l'acqua calda alla temperatura più bassa possibile e sfruttare la sorgente fredda alla temperatura più alta possibile: infatti per massimizzare il COP è necessario avere la più bassa differenza di temperatura possibile fra le due sorgenti, poiché si riduce il lavoro di compressione.

Per questo motivo il principale limite delle tecnologie a pompa di calore attuali riguarda il problema di produrre acqua calda sanitaria ad elevata temperatura, necessaria per tutelare l'utente dal rischio di legionella. Come si vedrà in seguito, dallo studio delle proprietà dell'anidride carbonica come fluido refrigerante è possibile ottenere impianti dedicati alla produzione di acqua calda sanitaria, grazie alle elevate temperature dell'acqua che si possono avere in uscita dal gas cooler.

La CO₂, presente in atmosfera allo stato gassoso con percentuali vicine allo 0.035%, vanta una serie di caratteristiche ideali per ciò che concerne il suo utilizzo nelle pompe di calore a compressione di vapore:

- nonostante la bassa concentrazione in atmosfera è facilmente reperibile ad un costo piuttosto basso, poiché è un prodotto di scarto di numerosi processi tecnologici;
- è caratterizzata da un coefficiente di Global Warming Potential GWP=1. Il suo impatto ambientale relativo all'effetto serra è notevolmente inferiore rispetto a quello degli altri fluidi frigoriferi;
- presenta un valore del coefficiente ODP nullo. Per questo, anche se emessa in atmosfera sotto forma di gas, la CO₂ non modifica la concentrazione dell'ozono stratosferico;
- è una sostanza non infiammabile, non tossica e in condizioni normali è inodore. Sotto forma di gas è però più densa dell'aria, perciò si accumula nelle zone inferiori di eventuali ambienti non ventilati e, in caso di elevate concentrazioni, può portare al soffocamento per mancanza di ossigeno;
- è una sostanza inerte, quindi è compatibile con tutti i comuni materiali utilizzati per la costruzione di un circuito frigorifero;
- non sono richieste operazioni di recupero da impianti dismessi o in manutenzione straordinaria.
- a pressione atmosferica e temperatura di 0°C ha densità pari a 1.977kg/m³, ovvero il 50% maggiore di quella dell'aria alle medesime condizioni, perciò il suo utilizzo richiede portate volumetriche minori.
- sono stati sviluppati speciali lubrificanti sintetici inerti rispetto ad essa e chimicamente stabili nelle sue tipiche condizioni di utilizzo. Più in particolare, studi sperimentali hanno dimostrato la buona miscibilità tra l'anidride carbonica e gli oli PAG e POE.

Le proprietà fisiche dell'R744 si discostano in modo significativo da quelle dei fluidi sintetici normalmente utilizzati nei circuiti frigoriferi. Attraverso il diagramma di fase di Figura 2 vengono identificati i punti di maggior interesse:

- Punto critico: T = 30.98°C, p = 73.8 bar;
- Punto triplo: T = -56.55°C, p = 5.2 bar.

La Tabella 1 mette a confronto alcune proprietà caratteristiche dell'anidride carbonica con quelle di alcuni fluidi sintetici e di un fluido naturale come l'ammoniaca. Si nota un effetto frigorifero volumetrico molto maggiore: ciò implica una capacità frigorifera alla temperatura di -20°C almeno quattro volte maggiore rispetto agli altri fluidi a parità di ingombro della macchina, quindi si potranno ottenere dimensioni molto ridotte dei componenti dell'impianto.

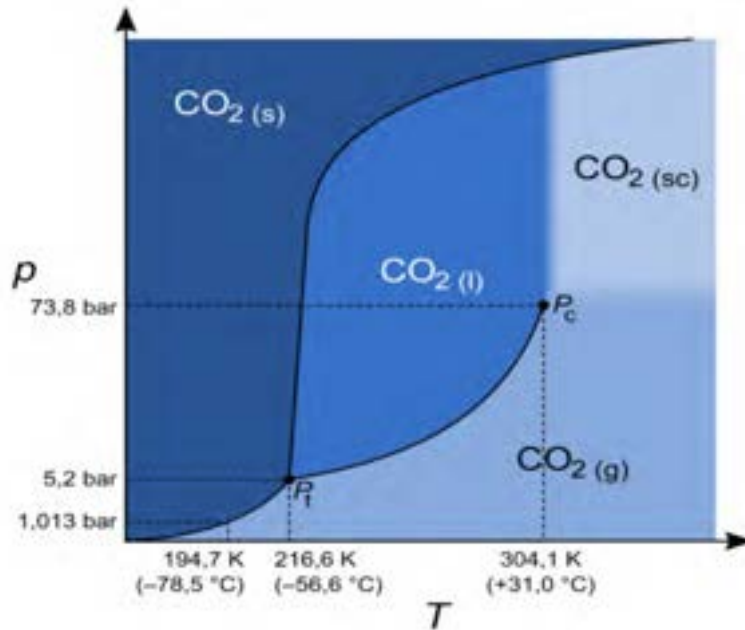


Figura 2. Diagramma di fase della CO₂

Tabella 1. Confronto fra le proprietà termofisiche di diversi fluidi

	Massa molare	Temperatura critica	Pressione critica	Δh_{lv} (-20°C)	Pressione di saturazione	
	Kg/kmol	°C	bar	kJ/m ³	(-20°C)	(20°C)
CO ₂	44,01	31,05	73,84	14592	19,670	72,1
R22	86,47	96,15	49,90	2371	2,453	11,9
R134a	102,03	101,06	40,59	144	1,327	7,7
R410a	72,59	71,36	49,03	3756	4,007	18,9
NH ₃	17,03	132,25	113,33	2131	1,901	11,7

Dal confronto è possibile notare come l'utilizzo dell'anidride carbonica nei cicli inversi sia più problematico rispetto ai tradizionali fluidi frigorigeni, poiché è necessario sviluppare pressioni molto più elevate anche per temperature piuttosto modeste; inoltre è evidente come i cicli subcritici non possano essere la soluzione adatta in un impianto frigorifero e soprattutto in un impianto a pompa di calore a causa della bassa temperatura del punto critico, che non consente un efficace scambio termico. La maggiore resistenza meccanica richiesta per l'applicazione della CO₂ viene però in parte controbilanciata dalla minore taglia dei componenti, dovuta alla minore portata volumetrica richiesta.

Considerando, per di più, le caratteristiche termodinamiche che portano ad utilizzare l'anidride carbonica nei cicli inversi, si identifica come tale fluido permetta di ottenere elevati coefficienti di scambio termico nel momento in cui è possibile utilizzare scambiatori di calore di adeguata geometria.

L'anidride carbonica possiede, infatti:

- un'elevata conduttività termica sia in fase liquida che in fase gassosa, in cui si trova in condizioni di elevata densità; essa presenta un massimo presso il punto critico e va scemando con l'aumento della temperatura a parità di densità;
- un elevato calore specifico del liquido che si modifica al variare della pressione e che presenta il massimo in prossimità della temperatura critica.

- un valore di densità piuttosto elevata e maggiore rispetto agli altri fluidi frigoriferi: l'elevata densità accoppiata con l'elevato calore specifico permette di operare con portate di massa inferiori rispetto ai tradizionali fluidi frigoriferi a parità di potenza termica scambiata.
- un valore piuttosto basso di viscosità cinematica al variare della pressione: ciò permette all'anidride carbonica di scorrere in modo più fluido all'interno del circuito frigorifero e di miscelarsi in modo migliore con i lubrificanti che permettono una migliore oliatura agli organi interni del compressore del circuito;
- un elevato calore latente volumetrico rispetto agli altri refrigeranti tradizionali: questa particolarità aggiunta all'elevata densità del vapore in condizioni di aspirazione al compressore, permette di adottare compressori di dimensioni ridotte e tubazioni di diametro minore rispetto ai tradizionali impianti frigoriferi nonostante le elevate pressioni che si sviluppano.
- a parità di temperatura al condensatore accade che per la CO₂, il titolo in ingresso all'evaporatore è elevato, questo da problemi relativi alla generazione entropica.

Se da un lato sono numerosi i fattori che stanno contribuendo al rinnovato interesse per la CO₂, dall'altro esistono una serie di caratteristiche dell'anidride carbonica che occorre valutare con estrema attenzione nel momento in cui si decide di impiegarla come refrigerante.

A parità di temperatura, la pressione di saturazione della CO₂, è molto più elevata rispetto a quella degli altri fluidi frigoriferi. Anche se, come si è potuto constatare, le dimensioni dei vari organi costituenti l'impianto sono più ridotte, gli elevati valori di pressione obbligano all'impiego di tubazioni di spessore maggiore e di componenti specifici (in particolar modo, il compressore e gli scambiatori); inoltre bisogna prevedere opportuni organi di sicurezza e prestare particolare cura nella scelta dei raccordi e nella realizzazione delle saldature per garantire alte tenute e, quindi, ridotte perdite di refrigerante.

La temperatura critica molto bassa rispetto agli altri fluidi frigoriferi comporta un alto valore delle perdite exergetiche di ciclo, in particolare di quelle legate al processo di laminazione (si veda a proposito la fig. 3 [2], che mostra le perdite exergetiche di ogni singola trasformazione in un diagramma T-S per un ciclo frigorifero a CO₂), e un ridotto coefficiente di prestazione (infatti per una buona efficienza energetica il fluido deve avere una temperatura critica sufficientemente lontana da quella di condensazione).

Come riportato da [2], la laminazione della CO₂ in un ciclo transcritico provoca una perdita exergetica dell'82% superiore a quella di un ciclo a R-22 se i due cicli lavorassero nelle condizioni indicate in tabella 2.

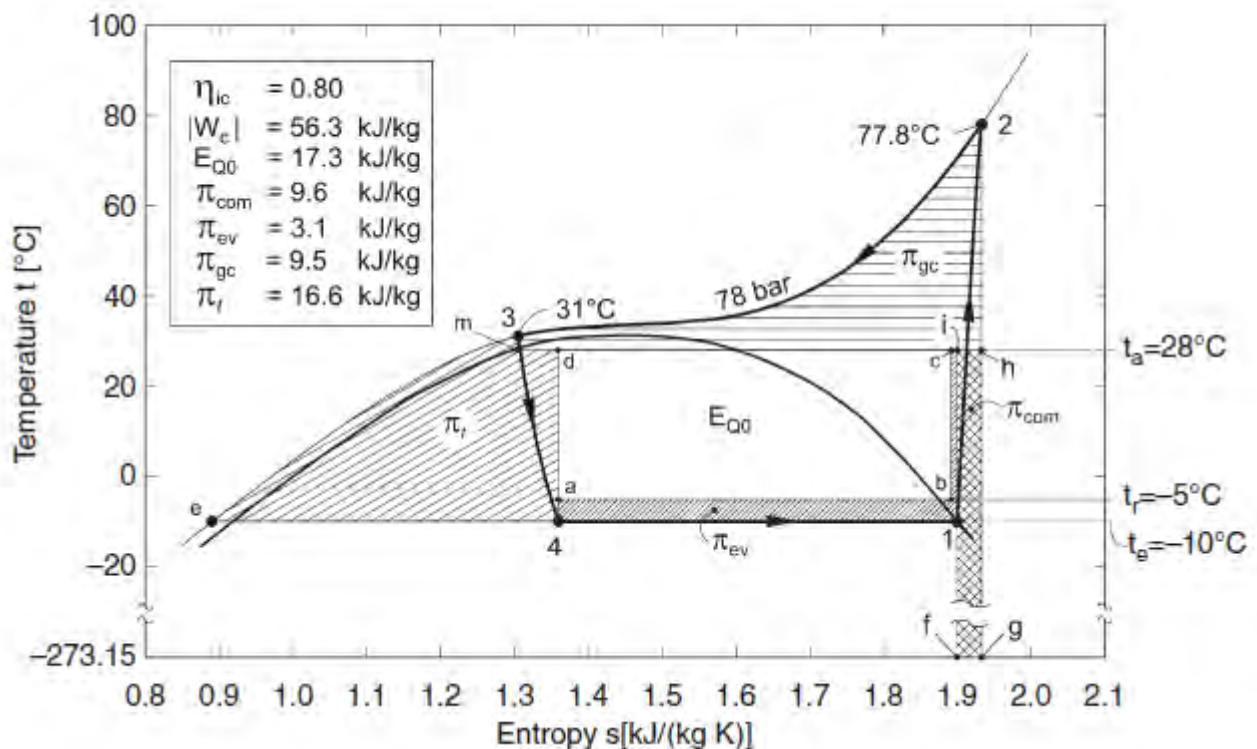


Fig.3 Perdite exergetiche di ogni singola trasformazione in un diagramma T-S per un ciclo frigorifero semplice a CO₂

Tabella 2. Confronto tra le perdite exergetiche di cicli semplici a CO₂ ed a R-22

punti	descrizione	Refrigeranti	
		CO ₂	R22
4-1	Temperatura di evaporazione isobarica	$t_{ev}=-10\text{ °C}$	$t_{ev}=-10\text{ °C}$
1-2	Rendimento isentropico di compressione	$\eta_{is}=0.8$	$\eta_{is}=0.8$
→3	Temperatura di condensazione isobarica (R-22)		$t_{cond}=43\text{ °C}$
2→3	Pressione (costante) al gas-cooler (CO ₂)	$P_{GC}=78\text{ bar}$	
3	Temperatura di uscita gas-cooler (CO ₂)	$t_{GCout}=-10\text{ °C}$	
1	Surriscaldamento all'aspirazione del compressore	0 °C	0 °C
3	Sottoraffreddamento del liquido all'uscita del condensatore (R22)		0 °C
	Temperatura (costante) della sorgente fredda	$t_r=-5\text{ °C}$	$t_r=-5\text{ °C}$
	COEFFICIENTE DI PRESTAZIONE DEL CICLO COP	2.52	3.04

Inoltre, nella maggior parte delle applicazioni che vedono l'aria dell'ambiente esterno come fluido di scambio, la necessità di operare con cicli transcritici comporta, come si vedrà, ulteriori perdite di prestazione.

Il ciclo frigorifero ad anidride carbonica, se configurato in modalità pompa di calore, può apportare il proprio effetto utile riscaldando l'acqua o l'aria sul lato del gas cooler.

Il vantaggio nell'utilizzo dell'anidride carbonica in tali impianti consiste nel fatto che essa può fornire calore con un salto termico più elevato rispetto a qualunque altro fluido condensante ed il vantaggio risulta tanto maggiore quanto più elevato è il glide richiesto dall'applicazione. Ciò consente di operare con elevata efficienza soprattutto per le unità di grande potenza utilizzate negli impianti industriali in cui il salto termico è di 30-40°C, così come per la produzione di acqua calda sanitaria.

A parità di potenza termica prodotta, infatti, una macchina operante a CO₂ in ciclo frigorifero transcritico si presta a riscaldare con salto termico maggiore una portata d'acqua inferiore.

Ciò è facilmente spiegabile con l'ausilio della figura 4, in cui si evidenziano i profili di temperatura riguardanti il raffreddamento dell'anidride carbonica entro il gas cooler e il conseguente riscaldamento dell'acqua in modalità controcorrente: è evidente come la differenza di temperatura tra i due fluidi in ogni sezione dello scambiatore si mantiene circa costante e può essere, in certe condizioni (dipendenti dalle portate e dalle temperature di ingresso dei due fluidi nello scambiatore), impostato in maniera ottimale modificando la pressione di lavoro del compressore e minimizzando le perdite energetiche nello scambio termico. Nella stessa figura è rappresentato anche il profilo di temperatura decisamente meno favorevole del raffreddamento dell'R134a all'interno di un condensatore facente parte di un impianto a pompa di calore.

Queste minori perdite energetiche costituiscono un fattore decisivo per assicurare coefficienti di effetto utile maggiori rispetto a quelli realizzati da impianti operanti con fluidi tradizionali.

Da quanto considerato si può comprendere come il ciclo transcritico ad anidride carbonica si adatti in particolar modo al riscaldamento dell'acqua sanitaria.

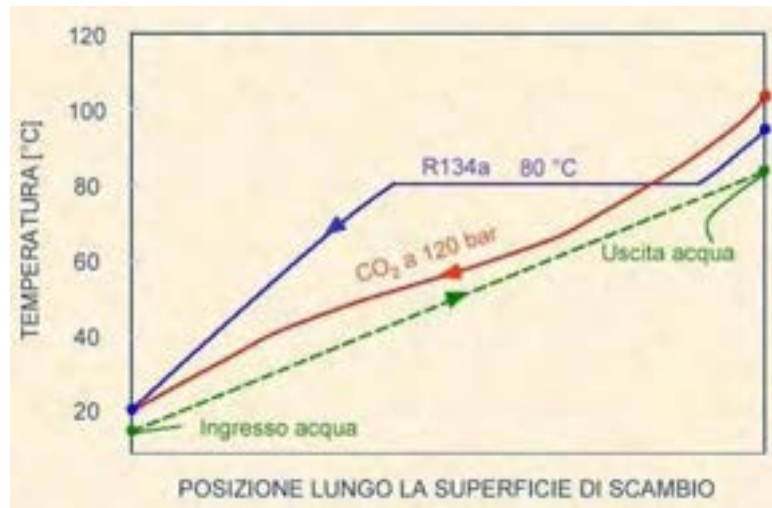


Figura 4. Profili delle temperature per l'R134a e la CO₂ relativi allo scambio termico con l'acqua per impianti a pompa di calore

Per mezzo delle pompe di calore ad anidride carbonica si può produrre acqua calda fino a 90 °C ed oltre, temperature difficilmente raggiungibili con i sistemi tradizionali (pompe di calore con fluidi alogenati in ciclo subcritico). La macchina, per le caratteristiche proprie della CO₂, risulta inoltre molto compatta. Poiché il 20% della domanda di riscaldamento residenziale (impianti di piccola e grossa taglia) nei paesi industrializzati è proprio dovuta al riscaldamento di acqua sanitaria e poiché la domanda è in continuo aumento, l'utilizzo di pompe di calore a CO₂ si prospetta come una buonissima alternativa ai sistemi tradizionali.

1.5 Uso dell'eiettore nelle macchine frigorifere

Nei circuiti operanti con fluidi frigoriferi tradizionali la differenza di pressione tra il condensatore e l'evaporatore ha valori limitati; si utilizza quindi un organo di laminazione che, a fronte di una piccola perdita energetica, permette di mantenere il sistema in equilibrio senza grosse complicazioni nell'architettura dell'impianto.

Tuttavia, va ricordato che l'anidride carbonica opera con differenziale di pressione tra gas cooler ed evaporatore nettamente superiore a quello ottenibile in un impianto tradizionale.

Questo comporta un'elevata perdita energetica durante la laminazione; si può pensare quindi di impiegare in macchine a CO₂ un sistema in grado di recuperare tale energia così da aumentare l'efficienza della macchina. Tale componente è l'eiettore. È una macchina senza organi in movimento che può essere impiegata sia come compressore che come pompa per ottenere l'innalzamento della pressione di un fluido mediante l'alimentazione di un altro fluido di natura uguale o diversa. All'interno di un circuito ad anidride carbonica esso viene utilizzato per comprimere parte del gas in uscita all'evaporatore sfruttando la pressione del gas in uscita dal gas cooler; in questo modo è possibile ridurre il lavoro del compressore aumentando l'efficienza del ciclo.

1.5.1 Funzionamento di base dell'eiettore

L'eiettore è una speciale pompa che sfrutta l'effetto Venturi - particolare caso derivante dal principio di Bernoulli - prodotto da un ugello convergente - divergente per convertire l'energia data da un fluido motore ad elevata pressione in un aumento di velocità dello stesso.

Ciò crea una zona di depressione che trascina il fluido aspirato inizialmente a pressione inferiore rispetto a quella del fluido motore. Sorpassata la zona della gola dell'eiettore, il fluido miscelato tende ad espandersi e la sua velocità si riduce, comportando un aumento della pressione della miscela: si converte, quindi, l'energia cinetica, dovuta alla velocità del fluido, in energia di pressione in accordo con il principio di Bernoulli. Il principio base, quindi, su cui si fonda il funzionamento di un eiettore è basato sull'effetto Venturi in prima istanza e sul fatto che un fluido, avendo un'elevata quantità di moto incontrandone un

altro con una inferiore, porta l'energia di ambedue ad un valore intermedio, che in tal caso corrisponde al valore di pressione intermedio.

1.5.2 Struttura e funzionamento di un eiettore

L'eiettore si presenta come un unico componente suddiviso in tre zone particolari (figura 5):

- zona di aspirazione;
- zona di miscelamento;
- zona di diffusione o diffusore.

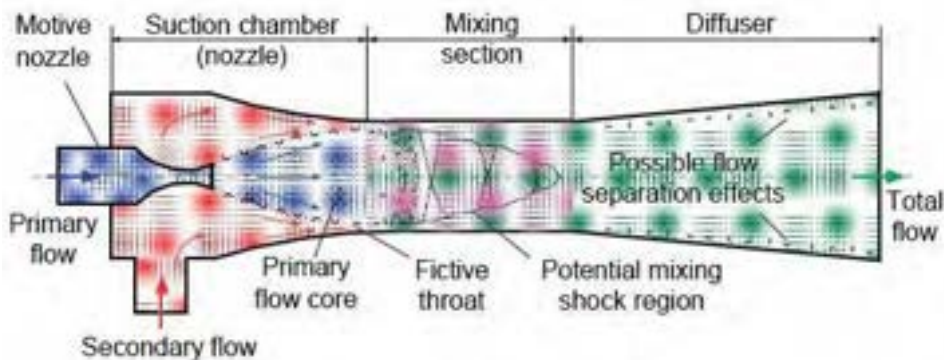


Figura 5. Rappresentazione schematica di un tipico eiettore a due fasi

In ciascuna zona si identifica un certo effetto dovuto alla presenza di un ugello motore all'ingresso dell'eiettore e alla struttura del dispositivo stesso. Nella camera di aspirazione, infatti, si identifica una sezione convergente, nella sezione di miscelamento il diametro della condotta rimane costante e nel diffusore la sezione del condotto tende ad aumentare. Ciò permette di ottenere il processo molto complesso per cui due fluidi di alta e bassa pressione si miscelano e si portano ad una pressione intermedia.

Il funzionamento di base è il seguente:

1. il fluido guida (primary flow) entra all'interno dell'ugello (motive nozzle) dove viene accelerato grazie alla sua particolare forma convergente e, in accordo all'effetto Venturi e il principio di Bernoulli, diminuisce la propria pressione. Il fluido può raggiungere la velocità del suono nel momento in cui l'ugello è di tipo convergente, mentre se esso è di forma convergente - divergente la portata può facilmente entrare in campo supersonico;
2. una volta accelerato, il fluido (che ha diminuito la propria pressione) è immesso nella camera di aspirazione (suction chamber) di forma convergente e, grazie all'effetto Venturi, rende possibile il trascinarsi del fluido secondario (secondary flow), che si trova ad una pressione più bassa del fluido primario;
3. all'interno della zona di miscelamento (mixing section) a sezione costante i due fluidi si miscelano e scambiano fra loro una certa quantità di energia, permettendo di conseguenza al fluido secondario di essere accelerato grazie all'elevata quantità di moto di cui è caratterizzato il fluido primario.
4. la miscela entra, quindi, all'interno del diffusore (diffusor) di forma divergente, la quale permette di ridurre la velocità del fluido in uscita dall'eiettore e di aumentarne in modo sensibile la pressione (in accordo con l'equazione di Bernoulli).

Solitamente per operare una regolazione della quantità di fluido motore da immettere all'interno dell'eiettore si posiziona un otturatore presso l'ugello di ingresso.

Un eiettore a due fasi è utilizzato in molti sistemi per il recupero dell'energia derivante dal lavoro di espansione, possibilità non sfruttata nei cicli frigoriferi nel momento in cui si impiegano le tradizionali valvole di laminazione. Per l'utilizzo dell'anidride carbonica con sistemi di questo tipo viene preso come riferimento il ciclo di figura 6.

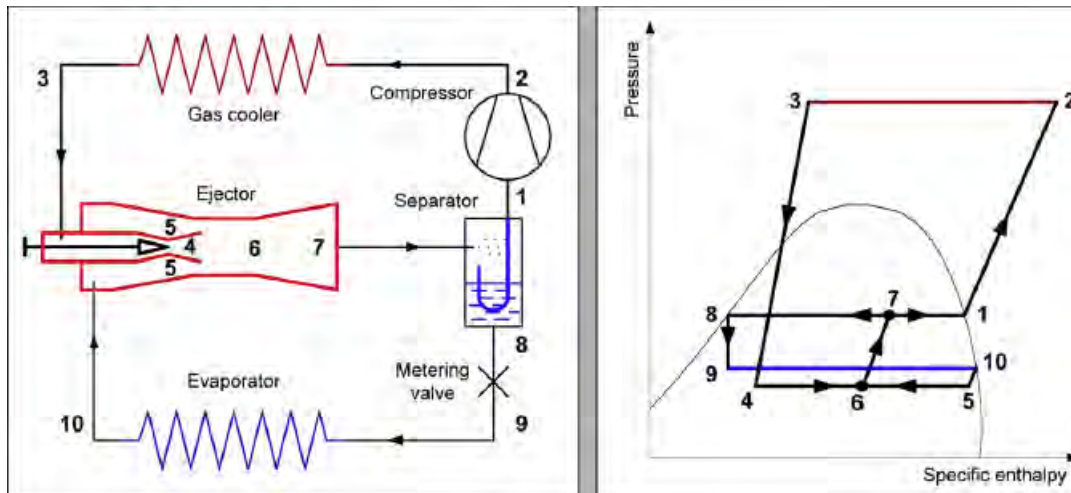


Figura 6. Ciclo transcritico per R744 che utilizza un eiettore a due fasi per il recupero del lavoro di espansione.

Il ciclo ideale è caratterizzato dal fatto che il vapore saturo, raccolto all'interno del separatore di liquido del circuito, viene spillato dal compressore e isoentropicamente compresso fino a pressione transcritica. All'interno del gas cooler, quindi, vi è uno scambio di calore che permette di raffreddare l'anidride carbonica, la quale entra nell'eiettore attraverso l'ugello convergente – divergente, che permette un aumento di velocità e successivamente un incremento di pressione al fluido: in questo modo per effetto Venturi l'espansione del fluido motore aspira all'interno dell'eiettore l'anidride carbonica in uscita dall'evaporatore. Anche in questo caso è possibile impiegare un ugello convergente che permette al fluido aspirato di essere pre - accelerato prima di miscelarsi con il fluido motore ad alta pressione.

Nel momento in cui il fluido, derivante dal miscelamento del fluido motore e di quello aspirato, supera la linea di saturazione del liquido, inizia l'evaporazione e il cambio di stato all'interno dell'eiettore. Si ottiene, quindi, una portata a due fasi.

A seconda della geometria dell'eiettore è possibile il miscelamento a pressione costante o all'interno di una zona a sezione costante.

All'interno del diffusore il fluido a doppia fase viene espanso con un aumento della sua pressione. Si svolge, quindi, una conversione dell'energia cinetica in energia di pressione, la quale causa una compressione isoentropica della portata delle due fasi prima che essa entri nel separatore di liquido.

All'interno di questo dispositivo una frazione di fluido ritorna al compressore, mentre la parte rimanente allo stato liquido viene espansa isoentalpicamente con una riduzione della pressione da parte di una valvola di controllo, in modo che all'interno dell'evaporatore possa fluire una corretta portata di liquido.

L'evaporatore permette all'anidride carbonica in fase liquida di acquisire calore fornendo un certo effetto frigorifero.

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

L'impianto "Calorimetro ENEA" ha consentito l'esecuzione dei test sperimentali secondo le normative di riferimento per il test di pompe di calore (UNI EN 14511-parte 2 [3] e parte 3 [4] e UNI EN 14825 [5]). Sono stati condotti test sul prototipo, funzionante con R744 (CO₂), in differenti condizioni di funzionamento, sia in regime invernale (modalità pompa di calore) che in regime estivo (modalità macchina frigorifera). Per ognuna delle singole prove sperimentali, sono stati elaborati e ridotti i dati, successivamente utilizzati per la stima delle prestazioni stagionali durante la climatizzazione estiva e invernale.

2.1 L'impianto "Calorimetro ENEA"

L'impianto "Calorimetro Enea" allestito presso l'edificio F40 del Centro ricerche Enea Casaccia di Roma consente di testare pompe di calore aria/acqua in accordo alla norma UNI-EN 14511 del novembre 2011. Tali test sperimentali, eseguiti secondo le condizioni di prova richieste dalla norma, permettono di

valutarne le prestazioni in una specifica condizione (COP per le pompe di calore ed EER per i refrigeratori di liquido) per poi calcolare gli indici stagionali SCOP e SEER.

Per il test di pompe di calore si deve poter disporre di condizioni al contorno stabili. Deve cioè essere garantito un flusso d'acqua avviato al condensatore a temperatura e portata fissata e stabile e si deve assicurare un flusso d'aria all'evaporatore anch'esso di portata e temperatura definita e stabile e avente una velocità entro i limiti posti dalle norme.

Per l'ottenimento delle condizioni richieste sull'acqua, è stato realizzato un circuito apposito in grado di produrre e rendere disponibile un idoneo flusso d'acqua a temperatura controllata.

Invece, per controllare la temperatura e l'umidità dell'aria avviata all'evaporatore ci si è avvalsi di una camera climatica all'interno della quale fosse possibile alloggiare i prototipi da testare.

La gestione simultanea della camera climatica, del loop idronico e della macchina in test ha richiesto la realizzazione e la messa a punto di una logica di controllo piuttosto avanzata, che ha consentito di automatizzare le fasi di preparazione dell'acqua e di coordinare l'accensione o lo spegnimento di ogni singolo componente.

Per la definizione e l'esecuzione delle prove sono state seguite le prescrizioni delle normative di riferimento per i test sulle pompe di calore, ossia la UNI EN 14511-parte 2 e parte 3 e la UNI EN 14825.

L'impianto è composto da tre diversi sistemi, che devono essere gestiti simultaneamente:

- Camera climatica, con la quale si gestiscono le condizioni termoigrometriche dell'aria che arriva sullo scambiatore ad aria della macchina in test;
- Loop idronico, che consente di gestire la portata e la temperatura dell'acqua avviata alla macchina in test;
- Macchina in test stessa, che deve essere opportunamente strumentata e monitorata e gestita per controllare il raggiungimento di condizioni di funzionamento stabili.

2.1.1 Camera climatica

La camera climatica (figura 7) consente di controllare e misurare la temperatura e l'umidità in ambiente in modo da garantire accuratezza delle misure, stabilità delle condizioni di prova e contenimento della velocità dell'aria che investe lo scambiatore della macchina in test entro i limiti previsti dalla UNI-EN 14511.



Figura 7. Camera climatica

Il servizio utilizza una camera climatica con le seguenti caratteristiche:

Tabella 3. Principali caratteristiche della camera climatica

Impianto Calorimetro ENEA	
Produttore	Angelantoni
Dimensioni Interne	4,70 m [L] x 5,50 m [P] x 4,60 m [H]
Superficie utile	26 m ²
Volume utile	120 m ³
Temperatura di esercizio	-15°C ÷ 35°C
Umidità Relativa	10% ÷ 95% (controllata da 10°C a 35°C)
Velocità aria	< 1 m/s (UNI EN 14511-3:2011 Appendice A –A.1.2)
Potenza elettrica massima assorbita	80 kW
Potenza frigorifera massima smaltibile	50 kW

La camera climatica consente di testare pompe di calore aria/acqua con potenza termica fino a 50 kWth. Essa è in grado di mantenere, al suo interno una temperatura dell'aria pari al valore di setpoint impostato in modo stabile in un range che va da -15°C a 35°C. E' possibile inoltre controllare anche il livello di umidità relativa dal 10 al 95% esclusivamente nel range di temperatura 10°C÷ 35°C. Per quanto riguarda la velocità dell'aria si è proceduto ad una sua misura per ogni prototipo installato verificando che il suo valore in prossimità dell'evaporatore non superasse quello richiesto dalla normativa.

La camera ha al suo servizio un gruppo frigorifero (figura 8) della potenza nominale di 21 kW ed un gruppo di resistenze elettriche da 60 kW suddivise in 3 pacchi da 20 kW, uno dei quali a potenza modulabile.

In sede di collaudo si è provveduto a settare i PID di gestione del gruppo frigo e delle resistenze elettriche in modo da rispettare anche le prescrizioni del prospetto 5 della norma UNI-EN 14511 parte terza, riguardante le variazioni ammesse nelle prove della capacità di riscaldamento quando si usa il procedimento di prova in condizioni transitorie.

Il controllo dell'umidità avviene tramite l'evaporatore di detto gruppo frigorifero e tramite un generatore di vapore elettrico (figura 8) che invia vapor d'acqua in camera.



Figura 8. Gruppo Frigorifero e generatore di vapore a servizio della Camera Climatica

L'intero sistema della camera climatica è controllato da un sistema PLC implementato, creato e programmato dal produttore che gestisce il tutto in modo totalmente automatico (figura 9). L'operatore ha il solo compito di impostare i setpoint di temperatura ambiente ed umidità relativa sul pannello touch screen a bordo camera o su PC tramite il software Winkratos (figura 10), sviluppato anch'esso da Angelantoni. In figura 9 sono mostrati i sensori di temperatura e di umidità, usualmente collocati all'interno della camera, utilizzati dal sistema di controllo per gestire le richieste di caldo o freddo.



Figura 9. Quadro elettrico con pannello di controllo Touch Screen della camera climatica e sensori di temperatura e umidità alloggiati all'interno della stessa

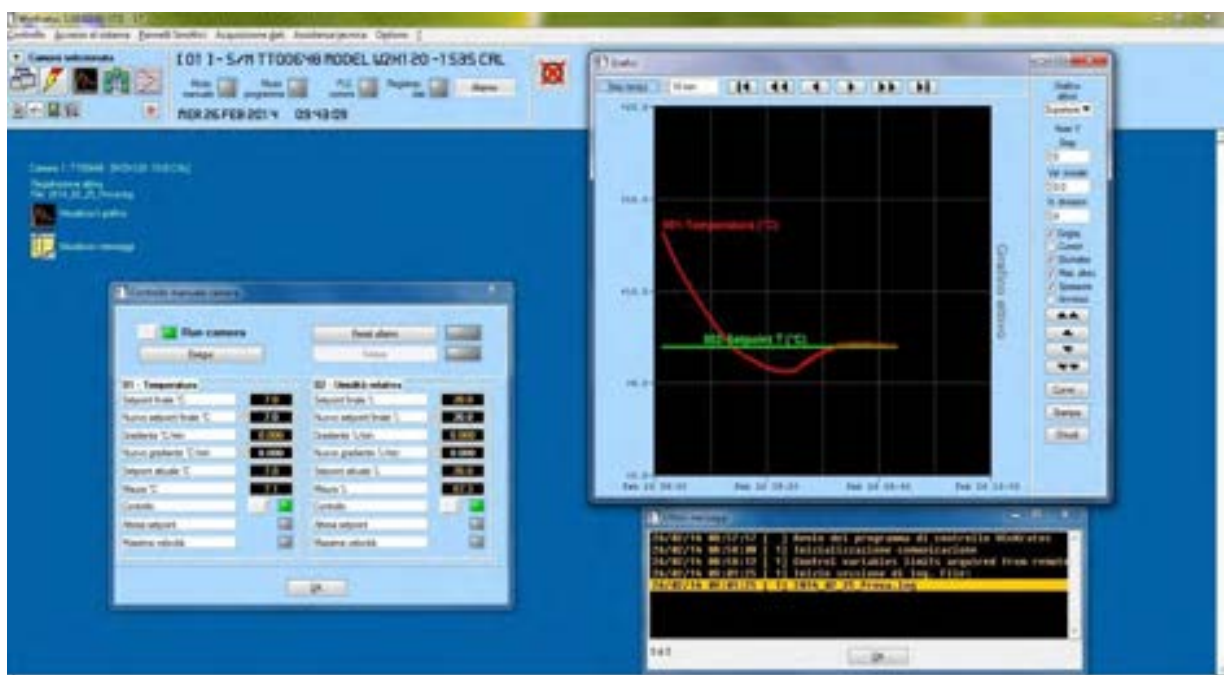


Figura 10. Schermata del software di controllo della camera climatica "Winkratos"

2.1.2 Impianto idronico

L'impianto idronico consente di controllare e misurare la portata e la temperatura dell'acqua elaborata per mezzo di un apposito loop di cui si riporta lo schema d'impianto (figura 11).

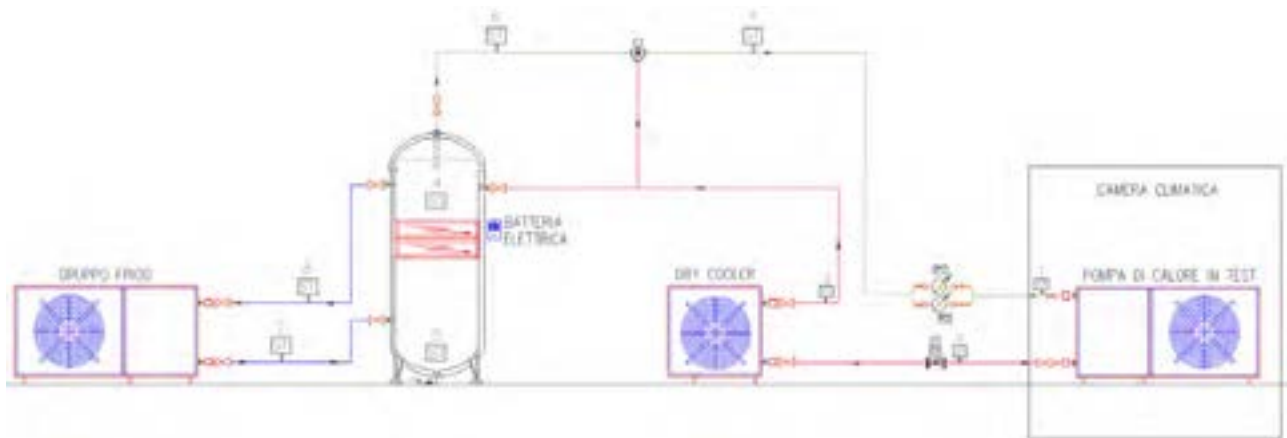


Figura 11. Schema dell'impianto idronico del "Calorimetro Enea"

Nella sua versione attuale, riveduta rispetto a quella originariamente predisposta, per consentire il test di pompe di calore da 30kWth, l'anello è costituito da:

- Serbatoio d'accumulo da 1000 litri, dotato di resistenze elettriche da 15 kW divise in 2 batterie da 7,50 kW l'una con modulazione della potenza 0 ÷ 100% (figura 12); sul serbatoio si è proceduti all'installazione di sistemi di miscelazione dell'acqua in modo da avere una maggiore disponibilità nel tempo di un flusso di acqua a temperatura ancora più stabile e controllata;
- Due elettropompe di circolazione Grundfos Magna 40-120F con inverter a bordo (figura 13): la seconda elettropompa è stata installata in parallelo a quella già montata per consentire l'esecuzione di test sul prototipo da 30 kWth con elevate portate d'acqua (la normativa richiede infatti l'esecuzione di test con ΔT lato acqua di 5 °C e 8°C nel funzionamento in pompa di calore e ciò implica elevate portate d'acqua); è stato inoltre predisposto un ramo di by-pass nel quale dovrà essere alloggiata una valvola a due vie per la gestione automatica della portata d'acqua effluente nel loop idronico;
- Gruppo Frigo Climaveneta da 8 kW frigoriferi con inverter a bordo (figura 14);
- Dry-Cooler Alfa-Laval da 60 kW termici con inverter a bordo (figura 15);
- Valvola miscelatrice a tre vie (figura 16);
- Addolcitore d'acqua (figura 17);



Figura 12. Serbatoio d'accumulo con resistenze elettriche e elettropompa di miscelazione



Figura 13. Elettropompe di circolazione Grundfos



Figura 14. Gruppo Frigorifero Climaveneta



Figura 15. Dry Cooler Alfa Laval



Figura 1. Valvola miscelatrice a tre vie



Figura 2. Addolcitore d'acqua

La preparazione dell'acqua in ingresso alla macchina in prova richiede la disponibilità di due sorgenti termiche, una calda ed una fredda. Per incrementare la flessibilità operativa del loop, gestito da un sistema di controllo completamente automatico, si è progettato l'impianto in modo che la funzione di sorgente calda e di sorgente fredda possa essere svolta indifferentemente dal serbatoio d'accumulo o dall'acqua uscente dal dry-cooler. Solitamente per i test di macchine in modalità pompa di calore, la sorgente calda è costituita dal serbatoio d'accumulo, mentre il flusso termico freddo è fornito dall'acqua uscente dal dry-cooler, che raffredda quella proveniente dalla macchina in prova. Nel caso invece di test di macchine in modalità frigorifera, solitamente la sorgente fredda è costituita dal serbatoio d'accumulo, mentre il dry-cooler provvede a riscaldare l'acqua fredda in uscita dalla macchina in test. La valvola miscelatrice a tre vie provvede poi a miscelare opportunamente i flussi termici caldi e freddi.

Tutto il sistema è gestibile manualmente dall'operatore, oppure in maniera automatica per mezzo di una logica di controllo sviluppata in collaborazione con Emerson Climate Technologies (in figura 18 si mostra il computer a bordo del quadro Emerson che gestisce l'azionamento delle resistenze del serbatoio d'accumulo, l'accensione del gruppo frigo, la modulazione della valvola a tre vie e la velocità di rotazione del dry-cooler al fine di garantire il raggiungimento della temperatura di set point dell'acqua del loop idronico). In figura 19 si mostra l'interfaccia grafica del software UltraSite32 per la gestione da postazione remota del loop idronico: attraverso questa schermata è possibile impostare il set point della temperatura dell'acqua in ingresso alla macchina in prova, il ΔT di offset (ovvero la temperatura alla quale si vuole portare l'accumulo, in genere maggiore della temperatura di set), la velocità di rotazione del dry cooler (che consente di variare la temperatura dell'acqua di ritorno dalla macchina in prova, a parità di temperatura ambiente), la modalità di funzionamento della macchina in prova (pompa di calore o macchina frigo), la velocità di rotazione del compressore della macchina in prova (qualora esso sia dotato di inverter), la fase di defrost della macchina in prova.

In figura 20 è mostrata invece un'altra pagina grafica del software, che mostra anche la collocazione in pianta dei componenti dell'impianto e operativamente consente il monitoraggio dei parametri di controllo del circuito acqua.

Per il controllo della temperatura di set point possono presentarsi delle situazioni critiche che richiedono la presenza di un operatore che supervisioni il corretto funzionamento della valvola a tre vie. In alcune situazioni infatti la temperatura delle sorgenti calde o fredde può subire una variazione improvvisa.

Per quanto riguarda la sorgente fredda, questo può accadere quando il set richiesto è molto basso (dell'ordine dei 10°C) con conseguente accensione e spegnimento del gruppo frigo durante la prova: la non perfetta miscelazione del fluido nel serbatoio di accumulo provoca una netta riduzione di temperatura dell'acqua avviata alla tre vie con conseguente eccessivo abbassamento anche della temperatura a valle della stessa. Questo evento, che avviene perché la valvola lavora con flussi termici "fuori progetto" (ossia caratterizzati da gradienti di temperatura maggiori di quelli per cui sono stati settati i controllori PID che ne gestiscono l'apertura), può provocare lo sfioramento del limite inferiore dello scostamento ammissibile sul valore impostato di set point ($\pm 0,5$ K secondo la norma UNI EN 14511 parte terza). Come detto precedentemente, per mitigare tale problema, si è proceduto ad installare un sistema di miscelazione sul serbatoio in grado di uniformare la temperatura del fluido evitando così sbalzi termici eccessivi al fluido avviato alla macchina in test.

Per quanto riguarda la sorgente calda, la stessa criticità può accadere quando la temperatura esterna cambia in maniera molto brusca, come ad esempio nel caso di cambiamento delle condizioni climatiche oppure all'approssimarsi delle ore più calde della giornata: in questi casi, può capitare di oltrepassare il limite superiore dello scostamento ammissibile, poiché la valvola a tre vie non riesce ad operare in maniera altrettanto rapida.

In tutti questi casi, l'operatore, che è in grado di monitorare lo stato del sistema nella sua globalità rispetto al controllore della valvola a tre vie (quest'ultima infatti si regola attraverso due sole misure di temperatura, all'uscita del serbatoio di accumulo e all'uscita del dry cooler), può gestire manualmente l'apertura della valvola assicurando il contenimento delle oscillazioni della temperatura di set point.



Figura 18. Computer industriale Emerson "Einstein"

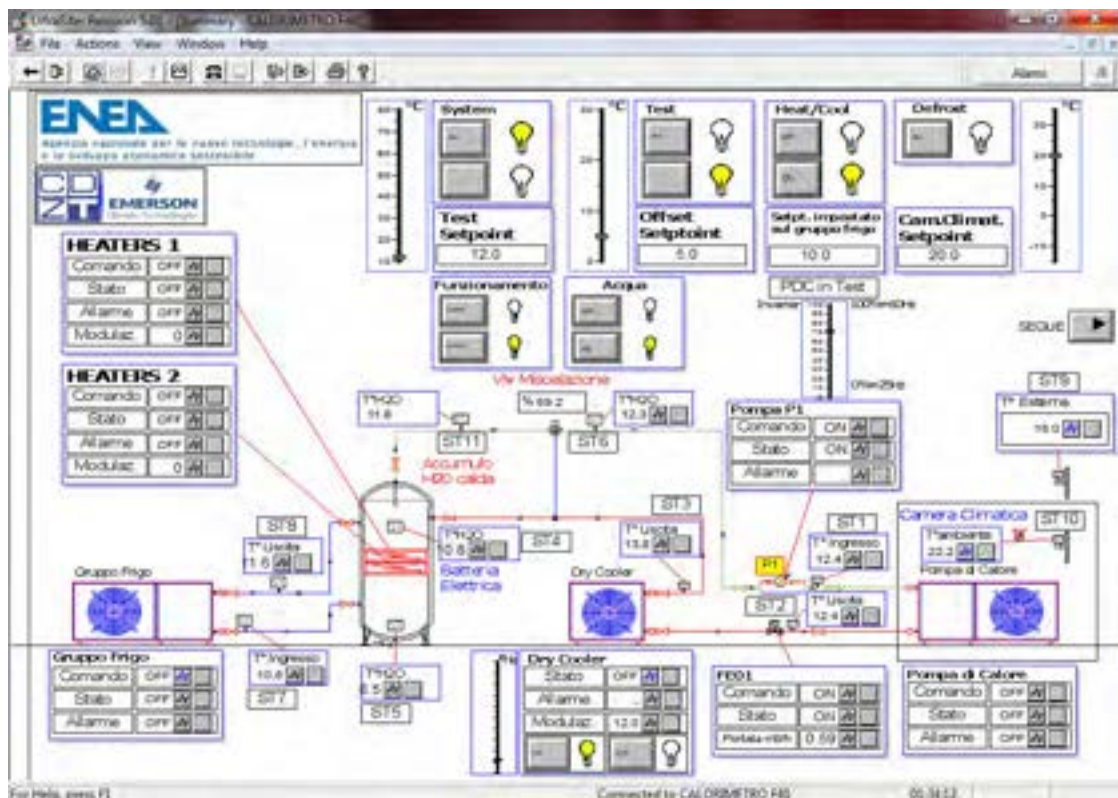


Figura 19. Schermata del Software di controllo dell'anello idronico



Figura 21. Prototipo installato in camera climatica



Figura 22. Batterie alettate



Figura 23. Particolare del pacco eiettori

Gli schemi circuitali della macchina sono riportati in figura 24 (dove è indicato il percorso del fluido refrigerante quando la macchina lavora in modalità riscaldamento) e in fig. 25 (modalità di raffreddamento).

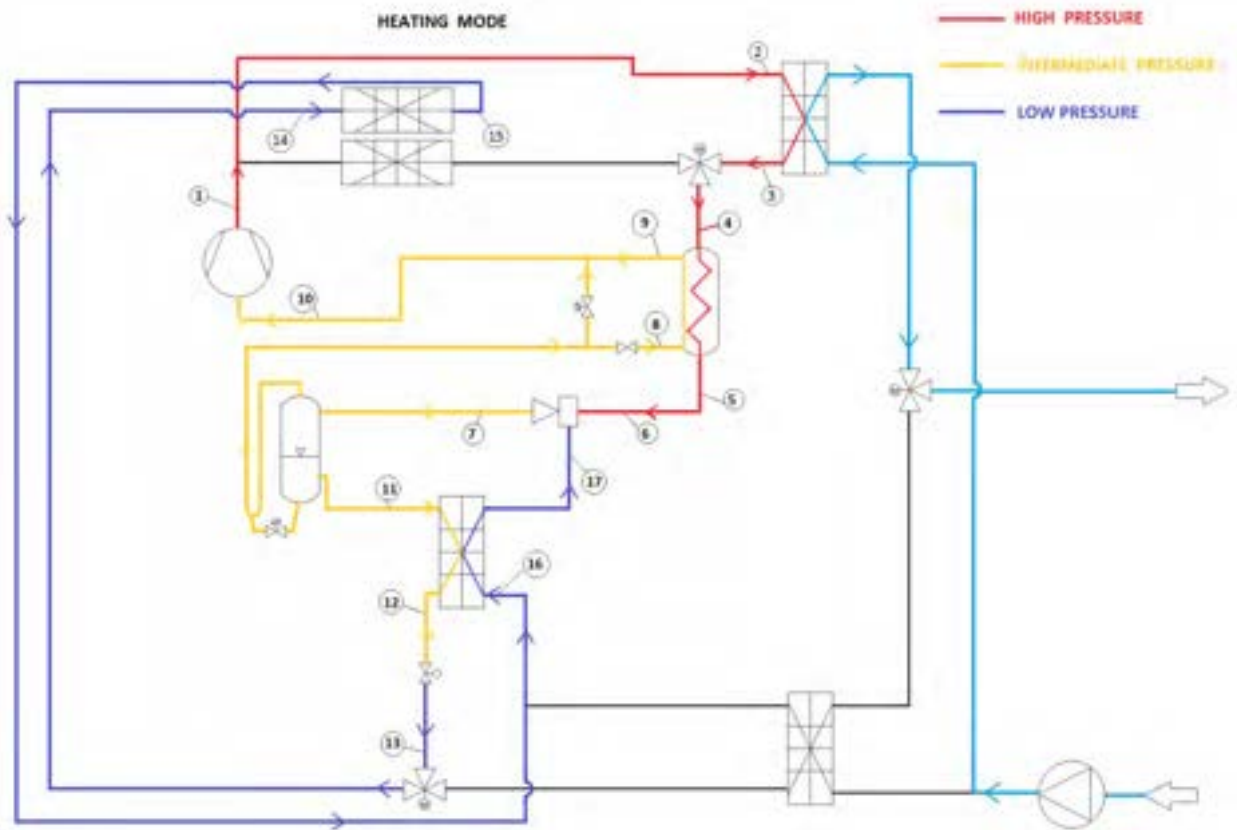


Figura 24. Schema circuitale prototipo in funzionamento pompa di calore

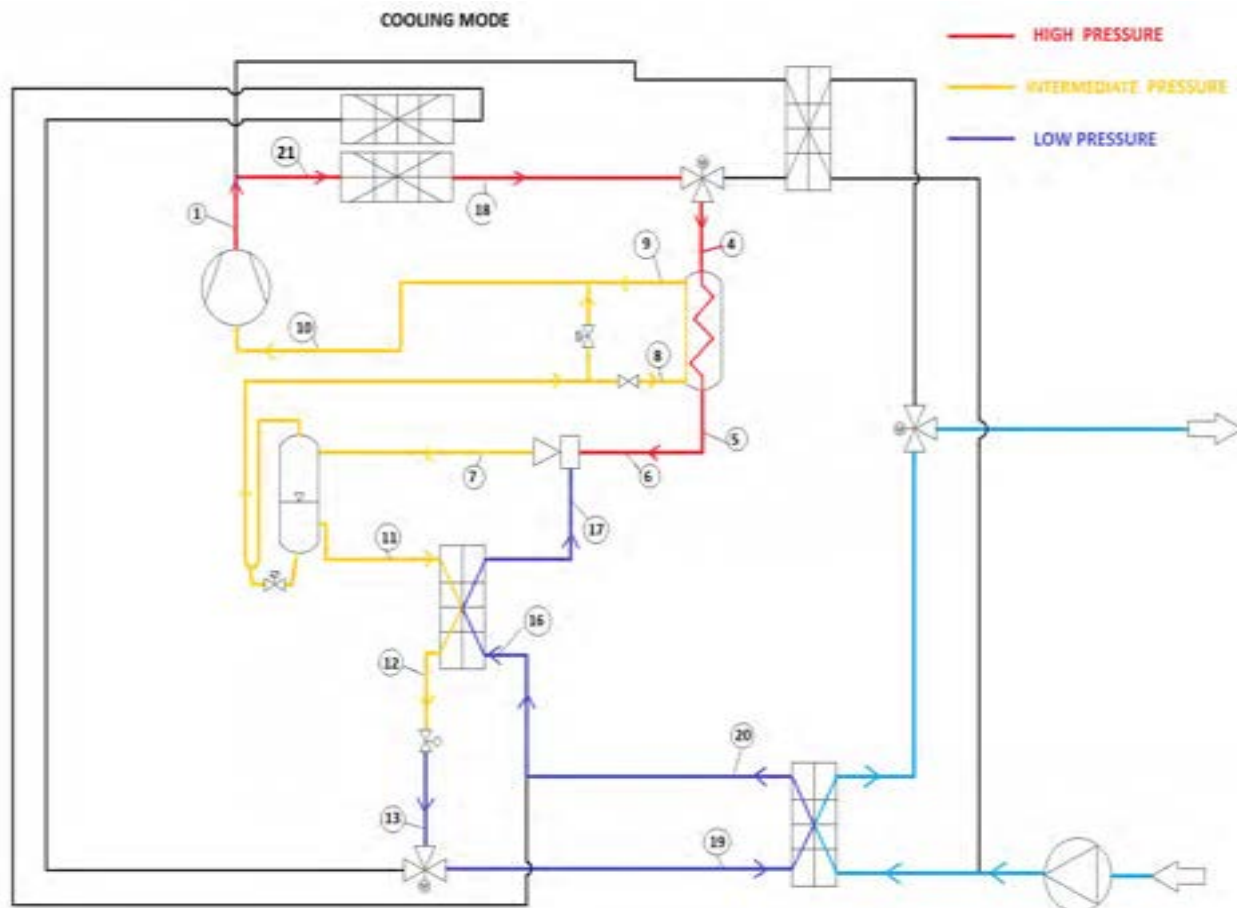


Figura 25. Schema circuitale prototipi in funzione raffreddamento

Negli schemi sopra riportati sono indicati anche i punti in cui sono stati installati e sensori di temperatura e di pressione lungo il circuito.

A questo proposito la tabella seguente riassume sinteticamente tutta la catena di misura predisposta dal personale ENEA, dal sensore di misura al sistema di acquisizione, realizzato con hardware della National Instruments: in particolare, la seconda colonna riporta la posizione del modulo all'interno dello chassis della National Instruments, la terza colonna il tipo di modulo al quale giungono i segnali provenienti dai sensori di misura e nella quarta colonna il canale occupato nel modulo dalla misura indicata.

Per quanto riguarda i sensori, per le misure delle pressioni sono stati utilizzati dei trasmettitori GE DRUCK serie PTX 600 (in figura 26 è mostrato il trasmettitore di pressione installato all'ingresso del recuperatore, lato caldo). In accordo a quanto richiesto dalla norma UNI EN 14511-parte terza si è provveduto all'utilizzo di termocoppie di tipo K e di tipo J e di misuratori di pressione caratterizzati da un'elevata accuratezza (tabelle 5 e 6), posizionandoli all'ingresso e all'uscita di ogni componente e di un misuratore di portata volumetrica lato acqua per il calcolo delle varie grandezze dirette ed indirette.

Tabella 4. Strumentazione- Sintesi della catena di misura per i test in modalità invernale

N.	Dev. Type	Id. Dev.	Canale	Nome	Grandezza	Unità misura	Range Grandezza	Tipo Sensore	Pos. su fig.24
0	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai0	ToCP	Compressor outlet Temperature	°C	50 150	TC CR/AL(K)	1
1	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai1	TiGC	Gas Cooler Inlet Temperature	°C	50 150	TC CR/AL(K)	2
2	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai2	ToGC	Gas Cooler outlet Temperature	°C	20 80	TC CR/AL(K)	3
3	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai3	TiIHEh	IHE inlet Temperature (hot side)	°C	10 50	TC CR/AL(K)	4
4	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai4	ToIHEh	IHE outlet Temperature (hot side)	°C	15 65	TC CR/AL(K)	5
5	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai5	TiEJECpf	Ejector inlet temperature (primary flow)	°C	0 40	TC CR/AL(K)	6
6	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai0	ToEJEC	Ejector outlet temperature	°C	-20 80	TC CR/AL(J)	7
7	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai1	TiIHEc	IHE inlet Temperature (cold side)	°C	-40 0	TC FE/CO(J)	8
8	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai6	ToIHEc	IHE outlet Temperature (cold side)	°C	0 30	TC CR/AL(K)	9
9	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai7	TiCP	Compressor inlet Temperature	°C	0 30	TC CR/AL(K)	10
10	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai2	TiRECh	Recuperator inlet Temperature (hot side)	°C	-20 20	TC FE/CO(J)	11
11	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai3	ToRECh	Recuperator outlet Temperature (hot side)	°C	-10 30	TC FE/CO(J)	12
12	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai4	ToEEV	EEV Outlet Temperature	°C	-5 40	TC CR/AL(J)	13
13	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai5	TiEVH	Heating Evaporator inlet Temperature	°C	-5 40	TC CR/AL(J)	14
14	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai7	ToEVH	Heating Evaporator outlet Temperature	°C	-5 40	TC CR/AL(J)	15
15	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai8	TiREcc	Recuperator inlet temperature (cold side)	°C	-5 40	TC CR/AL(J)	16
16	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai9	TiEJECsf	Ejector inlet Temperature (secodary flow)	°C	-5 40	TC CR/AL(J)	17
17	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai8	Tiwater	Inlet Water Temperature	°C	0 100	TC CR/AL(K)	
18	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai9	Towater	Outlet Water Temperature	°C	0 100	TC CR/AL(K)	
19	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai6	Tamb	Ambient Air Temperature	°C	-20 45	TC CR/AL(J)	

20	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai0	poCP	Compressor Outlet pressure	bar	120	TRASMETT.	1
21	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai1	piGC	Gas Cooler Inlet pressure	bar	120	TRASMETT.	2
22	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai2	piHEH	IHE inlet pressure (hot side)	bar	120	TRASMETT.	3/4
23	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai3	poHEH	IHE Outlet pressure (hot side)	bar	120	TRASMETT.	5
24	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai4	piEJCpf	Ejector inlet pressure (primary flow)	bar	120	TRASMETT.	6
25	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai5	poEJEC	Ejector outlet pressure	bar	60	TRASMETT.	7/8
26	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai6	piCP	Compressor inlet pressure	bar	60	TRASMETT.	9/10
27	NI-9206	cDAQ1Mod3	ai7	piRECh	Recuperator inlet pressure (hot side)	bar	60	TRASMETT.	11
28	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai16	poRECh	Recuperator outlet temperature (hot side)	bar	60	TRASMETT.	12
29	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai17	poEEV/ piEVH	EEV outlet pressure/Heating Evaporator inlet pressure	bar	60	TRASMETT.	13/14
30	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai18	poEVH/ piRECh	Heating Evaporator outlet pressure/Recuperator inlet pressure (cold side)	bar	60	TRASMETT.	15/16
31	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai19	piEJCsf	Ejector inlet pressure (secondary flow)	bar	60	TRASMETT.	17
32	NI-9205	cDAQ1Mod4	ai1	W_ass	potenza assorbita da HP	kW	0.25	wattmetro	
33	NI-9205	cDAQ1Mod4	ai2	G_W	Portata acqua	kg/h	0-1272.4	TRASMETT.	



Figura 26. Misuratore di pressione GE Druck PTX montato sulla macchina in prova

Tabella 5. Caratteristiche sensori di pressione

Campo	0-60/0-100/0-160 bar
Accuratezza	0.08% del fondo scala
Intervallo di taratura	0 – 680 bar
Temperature di esercizio	-20 – 200 °C

Tabella 6. Caratteristiche termocoppie

	Termocoppie tipo K	Termocoppie tipo J
Materiali	Cr/Al	Fe/Co
Diametro esterno	0,5 mm	0,5 mm
Intervallo di taratura	-40 –1000 °C	-40 – 750 °C
accuratezza	± 0.4 % della lettura	± 0.4 % della lettura

Per quanto riguarda le termocoppie, lato refrigerante sono state fissate sulla superficie esterna dei tubi del circuito sia per ragioni di praticità, sia per ridurre le possibili sedi di perdita del refrigerante stesso. Sul circuito acqua invece si è provveduto ad installare le termocoppie all'interno dei tubi stessi e il più vicino possibile allo scambiatore a piastre, in modo da avere una maggiore affidabilità della misura.



Figura 27. Misuratori di portata installati lato acqua, Krohne optiflux 5000 a sinistra e Rosemount 8732E a destra

Per le misure di portata, sono stati installati due misuratori di portata di tipo elettromagnetico (fig. 27). Il misuratore di portata Krohne optiflux 5000 è stato alloggiato all'interno della camera e la sua misura è avviata al sistema di acquisizione Labview, per il calcolo delle prestazioni della macchina (COP o EER) e per il monitoraggio della stabilità di funzionamento della macchina in test. Il misuratore di portata Rosemount 8732E, anch'esso di tipo elettromagnetico, è collegato al software UltraSite32, per consentire una corretta

gestione del loop idronico anche sotto il profilo della sicurezza operativa (il software ad esempio procede allo spegnimento della macchina in test nel caso di portata elaborata troppo bassa). La tabella 5 indica le principali caratteristiche del misuratore Krohne optiflux 5000.

Tabella 7. Caratteristiche misuratore di portata Krohne optiflux 5000

Accuratezza	0.02% della lettura
Intervallo di taratura	0 – 235 l/min
Intervallo di misura	0-200 l/min

Per l’acquisizione delle misure si utilizza il software Labview con il quale, una volta avviata la pompa di calore, è possibile registrare i dati sperimentali con programmi realizzati su misura per ogni macchina in test (figura 28, 29). Attraverso tale software si monitora l’andamento delle grandezze termodinamiche in modo da verificare il raggiungimento di condizioni di stazionarietà. Inoltre consente di controllare, che durante l’acquisizione dei dati, le oscillazioni delle grandezze misurate si mantengano entro gli scostamenti ammissibili (rispetto ai valori desiderati) indicati nel prospetto 4 della norma UNI EN 14511 parte 3.

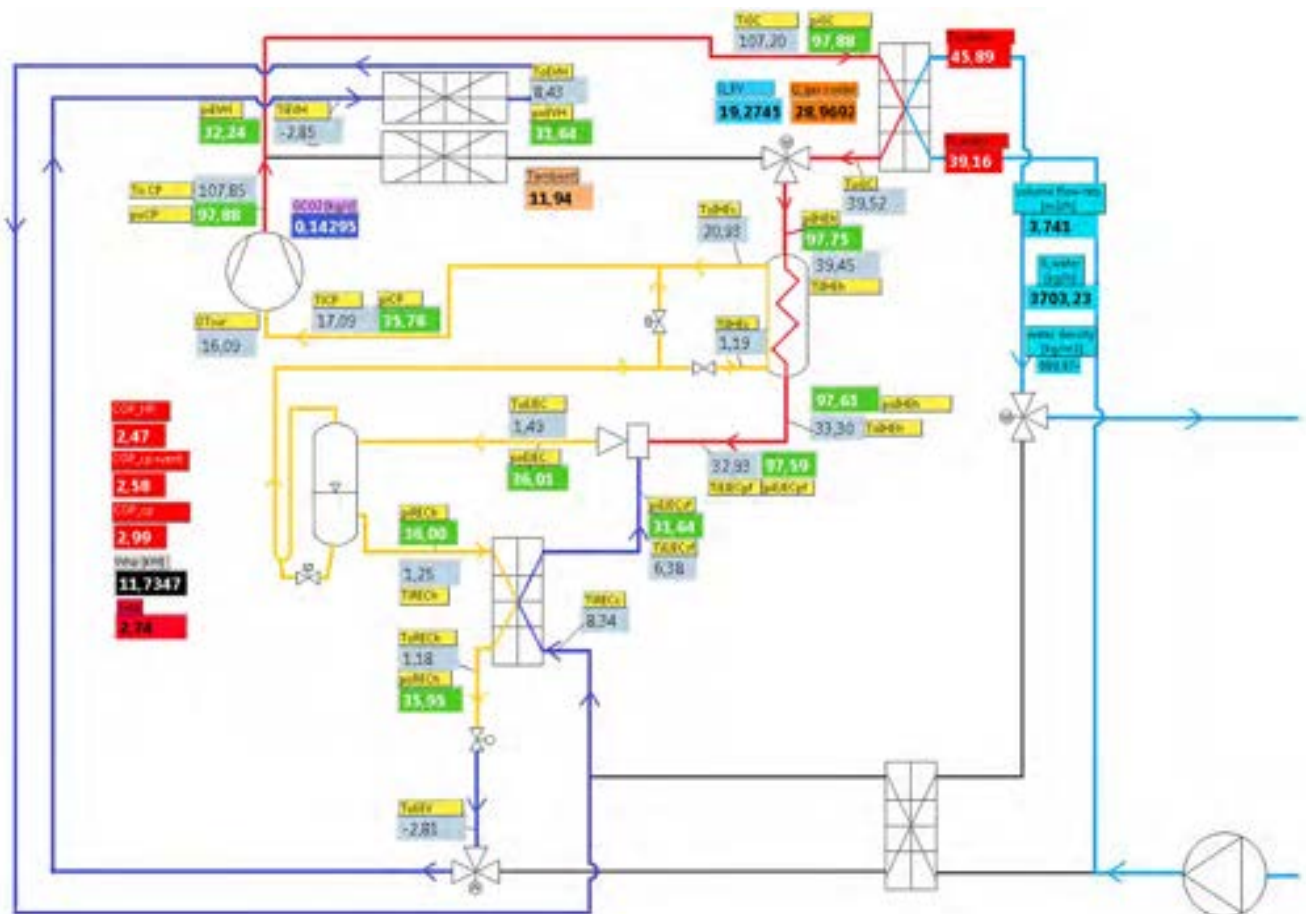


Figura 28. Schermata del Sistema di acquisizione Labview in modalità invernale

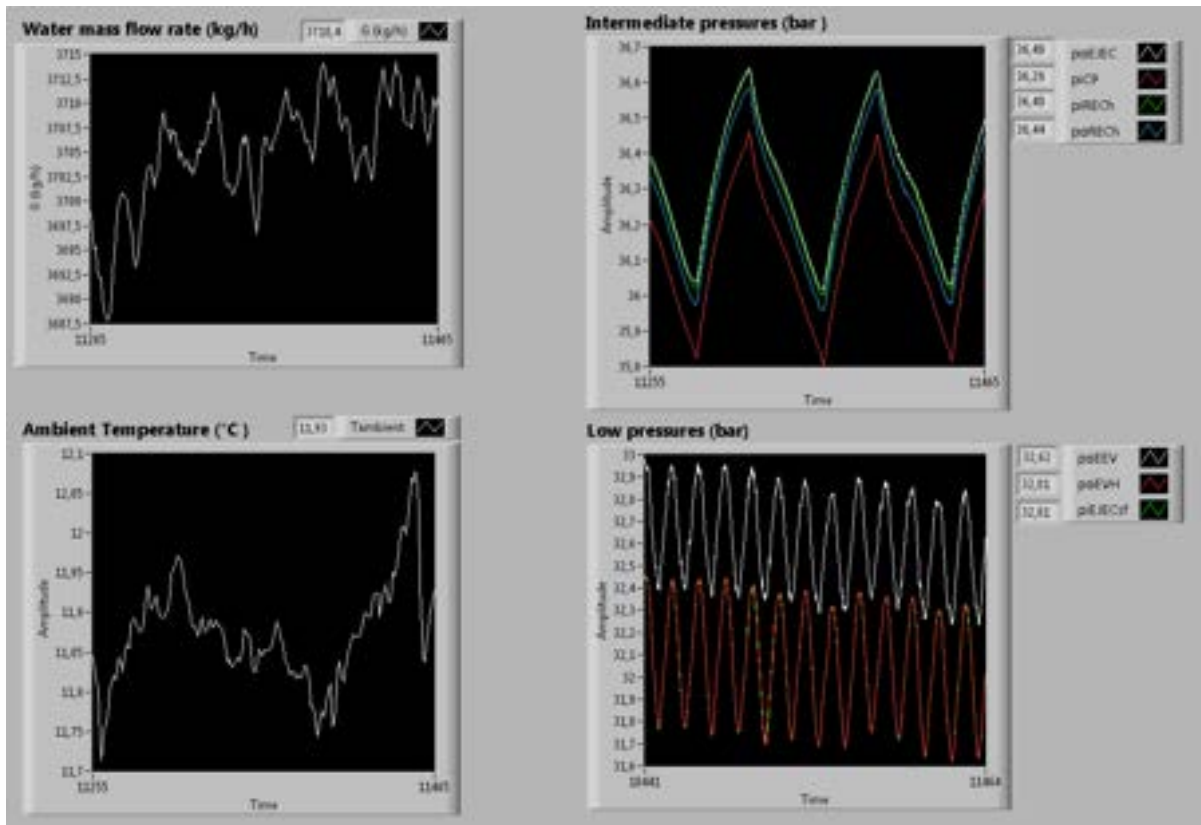


Figura 29. Andamenti dei parametri termodinamici visualizzati durante l'esecuzione di una prova tramite il programma realizzato in Labview

2.2 Metodologia di prova e fase di acquisizione dei dati

La norma UNI-EN 14511 parte terza prevede che i test vadano eseguiti in tre fasi distinte: un periodo di condizionamento, un periodo di equilibrio e un periodo di raccolta dei dati. La durata della raccolta dei dati differisce a seconda del fatto che il funzionamento della pompa di calore sia in condizioni stabili o transitorie. In particolare, le tre fasi devono avere le seguenti caratteristiche:

- **Periodo di condizionamento**

L'apparecchiatura di ricondizionamento della camera di prova e la pompa di calore sottoposta a prova devono essere azionate sino a ottenere le tolleranze di prova specificate nel prospetto 4 della norma (sinteticamente richiamata in tabella 6) per almeno 10 minuti.

- **Periodo di equilibrio**

Il periodo di equilibrio segue immediatamente il condizionamento e un periodo di recupero di 10 minuti che conclude il condizionamento. Un periodo di equilibrio completo ha una durata di un'ora. In questo periodo, a parte i test eseguiti in condizioni transitorie, la pompa di calore deve essere azionata nel rispetto delle tolleranze di prova specificate nel prospetto 4 della norma.

- **Periodo di raccolta dati**

Il periodo di raccolta dei dati segue immediatamente il periodo di equilibrio e ha una durata di almeno 70 minuti. I dati devono essere campionati a intervalli uniformi che si estendono ogni 30 s o meno, fatta eccezione per i cicli di sbrinamento. Durante i cicli di sbrinamento, più i primi 10 minuti che seguono la fine dello sbrinamento, i dati devono essere campionati con maggiore frequenza, a intervalli uniformi ogni 10 secondi o meno.

Per quanto riguarda la singola misura, le fluttuazioni periodiche delle grandezze misurate provocate dal funzionamento dei dispositivi di regolazione e controllo sono ammissibili, a condizione che sia il singolo

valore sia il valore medio della misura nell'intervallo di acquisizione non sia maggiore degli scostamenti indicati nel prospetto 4 della norma (riportato in tabella 8).

Tabella 8. Scostamenti ammissibili dai valori impostati tratta dal prospetto 4 della norma UNI-EN 14511-3

Grandezza misurata	Scostamenti ammissibili dei valori di media aritmetica dai valori impostati	Scostamenti ammissibili di ciascuno dei valori misurati dai valori impostati
Liquidi		
- Temperatura in entrata	±0,2 K	±0,5 K
- Temperatura in uscita	±0,3 K	±0,6 K
- Portata volumetrica	±1%	±2,5%
Aria		
- Temperatura in entrata	±0,3 K	±1 K

2.3 Matrice di prova secondo le normative UNI-EN 14511 parte seconda e UNI-EN 14825

La matrice di prova è stata determinata in accordo alle normative di riferimento per il test di pompe di calore (UNI EN 14511-parte seconda e UNI EN 14825:2013).

La norma UNI EN 14511-parte seconda definisce le condizioni di prova per il test di refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento degli ambienti. Per la nostra macchina aria-acqua, si è fatto riferimento ai prospetti 12 e 13 e 14 (test in modalità riscaldamento a bassa, media e alta temperatura) e al prospetto 16 (test in modalità raffreddamento).

**Tabella 9. Test in accordo alla norma UNI-EN 14511-2 Unità aria/acqua
Modalità di riscaldamento (basse temperature)**

	Scambiatore di calore esterno		Scambiatore di calore interno Applicazioni a bassa temperatura		N Test ENEA
	Aria esterna - Temperatura di bulbo secco d'ingresso [°C]	Temperatura d'ingresso [°C]	Temperatura d'uscita [°C]	Tabella 14	
Condizioni di valutazione normalizzate	7	30	35	1	
Condizioni di valutazione dell'applicazione	2	a)	35	2	
	-7	a)	35	3	
	-15	a)	35	4	
	12	a)	35	5	
a) Prova effettuata alla portata ottenuta durante la prova alle condizioni normalizzate					

I tre prospetti indicati sono riportati sinteticamente nelle successive tabelle 9, 10, 11 e 12. . Nelle colonne in grigio, è riportato il numero progressivo del test effettivamente realizzato, rintracciabile poi nelle tabelle indicate, inserite nel paragrafo successivo

Tabella 10. Test in accordo alla norma UNI-EN 14511-2 Unità aria/acqua
Modalità di riscaldamento (medie temperature)

	Scambiatore di calore esterno	Scambiatore di calore interno Applicazioni a media temperatura		N Test ENEA
	<i>Aria esterna - Temperatura di bulbo secco d'ingresso [°C]</i>	<i>Temperatura d'ingresso [°C]</i>	Temperatura d'uscita [°C]	Tabella 15
Condizioni di valutazione normalizzate	7	40	45	6
Condizioni di valutazione dell'applicazione	2	a)	45	7
	-7	a)	45	8
	-15	a)	45	9
	12	a)	45	10
a) Prova effettuata alla portata ottenuta durante la prova alle condizioni normalizzate				

Tabella 11. Test in accordo alla norma UNI-EN 14511-2 Unità aria/acqua
Modalità di riscaldamento (alte temperature)

	Scambiatore di calore esterno	Scambiatore di calore interno Applicazioni ad alta temperatura		N Test ENEA
	<i>Aria esterna - Temperatura di bulbo secco d'ingresso [°C]</i>	<i>Temperatura d'ingresso [°C]</i>	Temperatura d'uscita [°C]	Tabella 16
Condizioni di valutazione normalizzate	7	47	55	11
Condizioni di valutazione dell'applicazione	-7	a)	45	12
	12	a)	45	13
a) Prova effettuata alla portata ottenuta durante la prova alle condizioni normalizzate				

Tabella 12. Test in accordo alla norma UNI-EN 14511-2 Unità aria/acqua – Modalità di raffreddamento

	Scambiatore di calore esterno	Scambiatore di calore interno		N test ENEA
	Aria esterna - Temperatura di bulbo secco d'ingresso [°C]	Temperatura d'ingresso [°C]	Temperatura d'uscita [°C]	Tabella 17
Condizioni di valutazione normalizzate	35	12	7	14
	35	23	18	15
Condizioni di valutazione dell'applicazione	27	a)	7	16
	27	a)	18	17

a) Prova effettuata alla portata ottenuta durante la prova alle condizioni normalizzate

La norma UNI EN 14825 definisce le condizioni di prova per la valutazione delle prestazioni a carico parziale e per il calcolo del rendimento stagionale.

Per la valutazione dello SCOP in macchine aria-acqua, si deve far riferimento alle tabelle 12-17 della norma. I test in condizioni "fixed outlet" riportati in queste tabelle corrispondono comunque a quelli già condotti in accordo alla norma 14511 parte seconda, per cui non sono stati realizzati altri test.

Per la valutazione del SEER sono invece richiesti i test riportati nella tabella 4 della norma stessa. La tabella 13 è una sintesi della tabella 4 della norma e riporta, nelle colonne in grigio, il numero progressivo del test effettivamente realizzato, rintracciabile poi nella tabella indicata tra parentesi, inserite nel paragrafo successivo. In questo caso i test sono stati effettuati impostando la frequenza di rotazione del compressore a 50Hz.

Tabella 13. Test per la valutazione del SEER in accordo alla tabella 4 della norma UNI-EN 14825

Part load ratio	Part load ratio %	Outdoor heat exchanger	Indoor heat exchanger			
		Air dry bulb temperature °C	Fan coil application Inlet/outlet water temperatures			
			Fixed outlet	N test ENEA (tab. 17)	Variable outlet	N test ENEA (tab.17)
$(35-16)/(T_{designc-16})$	100	35	12/7	14	12/7	14
$(30-16)/(T_{designc-16})$	74	30	a/7	18	a/8.5	21
$(25-16)/(T_{designc-16})$	47	25	a/7	19	a/10	22
$(20-16)/(T_{designc-16})$	21	20	a/7	20	a/11.5	23

a- I test "fixed outlet" sono eseguiti alla portata definita nel test a carico totale, quelli "variable outlet" sono eseguiti a ΔT costante, pari a 5°C

2.4 Risultati sperimentali

Nel presente paragrafo sono riportate alcune tabelle con le grandezze più significative acquisite per ogni test realizzato.

Nella prima colonna delle tabelle qui proposte, è possibile rintracciare il numero d'ordine inserito nelle precedenti tabelle 9-13.

Ogni prova è stata considerata stabile quando tutte le grandezze misurate si sono mantenute entro gli scostamenti ammissibili dai valori impostati, riportati nel prospetto 4 della stessa normativa.

Per il prototipo sono state testate 13 condizioni di funzionamento in regime invernale, con $T_{in,w}$ comprese tra 30 e 47 °C, $T_{out,w}$ comprese tra 35 e 55 °C, per differenti temperature della camera climatica, T_{cc} , comprese tra -15 e 12 °C. In modalità macchina frigorifera, invece, le diverse condizioni di funzionamento

sono state 10, con $T_{in,w}$ comprese tra 12 e 23 °C, $T_{out,w}$ comprese tra 7 e 18 °C, per differenti temperature della camera climatica, T_{cc} , comprese tra 20 e 35 °C.

2.4.1 Risultati sperimentali sulla macchina in test in modalità riscaldamento

Le tabelle seguenti riportano i principali parametri misurati e calcolati nei test condotti sulla macchina in modalità invernale. Tutti i test sono stati condotti con la frequenza di funzionamento del compressore impostata a 40Hz. E' stato deciso inoltre di impostare la velocità di rotazione dei ventilatori al 40% della massima. Questa scelta, che penalizza la quantità di calore trasferita all'evaporatore, consente di ridurre considerevolmente la potenza elettrica assorbita dalla macchina (si consideri che riducendo la velocità dalla massima al 40% si riduce l'assorbimento elettrico di circa 0.8 kW), cosicché complessivamente si ottengono prestazioni globali, in termini di COP, più elevate.

Tabella 14. Risultati dei test per la valutazione delle prestazioni - Modalità di riscaldamento (basse temperature)

N	Nome test	T_{oCP} °C	T_{oEEV} °C	$T_{in,w}$ °C	$T_{out,w}$ °C	T_{amb} °C	p_{ev} bar	p_{iCP} bar	p_{oCP} bar	L_{el} kW	Q_w m3/h	COP	Q_{GC} kW
1	Tin_30_Tout_35_Tcc7	94.3	-8.2	29.98	35.8	6.96	27.8	29.9	75.74	9.4	3.73	2.7	25.3
2	Tout_35_Gfix_Tcc2	102.7	-13.3	30.8	35.8	1.96	23.8	26.9	75.9	9.4	3.73	2.3	21.3
3	Tout_35_Gfix_Tcc-7	118.3	-21.7	32.25	35.8	-7.0	18.4	22.8	76.4	9.2	3.73	1.7	15.5
4	Tout_35_Gfix_Tcc-15	123.8	-26.8	33.1	35.8	-14.9	15.6	20.5	73.8	8.8	3.73	1.3	11.6
5	Tout_35_Gfix_Tcc12	86.5	-4.2	29.0	35.7	11.8	31.0	32.1	75.6	9.4	3.73	3.0	28.9

Tabella 15. Risultati dei test per la valutazione delle prestazioni - Modalità di riscaldamento (medie temperature)

N	Nome test	T_{oCP} °C	T_{oEEV} °C	$T_{in,w}$ °C	$T_{out,w}$ °C	T_{amb} °C	p_{ev} bar	p_{iCP} bar	p_{oCP} bar	L_{el} kW	Q_w m3/h	COP	Q_{GC} kW
6	Tin_40_Tout_45_Tcc7	110.9	-6.5	40.0	45.9	6.8	29.1	33.4	94.6	11.2	3.75	2.27	25.5
7	Tout_45_Gfix_Tcc2	116.7	-10.9	40.8	45.9	2.0	25.6	30.6	93.0	10.9	3.75	2.00	22.0
8	Tout_45_Gfix_Tcc-7	128.0	-19.5	42.2	45.9	-6.9	19.8	25.7	89.3	10.3	3.75	1.53	15.8
9	Tout_45_Gfix_Tcc-15	131.7	-23.8	43	45.9	-15.6	17.2	23.4	85.4	9.8	3.77	1.31	12.9
10	Tout_45_Gfix_Tcc12	106.7	-2.5	39.1	45.9	11.8	32.5	36.1	97.6	11.7	3.74	2.48	29.0

Tabella 16. Risultati dei test per la valutazione delle prestazioni - Modalità di riscaldamento (alte temperature)

N	Nome test	T_{oCP} °C	T_{oEEV} °C	$T_{in,w}$ °C	$T_{out,w}$ °C	T_{amb} °C	p_{ev} bar	p_{iCP} bar	p_{oCP} bar	L_{el} kW	Q_w m3/h	COP	Q_{GC} kW
11	Tin_47_Tout_55_Tcc7	109.4	-4.2	46.9	54.97	6.96	31.05	37.2	100.0	11.2	2.34	1.94	21.8
12	Tout_47_Gfix_Tcc-7	101.0	0.33	45.9	55.1	12.0	35.1	40.7	100.3	11.4	2.33	2.16	24.6
13	Tout_47_Gfix_Tcc12	129.3	-17.4	49.1	54.9	-6.9	21.1	28.1	98.3	10.9	2.34	1.4	15.7

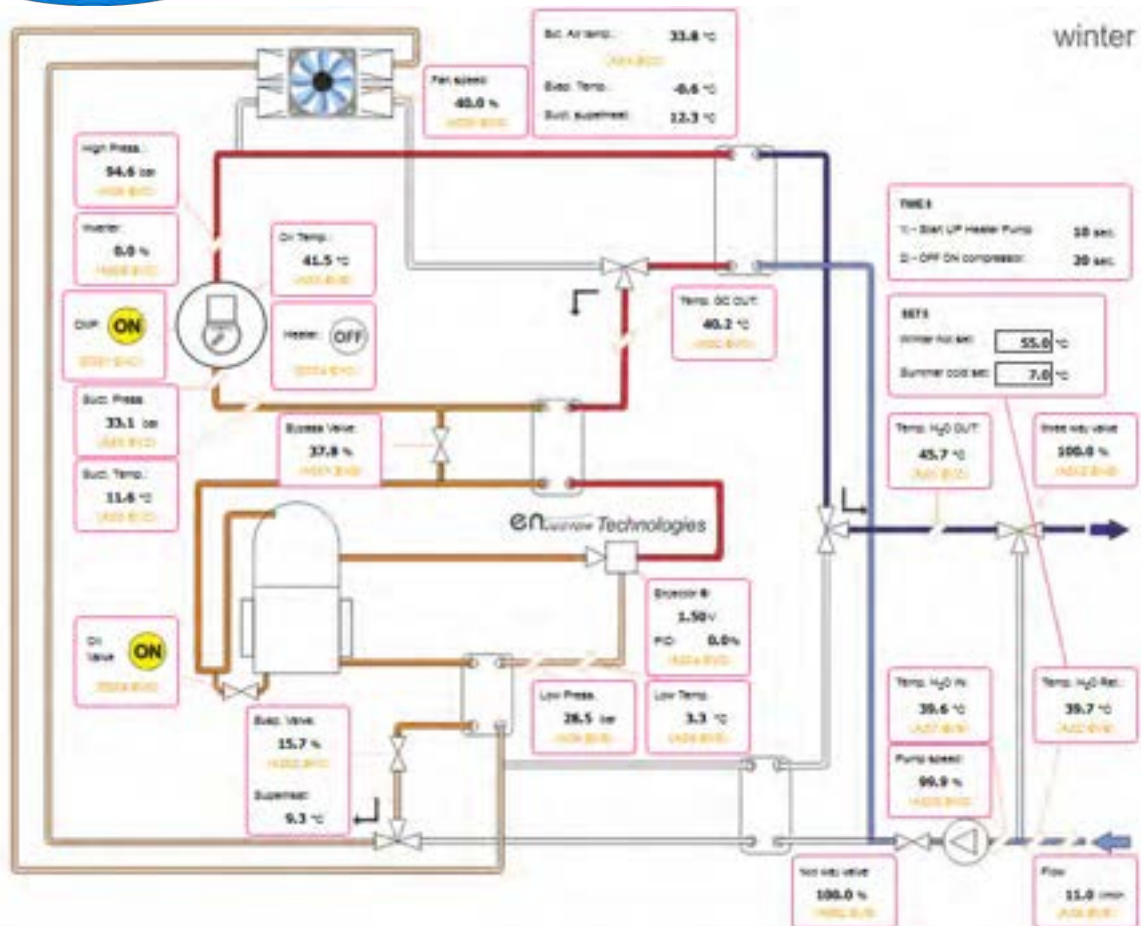


Figura 30. Schermata della home page del software di gestione dei parametri termodinamici della macchina in test (realizzato da ENEX)

Da una sintetica analisi delle prestazioni della macchina e dei singoli componenti è scaturito quanto segue:

- Il compressore ha fatto registrare rendimenti globali (calcolati con la relazione seguente) compresi tra 0.54 e 0.62, quindi non eccessivamente elevati, nonostante le condizioni termodinamiche della CO₂ in aspirazione al compressore fossero fissate automaticamente dalla macchina

$$\eta_g = [G_{CO_2} (h_{outCPis} - h_{inCP})] / L_{el} \quad (3)$$

- L'efficienza del gas cooler (calcolata con la relazione seguente) è stata spesso molto elevata, mantenendosi in valori compresi tra 0.94 e 0.99; in alcuni test preliminari non presentati nelle precedenti tabelle e caratterizzati da temperatura dell'acqua in ingresso pari a 20 °C, l'efficienza del gas cooler si è abbassata a valori prossimi a 0.8 in quanto, in queste condizioni, il gruppo eiettori, dimensionato per temperature dell'acqua in ingresso superiori a 30 °C, non è riuscito a stabilire la corretta pressione di lavoro al gas cooler

$$\epsilon_{GC} = (h_{inGC} - h_{outGC}) / (h_{inGC} - h_{oGC_min}) \quad (4)$$

- Le condizioni di lavoro dell'evaporatore sono state soddisfacenti sia in termini di ridotto ΔT tra aria e temperatura della CO₂ in uscita da esso (valori compresi tra 1 e 11°C nei test con temperatura ambiente più bassa) e in termini di ridotte perdite di carico; occorre però tener conto che il software di gestione dei parametri operativi della macchina (figura 30) ha fissato in maniera cautelativa il valore del surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore (gestito attraverso il grado di apertura della valvola di laminazione a valle del recuperatore) a 9°C. Considerando però le

caratteristiche del ciclo termodinamico (presenza di uno scambiatore interno a monte del compressore alimentato sul lato freddo da CO₂ allo stato di vapore saturo), si ritiene che si potrebbero ottenere discreti miglioramenti delle prestazioni globali della macchina fissando il surriscaldamento in uscita evaporatore a valori più bassi, senza precludere le condizioni di sicurezza di esercizio per il compressore

- Per quanto riguarda il gruppo di eiettori, i dati mostrano come la pressione di aspirazione al compressore (p_{iCP} nelle tabelle 14-17) risulti considerevolmente superiore alla pressione di evaporazione p_{ev} (da 2 a 6 bar circa di differenza). Questo conferma che l'utilizzo dell'eiettore consente al compressore di lavorare con un rapporto di compressione più basso e quindi con efficienze superiori. D'altra parte, al raggiungimento delle condizioni stazionarie di funzionamento, si è riscontrato che, nella maggior parte dei test (esclusi quelli con temperatura dell'acqua di uscita pari a 55 °C), è rimasto attivo soltanto l'eiettore di dimensioni più piccole. Questo può far pensare alla necessità di rivedere il dimensionamento e la selezione di questi componenti.

2.4.2 Risultati sperimentali sulla macchina in test in modalità raffreddamento

Tutti i test in modalità raffreddamento sono stati eseguiti con la frequenza del compressore fissata a 30Hz. Anche in questo caso la velocità di rotazione dei ventilatori è stata fissata al 40% della massima avendo preventivamente verificato i benefici sul COP.

Tabella 17. Risultati dei test per la valutazione delle prestazioni - Modalità di raffreddamento

N	Nome test	T _{oCP} °C	T _{oEEV} °C	T _{in,w} °C	T _{out,w} °C	T _{amb} °C	p _{ev} bar	p _{iCP} bar	p _{oCP} bar	L _{el} kW	Q _w m3/h	COP	Q _{EV} kW
14	Tin_12_Tout_7_Tcc35	97.1	1.2	12.16	7.0	34.8	36.0	40.8	93.7	8.3	2.37	1.7	14.0
15	Tin_23_Tout_18_Tcc35	84.3	12.0	22.95	18.0	35.1	47.5	52.5	100.4	8.76	3.28	2.15	18.93
16	Tout_7_Gfix_Tcc27	85.1	1.18	13.0	7.2	26.69	35.9	39.3	83.9	7.2	2.35	2.24	16.1
17	Tout_18_Gfix_Tcc27	83.1	11.45	24.5	17.94	26.97	46.8	49.5	100.6	9.1	3.28	2.73	24.9
18	Tout7_Gfix_Tcc30	90.8	0.70	12.5	7.0	30.0	35.4	39.4	87.0	7.6	2.36	1.98	15.0
19	Tout_7_Gfix_Tcc25	83.5	0.95	13.5	7.2	25.2	35.7	38.8	82.1	7.1	2.34	2.39	17.0
20	Tout_7_G_Gfix_Tcc20	77.8	-0.34	13.0	6.8	20.3	34.5	36.8	74.5	6.6	2.38	2.60	17.1
21	Tin_13.5_Tout_8.5_Tcc30	90.8	1.8	13.6	8.5	29.9	36.6	40.6	90.0	7.8	2.75	2.07	16.1
22	Tin_15_Tout_10_Tcc25	85.5	2.6	14.9	10.0	25.7	37.4	40.6	85.2	7.4	3.07	2.40	17.9
23	Tin_16.5_Tout_11.5_Tcc20	76.5	5.2	16.8	11.8	20.2	39.9	41.9	82.6	7.5	3.66	2.8	21.2

3 Calcolo prestazioni stagionali

Il coefficiente di prestazione stagionale invernale SCOP può essere calcolato con il rapporto

$$SCOP = \frac{Q_H}{Q_{HE}} \quad (5)$$

Dove Q_H è il carico termico richiesto per il riscaldamento e Q_{HE} è il consumo annuale di energia elettrica, entrambi espressi in kWh.

Q_H può essere valutato con il prodotto

$$Q_H = P_{designh} * H_{HE} \quad (6)$$

Dove le ore equivalenti H_{HE} posso essere valutate, in base alla zona climatica, tramite l'allegato E della UNI EN 14825;

Q_{HE} include l'energia elettrica assorbita durante le modalità active mode, thermostat off mode, standby mode, off mode, crankcase heater mode ed è pari a

$$Q_{HE} = \frac{Q_H}{SCOP_{on}} + H_{TO} * P_{TO} + H_{SB} * P_{SB} + H_{CK} * P_{CK} + H_{OFF} * P_{OFF} \quad (7)$$

Dove H_{TO} , H_{SB} , H_{CK} , H_{OFF} sono le ore equivalenti nelle rispettive modalità e sono specificate nell'allegato A, P_{TO} , P_{SB} , P_{CK} , P_{OFF} sono le potenze elettriche assorbite espresse in kW.

Lo $SCOP_{on}$ è pari a

$$SCOP_{on} = \frac{\sum_{j=1}^n h_j * Ph(T_j)}{\sum_{j=1}^n h_j * \left(\frac{Ph(T_j) - elbu(T_j)}{COP_{PL}(T_j)} + elbu(T_j) \right)} \quad (8)$$

Mentre lo $SCOP_{net}$ è pari a

$$SCOP_{net} = \frac{\sum_{j=1}^n h_j * (Ph(T_j) - elbu(T_j))}{\sum_{j=1}^n h_j * \left(\frac{Ph(T_j) - elbu(T_j)}{COP_{PL}(T_j)} \right)} \quad (9)$$

Dove:

T_j è la temperatura del bin;

j è il bin;

n è il numero dei bin;

$Ph(T_j)$ è il carico termico (espresso in kW) richiesto dall'utenza in corrispondenza della temperatura T_j ;

h_j è il numero di ore del bin alla temperatura T_j ;

$COP_{PL}(T_j)$ è il COP della macchina in corrispondenza della temperatura T_j ;

$elbu(T_j)$ è la potenza (espresso in kW) richiesta da un sistema di backup elettrico in corrispondenza della temperatura T_j ;

I valori di j , T_j , h_j , sono inseriti nell'allegato A.

Il carico termico richiesto $Ph(T_j)$ può essere determinato moltiplicando il valore a pieno carico ($P_{designh}$) per un fattore di carico per ogni bin, tale coefficiente di carico è calcolato:

- Per la zona climatica "average" Part load ratio = $(T_j - 16) / (-10 - 16)\%$;
- Per la zona climatica "warmer" Part load ratio = $(T_j - 16) / (+2 - 16)\%$;
- Per la zona climatica "colder" Part load ratio = $(T_j - 16) / (-22 - 16)\%$;

I valori di COP_{PL} e della capacità vanno determinati con interpolazione a partire da quelli a carico parziale nelle condizioni A, B, C, D, E, F. L'interpolazione si effettua tra i valori di COP_{PL} e capacità più prossimi. Per le condizioni successive alla D, l'interpolazione si effettua tra le condizioni C e D.

Per la stagione climatica "colder", se la TOL (Temperatura operativa limite) è inferiore a -20°C occorre calcolare un punto aggiuntivo a temperatura -15°C (condizione G). Tuttavia se la potenza erogata dalla pompa di calore è inferiore alla $Ph(T_j)$, occorre integrare la potenza mancante con un sistema di back up elettrico con un COP pari ad 1. Questa correzione non va fatta nel calcolo dello $SCOP_{net}$. Per temperature esterne al di sotto della TOL la pompa di calore non lavora e quindi la potenza erogata è 0 kW.

Per il calcolo del COP_{PL} nelle condizioni A, B, C, D se la potenza dichiarata dell'unità corrisponde o è inferiore alla richiesta termica, va usato il COP dichiarato COP_d ; se invece la potenza erogata dalla macchina è maggiore, il COP_{PL} va calcolato come indicato di seguito.

Per unità aria/acqua, acqua/acqua e salamoia/acqua a potenza fissa per ogni condizione di carico A, B, C, D il COP_{PL} può essere calcolato

$$COP_{PL} = COP_d * \frac{CR}{CC * CR + (1 - Cc)} \tag{10}$$

Dove

COP_d è il COP in corrispondenza della potenza dichiarata alla temperatura delle condizioni A, B, C, D, E, F;

Cc è il coefficiente di degrado, può essere posto pari a 0,9;

CR è il rapporto di capacità, ovvero il rapporto tra la richiesta termica Ph e la potenza dichiarata DC dell'unità alla specifica temperatura.

3.1 Calcolo prestazioni stagionali invernali per la pompa di calore

Il coefficiente delle prestazioni stagionali in regime invernale, ovvero lo SCOP, della macchina in prova è stato calcolato secondo le già citate norme UNI EN 14511 e UNI EN 14825. La normativa internazionale di riferimento prevede l'utilizzo del metodo del bin, cioè il numero di ore in cui la pompa di calore è in ON per ciascuna temperatura ambiente (funzione della località). I valori determinati per lo SCOP sono presentati come "solo compressore" e "HP ", dove il primo valore tiene conto unicamente del consumo elettrico del solo compressore, mentre il secondo include anche il consumo di ventilatori, pompa di circolazione e quadro elettrico. Il calcolo è stato effettuato utilizzando le misure sperimentali ed in particolare si presentano nel seguito i valori calcolati di SCOP per le applicazioni di bassa temperatura, (T_{w,in}=30 °C, T_{w,out}=35°C), di media temperatura (T_{w,in}=40 °C, T_{w,out}=45°C) e di alta temperatura (T_{w,in}=47 °C, T_{w,out}=55°C) ognuno calcolato nelle tre località di riferimento (Helsinki, Strasburgo e Atene).

3.1.1 SCOP sperimentale in applicazioni a bassa temperatura (T_{w,in}=30 °C, T_{w,out}=35°C)

La curva di carico dell'utenza, Q_{ut}, è ricavata in maniera tale che la temperatura bivalente, T_{biv}, sia la massima imposta dalla norma, a seconda del clima di riferimento (clima colder: T_{biv}=-7°C; clima average: T_{biv}=2°C; clima warmer: T_{biv}=7°C). Di conseguenza, la potenza termica richiesta dall'utenza a tale temperatura sarà uguale alla potenza termica fornita dalla pompa di calore, Q_{co}, ottenuta dai dati sperimentali. Per interpolazione lineare è stato poi possibile ricavare il carico richiesto dall'utenza alla temperatura di design (figura 31): i valori così ottenuti sono riepilogati nella tabella successiva.

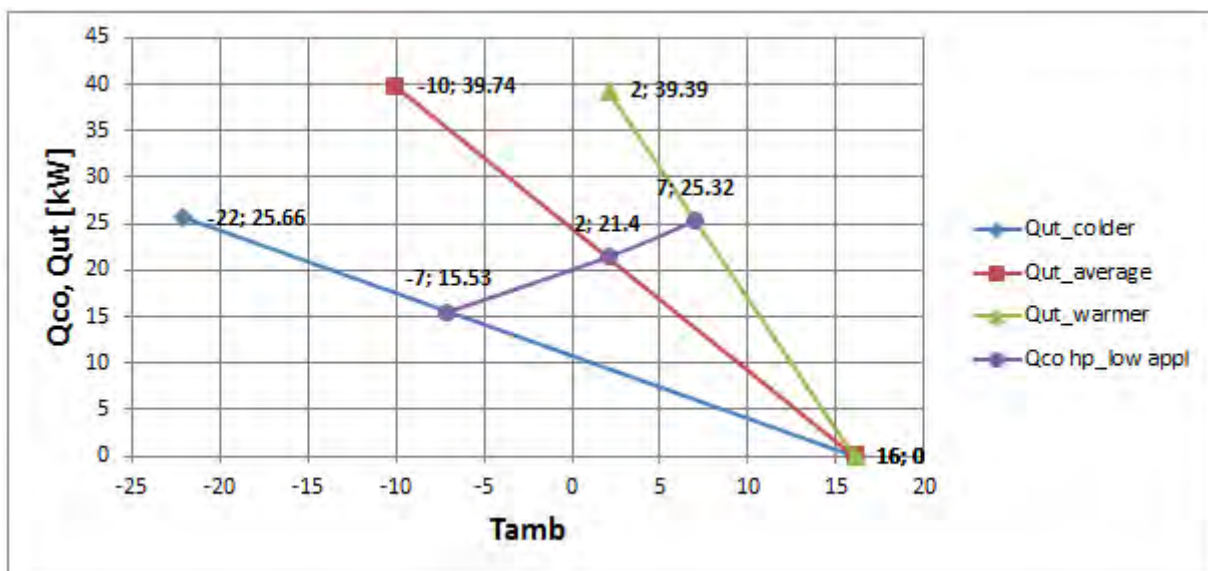


Figura 31. Andamento della potenza termica “Qco hp_low appl” fornita dalla pompa di calore per applicazioni a bassa temperatura: Tw,in=30°C, Tw,out=35°C, e della potenza termica richiesta dall'utenza (colder in blu, average in rosso, warmer in verde) in funzione della temperatura ambiente.

Tabella 18. Applicazioni a bassa temperatura:
Carico richiesto dall'utenza alla temperatura di design per i tre climi di riferimento

Clima	T _{biv} [°C]	Q _{co} [kW]	→	T _{design} [°C]	Q _{ut} [kW]
Colder	-7	15.53		-22	25.66
Average	2	21.40		-10	39.74
Warmer	7	25.32		2	39.39

Applicazioni a bassa temperatura - Risultati per clima di riferimento freddo (Helsinki)

Per il clima di riferimento di Helsinki i risultati sono mostrati nella tabella seguente:

Tabella 19. Valori dello SCOPon e dello SCOPnet per il clima di riferimento "freddo" (corrispondente ad Helsinki) per la pompa di calore con T_{w,in}=30°C, T_{w,out}=35°C (low temperature application), indicando con "cp" il caso in cui si considerano i consumi del solo compressore e del carter e con "hp" il caso in cui vengono presi in considerazione i consumi totali (compressore, carter, ventilatori, pompa, quadro elettrico).

	Colder	
	cp	hp
SCOPon	1.91	1.73
SCOPnet	2.06	1.84

Nella figura seguente sono riportati gli andamenti della potenza richiesta e della potenza termica sperimentale per il clima di riferimento di Helsinki, rispettivamente in blu e in rosso (asse delle ordinate sinistro); sull'asse delle ordinate destro sono riportati i bin hours, ovvero il numero di ore che la pompa di calore è in ON.

Dai grafici si vede che la temperatura bivalente T_{biv}, alla quale la potenza disponibile eguaglia quella richiesta, è circa -7°C. Per temperature minori di T_{biv} occorre prevedere un'integrazione, ad esempio un serbatoio di accumulo termico. La maggior parte delle ore di ON, in cui la capacità della pompa di calore è superiore alla richiesta, sono distribuite tra -5°C e 5°C. A 16°C la richiesta termica si riduce fino ad annullarsi e quindi anche i bin hours.

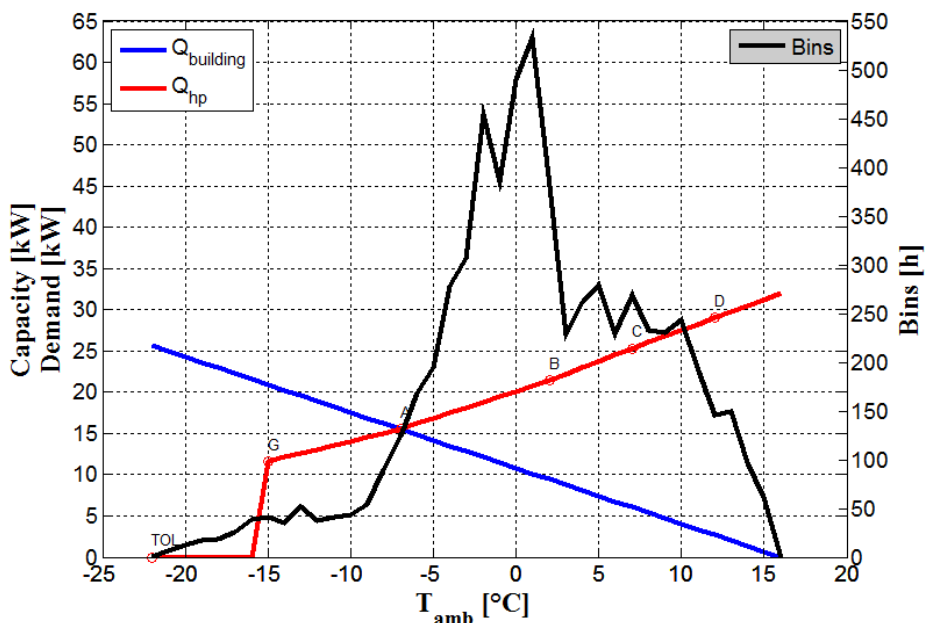


Figura 32. Andamento della potenza termica fornita dalla pompa di calore e di quella richiesta dall'utenza in funzione della temperatura ambiente. Low temperature application (T_{w,in}=30°C, T_{w,out}=35°C). Reference heating season "C" = colder.

Applicazioni a bassa temperatura - Risultati per clima di riferimento Medio (Strasburgo)

Per il clima di riferimento di Strasburgo i risultati sono mostrati nella tabella seguente:

Tabella 20. Valori dello SCOPon e dello SCOPnet per il clima di riferimento “medio” (corrispondente a Strasburgo) per la pompa di calore con $T_{w,in}=30^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=35^{\circ}\text{C}$ (low temperature application), indicando con “cp” il caso in cui si considerano i consumi del solo compressore e del carter e con “hp” il caso in cui vengono presi in considerazione i consumi totali (compressore, carter, ventilatori, pompa, quadro elettrico).

	Average	
	cp	hp
SCOPon	2.14	1.96
SCOPnet	2.52	2.25

In questo caso, dalla figura seguente si vede che la temperatura bivalente T_{biv} è pari a 2°C . Per temperature minori di T_{biv} occorre prevedere un’integrazione, ad esempio un serbatoio di accumulo termico. La maggior parte delle ore di ON, in cui la capacità della pompa di calore è superiore alla richiesta, sono distribuite tra 2°C e 10°C .

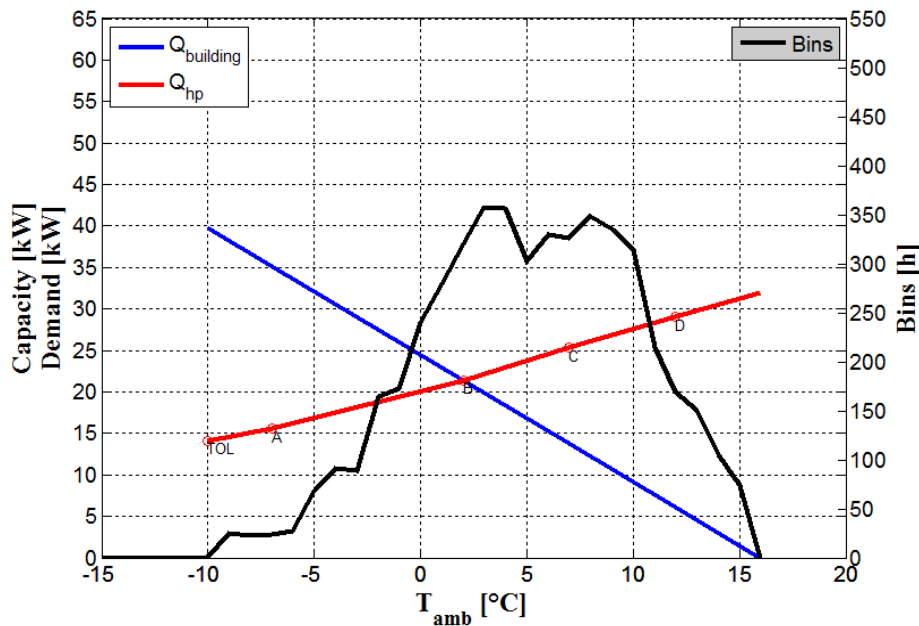


Figura 33. Andamento della potenza termica fornita dalla pompa di calore e di quella richiesta dall’utenza in funzione della temperatura ambiente. Low temperature application ($T_{w,in}=30^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=35^{\circ}\text{C}$). Reference heating season “A” = average.

Applicazioni a bassa temperatura - Risultati per clima di riferimento Caldo (Atene)

Per il clima di riferimento di Atene i risultati sono mostrati nella tabella seguente:

Tabella 21. Valori dello SCOPon e dello SCOPnet per il clima di riferimento “caldo” (corrispondente ad Atene) per la pompa di calore con $T_{w,in}=30^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=35^{\circ}\text{C}$ (low temperature application), indicando con “cp” il caso in cui si considerano i consumi del solo compressore e del carter e con “hp” il caso in cui vengono presi in considerazione i consumi totali (compressore, carter, ventilatori, pompa, quadro elettrico).

	Warmer	
	cp	hp
SCOPon	2.76	2.48
SCOPnet	2.98	2.65

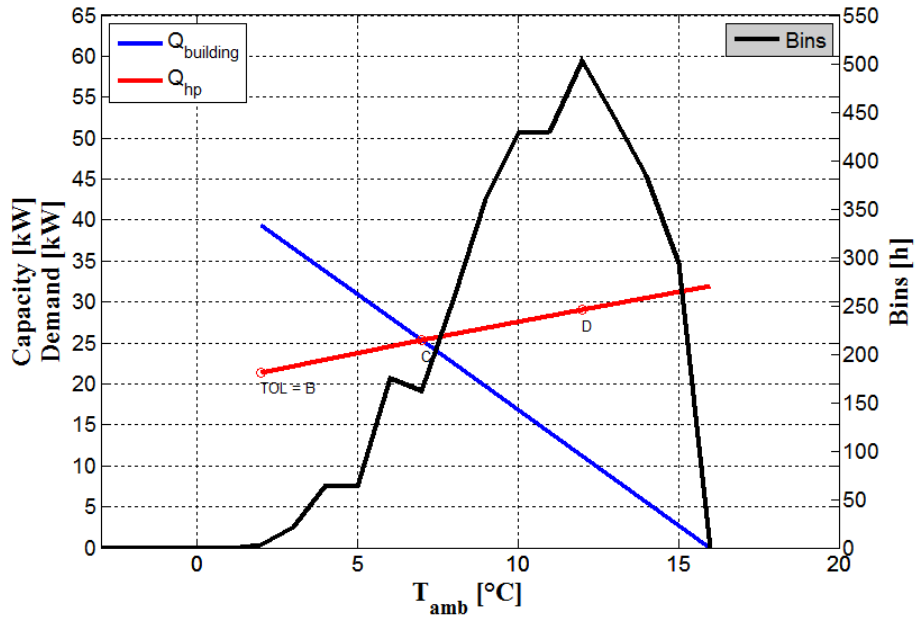


Figura 34. Andamento della potenza termica fornita dalla pompa di calore e di quella richiesta dall'utenza in funzione della temperatura ambiente. Low temperature application ($T_{w,in}=30^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=35^{\circ}\text{C}$). Reference heating season "W" = warmer.

In questo caso la temperatura bivalente è pari a 7°C . La maggior parte delle ore di ON, in cui la capacità della pompa di calore è superiore alla richiesta, sono distribuite tra 8°C e 12°C (figura 34).

3.1.2 SCOP sperimentale in applicazioni a media temperatura ($T_{w,in}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=45^{\circ}\text{C}$)

Seguendo un procedimento analogo al punto precedente si è ricavata la curva di carico dell'utenza, Q_{ut} , in modo che la temperatura bivalente, T_{biv} , sia la massima imposta dalla norma, a seconda del clima di riferimento (clima colder: $T_{biv}=-7^{\circ}\text{C}$; clima average: $T_{biv}=2^{\circ}\text{C}$; clima warmer= 7°C). Di conseguenza, la potenza termica richiesta dall'utenza a tale temperatura sarà uguale alla potenza termica fornita dalla pompa di calore, Q_{co} , ottenuta dai dati sperimentali. Per interpolazione lineare è stato poi possibile ricavare il carico richiesto dall'utenza alla temperatura di design (figura 35): i valori così ottenuti sono riepilogati nella tabella successiva.

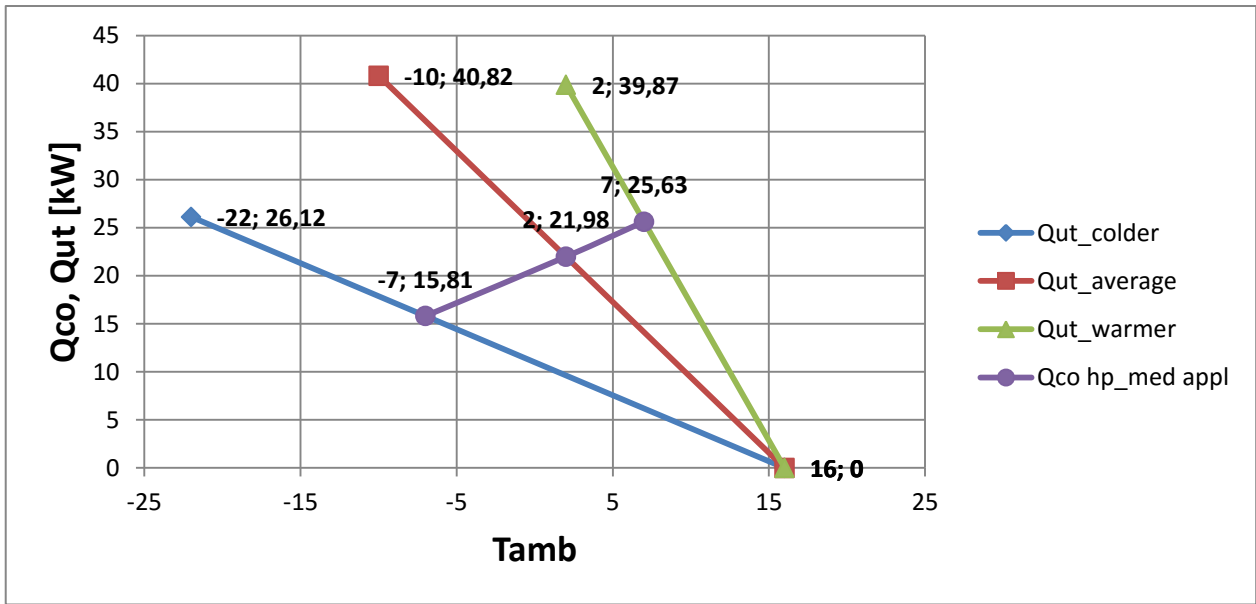


Figura 35. Andamento della potenza termica fornita dalla pompa di calore (Medium temperature application: $T_{w,in}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=45^{\circ}\text{C}$) e della potenza termica richiesta dall’utenza (colder in blu, average in rosso, warmer in verde) in funzione della temperatura ambiente.

Tabella 22. Applicazioni a media temperatura
Carico richiesto dall’utenza alla temperatura di design per i tre climi di riferimento

Clima	Tbiv [°C]	Qco [kW]	Tdesign [°C]	Qut [kW]
Colder	-7	15.81	-22	26.12
Average	2	21.98	-10	40.82
Warmer	7	25.63	2	39.87

Applicazioni a media temperatura - Risultati per clima di riferimento freddo (Helsinki)

Per il clima di riferimento di Helsinki i valori di SCOPon e SCOPnet misurati per applicazioni di media temperatura sono mostrati nella tabella seguente:

Tabella 23. Valori dello SCOPon e dello SCOPnet per il clima di riferimento “freddo” (corrispondente ad Helsinki) per la pompa di calore con $T_{w,in}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=45^{\circ}\text{C}$ (medium temperature application), indicando con “cp” il caso in cui si considerando i consumi del solo compressore e del carter e con “hp” il caso in cui vengono presi in considerazione i consumi totali (compressore, carter, ventilatori, pompa, quadro elettrico).

	Colder	
	cp	hp
SCOPon	1.72	1.57
SCOPnet	1.81	1.63

Come per i casi precedenti, si riportano nella figura seguente gli andamenti della potenza richiesta e della potenza termica sperimentale, rispettivamente in blu e in rosso (asse delle ordinate sinistro); sull’asse delle ordinate destro sono riportati i bin hours, ovvero il numero di ore che la pompa di calore è in ON.

Dai grafici si vede che la temperatura bivalente T_{biv} , alla quale la potenza disponibile eguaglia quella richiesta, è circa -7°C . La maggior parte delle ore di ON, in cui la capacità della pompa di calore è superiore alla richiesta, sono distribuite tra -5°C e 5°C . Da un confronto tra la figura 32 e la figura 36 si rileva anche

graficamente come il carico termico messo a disposizione dalla macchina per le due applicazioni rimane praticamente invariato.

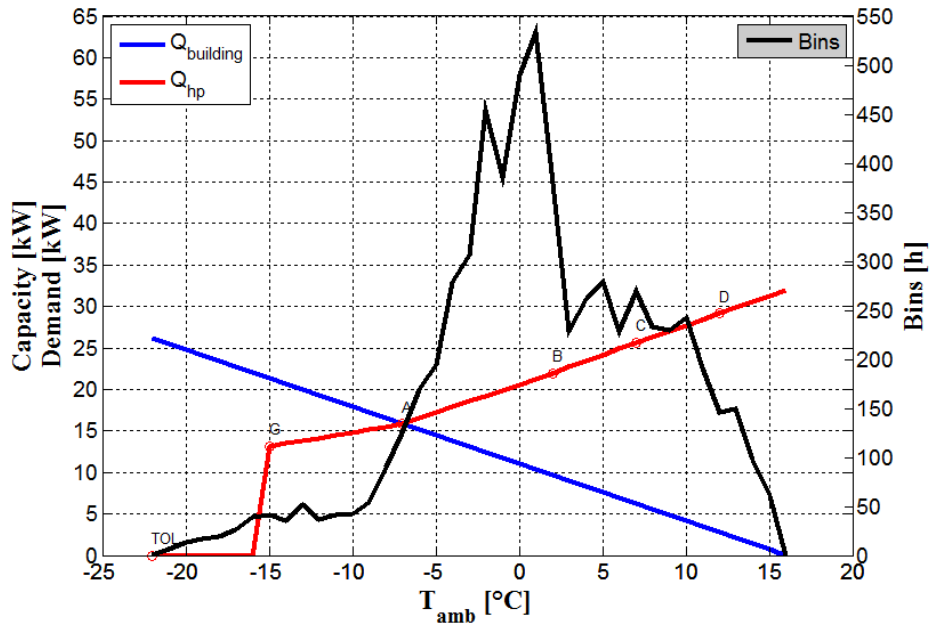


Figura 36. Andamento della potenza termica fornita dalla pompa di calore e di quella richiesta dall'utenza in funzione della temperatura ambiente. Medium temperature application ($T_{w,in}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=45^{\circ}\text{C}$). Reference heating season "C" = colder.

Applicazioni a media temperatura - Risultati per clima di riferimento medio (Strasburgo)

Per il clima di riferimento medio (Strasburgo) i valori di SCOPon e SCOPnet misurati per applicazioni di media temperatura sono mostrati nella tabella seguente:

Tabella 24. Valori dello SCOPon e dello SCOPnet per il clima di riferimento "medio" (corrispondente a Strasburgo) per la pompa di calore con $T_{w,in}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=45^{\circ}\text{C}$ (medium temperature application), indicando con "cp" il caso in cui si considerando i consumi del solo compressore e del carter e con "hp" il caso in cui vengono presi in considerazione i consumi totali (compressore, carter, ventilatori, pompa, quadro elettrico).

	Average	
	cp	hp
SCOPon	1.90	1.76
SCOPnet	2.16	1.95

La maggior parte delle ore di ON, in cui la capacità della pompa di calore è superiore alla richiesta, sono distribuite tra 2°C e 10°C .

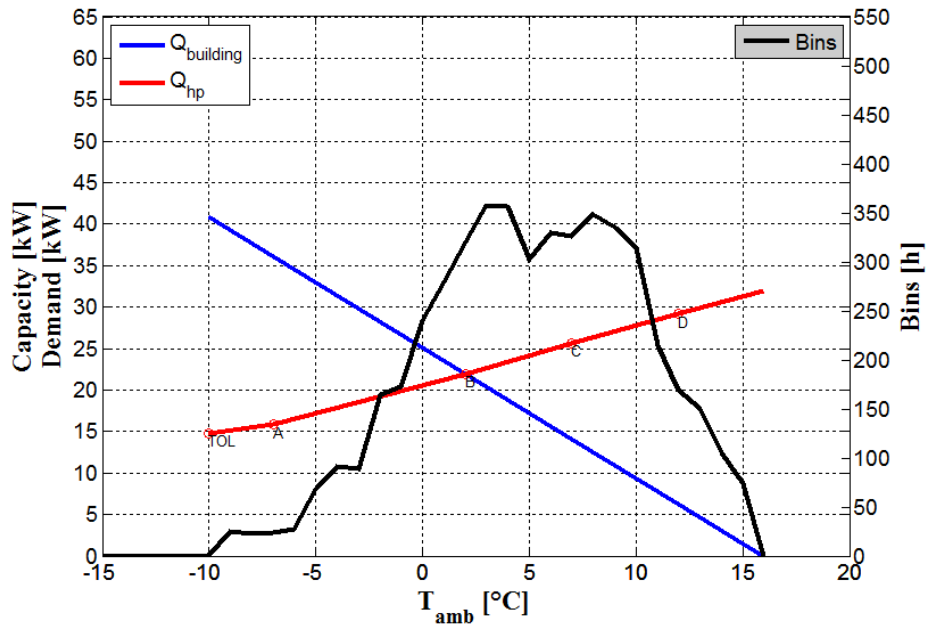


Figura 37. Andamento della potenza termica fornita dalla pompa di calore e di quella richiesta dall'utenza in funzione della temperatura ambiente. Medium temperature application ($T_{w,in}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=45^{\circ}\text{C}$). Reference heating season "A" = average.

Applicazioni a media temperatura - Risultati per clima di riferimento caldo (Atene)

Per il clima di riferimento caldo (Atene) i valori di SCOPon e SCOPnet misurati per applicazioni di media temperatura sono mostrati nella tabella seguente:

Tabella 25. Valori dello SCOPon e dello SCOPnet per il clima di riferimento "caldo" (corrispondente ad Atene) per la pompa di calore con $T_{w,in}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=45^{\circ}\text{C}$ (medium temperature application), indicando con "cp" il caso in cui si considerano i consumi del solo compressore e del carter e con "hp" il caso in cui vengono presi in considerazione i consumi totali (compressore, carter, ventilatori, pompa, quadro elettrico).

	Warmer	
	cp	hp
SCOPon	2.29	2.10
SCOPnet	2.42	2.19

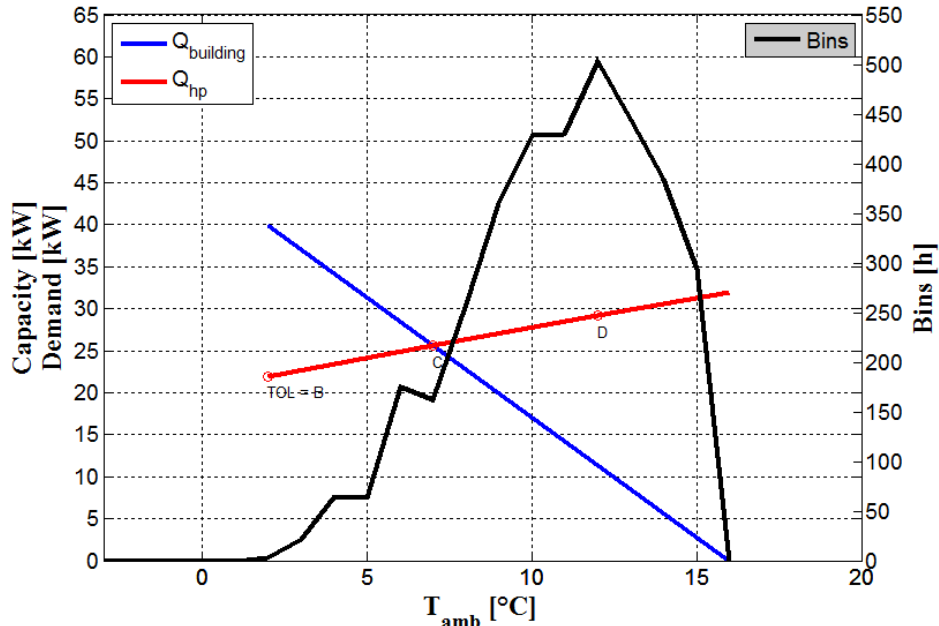


Figura 38. Andamento della potenza termica fornita dalla pompa di calore e di quella richiesta dall'utenza in funzione della temperatura ambiente. Medium temperature application ($T_{w,in}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=45^{\circ}\text{C}$). Reference heating season "W" = warmer.

In questo caso la temperatura bivalente è pari a 7°C . La maggior parte delle ore di ON, in cui la capacità della pompa di calore è superiore alla richiesta, sono distribuite tra 8°C e 12°C .

3.1.3 SCOP sperimentale in applicazioni ad alta temperatura ($T_{w,in}=47^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=55^{\circ}\text{C}$)

La curva di carico dell'utenza, Q_{ut} , è ricavata in maniera tale che la temperatura bivalente, T_{biv} , sia la massima imposta dalla norma, a seconda del clima di riferimento (clima colder: $T_{biv}=-7^{\circ}\text{C}$; clima average: $T_{biv}=2^{\circ}\text{C}$; clima warmer: $T_{biv}=7^{\circ}\text{C}$). Di conseguenza, la potenza termica richiesta dall'utenza a tale temperatura sarà uguale alla potenza termica fornita dalla pompa di calore, Q_{co} , ottenuta dai dati sperimentali. Per interpolazione lineare è stato poi possibile ricavare il carico richiesto dall'utenza alla temperatura di design (figura 39): i valori così ottenuti sono riepilogati nella tabella successiva.

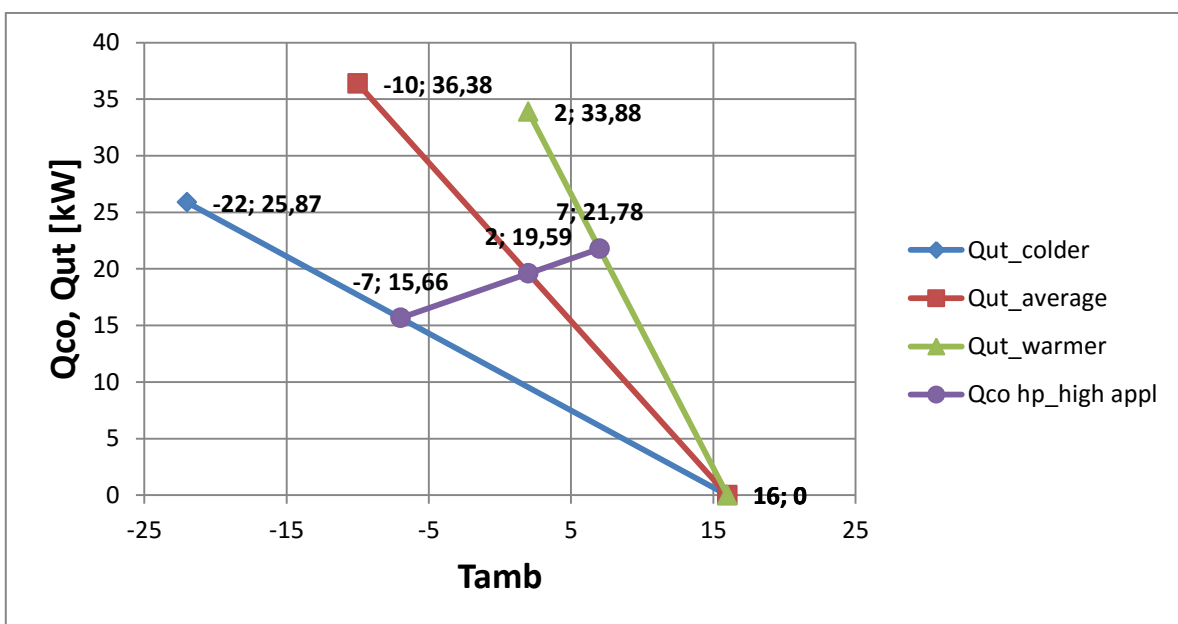


Figura 39. Andamento della potenza termica fornita dalla pompa di calore (High temperature application: $T_{w,in}=47^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=55^{\circ}\text{C}$) e della potenza termica richiesta dall'utenza (colder in blu, average in rosso, warmer in verde) in funzione della temperatura ambiente.

**Tabella 26. Applicazioni ad alta temperatura:
Carico richiesto dall'utenza alla temperatura di design per i tre climi di riferimento**

Clima	T _{biv} [°C]	Q _{co} [kW]	→	T _{design} [°C]	Q _{ut} [kW]
Colder	-7	15.66		-22	25.87
Average	2	19.59		-10	36.38
Warmer	7	21.78		2	33.88

Applicazioni ad alta temperatura - Risultati per clima di riferimento freddo (Helsinki)

Per il clima di riferimento freddo i valori di SCOPon e SCOPnet misurati per applicazioni di alta temperatura sono mostrati nella tabella seguente:

Tabella 27. Valori dello SCOPon e dello SCOPnet per il clima di riferimento "freddo" (corrispondente ad Helsinki) per la pompa di calore con T_{w,in}=47°C, T_{w,out}=55°C (high temperature application), indicando con "cp" il caso in cui si considerando i consumi del solo compressore e del carter e con "hp" il caso in cui vengono presi in considerazione i consumi totali (compressore, carter, ventilatori, pompa, quadro elettrico).

	Colder	
	cp	hp
SCOPon	1.51	1.44
SCOPnet	1.57	1.49

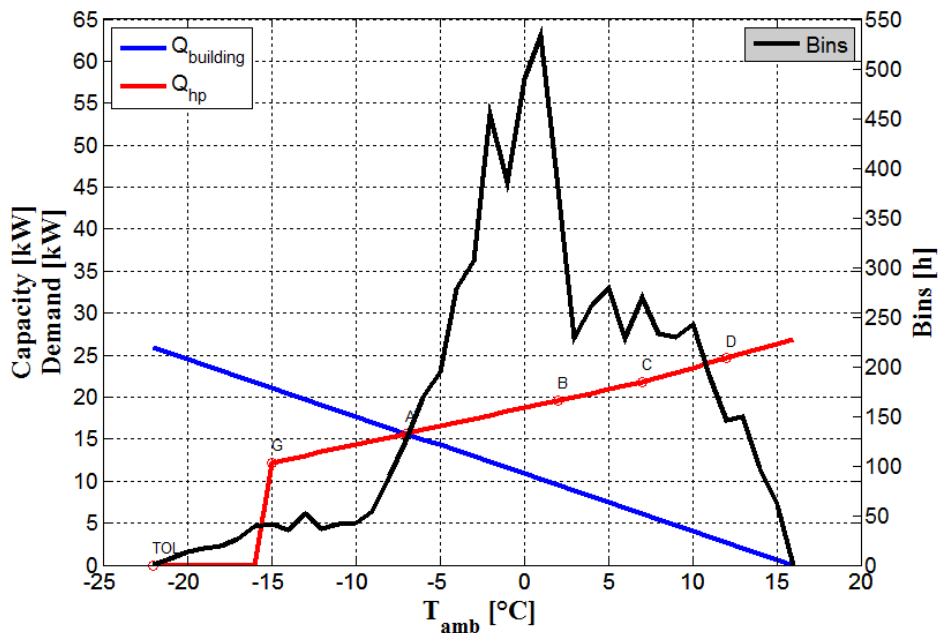


Figura 40. Andamento della potenza termica fornita dalla pompa di calore e di quella richiesta dall'utenza in funzione della temperatura ambiente. High temperature application (T_{w,in}=47°C, T_{w,out}=55°C). Reference heating season "C" = colder.

Come per i casi precedenti, si riportano nella figura seguente gli andamenti della potenza richiesta e della potenza termica sperimentale, rispettivamente in blu e in rosso (asse delle ordinate sinistro); sull'asse delle ordinate destro sono riportati i bin hours, ovvero il numero di ore che la pompa di calore è in ON.

Dai grafici si vede che la temperatura bivalente T_{biv}, alla quale la potenza disponibile eguaglia quella richiesta, è circa -7°C. La maggior parte delle ore di ON, in cui la capacità della pompa di calore è superiore alla richiesta, sono distribuite tra -5°C e 8°C. Da un confronto tra la figura 36 e la figura 40 si rileva anche

graficamente come il carico termico messo a disposizione dalla macchina per le due applicazioni rimane praticamente invariato fino a $T_{amb} = -5^{\circ}\text{C}$ circa per poi ridursi abbastanza nettamente al crescere di questa.

Applicazioni ad alta temperatura - Risultati per clima di riferimento medio (Strasburgo)

Per il clima di riferimento di Strasburgo i valori di SCOPon e SCOPnet misurati per applicazioni di alta temperatura sono mostrati nella tabella seguente:

Tabella 28. Valori dello SCOPon e dello SCOPnet per il clima di riferimento “medio” (corrispondente a Strasburgo) per la pompa di calore con $T_{w,in}=47^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=55^{\circ}\text{C}$ (high temperature application), indicando con “cp” il caso in cui si considerando i consumi del solo compressore e del carter e con “hp” il caso in cui vengono presi in considerazione i consumi totali (compressore, carter, ventilatori, pompa, quadro elettrico).

	Average	
	cp	hp
SCOPon	1.66	1.60
SCOPnet	1.80	1.72

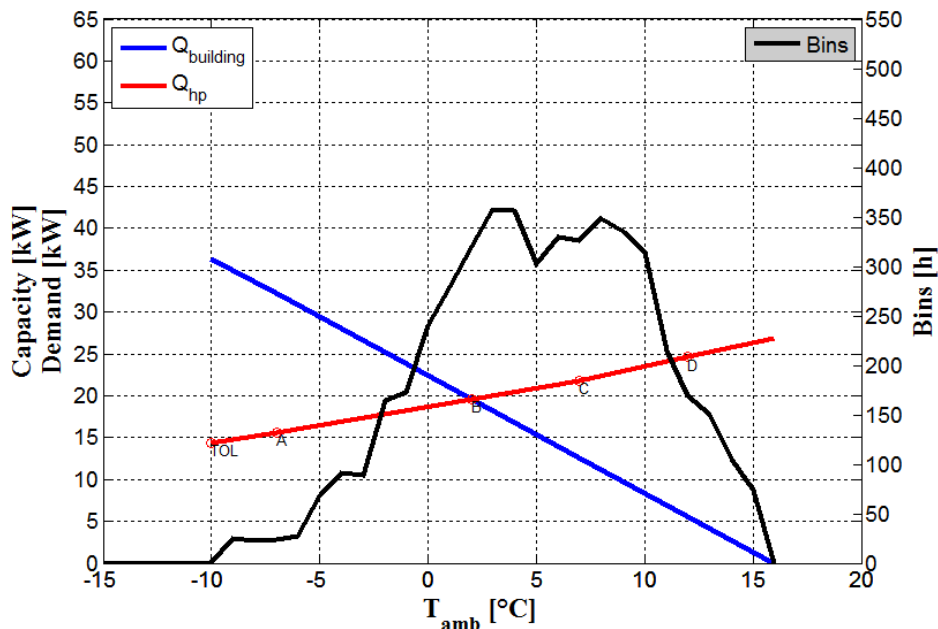


Figura 41. Andamento della potenza termica fornita dalla pompa di calore e di quella richiesta dall’utenza in funzione della temperatura ambiente. High temperature application ($T_{w,in}=47^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=55^{\circ}\text{C}$). Reference heating season “A” = average.

Dai grafico precedente si vede che la temperatura bivalente T_{biv} , alla quale la potenza disponibile eguaglia quella richiesta, è circa 2°C . La maggior parte delle ore di ON, in cui la capacità della pompa di calore è superiore alla richiesta, sono distribuite tra 0°C e 10°C .

Applicazioni ad alta temperatura - Risultati per clima di riferimento caldo (Atene)

Per il clima di riferimento di Atene i valori di SCOPon e SCOPnet misurati per applicazioni di alta temperatura sono mostrati nella tabella seguente:

Tabella 29. Valori dello SCOPon e dello SCOPnet per il clima di riferimento “caldo” (corrispondente ad Atene) per la pompa di calore con $T_{w,in}=47^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=55^{\circ}\text{C}$ (high temperature application), indicando con “cp” il caso in cui si considerano i consumi del solo compressore e del carter e con “hp” il caso in cui vengono presi in considerazione i consumi totali (compressore, carter, ventilatori, pompa, quadro elettrico).

	Warmer	
	cp	hp
SCOPon	1.92	1.83
SCOPnet	1.99	1.90

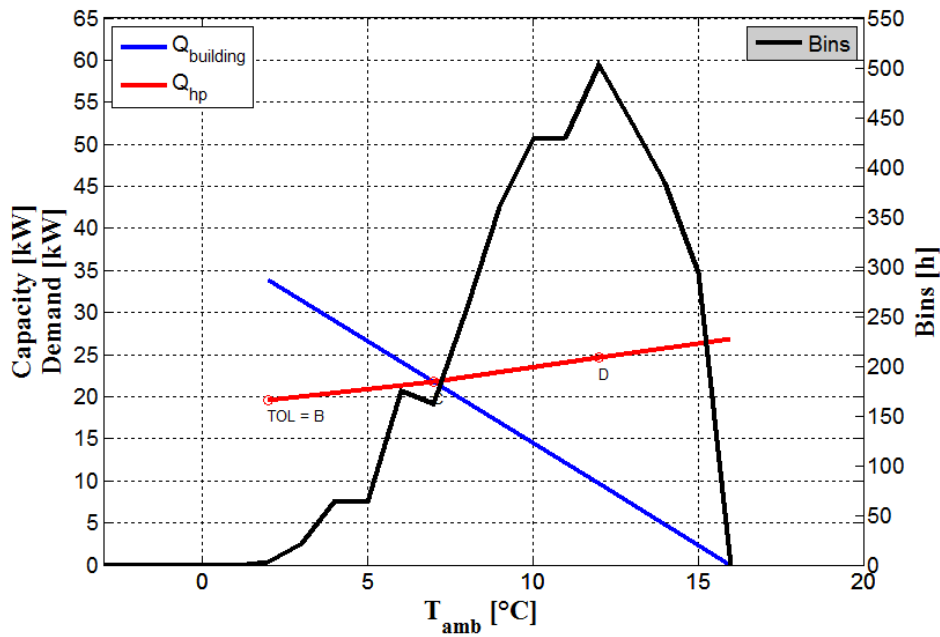


Figura 42. Andamento della potenza termica fornita dalla pompa di calore e di quella richiesta dall’utenza in funzione della temperatura ambiente. High temperature application ($T_{w,in}=47^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=55^{\circ}\text{C}$). Reference heating season “W” = warmer.

La maggior parte delle ore di ON, in cui la capacità della pompa di calore è superiore alla richiesta, sono distribuite tra 7°C e 15°C .

3.1.4 Tabella riepilogativa dei valori di SCOP calcolati

Tabella 30. Tabella riepilogativa dei valori dello SCOPon e dello SCOPnet per i vari climi di riferimento per la pompa di calore con $T_{w,in}=30^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=35^{\circ}\text{C}$ (low temperature application), avendo indicato con “cp” il caso in cui si considerando i consumi del solo compressore e del carter e con “hp” il caso in cui vengono presi in considerazione i consumi totali (compressore, carter, ventilatori, pompa, quadro elettrico).

Low Temperature Application	Colder		Average		Warmer	
	cp	hp	cp	hp	cp	hp
SCOPon	1.91	1.91	2.14	1.96	2.76	2.48
SCOPnet	2.06	2.06	2.52	2.25	2.98	2.65

Tabella 311. Tabella riepilogativa dei valori dello SCOPon e dello SCOPnet per i vari climi di riferimento per la pompa di calore con $T_{w,in}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=45^{\circ}\text{C}$ (medium temperature application), avendo indicato con “cp” il caso in cui si considerando i consumi del solo compressore e del carter e con “hp” il caso in cui vengono presi in considerazione i consumi totali (compressore, carter, ventilatori, pompa, quadro elettrico).

Medium Temperature Application	Colder		Average		Warmer	
	cp	hp	cp	hp	cp	hp
SCOPon	1.72	1.57	1.90	1.76	2.29	2.10
SCOPnet	1.81	1.63	2.16	1.95	2.42	2.19

Tabella 322. Tabella riepilogativa dei valori dello SCOPon e dello SCOPnet per i vari climi di riferimento per la pompa di calore con $T_{w,in}=47^{\circ}\text{C}$, $T_{w,out}=55^{\circ}\text{C}$ (high temperature application), avendo indicato con “cp” il caso in cui si considerando i consumi del solo compressore e del carter e con “hp” il caso in cui vengono presi in considerazione i consumi totali (compressore, carter, ventilatori, pompa, quadro elettrico).

High Temperature Application	Colder		Average		Warmer	
	cp	cp	cp	hp	cp	hp
SCOPon	1.51	1.44	1.66	1.60	1.92	1.83
SCOPnet	1.57	1.49	1.80	1.72	1.99	1.90

3.2 Calcolo prestazioni stagionali estive per la macchina in test

Il coefficiente delle prestazioni stagionali in regime invernale, ovvero lo SEER della macchina in prova è stato calcolato secondo le già citate norme UNI EN 14511 e UNI EN 14825. I principali valori dei test realizzati in ENEA per il calcolo di tale parametro sono riassunti in tabella 17.

3.2.1 SEER sperimentale in applicazioni con temperatura di uscita dell’acqua costante

La curva di carico dell’utenza, Q_{ut} , è ricavata in maniera tale che per la temperatura ambiente pari a 35°C il fabbisogno termico dell’utenza sia uguale a quello fornito dalla macchina (figura 43).

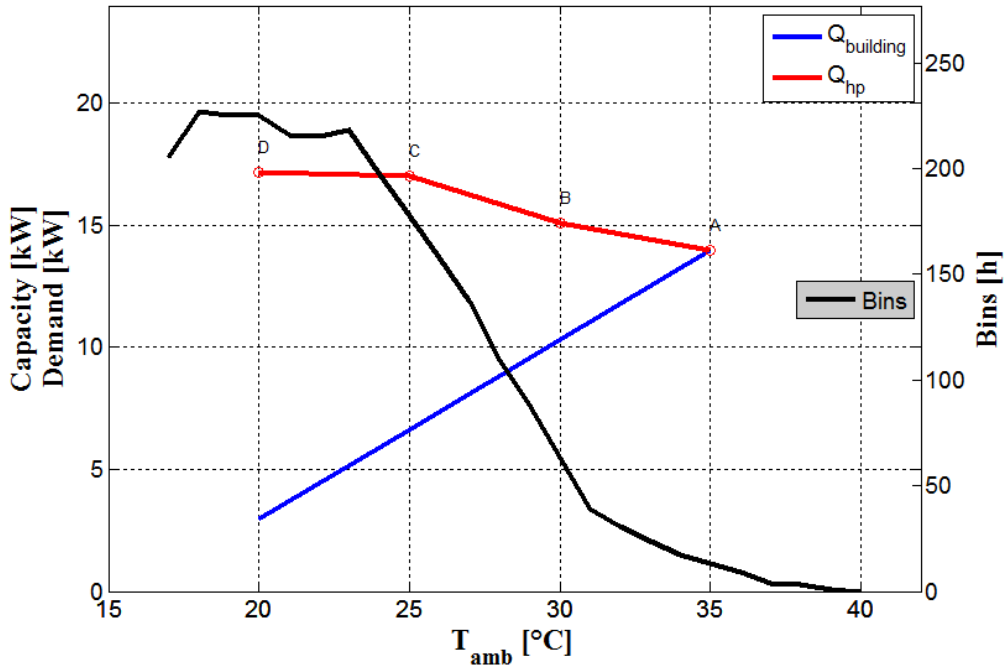


Figura 43. Andamento della potenza frigorifera fornita dalla macchina frigo e di quella richiesta dall'utenza in funzione della temperatura ambiente. Applicazione Fan Coil. Temperatura di uscita dell'acqua costante.

Tabella 33. Valori dell'SEERon e dell'SEERnet per applicazioni fan coil con temperatura di uscita dell'acqua costante, indicando con "cp" il caso in cui si considerando i consumi del solo compressore e del carter e con "hp" il caso in cui vengono presi in considerazione i consumi totali (compressore, carter, ventilatori, pompa, quadro elettrico).

	Fixed outlet temperature application	
	cp	hp
SEERon	2.06	1.91

3.2.2 SEER sperimentale in applicazioni con temperatura di uscita dell'acqua variabile

Anche in questo caso, la curva di carico dell'utenza, Q_{utv} è ricavata in maniera tale che per la temperatura ambiente pari a 35 °C il fabbisogno termico dell'utenza sia uguale a quello fornito dalla macchina (figura 44).

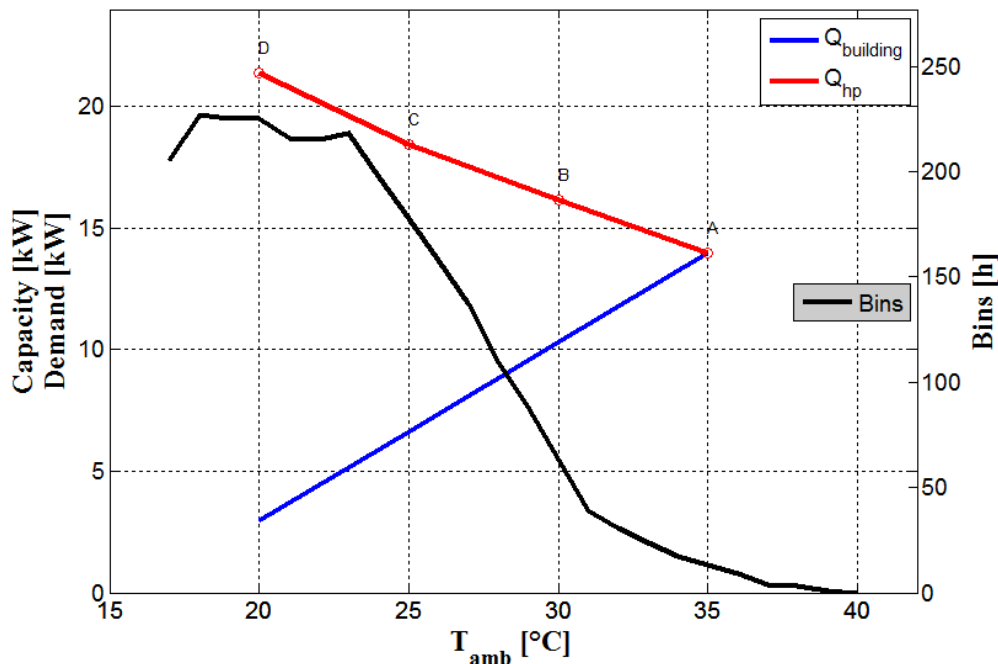


Figura 44. Andamento della potenza frigorifera fornita dalla macchina frigo e di quella richiesta dall'utenza in funzione della temperatura ambiente. Applicazione Fan Coil. Temperatura di uscita dell'acqua variabile.

Tabella 34. Valori dell'SEERon e dell'SEERnet per applicazioni fan coil con temperatura di uscita dell'acqua variabile, indicando con "cp" il caso in cui si considerano i consumi del solo compressore e del carter e con "hp" il caso in cui vengono presi in considerazione i consumi totali (compressore, carter, ventilatori, pompa, quadro elettrico).

	Variable outlet temperature application	
	cp	hp
SEERon	2.11	1.92

4 Conclusioni

L'attività ha riguardato il test di un prototipo di macchina reversibile a CO₂, dotata di un complesso di eiettori come organo di espansione. La matrice di prova è stata determinata in accordo alla normativa vigente sui test per le pompe di calore e per le macchine per la refrigerazione di liquido (UNI EN 14511 parte 2 e UNI EN 14825:2013). L'elaborazione dei dati ha consentito di calcolare gli indici prestazionali stagionali (SCOP e SEER). La macchina provata presenta un alto grado di innovazione ed in particolare è stato dimensionato un gruppo eiettori che deve essere in grado di realizzare l'espansione del refrigerante in maniera ottimale sia nel funzionamento estivo che in quello invernale. Numerosi parametri di funzionamento della macchina (surriscaldamento in uscita dall'evaporatore, surriscaldamento in aspirazione al compressore, pressione di mandata al gas cooler, ecc.) sono gestiti in maniera automatizzata dal controllore della macchina stessa. L'elevato numero di parametri da controllare non ha sempre permesso di raggiungere il punto di funzionamento ottimale, causando così l'ottenimento di valori di SCOP e SEER non corrispondenti ai valori attesi. Tra l'altro, in alcune occasioni l'impossibilità di raggiungere le condizioni di pressione e di temperatura di funzionamento ottimali sembra essere addebitabile ad un dimensionamento non perfettamente centrato del gruppo eiettori (dimensionato per temperature dell'acqua in ingresso gas cooler superiori a 30°C). Si ritiene comunque che tali risultati siano da ritenersi altamente preliminari e che potranno essere migliorati considerevolmente non solo con una selezione più accurata di alcuni componenti, ma anche settando al meglio alcuni fondamentali

parametri di funzionamento, quali ad esempio il surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore oppure regolando in maniera ottimale la carica di refrigerante del circuito.

5 Riferimenti bibliografici

1. N. Calabrese, R. Trinchieri, L. Saraceno, M. Pieve, G. Boccardi, "Produzione di acqua calda sanitaria (ACS) in modalità istantanea a mezzo di una pompa di calore a CO₂ (R744)", Report RdS/PAR2013/097
2. A. Cavallini, C. Zilio, "Carbon dioxide as a natural refrigerant", International Journal of Low-Carbon Technologies, Vol. 2, N 3 pag. 225-249, luglio 2007
3. UNI EN 14511 (novembre 2011) - "Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti". Parte seconda: Condizioni di prova.
4. UNI EN 14511 (novembre 2011) - "Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti". Parte terza: Metodi di prova.
5. UNI EN 14825 (gennaio 2013) - "Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling - Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance".

6 Abbreviazioni ed acronimi

COP: coefficiente di prestazione della macchina in modalità pompa di calore

EER: coefficiente di prestazione della macchina in modalità raffreddamento

Q_w : portata volumetrica d'acqua [m^3/h]

L_{el} : Potenza elettrica assorbita totale [kW]

G_{CO_2} : portata in massa della CO₂ [kg/s]

p_{iCP} : pressione ingresso compressore [bar]

p_{oCP} : pressione uscita compressore [bar]

p_{ev} : pressione di evaporazione [bar]

Q_{GC} : potenza termica scambiata al gas cooler [kW]

Q_{EV} : potenza termica scambiata all'evaporatore [kW]

SCOP: coefficiente di prestazione stagionale, in modalità pompa di calore

SEER: coefficiente di prestazione stagionale, in modalità macchina frigo

T_{cc}/T_{amb} : temperatura della camera climatica [°C]

$T_{in,ev}$: temperatura del refrigerante in ingresso all'evaporatore [°C]

$T_{in,w}$: temperatura del fluido termovettore (acqua) in ingresso [°C]

$T_{out,ev}$: temperatura del refrigerante in uscita dall'evaporatore [°C]

$T_{out,w}$: temperatura del fluido termovettore (acqua) in uscita [°C]

T_{oCP} : temperatura refrigerante uscita compressore [°C]

T_{oEEV} : temperatura refrigerante uscita valvola elettronica [°C]

T_{ev} : temperatura di evaporazione [°C]

h_{inGC} : entalpia ingresso gas cooler [kJ/kg]

h_{outGC} : entalpia uscita gas cooler [kJ/kg]

h_{oGC_min} : entalpia CO2 in uscita gas cooler alla temperatura dell'acqua in ingresso allo stesso [kJ/kg]

$h_{outCPis}$: entalpia uscita compressore isentropica [kJ/kg]

η_g : rendimento globale compressore

ε_{GC} : efficienza del gas cooler

Pedici

GC: gas cooler

EV: evaporatore

in: ingresso

out: uscita