

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica e Nucleare
Collegio di Ingegneria Energetica (LM-30)

Progettazione e Gestione di Impianti Energetici

Tesi di Laurea Magistrale



*Progettazione, costruzione e test di un prototipo di
pompa di calore aria-acqua ad alta temperatura*

Relatore:

Prof. Vittorio Verda

Studente:

Eldi Harizi

Co-relatore:

Prof. Martina Capone

Ing. Gianfranco Pellegrini

Anno Accademico 2022/2023

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica e Nucleare
Collegio di Ingegneria Energetica (LM-30)

Progettazione e Gestione di Impianti Energetici

Tesi di Laurea Magistrale



*Progettazione, costruzione e test di un prototipo di
pompa di calore aria-acqua ad alta temperatura*

Relatore:

Prof. Vittorio Verda

Studente:

Eldi Harizi

Co-relatore:

Prof. Martina Capone

Ing. Gianfranco Pellegrini

Anno Accademico 2022/2023

Indice

<i>Abstract</i>	7
<i>Introduzione</i>	9
<i>Capitolo 1: T120 DC Air</i>	36
1.1 Concept e principio di funzionamento	39
1.1.1 Doppio ciclo.....	39
1.1.2 Mono ciclo.....	42
1.1.3 Dry cooler.....	46
1.2 Dimensionamento macro componenti	48
1.2.1 Compressori.....	48
1.2.2 Scambiatori di calore	55
1.2.3 Batterie di scambio termico dry cooler.....	60
1.2.4 Ventilatori.....	72
1.2.5 Circolatore acqua-glicole.....	74
1.3 Telaio e architettura dell'unità principale	76
1.3.1 Esigenze dimensionali e funzionali.....	76
1.3.2 Progettazione telaio unità principale.....	77
1.3.3 Supporti telaio.....	81
1.4 Circuito frigorifero	87
1.4.1 Descrizione processo di brasatura.....	88
1.4.2 Dettaglio operazione di brasatura.....	91
1.4.3 Dimensionamento e vincoli dei componenti.....	94
1.4.4 Schema di saldatura.....	99
1.4.5 Strumentazione circuito frigorifero.....	103
1.4.6 Prove di verifica bontà saldatura.....	105
1.5 Circuito idraulico	105
1.5.1 Lato sorgente.....	105
1.5.2 Valvolame e strumentazione idraulica.....	112
1.5.3 Lato impianto.....	115

1.6	Quadro elettrico ed elettronico	118
1.6.1	Montaggio al telaio dell'unità principale.....	118
1.6.2	Schema elettrico.....	122
1.6.3	Logica di funzionamento.....	129
1.7	Coibentazione termica	131
1.8	Isolamento acustico	134
1.9	Pannellatura	134
1.9.1	Pannellatura unità principale.....	135
1.9.2	Pannellatura unità esterna.....	138
1.10	Collaudo pompa di calore	154
1.10.1	Prova in pressione.....	154
1.10.2	Prova a vuoto.....	154
1.11	Caricamento refrigerante	155

Capitolo 2: Test e prove sperimentali.....157

2.1	Banco prova interni (BPI)	160
2.1.1	Caratteristiche generali.....	160
2.1.2	Riempimento circuito di acqua e glicole.....	164
2.1.3	Taratura della quantità di refrigerante.....	167
2.1.4	Predisposizione pompa di calore.....	169
2.1.5	I Prova.....	170
2.1.6	II Prova.....	177
2.1.7	III Prova.....	179
2.2	Banco prova esterno (BPE)	182
2.2.1	Camera climatica.....	182
2.2.2	Realizzazione camera climatica.....	184
2.2.3	Predisposizione BPE.....	189
2.2.4	Riempimento circuito di acqua e glicole.....	192
2.2.5	Prova di accensione.....	194
2.2.6	Prove caratteristiche.....	198
2.2.7	Procedura di acquisizione dati.....	200
2.2.8	Risultati test sul BPE.....	211
2.3	Considerazioni	215
2.3.1	Ampliamento mappa di funzionamento.....	215

2.3.2	Versatilità nel periodo estivo.....	219
2.3.3	Esempi di installazioni.....	221
2.3.4	Esempio di schema impiantistico.....	222

<i>Capitolo 3: Ottimizzazione e industrializzazione del prototipo</i>	228
--	-----

<i>Conclusioni</i>	238
---------------------------------	-----

<i>Bibliografia</i>	240
----------------------------------	-----

Abstract

L'oggetto della presente tesi è la realizzazione di un nuovo prototipo di pompa di calore aria-acqua ad alta temperatura e la descrizione delle fasi caratterizzanti il suo sviluppo, quali il dimensionamento, la costruzione e la successiva fase di test. Si tratta di una macchina da 120 kW nominali in grado di funzionare fino a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ di aria esterna e contemporaneamente produrre acqua calda a $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, destinata al settore residenziale e commerciale. La sua particolarità è che essa opera in modalità doppio ciclo, cioè sfruttando due cicli termodinamici disposti in serie in cui uno alimenta l'altro tramite uno scambiatore di calore intermedio. I fluidi refrigeranti utilizzati sono propano (R290) nel ciclo basso e iso-butano (R600a) nel ciclo alto, entrambi idrocarburi con $\text{GWP}=3$. L'obiettivo è superare quelli che da sempre sono considerati i limiti delle normali pompe di calore aria-acqua: produzione di acqua calda a medio-basse temperature (inferiori a $60\text{ }^{\circ}\text{C}$), prestazioni variabili in funzione delle condizioni ambientali esterne e spegnimento alle basse temperature dell'aria esterna (soprattutto sotto $0\text{ }^{\circ}\text{C}$). Sono riportati in seguito i risultati dei test e la loro rielaborazione eseguiti andando a simulare le tipiche condizioni di funzionamento operative.

Introduzione

Definizione e caratteristiche delle pompe di calore

Si definiscono pompe di calore delle particolari macchine in grado di produrre appunto *calore* ad una data temperatura desiderata. La loro tecnologia è già abbastanza consolidata attualmente considerando la fortissima analogia che esse possiedono con i normali frigoriferi a compressione, sistemi che invece producono *freddo* e costruiti per la prima volta nel 1915 da Alfred Mellowes¹. I due sistemi infatti funzionano sfruttando lo stesso identico ciclo termodinamico, anche se l'obiettivo ultimo risulta essere esattamente l'opposto: da un lato i frigoriferi desiderano mantenere un dato ambiente fresco, e quindi sottrarre calore ad una data sorgente (sorgente fredda), mentre le pompe di calore desiderano trasferire energia termica ad un altro ambiente più caldo, sottraendo appunto energia termica dalla sorgente più fredda e cedendola successivamente a quella più calda (da cui discende il nome "pompa" di calore, come se essa elevasse il calore da una sorgente più fredda ad una più calda). Questo processo però, sia per le macchine frigorifere che per le pompe di calore, come afferma il secondo principio della termodinamica non avviene spontaneamente ma occorre che dall'esterno venga somministrata una certa quantità di energia al sistema. Tale energia viene ceduta da un compressore, dispositivo che comprime il fluido e oltre ad aumentarne la pressione ne innalza anche la temperatura. L'energia primaria somministrata dall'esterno pertanto risulta essere di tipo elettrica, anche se di fatto essa viene poi convertita in energia meccanica dal compressore. Infine, dato che sia i frigoriferi che le pompe di calore sono macchine termiche che funzionano in maniera tale da percorrere un *ciclo termodinamico*², dopo averle incrementate occorre introdurre un altro

¹ In realtà il primo frigorifero elettrico per uso domestico è stato costruito dall'americano Fred W. Wolf nel 1913 e si chiamava Domelre. Il suo modello però risultò un flop e non ebbe alcuna rilevanza sul mercato. Nel 1915 fu Alfred Mellowes a inventare il primo frigorifero domestico autonomo elettrico con compressore che ebbe un grandissimo successo, tanto che esso verrà poi prodotto industrialmente dalla General Motors e commercializzato con il nome "Frigidaire" e ne furono venduti più di un milione di prodotti.

² Si definiscono macchine termiche poiché esse eseguono una serie di trasformazioni termodinamiche che riportano lo stato finale del sistema a coincidere con quello iniziale: si parla

dispositivo che permetta di ridurre la pressione e la temperatura del fluido: a tal fine, viene impiegata una valvola laminatrice. Praticamente si tratta di una strozzatura eseguita sulla sezione di passaggio del condotto in cui circola il fluido, cioè un semplice restringimento di diametro, che genera elevate perdite di carico localizzate e quindi abbassa drasticamente la pressione. A valle della valvola dunque le condizioni di pressione e temperatura iniziali vengono ripristinate chiudendo di fatto il ciclo termodinamico.

Sorgente fredda, sorgente calda e temperatura

Spesso per modellizzare il funzionamento di queste macchine termiche si utilizza la dicitura di “sorgente fredda” e “sorgente calda”: si tratta di semplici modi di dire ricorrenti nella pratica quotidiana che ormai sono entrati nell’uso comune e che servono per diversificare e descrivere i due ambienti. In particolare, la sorgente fredda è l’ambiente da cui viene “estratto” calore per mantenerlo fresco, e la sorgente calda l’ambiente a cui viene ceduto il calore prelevato dalla sorgente fredda per mantenerlo caldo: da un lato sono presenti i sistemi frigoriferi che estraggono calore dalla sorgente fredda e la cedono a quella calda, mentre dall’altro sono presenti le pompe di calore che invece cedono il calore prelevato dalla sorgente fredda a quella calda. Si tratta praticamente dello stesso identico fenomeno fisico ma visto da due prospettive diametralmente opposte: da un lato viene risaltata l’estrazione del calore dalla sorgente fredda (gruppi frigoriferi), dall’altra invece il calore ceduto alla sorgente più calda (pompa di calore). La diversificazione tra le due sorgenti però deve avvenire in maniera rigorosa senza che possano nascere eventuali ambiguità su quale sia la sorgente calda e quella fredda. A tal proposito, la termodinamica si avvale di una particolare grandezza fisica: la temperatura³. Si tratta di una grandezza fisica intensiva⁴ il cui valore

appunto di *cicli termodinamici* (Cantore G.. *Macchine: Appunti Tratti Dalle Lezioni Del Prof. Giuseppe Cantore*. Lavis, 1999).

³ Dal punto di vista termodinamico, la temperatura è una grandezza fisica che misura l’agitazione termica delle particelle costituenti un sistema, cioè nel dettaglio l’energia cinetica media di quest’ultimo.

⁴ Si definiscono grandezze fisiche intensive quelle per cui la grandezza associata dipende unicamente dalle proprietà o dallo stato del corpo o del sistema considerato, e in alcun modo

fornisce una misura quantitativa di quanto un corpo sia caldo o freddo: semplicemente confrontando il valore di temperatura dei due corpi, è possibile quindi affermare quale dei due sia più caldo e quale più freddo. Lo stesso concetto dunque viene ripreso esattamente allo stesso modo anche per definire le sorgenti utilizzate per modellizzare il funzionamento delle macchine termiche: la sorgente fredda è quella che si trova ad una temperatura minore rispetto alla sorgente calda, e viceversa. Prendendo in considerazione due ambienti adiacenti non chiusi che si trovano a diversa temperatura, essi inizieranno a scambiare calore anche in assenza di input esterni; il flusso termico tenderà a propagarsi dall'ambiente più caldo a quello più freddo fino a che i due non avranno raggiunto la condizione di equilibrio termico (cioè fino a che essi non si troveranno alla stessa temperatura). Questo è esattamente il fenomeno che avviene spontaneamente in natura e che le pompe di calore e i sistemi frigoriferi vogliono impedire: le due macchine vengono installate appunto con lo scopo di mantenere l'ambiente a temperatura minore (sorgente fredda) e l'ambiente a temperatura maggiore (sorgente calda) caldo, senza che essi arrivino all'equilibrio termico.

Fluidi refrigeranti

Il funzionamento di queste macchine nella realtà è reso possibile grazie all'ausilio di particolari fluidi termovettori che, grazie alle loro caratteristiche intrinseche fisico-chimiche, sono idonei a questo scopo. In particolare, tutti i fluidi che rispettano tali caratteristiche vengono indicati più comunemente "fluidi refrigeranti", appunto poiché adatti alla refrigerazione. Le proprietà che essi devono rispettare per rientrare all'interno di questa categoria ed essere così utilizzabili nelle pompe di calore e nei sistemi frigoriferi sono le seguenti:

- basso rapporto tra le pressioni di evaporazione e condensazione nelle normali condizioni operative, per un minor consumo di energia per la compressione;

dalle dimensioni di questi ultimi. Oltre la temperatura, si possono citare la pressione, la densità, l'indice di rifrazione ottica...

- elevato calore latente di vaporizzazione e contemporaneamente basso valore del volume specifico alla temperatura di evaporazione, così da ridurre la portata volumetrica per un'unità di calore scambiato;
- curva limite inferiore del diagramma termodinamico (cioè la curva del liquido saturo) molto inclinata, specie se applicati grandi sottoraffreddamenti.

Oltre ai requisiti tecnici sopra descritti, è importante inoltre per la sostenibilità del ciclo termodinamico, per la durata nel tempo della macchina e per la sicurezza delle persone, che i fluidi refrigeranti rispettino le seguenti condizioni:

- innocui per le persone e per l'ambiente;
- chimicamente inerti con i componenti del ciclo.

A partire dall'elenco delle proprietà sopra descritte, seppur l'acqua presenta alcune di queste caratteristiche essa non è comunque adatta ad essere utilizzata come fluido refrigerante: in particolare, essa non può scendere a temperature inferiori a 0 °C senza elevate complicazioni impiantistiche, evapora tendenzialmente a temperature troppo alte e a basse temperature il suo peso specifico è troppo elevato. Per questi motivi, per la costruzione di pompe di calore e sistemi frigoriferi sono stati utilizzati nel tempo come refrigeranti altri fluidi, quali l'anidride carbonica, il propano e l'ammoniaca.

Nel corso dei decenni sono state impiegate varie famiglie di fluidi refrigeranti in base alla variazione delle normative vigenti e in base soprattutto alla scoperta delle conseguenze dell'utilizzo prolungato di alcuni di essi. I primi refrigeranti vennero impiegati nella realizzazione di sistemi di condizionamento dell'aria meccanici, che comunque appartengono alla categoria delle pompe di calore. Il primo impianto di

condizionamento dell'aria meccanico moderno risale al 1902⁵, in cui inizialmente i condizionatori utilizzavano come refrigeranti gas “naturali”: acqua, ammoniacca, anidride solforosa, anidride carbonica ed eteri.

Arrivati intorno agli anni Trenta però si è constatato come tali fluidi erano decisamente pericolosi per essere installati in ambienti residenziali ed industriali per via delle alte pressioni di esercizio (questo è il caso dell'anidride carbonica) e dell'elevata infiammabilità ed esplosività che possedevano (per esempio il propano). La pericolosità di utilizzo di questi gas pertanto spinse negli anni Trenta la ricerca di nuovi fluidi da utilizzare meno pericolosi per l'uomo; in particolare, dal 1930 si passò progressivamente all'impiego di fluidi stabili chimicamente, con buone proprietà termodinamiche, non tossici e non infiammabili: gas commercialmente chiamati Freon⁶. Le caratteristiche fisico-chimiche che li rendevano idonei discendeva direttamente dalla presenza al loro interno di cloro e fluoro nella composizione chimica, creando le cosiddette famiglie di CFC (clorofluorocarburi), HCFC (idroclorefluorocarburi) e HFC (idrofluorocarburi). Si trattava di fluidi frigorigeni sintetici, ossia che non si trovano in natura ma devono essere prodotti artificialmente grazie all'industria chimica a partire da idrocarburi come metano ed etano. I refrigeranti appartenenti ai CFC, HCFC ed HFC sono stati massicciamente utilizzati nell'industria della climatizzazione fino agli anni Settanta del secolo scorso quando se n'è scoperta l'estrema pericolosità che ne derivava non più per l'uomo ma bensì per l'ambiente. Quando questi refrigeranti vengono introdotti in atmosfera infatti (per esempio tramite fughe di gas attraverso le tubature delle macchine frigorifere) essi giungono e si depositano sulla stratosfera dove i raggi del sole ne distruggono successivamente i legami chimici; una volta spezzati questi legami, gli atomi di cloro agiscono come catalizzatori per scomporre le

⁵ Costruito e brevettato successivamente nel 1906 da Willis Carrier, ingegnere statunitense che viene normalmente considerato come il fondatore della tecnica del condizionamento dell'aria. Fino ad allora infatti erano stati costruiti solamente sistemi in grado di controllare la temperatura dell'aria e non anche la relativa umidità. Sua è la celebre frase *I conceived the idea of controlling the humidity as well as the temperature, and I started to work out the automatic control of air so that the machine would do this by itself* (Ingles M.. *Willis Haviland Carrier: Father of Air Conditioning*. Carrier Corporation, Stati Uniti, 1991).

⁶ Si tratta di una famiglia di composti chimici elaborati per la prima volta nel 1930 dall'azienda DuPont; essi derivano dal metano e dall'etano in cui venivano sostituiti gli atomi di idrogeno con gli atomi di alogeni (cloro, fluoro, bromo).

molecole di ozono O_3 presenti in atmosfera instabili in molecole di ossigeno O_2 , danneggiando così lo strato di ozono. Questo processo corrosivo continua per anni in quanto il cloro non viene consumato nella reazione, ma rimane intrappolato nella stratosfera. A causa della combinazione tra fluoro e cloro, la composizione del CFC è talmente stabile che può rimanere invariata anche per decine di anni una volta immessi in atmosfera. Inoltre, una volta formato il buco dell'ozono, il pianeta terra diventa più vulnerabile poiché limita la capacità di questo strato di assorbire i raggi ultravioletti emessi dalle radiazioni solari, altamente pericolosi per la salute dell'uomo. Una volta compreso il fenomeno, pubblicato per la prima volta nel 1974 sulla rivista scientifica *Nature* da Frank Rowland e Mario Molina, alla quale è stato assegnato il nome di "Buco nell'ozono", e per cui ne è valso persino il Nobel per la chimica nel 1995, l'industria del condizionamento e della refrigerazione ha gradualmente abbandonato l'uso dei refrigeranti CFC, HFC e HCFC. Anche se essi non erano più dannosi per l'uomo e risultavano più sicuri da maneggiare essendo chimicamente inerti, ugualmente si decise di bandire il loro utilizzo per via del loro forte impatto ambientale.

Oltre al fenomeno del buco nell'ozono, in aggiunta, nello stesso decennio comparve anche la problematica legata all'effetto serra; infatti, oltre ad alimentare il buco nell'ozono, i composti in cloro e fluoro rilasciati in atmosfera erano anche responsabili dell'aumento dell'effetto serra⁷. Anche se le esigenze ambientali richiedevano l'eliminazione totale del cloro e del fluoro da tutti i fluidi refrigeranti, le tecnologie industriali dell'epoca però non permettevano di rinunciare tutto ad un tratto in maniera così drastica all'utilizzo di questi due elementi per la produzione di refrigeranti. L'eliminazione dei CFC infatti non fu immediata ma graduale: nel 1984 venne firmata la Convenzione di Vienna, nel 1987 il Protocollo di Montreal, nel 1990 ci fu la Conferenza di Londra e nel 1991 la Comunità Economica Europea approvò il Regolamento 594/91. L'obiettivo degli incontri e degli accordi firmati, in conclusione, fu la messa al bando delle

⁷ Fenomeno naturale che si verifica quando determinati gas presenti nell'atmosfera trattengono il calore proveniente dalla superficie terrestre. Tali gas, noti come gas serra, agiscono di conseguenza come una sorta di copertura termica attorno al pianeta che provoca l'innalzamento della temperatura media del pianeta. I gas serra più comuni e diffusi sono CO_2 , CH_4 , N_2O e HFC: i primi tre sono prodotti sia naturalmente che dalle attività umane, mentre gli ultimi sono completamente di origine antropica.

famiglie di CFC ed HCFC a partire dal 1° gennaio 1995 in tutti i paesi che aderirono: a partire da questa data infatti sarebbe stato vietato produrre nuovamente questi gas. Per la famiglia degli HFC invece non ci fu un'eliminazione netta come per i composti a base di cloro, ma vennero introdotte gradualmente ulteriori strette che andavano a limitarne i suoi effetti collaterali in atmosfera, sia a livello internazionale, con i Protocolli di Kyoto, che nazionale. Gli HFC erano lievemente più tollerati poiché meno pericolosi per l'ambiente e hanno permesso così di sostituire i CFC e i HCFC in maniera controllata e regolamentata; la famiglia dei HFC infatti risulta infiammabile, presenta una bassa tossicità, buona efficienza dal punto di vista energetico, riciclabile e non dannosa per lo strato di ozono; tuttavia però sono sostanze altamente climalteranti come si evince dal valore del loro indice GWP⁸, considerato il loro elevato potenziale di effetto serra. In particolare, per limitarne l'impatto sull'ambiente l'Unione Europea ha emanato nel 2006 il Regolamento 842 sugli F-gas, via via sempre più limitante anche per gli HFC. Le nuove normative infatti impongono un controllo periodico degli impianti funzionanti con HFC, per limitarne il rischio di fughe, l'obbligatorietà della certificazione per i tecnici del freddo che maneggiano queste sostanze (il cosiddetto "patentino") e ha imposto una diminuzione degli HFC del 79% entro il 2023 rispetto ai livelli del 2010. Negli ultimi anni per ridurre la presenza di cloro nella composizione dei fluidi frigoriferi HFC si è ricorsi alla sua sostituzione con atomi di idrogeno; in questa maniera la molecola di refrigerante risulta essere più instabile chimicamente una volta liberata in atmosfera; ciò provoca una sua più rapida decomposizione e minore concentrazione nel tempo (con benefici sull'effetto serra pertanto). L'idea alla base di questi composti, noti con la sigla HFO, è stata quindi quella di creare dei legami chimici più deboli tra gli atomi dei componenti. Questo però, seppur ha permesso di eliminare completamente il cloro con l'idrogeno, ha generato un nuovo problema da dover affrontare: se la quantità di idrogeno che compone la sostanza è rilevante il fluido diventa infiammabile alle normali condizioni ambiente. Questa condizione molto

⁸ Global Warming Potential, esprime il contributo all'effetto serra di un gas serra relativamente all'effetto della CO₂, il cui potenziale di riferimento è stato posto a 1. L'indice viene calcolato per uno specifico intervallo di tempo, tipicamente quelli a cui occorre fare riferimento è quello relativo a 100 anni.

pericolosa ovviamente occorre che venga mitigata il più possibile, infatti è tutt'ora oggetto di ricerca tanto da impedire che gli HFO si diffondano sul mercato. Inoltre, tra i refrigeranti proposti per sostituire totalmente quelli a base di cloro e fluoro, oltre gli HFO appena citati, c'è il ritorno a quelli naturali a base di idrocarburi, ammoniaca e anidride carbonica; in pratica un ritorno alle origini della tecnica del freddo circa un secolo dopo. I refrigeranti a base di idrocarburi sono composti naturali caratterizzati da soli legami tra carbonio e idrogeno e possiedono una formula generale del tipo C_nH_{2n+2} : per $n=1$ si ottiene il metano, $n=2$ l'etano, $n=3$ il propano, $n=4$ il butano... Essi non comportano problemi per l'ambiente essendo che non contengono né fluoro né cloro al loro interno, da qui dunque il loro progressivo affermarsi sul mercato di nuovo. Non è un caso infatti che in TEON, azienda produttrice di pompe di calore sia per uso residenziale che industriale, gli unici refrigeranti utilizzati sono quelli a base di idrocarburi; in particolare, gli unici refrigeranti utilizzati sono il normal-butano (R600) e l'iso-butano (R600a), a eccezione del prototipo presentato di seguito scopo di questa tesi che utilizza al proprio interno anche propano (R290) (si veda in seguito nel dettaglio tutta la descrizione accurata).

Una peculiarità sicuramente molto rilevante degli idrocarburi HC è il fatto di possedere delle buone proprietà di trasporto del calore: possedendo un elevato calore latente di vaporizzazione, è richiesta una carica molto più ridotta di refrigerante rispetto alle normali macchine a parità di potenza termica generata. Questo comporta anche una pericolosità delle pompe di calore di taglia ridotta caricati con idrocarburi molto bassa, proprio perché il quantitativo di gas è minore (per sistemi domestici). Il grande svantaggio di questi fluidi deriva dai rischi legati all'impiego di fiamme libere durante le operazioni di brasatura o di fonti di accensioni nelle vicinanze dell'apparecchio, essendo altamente infiammabili.

Analisi exergetica delle pompe di calore

Per riassumere, i sistemi frigoriferi vengono impiegati per il raffrescamento di ambienti e spazi mentre le pompe di calore per il loro riscaldamento. Entrambe le macchine occorre che vengano viste come dispositivi in grado di trasmettere un flusso di calore da una sorgente

fredda ad una sorgente più calda, come se appunto “spostassero il calore”. Tale flusso termico nel caso delle pompe di calore è importante che “arrivi” nell’ambiente da riscaldare, mentre per i sistemi frigoriferi che venga sottratto dalla sorgente fredda. Soffermandoci solo sulle pompe di calore, scopo di questa tesi di laurea, in particolare esse funzionano tipicamente sfruttando l’energia termica disponibile in natura da una sorgente fredda e alimentate con un contributo di energia elettrica, energia molto preziosa e di grande “qualità”, con cui è possibile trasferire successivamente calore alla sorgente calda. La particolarità delle pompe di calore risiede esattamente nelle tipologie di sorgenti fredde con cui può operare; infatti, la macchina può essere accoppiata a pozzi termici freddi presenti in abbondanza in natura e disponibili gratuitamente che altrimenti non verrebbero sfruttati. A fronte di una piccola parte di energia elettrica necessaria per il proprio funzionamento, la pompa di calore riesce così a riscaldare un dato ambiente (sorgente calda) a partire da fonti presenti in abbondanza in natura e mai in esaurimento (sorgenti fredde). Questo significa che modellizzando le pompe di calore come delle black box in cui viene inserita poca energia di qualità (energia elettrica) e tanta energia termica di bassa qualità altrimenti non utilizzabile in input, esse restituiscono in output energia termica di qualità maggiore rispetto a quella iniziale (poiché è aumentata la propria temperatura). Dalla *Figura 1*, ipotizzando alcuni valori tipici di rendimenti si evince chiaramente il vantaggio a discapito dei classici generatori a combustibile fossile.

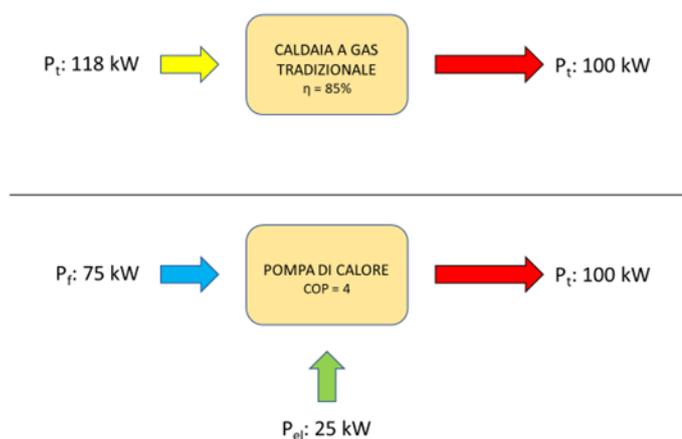


Figura 1. Confronto pompa di calore con caldaia a gas tradizionale.

Il fatto per cui esiste una sorta di “gerarchia” delle diverse tipologie di energia esistenti è spiegabile attraverso il concetto di exergia⁹ ad esse associate. Infatti, anche se il calore asportato alla sorgente fredda e quello ceduto alla sorgente calda di una pompa di calore fossero uguali (supponendo per assurdo che essa abbia $COP \rightarrow \infty$), le due energie termiche non avrebbero comunque lo stesso identico valore: in particolare, quella ceduta possiede una maggior qualità rispetto a quella assorbita nell’evaporatore. Questa diversità può essere spiegata quantitativamente considerando la differenza di temperatura alla quale si trovano le due sorgenti e quindi i due calori che scambiano con tali sorgenti: secondo il concetto di exergia, all’aumentare della temperatura una certa quantità di energia termica acquisisce valore rispetto ad un’altra che si trova ad una temperatura minore; la temperatura quindi è il parametro associato a ciascun flusso termico che ne determina il proprio valore rispetto ad altri, e questo discende direttamente dalla definizione di exergia, visto che la trasformabilità del calore in lavoro aumenta per temperature elevate (idealmente tendenti a infinito) e diminuisce con la temperatura, mentre il calore prelevato dalla biosfera o disperso in essa non è trasformabile in lavoro e quindi perde di qualità. Ciò mostra come le pompe di calore riescono a sfruttare una certa energia termica presente in abbondanza in natura e gratuita che altrimenti rimarrebbe inutilizzata e a trasformarla in energia termica a temperatura maggiore e quindi di qualità superiore, molto più spendibile e preziosa; il tutto attraverso il contributo di una quota di energia elettrica proviene dall’esterno del sistema, dato che altrimenti la trasformazione non sarebbe possibile in natura spontaneamente.

Si intuisce pertanto come l’efficienza delle pompe di calore e le relative prestazioni, cioè i fattori determinanti nella scelta se sostituire o meno i propri generatori termici a combustibili fossili per qualsiasi utente, dipendano dalla quantità di energia elettrica assorbita a parità di energia termica prodotta e trasferita alla sorgente calda: più una macchina assorbe

⁹ Introdotta per la prima volta nel 1956 dall’ingegnere serbo Zoran Rant, l’exergia rappresenta la parte dell’energia totale di un sistema che può essere convertita in lavoro una volta che esso viene portato in equilibrio con l’ambiente circostante. In altre parole, è il lavoro massimo ottenibile attraverso un dispositivo che, interagendo esclusivamente con la biosfera, utilizza in modo completo la quantità di energia, realizzando una o più trasformazioni che portino lo stato del dispositivo fino all’equilibrio termodinamico con la biosfera.

energia elettrica e più essa risulta essere poco efficiente, a parità di calore trasferito all'impianto. A tal proposito, esiste un particolare indice introdotto appositamente per questa tipologia di macchine termiche per quantificarne l'efficienza: il coefficiente di prestazione, in inglese *coefficient of performance* e quindi denominato con la sigla "COP". Esso per definizione viene calcolato come il rapporto tra la quantità di energia termica resa alla sorgente calda e la quantità di energia elettrica assorbita dal compressore nello stesso lasso temporale. A partire da questa definizione, una macchina è tanto più performante quanto più il proprio numeratore è alto (cioè quanta più energia termica viene prodotta a parità di energia elettrica) e quanto più il proprio denominatore è basso (minor energia elettrica assorbita a parità di energia termica generata).

Tipologie di pompe di calore

Il valore del COP dipende da moltissimi fattori, ma uno tra tutti la tipologia di sorgente fredda che la macchina sfrutta per operare. Il calore a bassa temperatura impiegato infatti può essere prelevato da diverse sorgenti: dall'aria ambiente, dall'acqua di falda e dal terreno. Allo stesso modo esistono anche due diverse tipologie di pozzi caldi a cui cedere calore: aria ambiente e acqua. Teoricamente le pompe di calore potrebbero lavorare con tutte le possibili combinazioni di sorgenti calde e fredde sopra citate, ma in alcuni casi ciò non porterebbe ad un reale vantaggio e miglioramento all'impianto esistente oppure non giustificherebbe i costi. Attualmente infatti le pompe di calore più diffuse sul mercato sono le seguenti (come di consueto, viene riportata prima la sorgente fredda e in seguito quella calda):

- Aria-Aria
- Aria-Acqua
- Acqua-Acqua (ad acqua di falda)
- Terra-Acqua (geotermiche)
- Ad assorbimento

L'aria è disponibile ovunque e quindi l'installazione di pompe di calore totalmente ad aria è relativamente semplice; questo è semplificato ancora di più in quanto, a differenza di tutte le altre tipologie, queste macchine possono anche essere create con moto evaporante separata¹⁰, cioè in cui esse si compongono di due unità separabili tra loro e posizionabili una all'interno e una all'esterno: in questo modo l'unità interna viene posizionata direttamente negli ambienti in cui è necessario riscaldare e quella esterna nei punti più favorevoli per l'installazione (sul tetto, sul balcone, direttamente sulle facciate...). Per quanto riguarda l'aria esterna che funge da sorgente fredda, tipicamente la potenza resa dalla macchina diminuisce in concomitanza con la diminuzione della temperatura dell'aria esterna; la rumorosità diventa un fattore importante da considerare, specie per le macchine di grossa taglia in cui aumenta la portata elaborata; intorno a 0 °C è necessario attivare un sistema di disbrinamento nelle batterie evaporanti che comporta un ulteriore consumo di energia (spesso elettrica ma non solo); spesso si riscontrano cali critici del rendimento sotto i 5-6 °C. Anche l'utilizzo di aria interna all'ambiente comunque è vantaggioso in termini di facilità di installazione, questa volta utilizzata come sorgente calda, anche se essa successivamente deve essere rinnovata regolarmente poiché diventa viziata. La pompa di calore Aria-Aria per riscaldare l'ambiente sottrae calore all'aria esterna, che in questo caso funge da sorgente fredda, e lo trasferisce a quello interno più caldo. Il vettore di trasferimento dell'energia intermedio è comunque un fluido refrigerante, che appunto scambia calore con l'ambiente interno che con quello esterno. Tipicamente, la distribuzione del calore all'interno avviene tramite specifiche unità, collocate una o più per ogni stanza, che avendo all'interno un ventilatore e una batteria di scambio termico riscaldano l'aria e la diffondono uniformemente. La pompa di calore aria-acqua, come quella Aria-Aria, presenta il vantaggio di avere sempre una fonte di energia facilmente accessibile ma di scambiare non più con l'aria dell'ambiente interna ma con l'acqua tecnica, ovviamente installata all'interno di un circuito chiuso. Il sistema utilizza l'acqua come vettore per il trasferimento di calore all'ambiente interno da riscaldare e in certi

¹⁰ Si tratta di una possibilità di installazione delle sole pompe di calore aria-aria, che danno origine al cosiddetto impianto “*split*” in cui appunto le due unità vengono montate separatamente.

casi consente anche il riscaldamento dell'acqua a uso sanitario. La distribuzione del calore all'interno degli ambienti può avvenire in varie forme, tramite caloriferi, ventilconvettori o pannelli radianti. Le tre differenti tipologie di distribuzione vanno analizzate poiché presentano caratteristiche sostanzialmente diverse: i radiatori necessitano almeno di acqua a 60 °C, i ventilconvettori a 45 °C e i pannelli radianti a 35 °C; allo stesso tempo però, all'aumentare della temperatura dell'acqua calda prodotta diminuisce l'efficienza della pompa di calore. Nel caso in cui si volesse operare un'inversione di ciclo della macchina e raffrescare durante la stagione estiva l'ambiente interno (si veda nel dettaglio di seguito) il componente più adatto allora diventa il ventilconvettore.

Nonostante due terzi del pianeta siano coperti da acqua, essa non è sempre disponibile nelle immediate vicinanze di un edificio o a volte è addirittura del tutto assente in certe zone. In particolare, può essere utilizzata sia l'acqua di superficie che quella di falda, anche se la seconda soluzione è la più impiegata in quanto la temperatura della sorgente tende a variare poco durante la giornata e durante l'anno. L'installazione della pompa di calore alimentata ad acqua non è più semplice come nel caso ad aria pertanto, essendo che occorre scavare e creare i pozzi di raccolta e di scarico dell'acqua di falda; a tal proposito infatti, ci si avvale di esperti geologi del settore per la mappatura approfondita del terreno sottostante e della sua stratigrafia prima di procedere. A differenza delle macchine ad aria, le pompe di calore con sorgente ad acqua di falda riscaldano solo acqua e non più anche aria, poiché altrimenti non verrebbero giustificati gli eccessivi costi di installazione e perché questa prima tipologia possiede normalmente rendimenti molto più alti. Inoltre, tendenzialmente possiedono rumorosità molto più basse rispetto alle pompe di calore ad aria, in quanto non sono più presenti ventilatori ma bensì pompe di circolazione per movimentare il fluido termovettore in ambiente; la motivazione risiede anche nel fatto per cui tali circolatori vengono montati in centrali termiche appositamente adibite e non direttamente negli ambienti domestici, come accadeva invece per le pompe di calore ad aria; si riscontrano ancora cali critici di rendimento sotto i 5-6 °C di temperatura esterna, nel caso di acqua di superficie, e possibili problemi di ghiacciamento: ecco perché queste ultime praticamente non hanno contesti

in cui è conveniente che vengano impiegate e sono state quasi totalmente surclassate da quelle ad acqua di falda, in cui appunto la temperatura della sorgente fredda è più costante e non arriva mai al punto di congelamento, dato che non risente delle condizioni climatiche esterne. Il reale svantaggio di questa tipologia però discende direttamente dalle fondamenta in quanto la necessità di richiesta dei permessi per poter accedere all'acqua di falda spesso è ricca di lunghe attese che possono perdurare anche per anni. La modalità di trasferimento del calore all'ambiente da riscaldare quindi è simile a quella delle pompe di calore aria-acqua, in quanto vengono utilizzati successivamente gli stessi terminali per la distribuzione in ambiente: radiatori, ventilconvettori e pannelli radianti. Oltre applicazioni residenziali in cui la potenza scambiata è medio-bassa, esistono in commercio alcune taglie di pompe di calore Acqua-Acqua in grado di produrre calore anche per processi industriali. Il vantaggio deriva direttamente sia dall'acqua di falda, in quanto essa mantiene una temperatura quasi costante durante tutto l'anno solare¹¹, sia dai processi industriali stessi, visto che essi spesso non hanno bisogno di regolare la potenza termica di funzionamento ma lavorano continuamente in condizioni nominali. La prima condizione si traduce nella possibilità di poter operare con una sorgente circa costante con poche oscillazioni durante tutto l'anno, mentre la seconda nella possibilità di lavorare a temperature di condensazione costanti; quando entrambe le condizioni sono verificate dunque, le pompe di calore acqua-acqua rappresentano una grande possibilità per poter elettrificare anche i processi industriali normalmente più tradizionali e alimentati da fonti fossili.

Concettualmente le pompe di calore geotermiche seguono lo stesso principio di funzionamento di quelle Acqua-Acqua, con l'unica differenza che nel sottosuolo non sono presenti pozzi di acqua di falda ma direttamente il terreno. Quest'ultimo infatti, grazie alle proprie caratteristiche, subisce minimi sbalzi di temperatura rispetto all'aria durante l'arco dell'anno solare, avendo una capacità termica migliore

¹¹ A Torino, per esempio, nel periodo estivo la temperatura dell'acqua di falda è generalmente compresa tra 10 e 15 °C; nel periodo invernale invece può scendere fino a 5 e 10 °C. Si tratta di valori indicativi comunque in quanto la variazione è influenzata da fattori locali e soprattutto dalla profondità della falda (La Rosa Mario. *Tesi di Laurea Magistrale: Studio di fattibilità di un impianto geotermico a pompa di calore in un condominio a Cuneo*. Torino, 2019)

persino dell'acqua. Le pompe di calore geotermiche necessitano dell'installazione di tubazioni in cui circola acqua all'interno del terreno, visto che esso viene visto come un grande scambiatore di calore; tecnicamente si tratta pertanto ancora di pompe di calore acqua-acqua, ma se viene analizzata la fonte del calore della sorgente fredda allora esse sono di fatto geotermiche. Le tubazioni possono essere posizionate sia verticalmente che orizzontalmente, e al loro interno viene fatta fluire acqua oppure refrigerante (tipicamente acqua con l'aggiunta di glicole, così da evitare il congelamento alle temperature prossime a 0 °C); le tubazioni disposte orizzontalmente richiedono una notevole superficie di terreno, indicativamente è necessaria una estensione di terreno da 2 a 3 volte superiore alla superficie dei locali da riscaldare, e vengono interrate ad una profondità di circa 1-1,5 metri per non risentire delle variazioni di temperatura dell'aria esterna e allo stesso tempo mantenere i benefici effetti dell'insolazione; le tubazioni verticali invece vengono inserite con un processo detto "carotizzazione" e possono arrivare fino a 400 m di profondità in alcuni casi: rispetto all'altro caso, aumenta dunque la superficie di scambio per ogni tubazione e pertanto anche il numero di sonde da installare; indicativamente, una sonda geotermica verticale da 400 m riesce a scambiare all'incirca 5 kW di potenza termica, anche se ovviamente questo dato è soggetto a variazioni che dipendono dalla località in esame. Come per le pompe di calore acqua-acqua, è bene consultare un esperto prima, soprattutto per conoscere le caratteristiche geologiche del sottosuolo e fare un'attenta valutazione dei costi di implementazione. Infatti, mentre l'efficienza di queste pompe di calore è di solito elevata poiché la temperatura del sottosuolo è sempre nell'intorno di 10°C durante tutto l'anno, i costi di installazione sono molto più alti di tutte le altre tipologie. Si tratta per l'appunto di una soluzione molto costosa e realizzabile sono in certi casi, in cui le potenze installate sono medio-grandi ed è possibile ottenere un ritorno dell'investimento in tempi ragionevoli, sia nel caso di tubazioni orizzontali che verticali.

Per completezza viene riportata brevemente anche la tipologia di pompe di calore ad assorbimento. Esse sono particolari in quanto il loro principio di funzionamento è totalmente diverso, e molto spesso infatti vengono distinte dalle altre pompe di calore descritte fino ad ora. Le macchine ad

assorbimento infatti possiedono in comune solamente il fatto che lavorano tra due sorgenti, una calda ed una fredda, ma internamente sfruttando totalmente altri fenomeni fisici. In particolare, la pompa di calore ad assorbimento funziona grazie a un bruciatore alimentato a metano o a GPL, e come fluido vettore sfruttano nuovamente l'acqua e possono fornire riscaldamento in inverno e raffrescamento in estate. A differenza di tutte le pompe di calore viste in precedenza, necessitano, oltre che dell'alimentazione elettrica, anche dell'allacciamento alla rete gas pertanto perdendo quello che di fatto è il principale vantaggio delle pompe di calore: essere alimentate totalmente da energie elettrica.

Reversibilità e inversione di ciclo

Infine, oltre alla tipologia di sorgenti fredda e calda con la quale le pompe di calore sono collegate, esse possono essere classificate anche a seconda della possibilità o meno di invertire il proprio ciclo termodinamico. È possibile in alcuni casi infatti invertire evaporatore e condensatore e fargli lavorare in maniera opposta a quella standard. Ciò permette pertanto la produzione sia di *caldo* che di *freddo* all'interno di uno stesso ambiente, riuscendo a soddisfare pertanto sia la domanda di riscaldamento invernale che di raffrescamento estivo. Grazie ad un sistema relativamente semplice di valvole presenti al suo interno, la stessa macchina è così in grado di scambiare tra loro le funzioni dell'evaporatore e del condensatore; il sistema molto spesso consiste nell'inserimento di una semplice valvola a quattro vie che devia il fluido tra i due scambiatori nella parte del circuito in cui è presente il gas (*Figura 2*). Nonostante il costo iniziale più elevato di una pompa di calore reversibile, essa può essere meglio ammortizzata in tempi più brevi rispetto ad una pompa di calore ordinaria proprio grazie alla sua duplice azione. Sebbene l'installazione di una pompa di calore per il solo riscaldamento sia eseguibile pressoché ovunque senza particolari problemi, l'installazione di una pompa di calore reversibile richiede un intervento di ristrutturazione dell'impianto termico ed elettrico con realizzazione di appositi condotti atti a raffrescare le varie camere. Questo dipende dal fatto che normalmente le pompe di calore adibite al solo riscaldamento vengono installate in sostituzione della tradizionale caldaia

già presente, usufruendo così dei radiatori già installati nell'ambiente da riscaldare. Se invece vengono installate pompe di calore reversibili, non è possibile raffrescare lo stesso ambiente con gli stessi radiatori, poiché essi sarebbero inadatti; nel caso in cui quindi si vuole installare questa tipologia di macchina per particolari esigenze, è necessario essere in possesso o di pannelli radianti e ventilconvettori già inizialmente oppure doverli installare insieme al generatore. In generale, tutte le tipologie di pompe di calore possono potenzialmente invertire il proprio ciclo, anche quelle geotermiche, ma occorre valutare attentamente la reale fattibilità poiché essa induce un incremento dei costi in alcuni casi notevole. Ad ogni modo, l'inversione di ciclo quando non presente di default nella macchina internamente, nella pratica può essere installata anche a posteriori se la pompa di calore è idonea: si introducono due valvole a quattro vie che permettono di deviare il fluido vettore tra i due scambiatori a seconda della stagione presente.

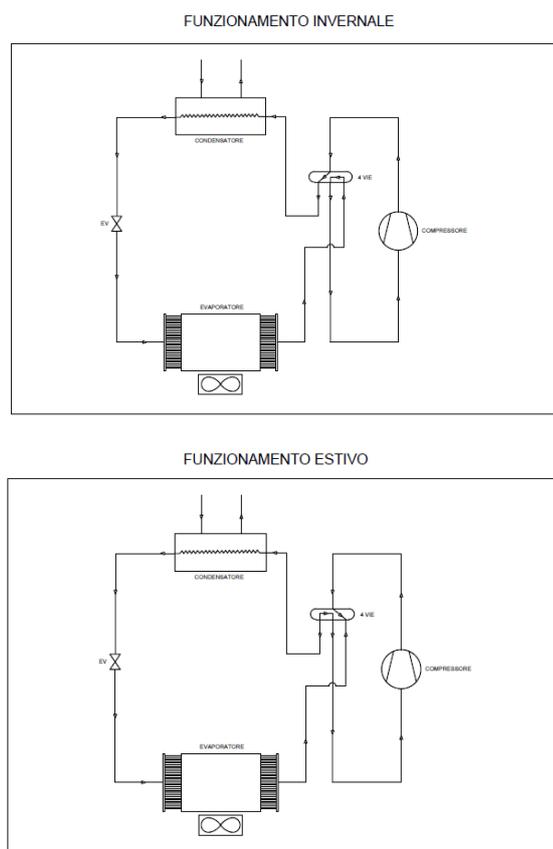


Figura 2. Modalità raffrescamento e riscaldamento con quattro vie.

Pompe di calore ad alta temperatura

In generale, si definiscono pompe di calore “ad alta temperatura” i sistemi aria-acqua ed Acqua-Acqua in grado di produrre acqua di mandata in uscita almeno ad una temperatura di 65 °C¹². Si tratta di pompe di calore particolari in quanto sono le uniche in grado di soddisfare la domanda di nuovi impianti di riscaldamento totalmente elettrificati da realizzare nelle ristrutturazioni di vecchi immobili presenti in Italia. Entrando più nel dettaglio infatti, gli edifici a solo uso residenziale in Italia sono oltre 12 milioni, con oltre 31 milioni di abitazioni¹³; di questi circa il 60 % risale a prima degli anni '80 del secolo scorso (ISTAT, 2015), periodo in cui gli impianti di riscaldamento venivano realizzati secondo logiche e metodi totalmente differenti e ormai obsoleti. Ciò significa che gran parte di questi edifici possiedono impianti di riscaldamento a radiatore che funzionano tramite caldaie a combustibile fossile. Se a questo si aggiunge il fatto inoltre che solamente circa un terzo degli edifici è in ottimo stato di conservazione (ISTAT 2015), ne deriva allora che lo spreco energetico è enorme. Si tratta infatti per la maggior parte di edifici che per raggiungere e mantenere le temperature desiderate all'interno dell'abitazione hanno bisogno di un quantitativo molto elevato di energia in quanto possiedono basse efficienze energetiche. Considerando inoltre i negoziati attualmente in atto sull'entrata in vigore della nuova direttiva europea *Case Green*¹⁴, se essa dovesse entrare in vigore prossimamente e applicare i punti attualmente presenti solamente sulla bozza, i risvolti e le ripercussioni sul patrimonio edilizio italiano sarebbero molto significative. E' previsto infatti per tutti gli immobili residenziali il raggiungimento della classe energetica E entro il 2030 e della classe energetica D entro il 2033 (che corrisponde ad un taglio dei consumi energetici di circa il 25 %); per tutti gli altri edifici la classe E a partire dal 2027 e la classe D dal 2030; tutti i nuovi edifici dovranno essere a emissioni zero a partire dal 2028. Ciò significa che in Italia verranno coinvolti secondo i dati ISTAT 1,8 milioni di edifici residenziali sul totale, cioè pari al 15 % (secondo gli ultimi dati

¹² Definizione secondo la norma tecnica UNI EN 14511-2:2018.

¹³ Secondo i dati ISTAT, ultimo censimento 2011.

¹⁴ Direttiva europea sull'efficienza energetica Epcd (*Energy performance of buildings directive*) finalizzato a promuovere la ristrutturazione degli edifici esistenti e la costruzione di nuovi edifici ad alta efficienza energetica.

di ENEA¹⁵ invece, gli attestati di prestazione energetica per gli edifici italiani emessi nel 2021 sottolineano come siano in realtà il 76 % degli immobili quelli di classe E, F o G). Si tratta di obiettivi giganteschi che dovranno essere raggiunti in un tempo brevissimo e che rappresentano una grossa sfida attuale. L'obiettivo della direttiva infatti è proprio quello di stimolare le ristrutturazioni di edifici privati e pubblici in tutta Europa, al fine tale di ridurre i consumi energetici e le emissioni di CO₂. Il testo in realtà fa parte di un più ampio pacchetto di nuove direttive rientrante nel progetto *Fit for 55*¹⁶ in cui l'Unione Europea vuole ridurre del 55 % entro il 2030 le emissioni nocive rispetto ai livelli del 1990. Il problema pertanto sul suolo nazionale diventa duplice e ancora più grande: oltre alla grande sfida della riduzione dei consumi energetici dovuti al riscaldamento nel residenziale, già di per sé molto complicata considerando il patrimonio presente, occorre anche eseguire l'intervento in brevissimo tempo, considerando al suo interno tutte le tempistiche per avviare e terminare un cantiere. Gli impianti termici degli edifici sono infatti responsabili di una quota compresa tra il 50% e il 75% delle emissioni totali di CO₂ nei mesi invernali nelle città italiane. Inoltre anche le emissioni di particolato PM10 sono consistenti e oltre che a produrre inquinamento arrecano danno alla salute umana¹⁷. Appare evidente quindi come l'Italia abbia bisogno di una vasta riqualificazione del patrimonio edilizio anche tramite meccanismi di sostegno statali sottoforma di incentivi. Questo tipo di meccanismi è fondamentale per poter installare dei nuovi dispositivi, come le pompe di calore ad alta temperatura, in grado sia di ridurre il consumo energetico che l'inquinamento nelle aree urbane, oltre che di imprimere un risparmio economico significativo.

Ritornando alle pompe di calore ad alta temperatura, esse si chiamano in questo modo poiché riescono a produrre acqua di mandata a temperature più alte di quelle normali. Considerando quanto detto precedentemente sulla situazione degli impianti negli immobili attuali, i radiatori comunemente presenti nelle abitazioni sono di solito molto antiquati e

¹⁵ Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia e lo sviluppo economico sostenibile.

¹⁶ Si tratta di un insieme di proposte volte a ridurre le emissioni nette di gas a effetto serra di almeno il 55 % entro il 2030 (Confindustria. *Scenari e valutazioni di impatto economico degli obiettivi Fit for 55 per l'Italia*. Roma, 2021).

¹⁷ Legambiente, Kyoto Club. *Una strategia per la decarbonizzazione dei sistemi di riscaldamento degli edifici in Italia*. Milano, 2021

necessitano di ricevere acqua calda a temperature almeno di 65 °C per funzionare correttamente. Ciò significa che installando delle semplici pompe di calore al posto delle obsolete caldaie a gas per eseguire un intervento di efficientamento energetico, a prescindere dalla sorgente dalla quale sono alimentate, esse non sarebbero in grado di alimentare correttamente i radiatori; se oltre a sostituire la pompa di calore invece venissero sostituiti anche tutti i terminali idronici di impianto, per esempio con dei ventilconvettori, allora la soluzione con pompa di calore standard sarebbe applicata. Tale intervento però nasconde grandi problematiche al suo interno, visto che occorrerebbe adattare dei terminali moderni ad un impianto antico di decenni, e soprattutto avrebbe un costo molto elevato (considerando che ciascuna stanza in un appartamento possiede tipicamente il proprio terminale, che in un appartamento ci sono circa sei terminali totali e che in un palazzo di dieci piani possono essere presenti fino a cinque appartamenti). Per evitare dunque di dover eseguire una serie di lavori molto approfonditi sull'edificio, a partire dall'impianto fino alla parte strutturale-architettonica probabilmente, conviene pertanto installare direttamente una pompa di calore ad alta temperatura per sostituire la caldaia obsoleta, in maniera tale da risparmiare la sostituzione dei terminali in ciascun immobile. La soluzione appena descritta spiega il tipico intervento attuato poco invasivo di efficientamento energetico su un generico edificio residenziale, in grado di innalzare facilmente la classe energetica anche di due livelli, che per quelli che sono molto presumibilmente gli obiettivi entro il 2030 da rispettare è molto vantaggiosa¹⁸. In particolare, i grandi vantaggi delle pompe di calore ad alta temperatura sono essere riassunti di seguito:

- duplice utilizzo: utilizzabili sia per il riscaldamento e per la produzione di acqua calda sanitaria, che per il raffrescamento nelle macchine a ciclo invertibile;
- alta resa: in grado di funzionare anche con una temperatura esterna di -20 °C garantendo anche in questa condizione acqua calda ad una temperatura di 80°C e COP elevato;

¹⁸ Amici della terra, Assoclimate. *La pompa di calore: una tecnologia chiave per gli obiettivi 2030*. 2019

- possibilità di usufruire incentivi statali: di particolare interesse considerando le ristrutturazioni edilizie che avverranno nei prossimi immediati anni per rispettare la direttiva Epc;
- possibilità di integrazione con i radiatori pre-esistenti: senza la necessaria sostituzione combinata;
- ridotta manutenzione: se comparata a quella di una caldaia a pellet o di una a gas esse funzionano praticamente in maniera quasi autonoma;
- fonte di energia rinnovabile: le pompe di calore, oltre a sfruttare sorgenti di calore naturali e presenti in abbondanza, possono anche essere abbinate ad altri sistemi di produzione dell'energia rinnovabile in maniera tale da lavorare in maniera complementare (sistemi fotovoltaici, solare termico...);
- ecologiche: se progettate con grandi COP esse consumano meno energia primaria a parità di energia termica prodotta;
- compatte: se confrontate a cogeneratori e gruppi di caldaie modulari;
- silenziose: uno strato di isolante acustico presente all'interno permette di ridurre al minimo i rumori generati ed emanati verso l'esterno;
- nessuna richiesta ad allacciamento alla rete del gas: non hanno bisogno dell'allacciamento alla rete del gas naturale visto che totalmente elettriche, dato che in alcune località a volte non sono presenti i collegamenti e occorre utilizzare bombole o serbatoi appositi;
- nessuna esigenza di ulteriore integrazione ausiliare: non richiesta alcuna altra fonte di energia perché autonomi (nessuna necessità obbligata di impianti ibridi);
- interfaccia con l'internet of things (IoT): la tecnologia della pompa di calore si interfaccia benissimo con una gestione domotica della

propria abitazione, minimizzando i consumi e i costi senza rinunciare al confort quindi.

Vantaggi, svantaggi e limiti delle pompe di calore

A seguito di quanto affermato nei precedenti paragrafi, le pompe di calore sono concretamente una tecnologia assolutamente attuale e con grandi potenzialità nell'aiutare lo sviluppo in meglio del pianeta nei prossimi anni. Trattandosi infatti di una macchina che produce energia termica ed energia frigorifera a partire da corrente elettrica essa è già oggi uno degli strumenti che abbiamo a disposizione per ridurre il cambiamento climatico, i cui effetti oggi sono posti di fronte agli occhi di tutti in maniera molto chiara. Considerando inoltre il possibile accoppiamento con altre forme di energia rinnovabile, è possibile creare un unico "ecosistema" energetico quasi totalmente auto alimentato: a partire dall'energia della terra gratuita e presente in abbondanza, come eolico e fotovoltaico, sfruttando l'energia elettrica da loro prodotta è possibile alimentare interamente le pompe di calore (ovviamente con l'aggiunta di appositi componenti intermedi, come serbatoi di accumulo termico)¹⁹. Si tratta di un trasferimento di energia che a partire da una fonte totalmente naturale riesce ad alimentare le pompe di calore, che a loro volta decarbonizzano un settore altamente inquinante come quello del riscaldamento degli edifici in Italia. Inoltre, più il sistema diventa sempre più fitto e interconnesso, in cui user e prosumer si interfacciano tra loro di continuo ogni giorno, e più queste macchine riescono a rendere maggiormente (per esempio, funzionando anche di notte quando l'energia fotovoltaica è nulla ed è possibile attingere ad altri accumuli presenti nella rete). Considerando infatti i piani di sviluppo e di crescita nel futuro prossimo di sistemi ad accumulo termico, di stoccaggio dell'energia elettrica, lo sviluppo dell'idrogeno, la crescita della mobilità elettrica e di tutti i sistemi improntati verso un'elettrificazione più spinta di tutte le città, le pompe di calore alimentate proprio da energia elettrica non possono che accoppiarsi al meglio. Considerando inoltre tutti gli attori coinvolti e tutti i dispositivi

¹⁹ Rinnovabili.it. *Fotovoltaico con pompe di calore per tagliare dell'84% la bolletta*, 2023.

elencati insieme all'interno di comunità energetiche rinnovabili²⁰ disposte su tutto il territorio, in cui le pompe di calore rappresentano uno dei tanti nodi del sistema, è possibile sfruttarle sia come dispositivi consumatori che come accumulatori.

Uno dei grandi problemi che ha da sempre penalizzato la diffusione delle pompe di calore è stato il non riuscire a produrre acqua ad alte temperature, cosa che le rendevano un prodotto molto di nicchia e poco pratico nella maggior parte dei casi (specie considerando le caratteristiche del patrimonio immobiliare italiano descritto precedentemente). Negli ultimi anni però questo limite è riuscito ad essere finalmente superato riuscendo a produrre pompe di calore ad alta temperatura. Un altro degli ultimi grandi problemi però che persiste e che ancora limita queste macchine risulta essere il costo. Se confrontate con i normali sistemi di generazione del calore infatti, come caldaie a gas, ovviamente le pompe di calore tendono ad avere un prezzo molto più elevato. Se invece all'interno di un investimento, piccolo o grande che sia, non venissero considerati solamente i costi fissi di acquisto di queste macchine, specie se vengono considerati all'interno anche i costi di installazione per i modelli geotermici e ad acqua di falda, ma venisse considerato anche il risparmio finale economico in bolletta, il confronto molto probabilmente tenderebbe a far emergere la soluzione a pompa di calore come quella più economica. Per esempio, come avvenuto proprio nel 2022 a causa di alcune recenti tensioni internazionali (...), il prezzo del gas è stato altamente variabile in brevissimi lassi temporali e in maniera minimamente prevedibile. Questo ovviamente ha generato forti scompensi economici nei consumatori che utilizzavano sistemi a gas, i quali si sono resi conto di quanto il gas e tutto il mondo dei combustibili fossili fosse dinamico in un contesto globale sempre più interconnesso. Per quanto purtroppo però il prezzo dell'energia elettrica sia ancora fortemente correlato a quello del gas²¹, e quindi anche

²⁰ Si tratta di associazioni tra cittadini, attività commerciali, pubbliche amministrazioni locali e piccole/medie imprese che decidono di unire le proprie forze con l'obiettivo di produrre, scambiare e consumare energia da fonti rinnovabili su scala locale. Concetto introdotto per la prima volta nella direttiva europea RED II nel 2018 convertita successivamente in legge col Decreto Milleproroghe 162/2019.

²¹ In Italia i due prezzi sono strettamente correlati in quanto è presente una grandissima quota dell'energia elettrica totale prodotta che discende dalle centrali termoelettriche e perché l'Italia fa parte del Mercato Integrato dell'Energia Elettrica (MIEE) che collega tutti i mercati dell'energia elettrica di diversi paesi europei.

il prezzo della stessa energia elettrica è aumentato nel corso del 2022²², i consumatori hanno avuto per la prima volta maggior sensibilità e potuto osservare coi propri occhi la differenza tra sistemi di riscaldamento totalmente elettrici con quelli più tradizionali a combustibile fossile. Le persone si sono accorte direttamente sulla propria pelle quanto possa essere più stabile la fornitura di energia elettrica come vettore energetico primario rispetto al gas metano, a prescindere dal prezzo. Lo stesso identico ragionamento valeva a maggior ragione per le industrie: sono loro infatti coloro che hanno subito più scompensi economici in assoluto nel 2022 tra tutti i consumatori²³, con effetti inevitabilmente anche sulla produzione. Molte industrie infatti hanno dovuto rivedere i propri piani di produzione poiché si sono resi conto che le spese legate all'approvvigionamento di energia primaria erano insostenibili e che conveniva economicamente non produrre rispetto a che produrre. A seguito di questa situazione, molte industrie si sono affacciate per la prima volta al settore delle pompe di calore come sistemi per generare calore per i propri processi. Considerando infatti la maggior parte dei processi industriali che richiedono calore, essi lo necessitano ad alte temperature infatti. Si riportano di seguito alcuni esempi pratici:

- processi di sterilizzazione: nelle industrie alimentari e farmaceutiche, la sterilizzazione è un processo fondamentale per garantire la sicurezza dei prodotti. L'acqua calda ad alta temperatura viene utilizzata per lavare e sterilizzare, per esempio, attrezzature, contenitori e imballaggi. Questo processo aiuta a eliminare i batteri e gli agenti patogeni presenti, assicurando che i prodotti finiti siano sicuri per il consumo umano;
- processi di pulizia industriale: in molti settori industriali, come l'industria chimica, la produzione di semiconduttori e l'industria automobilistica, è necessaria una pulizia accurata delle attrezzature e delle superfici di lavoro. L'acqua calda ad alta temperatura viene

²² Secondo i dati riportati dall'Associazione Artigiani e Piccole Imprese di Mestre (CGIA), le spese per l'energia elettrica complessiva sono aumentate del 109,5 % rispetto all'anno precedente,

²³ Sempre secondo i dati riportati dall'Associazione Artigiani e Piccole Imprese di Mestre, le industrie hanno subito un aumento del costo complessivo dell'energia elettrica e del metano pari a 61,4 miliardi, mentre le famiglie di 30 miliardi.

utilizzata per rimuovere residui di oli, grassi, polveri e altre sostanze contaminanti. La temperatura elevata dell'acqua aiuta a sciogliere e rimuovere efficacemente queste sostanze, garantendo la pulizia e l'igiene degli impianti industriali;

- processi di pastorizzazione: nell'industria lattiero-casearia e nelle produzioni alimentari che coinvolgono il trattamento di liquidi come succhi di frutta, bevande e salse, la pastorizzazione è un processo cruciale. L'acqua calda ad alta temperatura viene utilizzata per riscaldare i liquidi a una temperatura specifica e mantenerli a tale temperatura per un determinato periodo di tempo. Questo processo aiuta a eliminare i batteri patogeni presenti nei prodotti alimentari, prolungando la loro conservazione e garantendo la sicurezza alimentare;
- processi di produzione di carta: nell'industria cartaria, l'acqua calda ad alta temperatura viene utilizzata in diverse fasi del processo di produzione. Ad esempio, nell'ammollo e nella scartocciatura della cellulosa, l'acqua calda aiuta ad ammorbidire le fibre di legno e separarle per la produzione di pasta di cellulosa. Inoltre, durante la fase di pressatura e asciugatura della carta, l'acqua calda viene utilizzata per rimuovere l'umidità residua e accelerare il processo di essiccazione;
- processi di produzione di vetro: nell'industria del vetro, l'acqua calda ad alta temperatura viene utilizzata in diverse fasi della produzione. Durante la fusione del vetro, l'acqua calda viene utilizzata per riscaldare i materiali e portarli alla temperatura di fusione. Inoltre, l'acqua calda ad alta temperatura viene utilizzata per il raffreddamento controllato del vetro durante la fase di lavorazione, per evitare tensioni e garantire la qualità del prodotto finito.

Infine, un altro grande luogo comune è quello di pensare che le pompe di calore siano effettivamente vantaggiose perché in grado di funzionare in certe condizioni operative a patto che esse non siano alimentate ad aria

esterna. Questo discende dal fatto che la maggior parte delle macchine con sorgente ad aria in commercio fino a qualche anno non garantivano il proprio funzionamento quando la temperatura dell'aria scendeva sotto 5 °C²⁴. Questo implicava il fatto per cui queste macchine potessero essere installate solo in zone climatiche molto calde, anche se comunque poche zone in Italia possiedono una temperatura di progetto superiore a 5 °C; per questo motivo infatti esistevano solo pompe di calore aria-acqua adibite al riscaldamento unite a caldaie a gas, generando i cosiddetti sistemi ibridi. Considerando infine il fatto che le macchine geotermiche o ad acqua di falda erano estremamente costose per via dei loro alti costi installazione, questo ha fatto sì che fino a pochissimo tempo fa le pompe di calore fossero una tecnologia promettente ma ancora in una fase iniziale di sviluppo e ricerca che necessitava di maggiori conferme per poter essere adottato veramente. L'unico impiego per cui esse sono state fin da subito largamente utilizzate era la climatizzazione estiva degli ambienti tramite sistemi Aria-Aria, adibite principalmente al raffrescamento quindi e non al calore. Alla luce di tutte le caratteristiche e di tutto il contesto socio-ambientale descritto in precedenza, è possibile però sfatare questo mito una volta per tutte e raccontare di come le pompe di calore siano una tecnologia altamente promettente, specie quelle ad alta temperatura di mandata dell'acqua.

Lo scopo di questa tesi infatti è stato il dimensionamento, la progettazione, la realizzazione e il test di una nuova macchina innovativa alimentata ad aria in grado di operare fino a temperature esterne di -20 °C e di erogare una potenza termica pari a 70 kW a 80 °C di acqua calda in mandata. Si tratta di un prototipo di grossa taglia mai realizzato fino ad ora e i cui dettagli verranno spiegati di seguito approfonditamente. Una macchina ad aria in grado di operare fino a -20 °C di temperatura esterna risolve tutte le questioni che le pompe di calore geotermiche e ad acqua di falda si trascinano dietro (eccessivi costi di installazione, autorizzazioni, grandi spazi richiesti...) ma che fino ad ora sono le uniche in grado ad essere installate in zone climatiche fredde.

²⁴ Le ormai obsolete pompe di calore, sempre meno diffuse in commercio, utilizzavano refrigeranti a base di fluoro ed essi non erano in grado di scendere a basse temperature di evaporazione mantenendo comunque una pressione relativamente accettabile.

Capitolo 1

T120 DC Air

La realizzazione di una pompa di calore aria-acqua che riuscisse a funzionare normalmente anche a temperature inferiori a zero gradi e a generare acqua calda a 80 °C era ciò che mancava al settore delle pompe di calore per ricevere “credibilità e fiducia totale” da parte dei consumatori non del settore. Nel caso in cui ci si trovi in zona climatica *Colder*²⁵ e si voglia sostituire il proprio generatore di calore alimentato a combustibile fossile, ciò deve poter essere fatto comodamente e senza dubbi tecnici. Il problema è che le normali pompe di calore ad aria nei giorni dell’anno più freddi in cui la temperatura cala sotto lo zero peggiorano drasticamente il loro COP e spesso non riescono a funzionare correttamente e vanno direttamente in blocco, interrompendo la fornitura di calore alle utenze proprio quando ce n’è più bisogno. Inoltre, l’umidità dell’aria che attraversa l’evaporatore tende a ghiacciarsi a basse temperature e per evitare problematiche si tende a invertire il ciclo della macchina o ad azionare una resistenza elettrica, attivando la propria funzione antigelo. In generale le pompe di calore aria-acqua presenti sul mercato sono di taglia piccola (poche decine di kW termici erogati) e con prestazioni bassissime a basse temperature (COP vicini ad 1); in queste condizioni di funzionamento pertanto la macchina diventa economicamente sveniente tanto da non riuscire a ripagare il proprio investimento: il costo dell’energia elettrica consumata è maggiore del costo del gas che si sarebbe consumato se si fosse utilizzata una caldaia classica per produrre la stessa quantità di energia termica. Si tenga conto che affinché una pompa di calore possa considerarsi conveniente e poter competere con

²⁵ Ai fini del calcolo delle prestazioni stagionali delle pompe di calore la normativa EN 14825 definisce tre differenti zone climatiche in Europa, dalla più calda alla più fredda; il criterio di diversificazione adottato considera il numero totale di ore annuali spese per il riscaldamento: *Warmer*, 3590 h e associato ad Atene, *Average*, 4910 h associata a Strasburgo, e infine *Colder* con 6556 h corrispondente a Helsinki. Si tratta di una classificazione macroscopica, in quanto successivamente ciascuna normativa nazionale entra più nel dettaglio e indica la zona associata per ciascuna località.

caldaie a gas deve possedere un COP medio di almeno 2,5²⁶. Alla luce di queste considerazioni dunque in base alla tecnologia presente sul mercato fino a pochissimo tempo fa era praticamente impossibile trovare sistemi di riscaldamento alimentati da sistemi aria-acqua in zona climatica *Colder*: tutti quanti erano abbinati a caldaie a gas e creavano infatti sistemi ibridi in cui i picchi di richiesta di energia termica erano soddisfatti grazie al funzionamento di queste ultime. Nelle zone climatiche europee più calde invece, le pompe di calore hanno avuto una maggior diffusione anche se di tipo aria-aria, in quanto gli edifici residenziali e commerciali non possiedono un sistema di riscaldamento ad acqua e difficilmente le temperature scendono sotto soglie critiche (specie nelle località vicine al mare); in queste zone infatti, o non ci sono proprio sistemi di riscaldamento, oppure gli edifici residenziali-commerciali vengono riscaldati tramite pompe di calore aria-aria. Dunque, per quanto riguarda le pompe di calore in grado di produrre acqua ad alta temperatura, si intuisce come il mercato di riferimento sia quello delle zone climatiche più fredde. E' possibile affermare che le pompe di calore aria-acqua sono sempre state considerate all'interno dell'immaginario collettivo come dei sistemi in grado di produrre sì calore, ma a determinate condizioni molto limitanti; però per il fatto che dessero il vantaggio di poter essere installate praticamente ovunque e che venissero alimentate da una forma di energia illimitata e gratuita, erano troppo preziose per poter essere trascurate; in conclusione, esse sono sempre state utilizzate in combinazione in sistemi ibridi e mai da sole, come unica fonte disponibile per la produzione di acqua calda.

La pompa di calore aria-acqua progettata in TEON e descritta nel presente progetto di tesi quindi è nata proprio a partire dall'idea di voler superare i limiti sopra descritti ma mantenendo comunque tutti i vantaggi normalmente appartenenti a questa categoria (facilità di installazione prima di tutto e costo molto basso, rispetto a sistemi geotermici che sfruttano acqua di falda o sonde geotermiche). Essa vuole essere pioniera

²⁶ Si tratta di un valore indicativo in quanto esso è funzione del tempo visto che dipende dal prezzo dell'energia elettrica e del gas combustibile. Il COP minimo economico dipende dal rapporto tra i due costi unitari dell'energia: ciò permette quindi di tener conto del fatto che non tutte le utenze pagano lo stesso prezzo dell'energia elettrica e del gas.

e andare a colmare quella parte di mercato provvisoriamente coperta dai sistemi ibridi. Il modello sviluppato vuole quindi poter soddisfare il fabbisogno di energia termica e di acqua calda sanitaria di un edificio senza essere abbinata ad una caldaia a gas, ma lavorando in maniera indipendente con COP sufficientemente premianti da giustificare l'utilizzo. Il prototipo realizzato è stato in grado di erogare una potenza termica pari a 70 kW alla temperatura di aria esterna di -10 °C, con acqua di mandata a 80 °C e COP circa 2: si tratta della minima potenza erogata dalla macchina nelle condizioni più gravose, ma che a 12 °C di aria esterna è arrivata a picchi 135 kW. La potenza termica erogata mediamente nelle condizioni intermedie a 2 °C ha raggiunto 120 kW, e pertanto la potenza nominale assegnata commercialmente è di 120 kW; infine il nome assegnato è stato **T120 DC Air** (in cui *DC* indica che si tratta di una macchina operante in doppio-ciclo²⁷ e *Air* la sorgente con la quale scambia calore). Il prototipo rappresenta una macchina mai realizzata prima, grazie alla quale ho potuto seguire dall'inizio la sua progettazione e tutte le fasi intermedie fino ad arrivare a quella finale di test sul banco prova. L'idea di lavorare su un progetto di questo genere è sempre stato visto con scetticismo dai tecnici del settore, e il fatto che i test però hanno dato esito più che soddisfacente ha costituito di fatto un nuovo paradigma per la progettazione delle pompe di calore aria-acqua che operano in zone climatiche fredde. Lo scopo di questa tesi sperimentale era quello di seguire tutte le fasi del processo di realizzazione, a partire dall'idea iniziale del progetto fino alla costruzione della pompa di calore **T120 DC Air**. Le attività svolte sono state le seguenti:

- progettazione e dimensionamento di tutti i componenti, a partire dai macro componenti (scambiatori di calore, compressori, batterie di scambio termico...) a quelli micro (interruttori, termometri...);

²⁷ *Doppio-ciclo* indica una particolare modalità con la quale le pompe di calore possono operare durante il proprio funzionamento; verrà ampiamente descritta con tutti i dettagli del caso in seguito, ma semplificando il concetto consiste in due cicli termodinamici indipendenti l'uno dall'altro che lavorano in serie: la condensazione di un fluido alimenta l'evaporazione del secondo.

- preparazione dei disegni inviati ai produttori esterni (pannellatura, supporti scambiatori di calore...), seguendo tutto il processo dall'ordine fino all'arrivo vero e proprio in magazzino;
- preparazione dello schema di saldatura del castello rame;
- preparazione del ciclo di montaggio di ciascun sub-assieme;
- supervisione dell'intero processo di costruzione e di montaggio della macchina, così da poter prendere nota delle modifiche che si sarebbero dovute apportare in seguito (non solo della macchina ma anche dei processi produttivi che portavano alla sua realizzazione);
- decisioni su modifiche che sono state apportate in corso d'opera;
- preparazione e predisposizione del banco prova su cui la macchina sarebbe stata testata;
- preparazione ed esecuzione della campagna di prove sperimentali sulla macchina una volta terminata la costruzione, simulando tutte le condizioni di funzionamento tipiche;
- rilevazione dei dati che sarebbero stati inseriti successivamente nella scheda tecnica;
- preparazione della scheda tecnico-commerciale della macchina una volta ultimata la fase di test;
- partecipazione attiva alla fase di industrializzazione della macchina a posteriori, in cui sono state implementate tutte le modifiche necessarie per la macchina sorte durante la fase di realizzazione.

1.1 Concept e principio di funzionamento

1.1.1 Doppio ciclo

Affinché la macchina potesse sopportare una differenza di temperatura di oltre 100 K tra temperature di evaporazione e condensazione essa non poteva essere costruita attraverso un semplice e comune ciclo

termodinamico frigorifero. Non esistono infatti in natura fluidi refrigeranti in grado di sopportare tali sbalzi termici, senza dover ricorrere a salti di pressioni elevatissimi con tutte le complicazioni che ne conseguono. In particolare, oltre tutte le complicazioni impiantistiche erano presenti due limiti che occorreva rispettare:

- per quanto riguarda i vincoli inerenti del compressore, il costruttore ha fissato il limite tecnico per cui la temperatura di scarico non doveva superare 123 °C, altrimenti olio e guarnizioni non sarebbero stati in grado di resistere a tali sollecitazioni termiche; in caso di un ciclo unico tale limite sarebbe stato superato;
- per massimizzare lo scambio termico nell'evaporatore, il fluido refrigerante doveva possedere un grande calore latente di vaporizzazione, cosa che si traduce praticamente in un'ampia larghezza della campana sul diagramma di Mollier²⁸ nella parte inferiore; ciò significa che la pressione di evaporazione (e quindi la temperatura di evaporazione), doveva essere la più bassa possibile, ma questo avrebbe elevato ancora di più il rapporto di compressione del compressore, innalzando la temperatura di scarico.

Inoltre, occorre che il fluido fosse necessariamente un idrocarburo di tipo naturale, come da standard TEON. Alla luce di queste considerazioni si è constatato che produrre una macchina in grado di lavorare con un ciclo termodinamico classico che potesse rispettare tutti questi vincoli sarebbe stato molto difficile, se non funzionando in *doppio ciclo* (di seguito descritto con la sigla *DC*), cioè una macchina funzionante con due cicli frigoriferi disposti in serie tra la sorgente fredda e la sorgente calda. Il principio di funzionamento di una macchina operante in doppio ciclo è il seguente: vengono generati due distinti cicli frigoriferi, uno “*basso*” e uno “*alto*”; il ciclo *basso* sottrae energia termica tramite l'evaporatore

²⁸ Viene indicato tipicamente *Diagramma di Mollier* il diagramma termodinamico in cui la pressione sull'asse delle ordinate viene rappresentata in funzione dell'entalpia del fluido sulle ascisse. Il nome deriva dal suo inventore Richard Mollier, fisico e ingegnere svizzero che lo ha sviluppato per facilitare l'analisi tecnica dei processi termodinamici.

direttamente dalla sorgente fredda (cioè dall'aria esterna), e successivamente cede il proprio calore non più alla sorgente calda (cioè all'impianto in questo caso) ma all'evaporatore del ciclo *alto*; quest'ultimo, dopo aver ricevuto il calore dal ciclo *basso*, ne innalza ulteriormente la temperatura e lo trasferisce infine alla sorgente calda (l'impianto). Si tratta quindi della suddivisione del ciclo termodinamico standard in due sotto cicli (*Figura 1.1*).

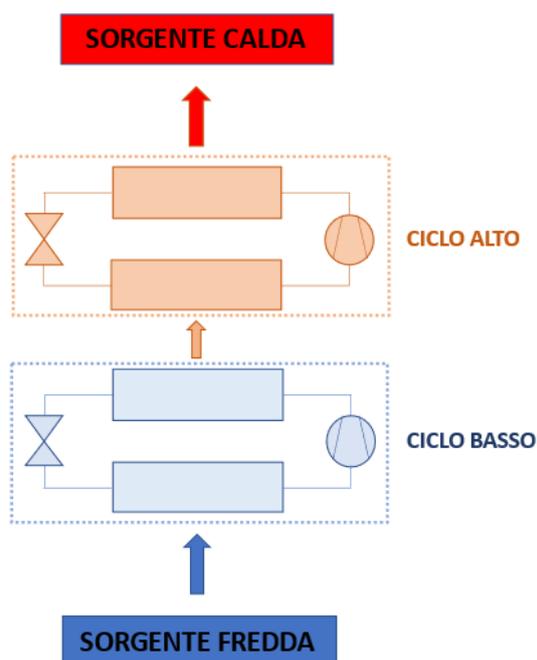


Figura 1.1

Per questo tipo di soluzione i fluidi refrigeranti dei due cicli non devono essere necessariamente identici, in quanto essi lavorano insieme ma non comunicano direttamente. I refrigeranti selezionati alla fine sono stati l'R600a nel ciclo alto e l'R290 nel ciclo basso. Il ciclo alto andrebbe a operare in un range di temperatura in cui l'iso-butano è già stato ottimizzato nelle altre macchine prodotte da TEON; si tratterebbe solamente di riadattare con piccole modifiche e accorgimenti il refrigerante da sempre utilizzato nel nuovo prototipo (per esempio, definendo la quantità ottimale da inserire nel ciclo per ottimizzarne le prestazioni). Per quanto riguarda il ciclo basso invece la scelta è ricaduta

su un fluido non noto mai usato precedentemente presso TEON. Dopo una seria valutazione di tutti i fluidi naturali presenti in commercio con GWP più basso possibile, alla fine si è optato per l'utilizzo del propano (R290) poiché esso possiede un elevato calore latente di vaporizzazione a temperature molto basse e la possibilità di poter lavorare a pressioni non eccessivamente elevate nel range di temperatura di nostro interesse. Entrando nel dettaglio del ciclo termodinamico operante in doppio ciclo, nella *Figura 1.1* si nota come il condensatore del ciclo basso e l'evaporatore del ciclo alto sono distaccati. Nella realtà invece nel funzionamento in doppio ciclo i due scambiatori vengono accorpati in un unico componente in cui da un lato circola R290, che cede calore condensando, e dall'altro R600a, che evapora ricevendo calore. Lo scambiatore in questione viene chiamato condens-evaporatore, e il componente fisico che di fatto mette in comunicazione i due cicli e che ne determina il relativo equilibrio fra i due cicli nella pompa di calore. A seguito di questa precisazione, nella realtà il ciclo termodinamico è pari a quello riportato nella figura seguente (*Figura 1.2*)

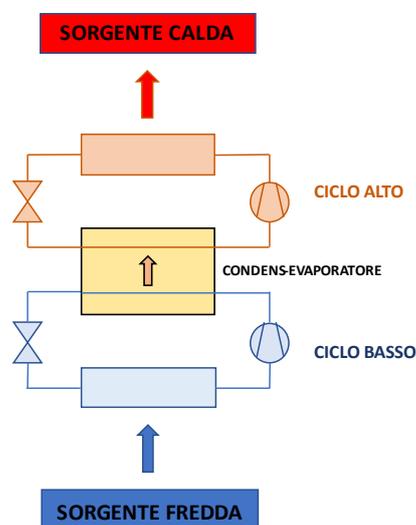


Figura 1.2

1.1.2 Mono ciclo

Successivamente, nella fase di ideazione della macchina si è valutata la possibilità di poter lavorare sia in modalità doppio ciclo sia in mono ciclo.

Questa esigenza deriva dal fatto che la macchina normalmente viene dimensionata nelle condizioni di funzionamento più gravose (in questo caso aria esterna $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e temperatura di mandata impianto $80\text{ }^{\circ}\text{C}$), e in tale punto di funzionamento tutti i componenti sono ottimizzati per lavorare nelle migliori condizioni possibili. Per tutte le altre condizioni di lavoro però, ad esempio quando la temperatura ambiente è pari a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e/o la temperatura di mandata verso l'impianto a $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, la macchina funzionante in doppio ciclo non sarebbe più ottimizzata. Il salto termico tra sorgente e impianto sarebbe talmente basso che la pompa di calore lavorerebbe in condizioni molto lontane da quelle nominali, e quindi come spesso accade con efficienza scarsa. Da questa riflessione è nata la pratica esigenza di operare anche solo tramite un ciclo, in base alla temperatura della sorgente e alla richiesta delle utenze, in particolare, di operare con il solo ciclo basso alimentato a propano. Difatti, il propano nel campo del vapore saturo tende a incrementare molto la sua temperatura a parità di pressione, rispetto al gas R600a. Questo fa sì che la temperatura allo scarico del compressore del ciclo basso sia molto elevata, anche se quella di condensazione in realtà non lo è. Il propano, grazie alle proprie caratteristiche intrinseche, è un fluido refrigerante molto utilizzato nell'alimentazione dei circuiti frigoriferi delle pompe di calore. Per questo motivo si è deciso di usare la modalità mono ciclo della macchina nei momenti in cui la richiesta di acqua calda da parte dell'utenza fosse minore di 55°C ; oltre questa temperatura invece si attiva il normale funzionamento in doppio ciclo: attivando il secondo compressore e il condens-evaporatore inizia a scambiare calore tra i due refrigeranti. Al fine di passare rapidamente da una modalità all'altra, evitando di interrompere la fornitura di calore all'utenza per un tempo prolungato, si è dovuto aggiungere uno scambiatore di calore ulteriore (condensatore basso); in totale sono presenti due condensatori: uno che permette al propano del ciclo basso di scambiare calore con l'impianto e uno che permette all'isobutano del ciclo alto la stessa azione. Per semplicità, lo scambiatore del ciclo basso verrà chiamato di seguito condensatore basso e quello del ciclo alto invece condensatore alto (*Figura 1.3*).

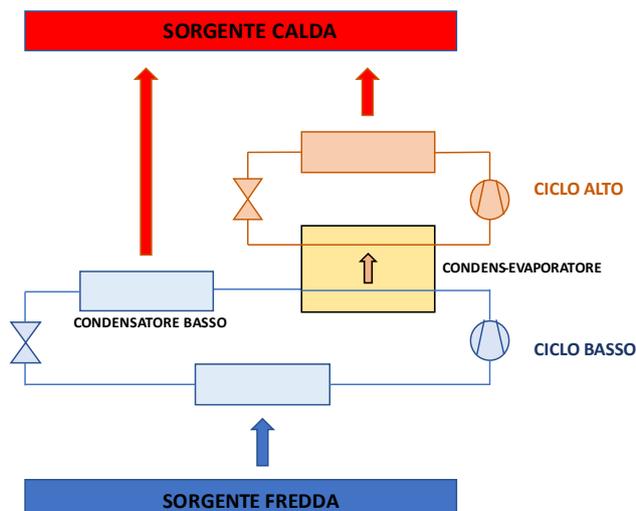


Figura 1.3

L'utilizzo di due condensatori separatamente comporta inevitabilmente l'aggiunta al circuito idraulico che collega la macchina all'impianto utente. Normalmente tutti i generatori di calore di acqua calda a uso residenziale e commerciale, tra cui pompe di calore e caldaie a gas, vengono costruiti in maniera tale che le tubazioni idrauliche alle quali collegare l'impianto utente sporgano lievemente dal perimetro della macchina: in particolare, una tubazione per l'acqua in ingresso e una per l'acqua in uscita. Ciò significa che anche in questo caso il risultato finale avrebbe dovuto rispettare lo stesso identico principio: mostrare esternamente solo due tubazioni uscenti dalla macchina verso l'impianto. Per poter realizzare questo tipo di soluzione però, occorre collegare tra loro sia i ritorni dei due condensatori che le due mandate, in maniera tale che all'occorrenza, in base alla modalità di funzionamento attiva, la pompa di calore lavorasse in mono ciclo o in doppio ciclo. La variazione della modalità con la quale operava però doveva avvenire utilizzando un particolare sistema che garantiva un controllo da remoto e che poteva essere controllato tramite una particolare logica di funzionamento pre impostata. A tal proposito, il sistema selezionato è stato quello che prevedeva una valvola a tre vie deviatrice, motorizzata con servocomando, che in base alle condizioni richieste attiva o disattiva il ciclo alto. È sufficiente inserire solo una valvola a tre vie e non due poiché la terza via che rimane chiusa riesce a

fermare il flusso d'acqua che arriva dal lato del ciclo chiuso passando per il proprio scambiatore di calore. Per quanto riguarda l'installazione invece, la valvola poteva essere inserita sia sul circuito del ritorno che su quello della mandata per svolgere il proprio compito; poiché però tutte le pompe di calore TEON hanno l'indicazione di installare la pompa di circolazione sul lato del ritorno, si è deciso di installare anche la valvola sulla stessa via del ritorno. Il fatto che il circolatore spinga sul ritorno, e quindi sulla valvola a tre vie, permette di compensare l'effetto di eventuali trafiletti che potrebbero fuoriuscire dalla terza via chiusa dall'otturatore. Una portata di acqua che nel caso dovesse riuscire a trafilare dalla tubazione chiusa al percorso aperto, che sarebbe sicuramente più fredda essendo stagnante nella tubazione chiusa, seguirebbe la direzione del flusso caldo e verrebbe portata all'interno del condensatore dove riceverebbe calore e si porterebbe alla temperatura della portata inviata verso l'impianto; se invece tale portata fredda dovesse trafilare nella direzione del flusso in uscita dal condensatore e indirizzato verso l'impianto utente, essa scambierebbe calore e diminuirebbe la temperatura media complessiva. Ovviamente si tratta di un fenomeno che nella realtà possiede minimi effetti sulla portata principale verso l'impianto, quasi impercettibili, ma essendo che la valvola a tre vie poteva essere installata in entrambe le posizioni essa è stata inserita in maniera tale da contrastare tale effetto (Figura 1.4).

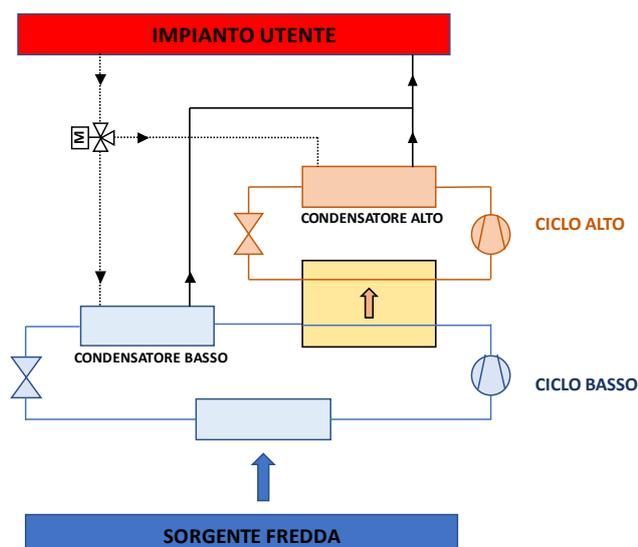


Figura 1.4

1.1.3 Dry cooler

Infine, l'ultimo dettaglio definito è stato il collegamento con la sorgente aria. A tal proposito, esistono due differenti tipologie di pompe di calore molto diverse tra loro, sia a livello impiantistico che di prestazioni e condizioni di funzionamento erogate:

- pompe di calore a espansione diretta;
- pompe di calore con acqua come fluido intermedio tra aria e refrigerante.

La prima tipologia di macchina è molto più semplice a livello costruttivo da realizzare, ma possiede prestazioni poco costanti durante la stagione annuale e difficilmente controllabili. Questo dipende dal fatto che il fluido refrigerante viene fatto passare all'interno di fasci tubieri che scambiano calore direttamente con l'aria, che in pratica fungono da evaporatore nel ciclo termodinamico. Si tratta di una soluzione che può essere realizzata solo con opportuni fluidi in quanto essi devono avere un ampio range di temperature di evaporazione con la quale possono operare (oppure un range ristretto ma che in determinati periodi dell'anno non consentono il funzionamento della pompa di calore). La seconda tipologia invece, quella in cui viene utilizzata acqua come vettore energetico intermedio tra evaporatore del ciclo basso e l'aria, richiede molte più accortezze costruttive ma permette di avere una macchina più prestante e più stabile durante tutte le stagioni. In realtà si tratta di una pompa di calore acqua-acqua che scambia calore con l'acqua all'interno dell'evaporatore, ma quest'ultima a sua volta scambia calore con l'aria ambiente; si tratta di un mezzo intermedio tra i due fluidi che semplicemente evita che il refrigerante venga esposto a diretto contatto con l'aria, evitando così tutte le problematiche connesse precedentemente illustrate.

A seguito di un'analisi approfondita, si è deciso di costruire una pompa di calore che scambia calore con l'aria tramite acqua come fluido intermedio. Un sistema di questo tipo, costituito da scambiatori di calore aria-acqua in cui quest'ultima viene riscaldata o raffreddata, viene chiamato

comunemente dry cooler²⁹. Nel caso in esame, in particolare, l'acqua viene riscaldata dall'aria esterna e cede il proprio calore al fluido refrigerante all'interno dell'evaporatore, in maniera tale da alimentare il funzionamento della pompa di calore. Questo comporta inevitabilmente l'aggiunta di un circolatore tra i due scambiatori di calore interno alla macchina e in seguito tutta la relativa strumentazione idraulica richiesta. Infine, come di consueto in tutti i dry cooler, per forzare l'aria a scambiare calore con l'acqua nelle batterie occorre aggiungere anche dei ventilatori. Essi possono essere posti a seconda del modello sia parallelamente alle batterie di scambio termico che ortogonalmente, ma è di estrema importanza per un'adeguata efficienza di scambio termico che l'aria aspirata venga poi fatta passare ortogonalmente alla direzione delle tubazioni in cui circola l'acqua, così da massimizzare la superficie di scambio termico (*Figura 1.5*)

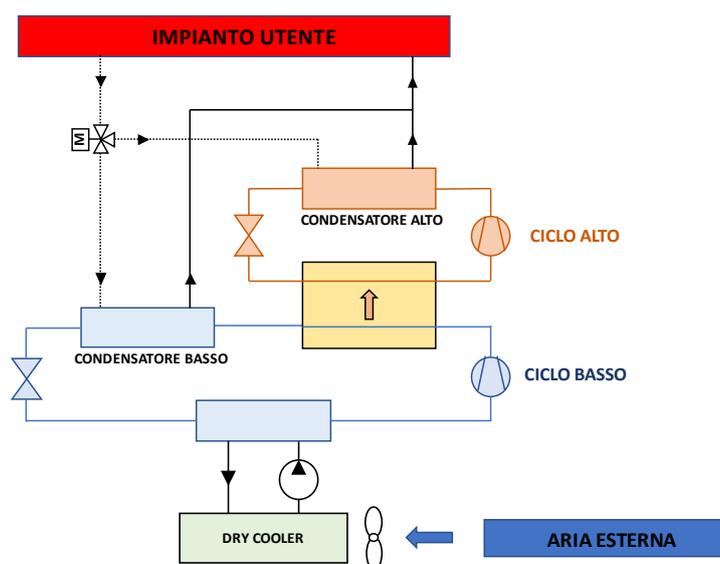


Figura 1.5

²⁹ Normalmente con dry cooler si intende un dispositivo utilizzato per il raffreddamento di fluidi tramite aria ambiente come mezzo di scambio termico. In questo caso invece esso viene impiegato come mezzo riscaldante per sottrarre calore all'aria e cederlo all'acqua della pompa di calore. A livello costruttivo e architettonico esso è identico, cambia solamente la direzione del flusso termico.

1.2 Dimensionamento macro componenti

Una volta definito il principio di funzionamento e tutti i componenti essenziali per realizzare la macchina, si è passati al dimensionamento dei macro componenti della pompa di calore. In particolare:

- i quattro scambiatori di calore;
- i due compressori;
- le batterie di scambio termico del dry cooler;
- i ventilatori del dry cooler;
- la pompa di circolazione;

1.2.1 Compressori

All'inizio ci si è concentrati sulla ricerca di due compressori che potessero lavorare nelle condizioni richieste e con i due fluidi refrigeranti specificati. Questa prima fase ha richiesto molto tempo poiché da ciò sarebbe dipeso la costruzione della macchina. Il fatto che la pompa di calore funzionasse in doppio ciclo implicava che i due compressori venissero dimensionati congiuntamente, dato che le prestazioni dell'uno influiscono su quelle dell'altro. In particolare, per ogni condizione di funzionamento occorreva imporre il vincolo per cui la potenza termica generata dal ciclo basso fosse uguale alla potenza frigorifera prodotta dal ciclo alto. La presenza di moltissime condizioni di funzionamento inoltre, dato che occorreva simulare tutte le combinazioni tra temperature di aria esterna e di mandata impianto, ha generato un processo iterativo molto lungo. Di certo non sono state analizzate tutte quante le temperature di funzionamento, ma sono state suddivise in range con step di 5 °C. Il calcolo è stato ripetuto con diversi compressori accoppiati tra loro, e ogni volta che i vincoli pre impostati non erano soddisfatti poiché i compressori non erano in grado di operare in quelle determinate condizioni occorreva scegliere altri modelli e iniziare nuovamente il processo. I vincoli che occorreva rispettare erano di tipo sia tecnico che funzionale; alcuni di essi sono abbastanza standard

per tutte le pompe di calore, mentre altri invece derivavano direttamente dall'esperienza maturata nel corso degli anni in TEON. Attraverso la pratica TEON, fissando alcuni parametri a certi specifici valori, ha notato come il funzionamento dei propri compressori fosse migliorato e che essi riuscissero a funzionare in condizioni ottimali. I valori del ciclo termodinamico fissati erano i seguenti (*Tabella 1.1*):

- surriscaldamento: si tratta della differenza di temperatura del fluido refrigerante che possiede tra l'uscita dall'evaporatore e l'evaporazione vera e propria;
- sottoraffreddamento: salto termico del refrigerante tra l'uscita dal condensatore e condensazione;
- salto termico nel condensatore: valore della temperatura di condensazione rispetto all'acqua riscaldata in uscita dal condensatore verso l'impianto utente;
- salto termico nel condens-evaporatore: differenza di temperatura tra quella di condensazione e quella di evaporazione nel condens-evaporatore;
- salto termico dell'acqua di sorgente: salto termico tra l'acqua in ingresso e il refrigerante in uscita dall'evaporatore (compreso di surriscaldamento).

Tabella 1.1

Vincoli di progetto		
Surriscaldamento	4	[°C]
Sottoraffreddamento	8	[°C]
Δ Condensatore	1	[°C]
Δ Condens-evaporatore	5	[°C]
Δ Evaporatore	3	[°C]

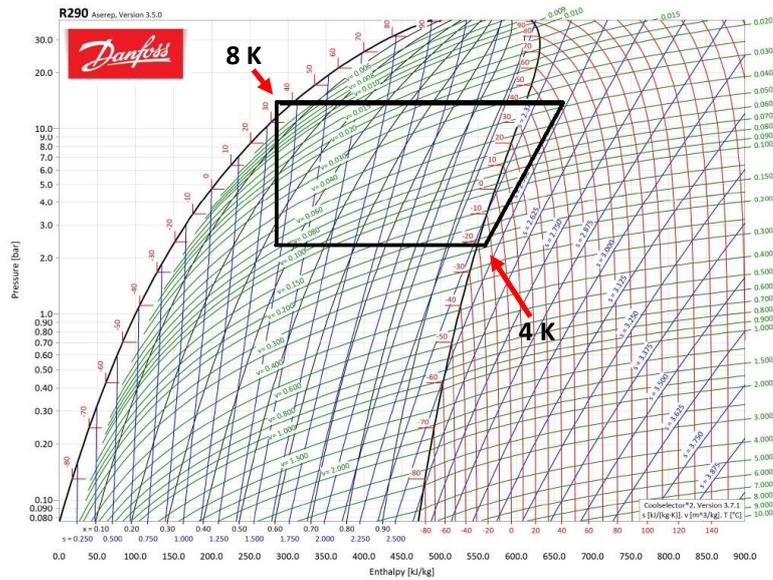


Figura 1.6

Si nota come i limiti termodinamici imposti riguardino solo le differenze di temperatura tra fluidi o punti diversi del circuito. Ciò deriva dal fatto che le pompe di calore sono macchine governate da fenomeni prettamente termici, in cui il parametro fondamentale è la differenza di temperatura e non il valore assoluto. Inoltre, i vincoli di progetto sono stati fissati solo durante il dimensionamento dei componenti operanti in condizioni nominali, ma ovviamente durante il funzionamento reale della pompa di calore tali parametri non sono costanti ma oscillano attorno a tali valori di set point; per semplicità, in fase di progetto comunque tali valori vengono considerati costanti.

La scelta della tipologia di compressore alla fine è ricaduta su quelli alternativi a pistone (Figura 1.7). Questi componenti possiedono infatti i seguenti vantaggi:

- alta efficienza energetica: grazie al loro design ottimizzato e alla capacità di raggiungere elevate pressioni di condensazione, essi riescono a generare alte temperature con un minor consumo energetico;

- alta adattabilità: sono molto versatili e possono essere utilizzati in diverse applicazioni, garantendo quindi elevata flessibilità;
- elevato controllo sulla pressione e sulla portata del refrigerante, ottimizzando quindi il proprio funzionamento per massimizzare l'energia termica prodotta;
- grande durata e affidabilità: estremamente robusti e affidabili nel lavorare in condizioni ambientali difficili e nel gestire elevati carichi termici; questo si traduce in una maggior durata e minori costi di manutenzione nel tempo quindi;
- compatibili con refrigeranti a basso impatto ambientale.



Figura 1.7

L'idea di partenza è stata quella di utilizzare lo stesso modello di compressore per i due cicli, in maniera tale da, in ottica di industrializzazione successiva del prototipo, non diversificare i due componenti e rendere la macchina il più standard e uniforme possibile. Ridurre il più possibile la diversità nei componenti a livello produttivo genera infatti numerosi vantaggi: costi ridotti grazie all'aumentano dei volumi di produzione per uno stesso modello, e riduzione della probabilità di errore nel montaggio da parte degli addetti. Dopo aver avviato i contatti

con una nota azienda produttrice di compressori e aver comunicato loro le nostre esigenze, si è riusciti a selezionare un particolare modello in grado di operare sia con il propano che con l'isobutano. A questo punto sono state eseguite tutte le simulazioni descritte precedentemente in cui sono state variate sia temperatura di evaporazione che di condensazione. In particolare, il processo è stato possibile grazie al software messo a disposizione direttamente dalla casa produttrice per i propri clienti in cui era possibile simulare il funzionamento del ciclo termodinamico. Inserendo in input le seguenti informazioni:

- funzionamento in modalità pompa di calore;
- temperatura di condensazione (maggiore di 1 °C rispetto alla mandata verso l'utente);
- sottoraffreddamento del liquido all'uscita dal condensatore (vincolo di progetto pari a 8 °C);
- temperatura di evaporazione (nelle condizioni più critiche da -20 °C a 5 °C);
- surriscaldamento all'interno dell'evaporatore (vincolo di progetto pari a 4 °C);
- tipologia di refrigerante (propano o isobutano a seconda del ciclo considerato)
- tipologia di alimentazione elettrica (trifase con neutro a 50 Hz)
- modello del compressore (quello suggerito direttamente dalla casa produttrice)
- percentuale di spillamento se presente (nel nostro caso non presente);

il software successivamente forniva in output:

- potenza termica generata;
- potenza frigorifera prodotta;

- potenza elettrica assorbita;
- corrente massima assorbita;
- portata massica di refrigerante;
- temperatura di scarico all'uscita dal compressore;

Il software era in grado di simulare il funzionamento della pompa di calore operante solo in modalità mono ciclo; per la modalità in doppio ciclo, quindi, per ogni condizione di funzionamento della macchina venivano eseguite due differenti simulazioni: una per il ciclo basso e una per il ciclo alto. Inizialmente venivano fissate le condizioni al contorno del ciclo basso (temperatura di evaporazione e di condensazione) e veniva avviata la propria simulazione; in seguito, i dati ottenuti in output venivano utilizzati come metodo di confronto e di verifica della validità della simulazione del ciclo alto: in particolare, occorreva verificare che la potenza termica generata dal ciclo basso fosse uguale e di pochissimo superiore alla potenza frigorifera del ciclo alto; quando ciò non era verificato, occorreva variare le temperature di condensazione del ciclo basso e di evaporazione del ciclo alto, considerando sempre il vincolo di progetto tra le due di 5 °C, e ripetere l'operazione. Quando si otteneva un risultato idoneo, infine occorreva verificare che le due temperature di scarico non superassero 115 °C. Quest'ultimo valore discendeva direttamente dai limiti imposti dal produttore dei due compressori, ed è intrinseco al materiale con cui essi sono stati realizzati. Osservando infatti il diagramma di Mollier per i due fluidi (*Figura 1.8*), l'R290 del ciclo basso possiede una campana molto più verticale rispetto a quella del R600a, che invece tende ad essere leggermente più pendente verso destra nel campo del vapore surriscaldato. Questo significa che a parità di compressore utilizzato, e quindi di rendimento isoentropico, la differenza di temperatura tra l'uscita del compressore e la condensazione risultava maggiore nel ciclo basso operante con propano rispetto al ciclo alto con isobutano. Questa differenza molto importante, come già affermato precedentemente, è positiva per la pompa di calore in quanto l'isobutano che raggiunge le temperature più alte del ciclo non si discosta molto nei

suoi picchi da quella di condensazione; viceversa, il propano che invece possiede una grossa variazione tra scarico e condensazione, il suo effetto viene contenuto e assorbito dal fatto che il ciclo basso lavora a temperature minori di quelle del ciclo alto.

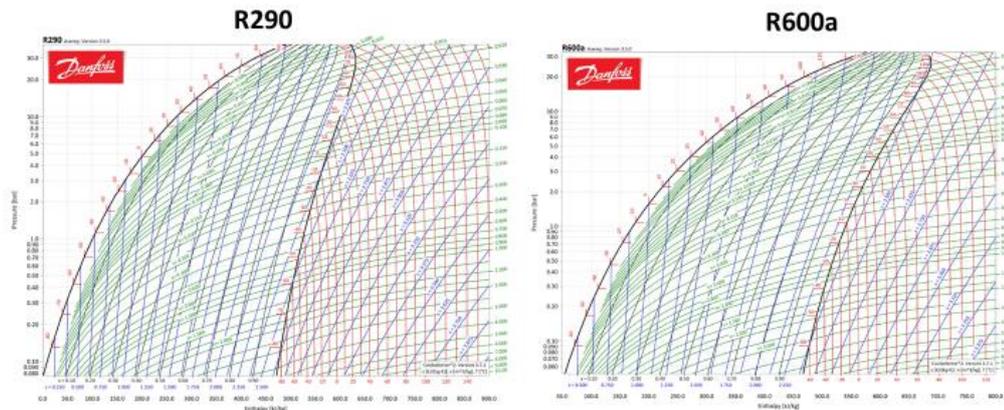


Figura 1.8

Riassumendo, i punti di funzionamento simulati sono stati i seguenti:

- temperatura di evaporazione del ciclo basso: a partire da $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ fino a $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ con step di $1\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- temperatura di condensazione del ciclo alto: da $36\text{ }^{\circ}\text{C}$ fino a $81\text{ }^{\circ}\text{C}$ con step di $5\text{ }^{\circ}\text{C}$;

In conclusione, in questa fase è stata stilata una tabella in cui per ogni condizione di funzionamento simulata erano specificate la potenza termica, la potenza frigorifera, la potenza elettrica assorbita, il COP e la portata massica circolante nel circuito. Tutti i valori erano da ritenersi puramente teorici comunque, visto che essi derivavano dal software del produttore di compressori. Allo stesso tempo però, essi sono stati molto utili in fase di dimensionamento iniziale dei seguenti macro componenti.

1.2.2 Scambiatori di calore

Dopo aver selezionato il modello dei compressori e aver verificato le loro prestazioni, sono stati dimensionati di conseguenza gli scambiatori di calore, cioè i componenti che effettivamente permettono il trasferimento di energia termica da un fluido all'altro. Gli scambiatori acqua-propano e acqua-isobutano sono abbondantemente disponibili in commercio per quasi tutte le dimensioni, trattandosi di prodotti già utilizzati da tempo nella costruzione di pompe di calore e di gruppi frigoriferi. L'unico scambiatore particolare e non comune era il condens-evaporatore, in quando le macchine operanti in doppio ciclo sono poco diffuse. Quest'ultimo infatti, per ogni condizione di funzionamento, oltre a dover garantire lo scambio termico tra R290 e R600a richiesto, doveva:

- rispettare il salto termico di 5 °C tra la temperatura di condensazione e quella di evaporazione;
- attuare un surriscaldamento di 4 °C sul ciclo alto;
- eseguire un sottoraffreddamento di 8 °C sul ciclo basso.

Normalmente il surriscaldamento e il sottoraffreddamento vengono concretizzati all'interno dello scambiatore di calore prolungando ulteriormente la superficie di scambio oltre quella nominale richiesta. In teoria infatti, lo scambiatore dovrebbe scambiare solamente il calore latente di vaporizzazione/condensazione richiesto, ma allungando ulteriormente la superficie è possibile scambiare anche calore sensibile, che innalza la temperatura del vapore saturo o abbassa la temperatura del liquido saturo (a seconda che si tratti di surriscaldamento o sottoraffreddamento). La necessità di eseguire surriscaldamento deriva dal fatto che si vuole evitare a tutti i costi che una parte di liquido non vaporizzato possa entrare all'interno del compressore: quest'ultimo infatti non è omologato per lavorare con particelle di liquido, e quindi anche una piccola quantità in ingresso potrebbe danneggiare irreversibilmente il compressore; la precauzione adottata allora consiste nell'inserire vapore surriscaldato e non vapore saturo al suo interno, così da prendersi appunto un certo margine di sicurezza. Anche il sottoraffreddamento viene eseguito

per evitare di danneggiare componenti del circuito che altrimenti tenderebbero a degradarsi o a non lavorare correttamente, compromettendo l'efficienza della pompa di calore; in questo caso, si vuole evitare di danneggiare la valvola di laminazione che accetta solamente liquido al suo interno. Normalmente il sottoraffreddamento eseguito nelle pompe di calore e nei gruppi frigoriferi è dell'ordine di qualche unità di grado Celsius. Nelle macchine TEON invece è possibile spingersi oltre grazie al fatto che i fluidi refrigeranti normalmente utilizzati possiedono una curva limite inferiore molto pendente: se la curva infatti fosse più verticale, allora si rischierebbe che la miscela in uscita dalla valvola di laminazione possieda un titolo troppo basso per il normale funzionamento dell'evaporatore (che richiede almeno 0,2 kg_v/kg_{tot}). A partire dalla tabella stilata nella precedente fase di dimensionamento dei compressori, è stato immediato determinare il corretto modello degli scambiatori di calore. Per ogni condizione di funzionamento infatti, in cui erano note le temperature dei fluidi coinvolti e la potenza che essi dovevano scambiare, le prestazioni degli scambiatori erano già note. Sfruttando anche in questo caso il software messo a disposizione dal costruttore, in base alle condizioni di funzionamento inserite esso rilasciava in output direttamente il modello di scambiatore più idoneo all'applicazione. Ovviamente non sono state inserite tutte le condizioni all'interno del software ma soltanto quelle più gravose e più critiche. Si riportano di seguito le tabelle con i dati caratteristici richiesti (*Tabella 1.2*). Le celle segnate in grigio in cui non sono presenti numeri al suo interno sono le condizioni in cui la macchina non funziona: si tratta infatti dei range di temperatura in cui è previsto il funzionamento in mono ciclo o in doppio ciclo.

Tabella 1.2 - A

Condensatore ciclo basso: R290-Acqua													
T120DC A 2 x Z40-140AXH		Tevap	Temperatura Mandata a Impianto [°C]										
			ΔT = 5 K Sottoraffr. = 4 K				ΔT = 10 K Sottoraffr. = 8 K						
DATI PRESTAZIONALI		[°C]	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	
Potenza termica	[kWt]	-20,0	63,22	61,2	58,9	56,5							
		-15,0	75,4	73,1	70,6	68,1	67,9						
		-10,0	89,3	86,8	84,1	81,4	81,5	79,1					
		-5,0	105,4	102,6	99,7	96,7	97,8	94,7	92,5				
		-3,0	112,5	109,6	106,6	103,5	104,2	101,6	99,4				
		0,0	123,9	120,9	117,7	114,5	115,5	112,8	107,1				
		5,0	145,2	141,9	138,4	134,0	136,7	128,1	124,8				

Tabella 1.2 - B

Evaporatore: Acqua glicolata-R290												
T120DC A 2 x Z40-140AXH		Tevap [°C]	Temperatura Mandata a Impianto [°C]									
			ΔT = 5 K Sottoraffr. = 4 K					ΔT = 10 K Sottoraffr. = 8 K				
DATI PRESTAZIONALI		[°C]	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
P termica	[kWt]	-20,0	45,1	42,4	39,4	36,3	50,9	50,3	49,5	48,6	47,5	46,3
		-15,0	55,4	52,6	49,1	45,5	47,8	46,2	45,5	44,7	43,9	42,8
		-10,0	68,5	64,7	60,6	56,5	55,1	54,3	53,0	52,0	50,7	49,3
		-5,0	83,6	79,1	74,4	69,6	69,2	63,6	61,2	59,7	58,0	56,4
		-3,0	90,3	85,5	80,6	75,6	74,2	69,3	64,5	63,0	59,0	56,7
		0,0	101,3	96,1	90,7	85,3	83,9	78,7	71,9	71,9	70,0	72,2
		5,0	122,1	116,1	110,0	103,9	102,6	91,7	84,2	83,5	81,8	81,1

Tabella 1.2 - C

Condensatore ciclo alto: R600a-Acqua												
T120DC A 2 x Z40-140AXH		Tevap [°C]	Temperatura Mandata a Impianto [°C]									
			ΔT = 5 K Sottoraffr. = 4 K					ΔT = 10 K Sottoraffr. = 8 K				
DATI PRESTAZIONALI		[°C]	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
P termica	[kWt]	-20,0					82,7	83,6	84,8	85,8	87,0	87,8
		-15,0						100,0	102,0	100,5	101,8	102,8
		-10,0							115,0	113,3	114,7	115,7
		-5,0								127,2	128,6	129,7
		-3,0								134,6	132,3	133,4
		0,0								146,2	151,7	148,7
		5,0								137,8	154,0	146,3

Tabella 1.2 - D

Condens-evaporatore: R290-R600a															
T120DC A 2 x Z40-140AXH		Tevap [°C]	Temperatura Mandata a Impianto [°C]												
			ΔT = 5 K Sottoraffr. = 4 K					ΔT = 10 K Sottoraffr. = 8 K							
DATI PRESTAZIONALI		[°C]	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80			
Potenza frigorifera	[kWf]	-20,0					66,74	66,23	66,01	65,47	64,96	64,07			
Titolo R600a	[%]						0,22	0,25	0,28	0,30	0,33	0,36			
Temperatura evaporazione R600a	[°C]						18,3	18,9	21,9	24,0	26,4	28,8			
Temperatura scarico R290	[°C]						50,73	52,35	54,33	56,36	58,63	60,88			
Pressione di cond R290	[bar]	-15,0					9,12	9,26	9,99	10,53	11,17	11,83			
Potenza frigorifera	[kWf]							77,77	77,12	76,12	75,11	73,79			
Titolo R600a	[%]							0,22	0,24	0,27	0,30	0,32			
Temperatura evaporazione R600a	[°C]							24,8	26,9	29,1	31,6	34,3			
Temperatura scarico R290	[°C]						53,92	56,02	58,22	60,72	63,44				
Pressione di cond R290	[bar]	-10,0						10,74	11,3	11,92	12,65	13,47			
Potenza frigorifera	[kWf]								88,67	87,60	86,24	84,51			
Titolo R600a	[%]								0,21	0,23	0,26	0,28			
Temperatura evaporazione R600a	[°C]								32,1	34,6	37,3	40,2			
Temperatura scarico R290	[°C]								58,72	61,36	64,24	67,41			
Pressione di cond R290	[bar]	-5,0							12,8	13,57	14,44	15,41			
Potenza frigorifera	[kWf]									99,92	98,35	96,31			
Titolo R600a	[%]									0,19	0,21	0,24			
Temperatura evaporazione R600a	[°C]									40,5	43,5	46,7			
Temperatura scarico R290	[°C]									65,78	69,21	72,98			
Pressione di cond R290	[bar]	-3,0								15,52	16,58	17,78			
Potenza frigorifera	[kWf]										105,34	103,42	101,40		
Titolo R600a	[%]										0,17	0,19	0,21		
Temperatura evaporazione R600a	[°C]										43,1	46,1	49,5		
Temperatura scarico R290	[°C]										68,04	71,56	75,66		
Pressione di cond R290	[bar]	0,0									16,44	17,55	18,87		
Potenza frigorifera	[kWf]											111,40	111,82	109,60	
Titolo R600a	[%]											0,15	0,16	0,18	
Temperatura evaporazione R600a	[°C]											46,0	50,4	54,2	
Temperatura scarico R290	[°C]											70,71	75,76	80,48	
Pressione di cond R290	[bar]	5,0										17,51	19,23	20,82	
Potenza frigorifera	[kWf]												111,40	122,76	113,21
Titolo R600a	[%]												0,15	0,11	0,16
Temperatura evaporazione R600a	[°C]												46,0	56,0	56,0
Temperatura scarico R290	[°C]												70,71	81,61	82,36
Pressione di cond R290	[bar]												17,51	21,61	21,61

Si noti la presenza di alcuni valori di potenza termica erogata dalla pompa di calore molto alti quando la temperatura di evaporazione era sopra i 0 °C. Ciò dipende dal fatto che i dati sono stati ottenuti direttamente dal software del costruttore di compressori e, come pure da egli affermato nel corso di alcuni nostri contatti, in certe condizioni di funzionamento i valori possono non essere attendibili. Normalmente i loro prodotti non vengono utilizzati in queste condizioni operative e neanche il software era progettato per simulare correttamente determinati comportamenti. Allo stesso tempo però il software viene utilizzato molto spesso in TEON in quanto i dati da esso ricavati sono fedeli alla realtà. Quando i compressori vengono testati per le normali operazioni di prova delle pompe di calore infatti, le prestazioni riscontrate sono molto vicine a quelle simulate. Sebbene il prototipo in futuro avrebbe avuto un andamento diverso in cui la potenza erogata sarebbe stata sicuramente minore, per completezza si è preferito lasciare tali valori nelle celle della tabella; l'alternativa era infatti quella di lasciare le celle direttamente vuote. Successivamente, durante la fase di test della pompa di calore si sarebbero verificate realmente l'accuratezza e lo scostamento dalla realtà di questi valori.

La tipologia di scambiatori di calore scelta alla fine è ricaduta su quelli a piastre saldobrasati in acciaio INOX AISI 316, scambio termico in controcorrente e connessioni in acciaio INOX 304, soluzione ideale al fine di massimizzare la resa a parità di volume occupato, cioè quando è importante ridurre gli ingombri il più possibile (*Figura 1.9*). Inoltre, gli attacchi del circuito frigoriferi sono a saldare mentre gli attacchi del circuito idraulico sono scanalati. I vantaggi degli scambiatori a piastre saldobrasati sono i seguenti:

- elevata efficienza termica: essi presentano una superficie di scambio molto elevata grazie alla dispersione delle piastre saldobrasate;
- dimensione compatta e leggerezza, consentendo una maggior integrazione con il sistema e una minor occupazione di spazio nell'installazione;

- rapido avvio e pronta risposta: essi raggiungono molto velocemente la temperatura di funzionamento e si adattano allo stesso modo alla variazione di carico, riducendo di fatto i transitori intermedi quindi;
- lungo ciclo di vita, riducendo al minimo quindi la manutenzione;
- alta resistenza alle alte temperature e pressioni;
- resistenza alla corrosione, rendendoli particolarmente adatti anche negli ambienti più aggressivi;
- alta resistenza alle sollecitazioni di fatica termica;
- ridotto rischio di formazione di incrostazioni e depositi;



Figura 1.9

In conclusione la taglia selezionata per ciascuno di è stata (*Tabella 1.3*):

Tabella 1.3

Componente	Taglia [kW]
Evaporatore	87,8
Condensatore ciclo basso	82,7
Condensatore ciclo alto	142,5
Condens-evaporatore	66,7

1.2.3 Batterie di scambio termico dry cooler

L'altro macro componente di fondamentale importanza dimensionato è stata lo scambiatore di calore aria-acqua del dry cooler. Nella pratica quotidiana gli scambiatori il cui fluido interno circolante riceve o cede calore dall'aria vengono chiamati "batterie", per indicare una sorta di alimentazione termica ottenuta da questi componenti al circuito (di *caldo* o di *freddo*). Tale componente permette all'acqua di prelevare calore dall'aria ambiente e di cederlo al fluido refrigerante passante all'interno dell'evaporatore del ciclo basso, cioè all'R290. Si tratta quindi del mezzo che mette in contatto la macchina con la sorgente fredda che, una volta assorbita l'energia di quest'ultima, la cede alla pompa di calore e che la innalza a un livello energetico superiore a temperatura maggiore.

Considerando i dati di progetto iniziali della macchina che prevedevano un funzionamento fino a -20 °C di temperatura esterna, è ovvio che l'utilizzo di sola acqua come vettore energetico non sarebbe stato possibile in quanto essa a tale temperatura sarebbe congelata. Ciò ha comportato inevitabilmente la necessità di utilizzare una miscela di acqua e fluido antigelo evitando il congelamento in fase di utilizzo. Come nella maggior parte dei casi in cui occorre alimentare un dry cooler ad acqua, il fluido antigelo aggiunto è il glicole. Si tratta di una sostanza che a temperatura ambiente si trova in forma liquida, miscibile con l'acqua, di aspetto sciropposo e impiegato largamente come anticongelante. In base alla concentrazione alla quale si trova nella miscela con acqua, esso permette di variare il punto di congelamento del fluido: all'aumentare della quantità di glicole, diminuisce il punto di congelamento dell'acqua. L'utilizzo di fluido antigelo però generava inevitabilmente due diverse esigenze contrastanti tra loro:

- aumentare quanto più possibile la percentuale in volume di glicole in modo tale da trovarsi a lavorare in condizioni di sicurezza e largamente oltre il punto di congelamento; infatti, nel caso in cui l'acqua si fosse congelata i danni sarebbero stati molto grandi, quasi da compromettere l'intera macchina;
- non aumentare eccessivamente il contenuto di glicole per non rendere la miscela pesante e altamente viscosa. Questo

comporterebbe una potenza elettrica assorbita dalla pompa di circolazione maggiore di quella richiesta, e quindi un COP complessivo della macchina inferiore.

Si veda di seguito una tabella che riporta i valori di temperatura di congelamento raggiunti dalla miscela all'aumentare della concentrazione di glicole (*Tabella 1.4*).

Tabella 1.4

% Peso	% Volume	Temp. di congelamento (°C)
0	0.0	0.0
2	1.8	-0.6
4	3.6	-1.3
6	5.4	-2.0
8	7.2	-2.7
10	9.1	-3.5
12	10.9	-4.4
14	12.8	-5.3
16	14.6	-6.3
18	16.5	-7.3
20	18.4	-8
22	20.3	-9
24	22.2	-11
26	24.1	-12
28	26.0	-13
30	28.0	-15
32	29.9	-17
34	31.9	-18
36	33.8	-20
38	35.8	-22
40	37.8	-24
42	39.8	-26
44	41.8	-28
46	43.8	-31
48	45.8	-33
50	47.8	-36
52	49.8	-38
54	51.9	-41
56	53.9	-44
58	56.0	-48

Per garantire il funzionamento fino alle condizioni limite e cercando la miglior soluzione in grado di considerare i due fattori appena descritti, in conclusione si è deciso di utilizzare una miscela pari al 45 % in peso di glicole, cioè fino ad una temperatura di congelamento di -30 °C. Esistono due tipologie di glicole in commercio normalmente disponibili: quello etilenico e quello propilenico. Il primo è un composto organico con formula $C_2H_6O_2$ e che è noto per essere tossico per gli esseri umani e gli animali; il secondo invece possiede formula $C_3H_8O_2$, anch'esso un composto organico, ma meno tossico e presenza una miglior sicurezza in termini di maneggevolezza e potenziali rischi per la salute. Quest'ultimo

grazie alle sue caratteristiche tende ad avere un costo leggermente superiore e viene normalmente impiegato nel settore alimentare e farmaceutico, in cui è ancora più importante che possibili fuoriuscite non vadano a contaminare tutta quanta la linea produttiva. Per applicazioni industriali, HVAC e sistemi di raffreddamento e riscaldamento, viene invece comunque utilizzato quello etilenico, perchè anche più facile da reperire sul mercato. Di quest'ultimo è stato selezionato il tipo mono etilenico inibito, sostanza che permette di proteggere internamente le tubazioni dalla formazione di ruggine viste le temperature di funzionamento. L'aggiunta di una quantità così consistente di fluido antigelo però portava con sé una serie di implicazioni: oltre a un aumento proporzionale della densità e della viscosità dinamica, una diminuzione significativa del calore specifico. La variazione di tali parametri è calcolabile sempre a partire dalle tabelle in funzione della percentuale di glicole, i cui risultati vengono espressi nella tabella e figure seguenti (*Tabella 1.5, Tabella 1.6, Tabella 1.7*).

Tabella 1.5

Caratteristiche della miscela acqua-glicole		
Concentrazione in volume	45	[%]
Densità	1070	[kg/m ³]
Viscosità dinamica	0,0393	[Pa*s]
Calore specifico	3,32	[kJ/(kg*K)]

Tabella 1.6

glicole mono etilenico inibito % v/v	temperatura di congelamento °C	densità kg/dmc
10	-3,5	1015
20	-8	1032
25	-11,9	1038
30	-15,4	1047
35	-19,4	1055
40	-23,9	1063
50	-35,6	1077

Tabella 1.7

Glicole etilenico (% peso)						
% IN PESO	0%	20%	40%	60%	80%	100%
Temperatura (°C)	Viscosità assoluta (centipoises)					
-34				97,800	259,000	
-23			19,820	41,700	101,700	
-18			14,140	29,040	68,190	
-7		4,230	7,930	15,510	34,060	86,900
4	1,550	2,740	4,910	9,190	19,030	45,000
16	1,120	1,900	3,280	5,890	11,600	25,660
27	0,860	1,390	2,320	4,030	7,580	15,820
38	0,680	1,070	1,720	2,890	5,230	10,380
49	0,560	0,850	1,330	2,170	3,780	7,170
60	0,470	0,690	1,060	1,680	2,830	5,170
71	0,400	0,580	0,860	1,340	2,190	3,860
82	0,350	0,490	0,720	1,090	1,740	2,970
93	0,300	0,430	0,610	0,910	1,410	2,340
104	0,270	0,370	0,530	0,770	1,170	1,890
116	0,240	0,330	0,460	0,660	0,970	1,580
127	0,220	0,300	0,410	0,580	0,840	1,300
138	0,200	0,270	0,370	0,510	0,730	1,100

Il progetto prevedeva la costruzione del dry cooler in maniera separata dall'unità principale. Questo perché non si voleva predisporre la macchina a lavorare unicamente come mono-blocco, visto che ciò rischia di limitare la versatilità di applicazione della macchina. Infatti l'idea di base era quella di lasciar decidere il cliente se separare le due unità oppure se farle funzionare in maniera accoppiata senza vincolarli a priori. Questo perché trattandosi di una macchina di taglia medio-grande e quindi dove le dimensioni non sono più trascurabili, in certi casi può essere vantaggioso dividere le due unità. Per esempio, nel caso del residenziale in cui molto spesso le centrali termiche sono presenti nel piano interrato e in cui sono situati anche i relativi collettori di distribuzione principali, installare l'intera macchina all'esterno può essere scomodo in quanto occorrerebbe poi collegare la pompa di calore all'impianto utente; sarebbe molto meglio invece in questi casi installare l'unità principale in centrale termica, accanto a tutta la strumentazione già presente, e il dry cooler all'esterno in copertura sul tetto, e collegare semplicemente le due unità. Da progetto quindi l'idea era quella di considerare separate le due unità e poterle accoppiare alla distanza desiderata semplicemente variando la lunghezza delle tubazioni di collegamento (ovviamente imponendo una distanza massima di installazione). A differenza del progetto però, per il prototipo si è deciso di costruire la pompa di calore considerandola operante in modalità mono-blocco. Questo semplificava nettamente tutta la sua costruzione e la successiva fase di test, considerando anche che lo scopo

primario del prototipo era quello di provare il reale funzionamento della macchina a prescindere dalla modalità di installazione.

A partire da queste considerazioni, si è passati al dimensionamento del dry cooler. In particolare, considerando l'elevato carico frigorifero che occorreva smaltire nell'evaporatore, la realizzazione del dry cooler tramite un'unica batteria sarebbe stato altamente sconveniente in quanto lo scambiatore sarebbe stato estremamente lungo, seppur alto anche 1,5 m. Visto che lo scopo era quello di rendere il dry cooler come un'unità a sé distinta da quella principale, come tale il dry cooler doveva poter essere trasportato e movimentato facilmente in corso d'opera nei cantieri ed essere il più compatto possibile. Pertanto, si è preferito realizzare l'unità esterna tramite due batterie identiche poste parallelamente più piccole, così da ridurre l'eccessiva lunghezza a fronte di un tollerabile incremento della larghezza. Con questa architettura inoltre sarebbe stato anche più semplice in seguito installare i ventilatori, in quanto essi sarebbero potuti essere fissati superiormente sfruttando l'appoggio diretto alle due batterie (ovviamente con un apposito specifico sistema non ancora ideato). A seguito di questi ragionamenti, il dimensionamento della batteria è avvenuto fissando inizialmente i salti termici tra i fluidi coinvolti. In particolare, tra la miscela di acqua glicolata e propano nell'evaporatore è stato fissato un salto termico di 5 °C tra l'acqua in ingresso e la temperatura di evaporazione (scambiatore ovviamente operante in contro corrente per massimizzare lo scambio termico). Il salto termico complessivo della miscela invece tra ingresso e uscita nell'evaporatore, che coincide con la differenza di temperatura tra ingresso e uscita dal dry cooler, è stato fissato pari a 3 °C. Infine, tra l'acqua in ingresso nel dry cooler e la temperatura dell'aria esterna vi era una differenza di 8 °C. Facendo riferimento allo schema rappresentato di seguito, è possibile riassumere come segue (*Figura 1.10*):

- $\Delta T_{\text{acqua-glicole}} = 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- $T_{\text{acqua,in}} - T_{\text{R290,in}} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- $T_{\text{aria,in}} - T_{\text{acqua,out}} = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$

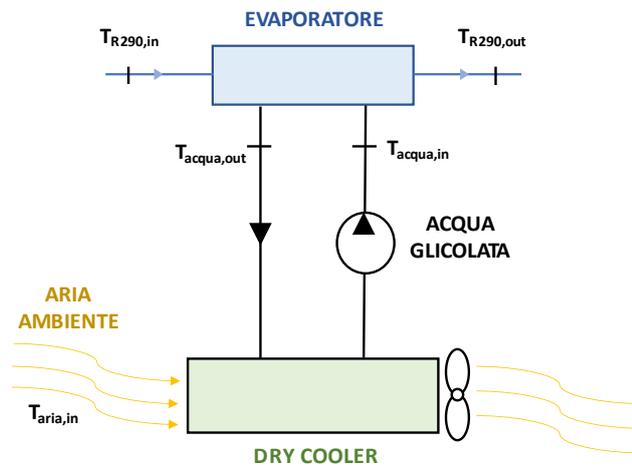


Figura 1.10

Ciascuna di queste condizioni è dovuta alle seguenti motivazioni:

1. Avendo già dimensionato l'evaporatore dell'unità principale, e conoscendo già la potenza termica da scambiare, fissare il salto termico tra l'acqua in ingresso e in uscita corrisponde sostanzialmente a fissare la portata circolante nell'impianto nel dry cooler. Infatti, conoscendo la potenza nominale dello scambiatore pari a 88 kW e il calore specifico dell'acqua glicolata di 3,32 kJ/(kg*K), si ottiene una portata totale di circa 30 m³/h. Il valore determinato però è da considerarsi indicativo in quanto la potenza termica varia per ogni condizione di funzionamento all'interno di un range molto vasto, e quindi allo stesso modo anche la portata varierà.
2. La seconda condizione invece deriva dall'esigenza di massimizzare lo scambio termico senza aumentare eccessivamente l'area di scambio; inoltre, è presente un ΔT di 5°C poiché così si evita che il refrigerante surriscaldato possa superare la temperatura dell'acqua in ingresso (con surriscaldamento di 4 °C, *Figura 1.11*).

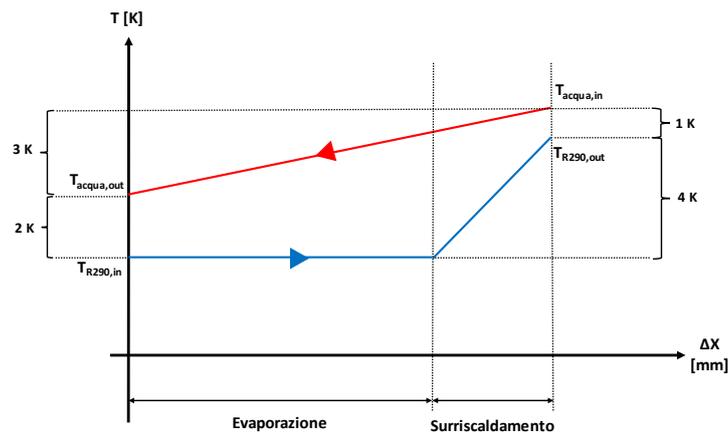


Figura 1.11

3. Il terzo vincolo infine dipende dal fatto che si vuole minimizzare il più possibile l'ingombro delle batterie aria-acqua glicolata. L'aria ambiente infatti possiede un calore specifico molto minore rispetto a quello dell'acqua (oltre quattro volte inferiore); ciò significa che per riscaldare una certa quantità di acqua è necessario una quantità molto maggiore di aria, il che si traduce in uno scambiatore di grosse dimensioni. Dal momento che la pompa di calore andrebbe applicata in ambito residenziale-commerciale, le dimensioni e gli ingombri sono un fattore importante per il cliente finale su cui focalizzare l'attenzione: si tratta infatti di un fattore determinante a tal punto da selezionare o scartare una determinata macchina rispetto ad un'altra. In conclusione per ridurre al minimo le dimensioni delle batterie del dry cooler si è preferito fissare un'elevata differenza di temperatura tra aria e acqua glicolata.

Una volta fissati tutti i vincoli di progetto per ciascuna condizione di funzionamento già noti sono state specificate le relative temperature dei fluidi. Si veda la tabella riassuntiva riportata di seguito (Tabella 1.8). In particolare, si noti che:

- la temperatura dell'aria in uscita dal dry cooler non è stata specificata poiché si trattava di una variabile libera: essa non era soggetta ad alcun vincolo e a nessuna limitazione. La temperatura

in uscita in particolare dipende dalla portata in uscita, non ancora nota.

- la condizione limite di funzionamento si riferisce a -10 °C di temperatura esterna. Trattandosi del primo prototipo di una pompa di calore aria-acqua mai realizzata prima fino ad allora, non ci si voleva spingere eccessivamente in un campo non noto e mai studiato.

Tabella 1.8

T120DC A		Aria esterna		Acqua glic.		Temperatura Mandata a Impianto [°C]											
Z40-140AXH Z50-		TBS	TBU	Tin	Tout	Tevap	ΔT = 5 K Sottoraffr. = 4 K				ΔT = 10 K Sottoraffr. = 8 K						
DATI PRESTAZIONALI		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	
P termica	[kWt]	-10,0	-11,0	-15,0	-18,0	-20,0	67,68	65,49	63,07	60,53	86,04	86,92	88,25	89,30	90,51	91,37	
P frigorifera	[kWf]						48,33	45,36	42,19	38,89	52,99	52,36	51,51	50,55	49,38	48,15	
Pe Compressore	[kWe]						17,90	18,61	19,30	20,01	31,33	33,04	34,94	36,90	39,00	41,09	
Pe Dry cooler	[kWe]						2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	
P assorbita	[kWe]						20,8	21,5	22,2	22,9	34,2	35,9	37,8	39,8	41,9	44,0	
COP							3,26	3,05	2,85	2,65	2,52	2,42	2,33	2,25	2,16	2,08	
P termica	[kWt]	-5,0	-6,0	-10,0	-13,0	-15,0	80,69	78,25	75,61	72,89	101,78	104,07	106,08	104,55	105,92	106,96	
P frigorifera	[kWf]						59,26	56,27	52,57	48,73	49,74	48,07	47,28	46,52	45,71	44,57	
Pe Compressore	[kWe]						19,33	20,33	21,31	22,32	34,16	36,21	38,34	40,29	42,50	44,78	
Pe Dry cooler	[kWe]						2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	
P assorbita	[kWe]						22,2	23,2	24,2	25,2	37,0	39,1	41,2	43,2	45,4	47,6	
COP							3,63	3,37	3,13	2,89	2,75	2,66	2,57	2,42	2,33	2,24	
P termica	[kWt]	0,0	-1,0	-5,0	-8,0	-10,0	95,62	92,92	90,04	87,09	84,77	117,49	119,61	117,89	119,32	120,38	
P frigorifera	[kWf]						73,38	69,22	64,91	60,49	57,36	56,50	55,12	54,11	52,71	51,32	
Pe Compressore	[kWe]						20,57	21,91	23,24	24,61	26,09	39,09	41,91	43,76	46,31	48,94	
Pe Dry cooler	[kWe]						2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	
P assorbita	[kWe]						23,4	24,8	26,1	27,5	29,0	42,0	44,8	46,6	49,2	51,8	
COP							4,08	3,75	3,45	3,17	2,93	2,80	2,67	2,53	2,43	2,32	
P termica	[kWt]	5,0	4,0	0,0	-3,0	-5,0	112,83	109,84	106,71	103,54	101,73	98,49	134,27	132,35	133,83	134,91	
P frigorifera	[kWf]						89,48	84,63	79,63	74,55	71,98	66,13	63,67	62,10	60,34	58,66	
Pe Compressore	[kWe]						21,59	23,31	25,04	26,81	28,31	30,79	45,12	47,82	50,84	54,00	
Pe Dry cooler	[kWe]						2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	
P assorbita	[kWe]						24,5	26,2	27,9	29,7	31,2	33,7	48,0	50,7	53,7	56,9	
COP							4,61	4,19	3,82	3,49	3,26	2,93	2,80	2,61	2,49	2,37	
P termica	[kWt]	7,0	6,0	2,0	-1,0	-3,0	120,42	117,33	114,08	110,82	108,43	105,69	141,82	140,01	137,63	138,73	
P frigorifera	[kWf]						96,71	91,57	86,28	80,91	77,18	72,06	67,12	65,50	61,35	58,93	
Pe Compressore	[kWe]						21,94	23,82	25,72	27,66	29,74	32,01	46,86	49,80	54,61	58,33	
Pe Dry cooler	[kWe]						2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	
P assorbita	[kWe]						24,8	26,7	28,6	30,5	32,6	34,9	49,7	52,7	57,5	61,2	
COP							4,85	4,40	3,99	3,63	3,33	3,03	2,85	2,66	2,39	2,27	
P termica	[kWt]	10,0	9,0	5,0	2,0	0,0	132,66	129,38	125,98	122,57	120,18	117,37	153,14	152,06	157,78	154,71	
P frigorifera	[kWf]						108,46	102,86	97,12	91,30	87,31	81,82	74,78	74,78	72,82	75,07	
Pe Compressore	[kWe]						22,37	24,52	26,68	28,91	31,27	33,83	48,48	50,36	53,98	56,46	
Pe Dry cooler	[kWe]						2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	
P assorbita	[kWe]						25,2	27,4	29,6	31,8	34,1	36,7	51,4	53,2	56,9	59,3	
COP							5,25	4,72	4,26	3,86	3,52	3,20	2,98	2,86	2,78	2,61	
P termica	[kWt]	15,0	14,0	10,0	7,0	5,0	155,43	151,88	148,20	143,50	142,20	133,27	172,01	173,69	175,29	176,42	
P frigorifera	[kWf]						130,69	124,29	117,77	111,18	106,75	95,40	87,59	86,87	85,12	84,33	
Pe Compressore	[kWe]						22,88	25,50	28,16	30,88	33,76	36,04	52,77	55,01	58,47	61,99	
Pe Dry cooler	[kWe]						2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	2,87	
P assorbita	[kWe]						25,7	28,4	31,0	33,7	36,6	38,9	55,6	57,9	61,3	64,9	
COP							6,04	5,35	4,78	4,25	3,88	3,43	3,09	3,00	2,86	2,72	

A questo punto ci si è messi in contatto con il produttore di batterie adatte a questo ambito di utilizzo. Conoscendo solo le condizioni di funzionamento della pompa di calore però i dati per il dimensionamento

non erano ancora completi. In particolare, occorre ancora definire la portata di aria e di acqua circolante nell'impianto. Per quanto riguarda la portata di aria è stato considerato un valore di 36.000 m³/h totali per l'intero dry cooler; ipotizzando quattro ventilatori in serie ciò significa che ciascuno di essi aspirava 9.000 m³/h. Si tratta di parametri decisi da TEON a partire dalla sua esperienza nel campo degli impianti di refrigerazione, riscaldamento e HVAC, anche se non nei dry cooler in particolare. Per quanto riguarda invece la portata circolante di acqua glicolata totale, con lo stesso identico criterio è stata fissata una portata di 22 m³/h, cioè 11 m³/h elaborati da ciascuna batteria. Si tratta di un valore inferiore rispetto a quello indicativo riportato precedentemente. Questo è dovuto al fatto che prima la portata di 30 m³/h era stata calcolata con il valore di potenza termica scambiata massima dall'evaporatore; ovviamente però nelle normali condizioni di lavoro la portata necessaria è molto minore e quindi si voleva evitare di sovradimensionare eccessivamente il circolatore di acqua glicolata.

A tal proposito è importante mettere in evidenza un aspetto cruciale molto importante relativo al funzionamento del circolatore. Per semplicità di utilizzo e soprattutto di regolazione, il circolatore di acqua glicolata da progetto è previsto essere di tipo ON-OFF, cioè funzionante a portata costante. Questa caratteristica semplifica notevolmente l'installazione del componente, in quanto solamente collegando i cavi elettrici di potenza all'alimentazione essa risulta pronta per operare. Il problema sostanziale però risiede nel fatto che la potenza termica scambiata nell'evaporatore, e quindi nel dry cooler, tende a variare moltissimo in funzione della temperatura dell'aria esterna: si passa da circa 53 kW a -10 °C a circa 134 kW a +15 °C. Ciò significa che, visto che il salto termico della miscela di acqua glicolata è stato fissato a 3 °C per tutte le condizioni di funzionamento (si tratta di un vincolo di progetto), la portata di fluido necessaria inevitabilmente varierà moltissimo. Il fatto che il circolatore però lavori a portata costante significa che non è possibile una regolazione ottimale. A tal proposito, durante la fase di dimensionamento, le possibili soluzioni al problema erano tre:

- Utilizzare un circolatore dotato di inverter.

Scegliendo questa opzione, si sarebbe dovuto acquistare un circolatore dimensionato a pieno carico nelle condizioni più gravose in cui la portata circolante era massima; successivamente, quando le condizioni di funzionamento sarebbero variate e la portata necessaria sarebbe stata minore, si sarebbe attuata la regolazione tramite inverter. Questa soluzione avrebbe permesso di mantenere fisso il salto termico richiesto all'acqua glicolata pari a 3 °C, e in base alla potenza scambiata avrebbe regolato la portata di conseguenza. I collegamenti elettrici sarebbero stati leggermente più elaborati ma non eccessivamente, in quanto si sarebbe trattato solo di collegarsi al controllore generale presente nel quadro elettrico. Tuttavia, la logica di funzionamento sarebbe stata molto complessa da determinare e avrebbe richiesto moltissime prove specifiche, oltre al fatto che il circolatore avrebbe avuto un costo decisamente maggiore. Il vero svantaggio di questa soluzione però era che essa prevedeva che il circolatore lavorasse continuamente lontano dalle proprie condizioni nominali di funzionamento, con conseguente calo drastico del rendimento.

- Utilizzare una valvola a tre vie deviatrice.
Secondo questa seconda opzione, si sarebbe utilizzato un circolatore funzionante a portata costante accoppiato a una valvola miscelatrice a tre vie. In particolare, il circolatore sarebbe stato dimensionato per lavorare nelle condizioni più gravose, cioè a portata massima; quando la portata richiesta sarebbe diminuita, allora la pompa avrebbe comunque continuato a funzionare a massima portata ma una parte di quest'ultima sarebbe stata deviata su una terza linea che avrebbe by-passato il dry cooler. In questo modo il circolatore avrebbe lavorato sempre in condizioni nominali, con conseguente beneficio sul rendimento, ma avrebbe elaborato sempre la portata massima anche quando non era richiesta (con conseguente abbassamento del COP globale della pompa di calore). Inoltre, a livello impiantistico la soluzione sarebbe stata molto complicata da realizzare.
- Variare il salto termico della miscela di acqua e glicole.

Dopo aver analizzato le possibili soluzioni che avrebbero permesso di lavorare con salto termico costante pari a 3 °C, è stata ipotizzata una soluzione in cui invece quest'ultimo parametro di progetto sarebbe variato. Il salto termico, come specificato in precedenza, doveva essere di almeno 3 °C poichè altrimenti ci sarebbe stato il rischio che il surriscaldamento diminuisse. Tale valore quindi non poteva essere diminuito ulteriormente. Invece nel caso in cui la differenza di temperatura fosse aumentata, ci sarebbe stato il rischio che la temperatura di evaporazione del propano, e quindi pure la relativa pressione di evaporazione, diminuisse eccessivamente, ma comunque con un certo margine. A tal proposito allora, fino a 5 °C di salto termico secondo alcuni calcoli condotti internamente, non ci sarebbero state grosse ricadute per il funzionamento dell'evaporatore.

Alla fine la soluzione selezionata è stata quest'ultima, in quanto offriva la possibilità di lavorare con un circolatore di taglia minore rispetto alle prime due soluzioni, a portata costante evitando così un'eccessiva complicazione nella logica di funzionamento e diminuendo sostanzialmente possibili complicazioni impiantistiche nel circuito idraulico, ad un costo decisamente inferiore. In particolare, il salto termico della miscela di acqua glicolata poteva variare all'interno di un range compreso tra 3 °C e 5 °C, in base alle condizioni di funzionamento, e la portata totale nominale pari a 22 m³/h. Dopo aver definito in maniera chiara e univoca il funzionamento che avrebbe dovuto avere la batteria di scambio termico fissando anche gli ultimi parametri indefiniti rimanenti, sono state inviate al produttore le seguenti caratteristiche (*Tabella 1.9*):

Tabella 1.9

% glicole etilenico	[%]	45%
Altezza massima	[mm]	1.500
Lunghezza massima	[mm]	2.500
Larghezza massima	[mm]	350

Temperatura a bulbo secco	[°C]	-10	-8	-5	-2	0	5	7	10	15
Temperatura a bulbo umido	[°C]	-11	-9	-6	-3	-1	4	6	9	14
Temperatura ingresso liquido	[°C]	-18	-16	-13	-10	-8	-3	-1	2	7
Temperatura uscita liquido	[°C]	-15	-13	-10	-7	-5	0	2	5	10
Capacità calcolata	[kW]	26,6	27,3	28,9	30,5	31,2	40,0	43,4	52,2	66,8

in cui i valori di potenza termica scambiata erano da riferirsi per ciascuna batteria di scambio termico. Questi ultimi valori erano stati calcolati dimezzando la massima potenza frigorifera presente nella tabella sopra riportata per ciascun valore di temperatura dell'aria esterna. Inoltre, in allegato sono state specificate anche delle dimensioni massime orientative entro cui la batteria doveva sottostare.

Successivamente sono state selezionate delle batterie di scambio termico a tubi di rame alettate in alluminio e con telaio in acciaio zincato da disporre in verticale. Si tratta della soluzione più diffusa per la costruzione di dry cooler che consente di ottenere un'elevata efficienza termica, grande resistenza alla corrosione e facilità di manutenzione. Le tubazioni idrauliche in uscita e in ingresso erano a filettare e sono state posizionate entrambe sullo stesso lato, in maniera tale che esse sarebbero state rivolte in seguito verso l'unità principale e avrebbero agevolato il collegamento idraulico (ovviamente inserendo simmetricamente i due scambiatori all'interno del dry cooler). Si riportano di seguito i disegni tecnici relativi alle batterie (*Figura 1.12*).



Figura 1.12 - A

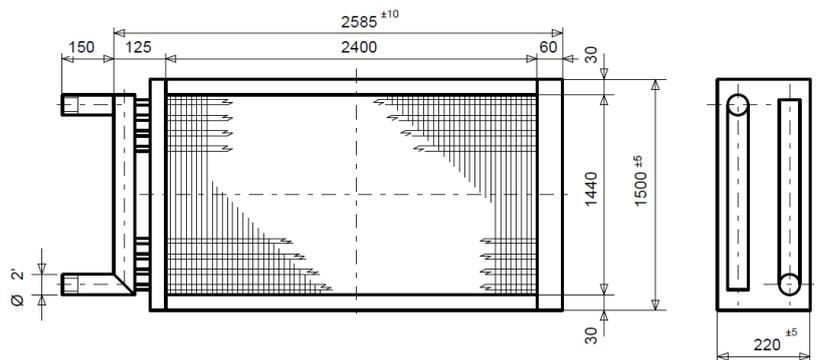


Figura 1.12 - B

1.2.4 Ventilatori

Dopo aver dimensionato le batterie di scambio termico del dry cooler occorre progettare il sistema di aspirazione dell'aria esterna per forzarla a cedere calore all'acqua glicolata. A tal fine, era previsto da progetto l'utilizzo di ventilatori assiali che installati sulla parte superiore delle batterie, avrebbero permesso di aspirare l'aria esterna lateralmente alle batterie e poi rigettarla al di sopra del dry cooler (ovviamente coprendo ciascuna sezione di passaggio dell'aria secondaria non passante espressamente per le alette delle batterie). In particolare, la distanza esatta tra le batterie non era nota a priori in quanto dipendeva dal modello selezionato dei ventilatori, ma occorre che fosse sufficientemente ravvicinata in maniera tale da appoggiare superiormente i ventilatori (il sistema esatto di fissaggio non era ancora stato determinato); in questo modo era possibile ottenere:

- maggior semplicità di montaggio dei ventilatori;
- maggior facilità a rendere tutto il dry cooler quasi ermetico all'aria;
- possibilità dell'operatore di entrare all'interno del dry cooler per lavori di manutenzione;
- eliminazione di complicazioni architettoniche molto rilevanti indotte dalla presenza di ventilatori paralleli alla sezione di passaggio dell'aria nella batteria, se non fossero installati superiormente.

Dalla definizione delle caratteristiche sopra riportate, emerge che la forma ideale che i ventilatori avrebbero dovuto possedere (annessi di telaio) era quadrata: in questa maniera infatti sarebbe stato possibile appoggiare i ventilatori al di sopra delle batterie e ridurre al minimo la lunghezza di queste ultime. La portata dei quattro ventilatori era nota perchè già fissata nel dimensionamento delle batterie, pari a 9.000 m³/h ciascuna. Le altre caratteristiche che occorreva rispettare erano le seguenti:

- tipologia assiale;
- alimentato da motore Brushless EC, così da permettere la regolazione della velocità di rotazione, e cioè della portata di aria elaborata, in funzione della potenza scambiata nel dry cooler;
- grado di protezione almeno IP54, essendo che essi dovevano essere installati all'esterno e quindi sarebbero stati soggetti a tutte le condizioni climatiche (pioggia, neve, grandine e sole);
- griglia di protezione, così da evitare che esternamente si potesse entrare in contatto con il moto delle pale ruotanti;
- meno rumorosi possibile, in quanto adibiti ad uso residenziale e commerciale;
- caduta di pressione almeno pari a 60 Pa.

Anche in questo caso grazie alla collaborazione con il fornitore si è riusciti a trovare il modello esatto dei ventilatori, ovviamente tutti e quattro uguali. A differenza delle batterie di scambio termico infatti, che sono state costruite ad hoc in base alle caratteristiche richieste, per i ventilatori si trattava solamente di selezionare il giusto modello idoneo all'applicazione. Alla fine, il ventilatore determinato possedeva un diametro delle ventole di 600 mm e un ingombro comprensivo di telaio di 806x806 mm (Figura 1.13).

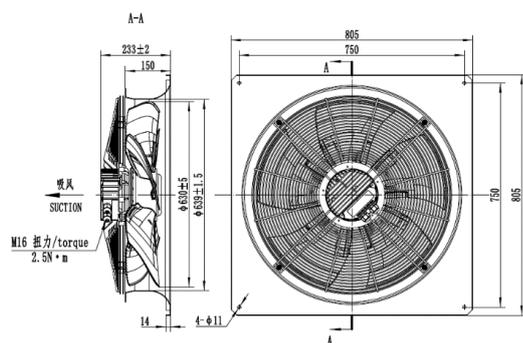


Figura 1.13 - A



Figura 1.13 - B



Figura 1.13 - C

1.2.5 Circolatore acqua-glicole

Una volta dimensionate le batterie di scambio termico e l'evaporatore, per completare il circuito idraulico in cui circola la miscela di acqua e glicole rimaneva da selezionare il giusto modello di circolatore. In particolare, la portata da elaborare era già stata fissata (22 m³/h) e le caratteristiche fluidodinamiche della miscela pure (percentuale di glicole etilenico, viscosità dinamica e densità); l'ultima informazione rimanente riguardava la relativa prevalenza. A tal proposito, trattandosi ancora di una fase preliminare della progettazione del prototipo e quindi ancora lontana dal dimensionamento del circuito idraulico, risultava difficile conoscere con esattezza tutte le perdite di carico presenti. Per procedere era necessario stimare le perdite di carico complessive che ci sarebbero state in seguito nel circuito: con un certo margine di tolleranza, a partire da quelle all'interno degli scambiatori che erano già note (dalle schede tecniche

delle batterie e dell'evaporatore), sono state stimate quelle delle tubazioni.
Riassumendo:

- 10 m.c.a. nelle due batterie aria-acqua;
- 2,5 m.c.a. nell'evaporatore;
- 1 m.c.a. nelle tubazioni (ipotizzando 3,5 m di lunghezza lineare con diametro 2", 6 curve a 90° e 2 diramazioni TEE);

Il circolatore selezionato possedeva una portata nominale di 21 m³/h, una prevalenza nominale di 14 m, anche se quest'ultima oscillava all'interno di un range di 12 m e 18 m, potenza assorbita pari a 2 kW e di tipo PN16 (cioè resistente fino a 16 bar di pressione operativa). I collegamenti idraulici erano a flangiare e di dimensione 2", dato che sia le batterie che l'evaporatore sono state dimensionate a operare per tale diametro (*Figura 1.14*).



Figura 1.14

1.3 Telaio e architettura dell'unità principale

1.3.1 Esigenze dimensionali e funzionali

Una volta dimensionati tutti i macro componenti da cui dipendevano le dimensioni e il peso generale della macchina, occorre decidere il criterio con cui essi sarebbero stati disposti all'interno della pompa di calore. A partire dall'unità principale, le esigenze da rispettare infatti sono molteplici in quanto occorre anche considerare tutti gli altri elementi ancora non preseti nella macchina ma che verranno aggiunti in seguito. La funzione obiettivo principale è quella di ottimizzare tutti gli spazi e fare in modo che le dimensioni siano le più ridotte possibili, anche perché nel mercato delle pompe di calore ad aria, specie in quello residenziale, le dimensioni sono uno dei criteri impiegati per selezionare o scartare un certo modello. Partendo quindi dal presupposto di minimizzare quanto più possibile il volume della macchina, occorre allora capire dove e come disporre tutti i macro componenti, la cui posizione avrebbe poi ricadute a cascata su tutti gli altri elementi. Inizialmente si è cercato di capire le esigenze di ciascun componente e con quali altri componenti esso si sarebbe dovuto collegare o interfacciare.

- gli scambiatori di calore sarebbero stati collegati tra loro in quanto sono elementi disposti in serie nel circuito frigorifero; ciò significa che essi dovevano trovarsi quanto più vicino possibile tra loro così da risparmiare volumi di tubazione;
- allo stesso modo pure i compressori sono elementi del circuito frigorifero disposti in serie nel ciclo termodinamico rispetto agli scambiatori; pertanto anche essi sarebbero dovuti trovarsi vicini a tutti gli scambiatori di calore in quanto ricevono il fluido dall'evaporatore e lo inviano al condensatore;
- le batterie di scambio ad aria invece appartengono al dry cooler e quindi sarebbero state montate successivamente andando a definire l'architettura dell'unità esterna. In ogni caso però esse sarebbero state collegate in parallelo tra loro e in maniera tale che le tubazioni idrauliche fossero direzionate verso l'evaporatore del ciclo basso;

la loro unica esigenza quindi era quella di trovarsi il più vicino possibile all'unità principale, in particolare all'evaporatore. Ciò significa che l'evaporatore per lo stesso motivo si sarebbe dovuto trovare verso il perimetro esterno dell'unità principale;

- i ventilatori sono stati selezionati in maniera tale da portare in depressione l'aria all'interno del dry cooler in quanto installati sulla parte superiore delle batterie: l'aria veniva aspirata lateralmente rispetto le batterie, scambiava calore con i fasci tubieri e successivamente sarebbe stata espulsa superiormente;
- la pompa di circolazione dell'acqua glicolata doveva essere inserita tra le batterie di scambio termico e l'evaporatore, in quanto sarebbe stata responsabile della movimentazione della miscela.

Le esigenze dei soli macro componenti erano moltissime e pertanto si è deciso di partire inizialmente dalla progettazione dell'architettura della sola unità principale: essa infatti conteneva al suo interno quasi tutti i componenti della pompa di calore, quindi risultava particolarmente complessa la sua progettazione, mentre l'unità esterna sarebbe stata una sorta di grande scambiatore di calore con pochi altri componenti necessari.

1.3.2 Progettazione telaio unità principale

I quattro scambiatori di calore dovevano trovarsi vicini tra loro e a fianco ai compressori. Considerando le dimensioni di ciascun scambiatore e dei due compressori, sarebbe stato molto difficile inserirli tutti sullo stesso piano orizzontale. Per questo motivo si è optato per una soluzione in cui i componenti sarebbero stati inseriti su due piani distinti: su quello superiore sarebbero stati inseriti gli scambiatori di calore e su quello inferiore invece i compressori. Questa scelta è particolarmente vantaggiosa per i seguenti motivi:

- consente di inserire facilmente i giunti antivibranti che collegano gli scambiatori di calore ai compressori;

- consente di eseguire tutte le operazioni di saldatura del circuito frigorifero con più flessibilità, visto che lo spazio compreso tra gli scambiatori di calore sarebbe stato lasciato libero;
- consente di separare i compressori dal resto del circuito frigorifero, cioè di isolare i componenti che tipicamente hanno bisogno di maggior manutenzione rispetto a quelli che invece difficilmente ne necessitano;
- poter isolare acusticamente la zona in cui sono presenti i compressori in maniera molto più agevolata, senza dover necessariamente inglobare anche gli scambiatori di calore all'interno della gabbia acustica.

Inizialmente gli scambiatori di calore sono stati posizionati in modo tale da ridurre al minimo il volume del circuito frigorifero saldato. Per via del funzionamento in doppio ciclo della macchina, è convenuto suddividere lo spazio a disposizione in due zone: da una parte gli scambiatori operanti nel ciclo basso e dall'altro quelli operanti nel ciclo alto. In particolare, gli scambiatori del ciclo basso, cioè evaporatore e condensatore basso, sono stati posizionati da un lato; gli scambiatori del ciclo alto invece, condensatore e evaporatore alto, sono stati posizionati dall'altro lato. La disposizione degli scambiatori nel telaio una volta definita non è stata più variata, in quanto diventava un vincolo di progetto. Per l'unità principale si è deciso di costruire un telaio ad hoc in cui posizionare e fissare tutti i componenti. La sua presenza è inevitabile in una macchina così pesante e così grande. Il telaio, infatti, oltre a definire chiaramente la forma dell'unità principale, permette anche di fissare su di esso tutti i componenti ausiliari e tutta la strumentazione che sarà richiesta in seguito (componenti elettriche, staffe di supporto...). In particolare, esso è stato progettato come un unico pezzo saldato da tante barre di acciaio in modo tale da risultare totalmente rigido. Le barre di acciaio scelte erano angolari a

spigoli tondi di sezione 40x40x4 mm (*Figura 1.15*), con lunghezza opportuna in base allo spigolo, di acciaio in qualità S235JR (1.0038)³⁰.

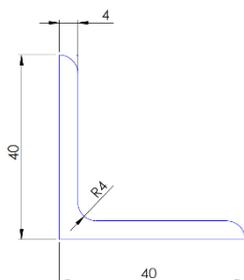


Figura 1.15

Si è deciso di utilizzare angolari di questa forma in maniera tale da poter sfruttare la loro superficie piatta interna come appoggio per i vari supporti e componenti, essendo che la rientranza veniva direzionata verso l'interno del telaio. In totale sono state saldate 16 barre di acciaio: 4 verticali, 6 orizzontali frontali e 6 orizzontali laterali. Le dimensioni finali dell'intera struttura metallica sono state di 1600x1720x920 mm (*Figura 1.16*).

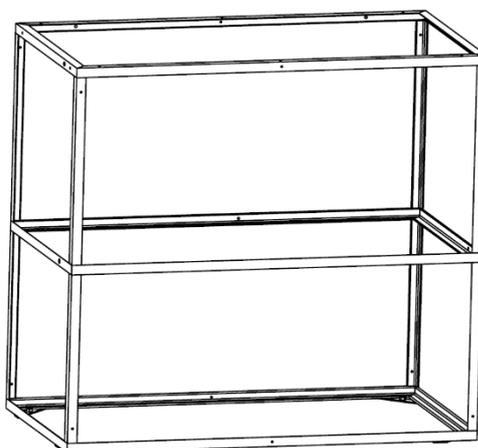


Figura 1.16

³⁰ Secondo la nomenclatura standard, la lettera S indica che l'acciaio appartiene alla categoria degli acciai strutturali; il numero 235 indica il valore minimo di resistenza alla trazione in [MPa], la lettera J il fatto che l'acciaio è stato sottoposto a un test di resilienza a temperatura ambiente, la lettera R infine il fatto che il materiale è stato sottoposto a normalizzazione. La composizione chimica del materiale include principalmente ferro e carbonio, con la percentuale di quest'ultimo che varia generalmente tra lo 0,17 % e 0,20 %.

Da notare come gli angoli intermedi sono stati saldati a metà dell'altezza complessiva, in maniera tale sia da garantire maggior rigidezza alla struttura sia da suddividere le due distinte zone: quella superiore in cui vengono inseriti gli scambiatori di calore e quella inferiore in cui invece vengono montati i compressori (*Figura 1.17*).

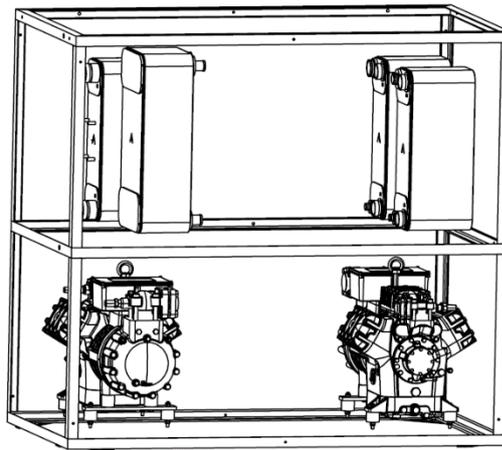


Figura 1.17

Il posizionamento degli scambiatori è avvenuto seguendo il principio sopra descritto: da un lato quelli funzionanti nel ciclo basso e dall'altro quelli del ciclo alto (*Figura 1.18*).

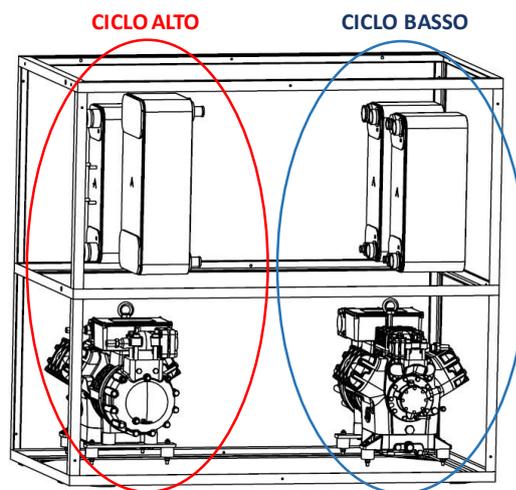


Figura 1.18

1.3.3 Supporti telaio

Una volta definita la disposizione generale nello spazio dei macro componenti, occorre capire come fissarli al telaio. Grazie alla forma e all'orientamento degli angolari che si trovano sia a metà altezza che nella parte inferiore del telaio, era possibile sfruttare la loro cava come zona di appoggio. Il materiale selezionato infatti risultava particolarmente adatto per impieghi strutturali, anche considerando l'elevato spessore scelto di 4 mm per essere conservativi.

Supporti compressori al telaio

Per quanto concerne i soli compressori situati nella parte inferiore, ciascuno di essi è costituito da quattro piedini allineati a due a due e possiede un peso di circa 250 kg. I piedini sono dei piccoli cilindri di dimensione $\text{Ø}50 \times 40$ mm di altezza e vengono forniti direttamente dalla casa produttrice montati sui compressori. In maniera molto semplice e meno invasiva possibile, il sistema di fissaggio prevedeva di appoggiare ciascun compressore su una coppia di scatolati³¹, a loro volta appoggiati sul telaio. Suddividendo quindi il peso ciò significa che vengono scaricati circa 125 kg su ciascuno scatolato; inoltre, visto che l'interasse tra due cilindri è di 381 mm e quindi sufficientemente ampio, due scatolati sempre di acciaio strutturale S235JR di sezione 50x30x4 mm e di lunghezza 906 mm risultavano sufficienti (*Figura 1.19*).

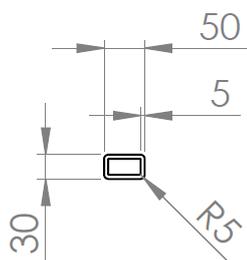


Figura 1.19

³¹ Nome utilizzato normalmente in gergo tecnico per indicare profilati cavi a sezione rettangolare, le cui estremità molto spesso sono raccordate.

Infine, considerando che i compressori sono componenti soggetti a manutenzione periodica e straordinaria, era importante che il sistema di accoppiamento permettesse di estrarre facilmente i compressori dall'unità principale in caso di necessità. A tal fine, è stato realizzato un basamento inferiore di supporto ulteriore allo scatolato in grado portare la superficie superiore dello scatolato su cui poggiano i piedini più in alto del bordo del telaio. Si tratta di un sistema in grado di innalzare l'altezza alla quale si trovano i piedini dei compressori, così che essi possano essere più in alto del bordo superiore degli angolari costituenti il telaio. L'accoppiamento tra piedini e scatolato avviene invece tramite bulloni M10: viti, rondella e dado da 10 mm (*Figura 1.20*).

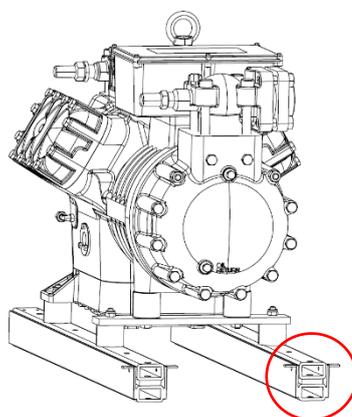


Figura 1.20 - A

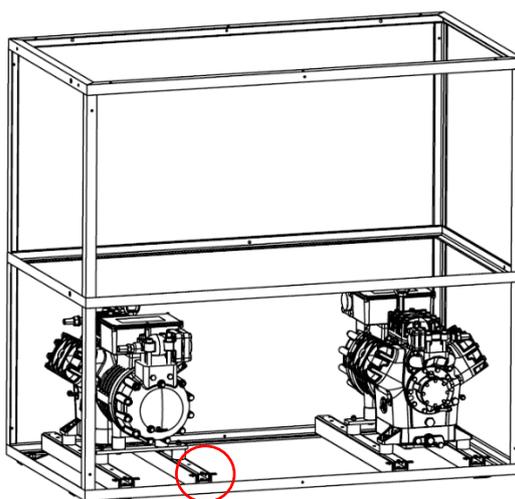


Figura 1.20 - B

Supporti scambiatori di calore al telaio

Esattamente come per i compressori, pure gli scambiatori di calore necessitano di un supporto di sostegno realizzato appositamente per essere fissati al telaio. Nel dettaglio, gli scambiatori possedevano dei perni filetti maschio sporgenti sia dalla parte anteriore che posteriore già di default. Per realizzare anche in questo caso una soluzione che fosse meno laboriosa e invasiva possibile, si è deciso di sfruttare la presenza di tali perni. L'idea alla base è stata quella di costruire un assieme di scatolati saldati tra loro che avrebbero costituito il basamento inferiore di appoggio; quest'ultimo sarebbe stato appoggiato direttamente sulla superficie disponibile degli angolari del telaio a metà altezza, e ovviamente fissato con un apposito sistema; successivamente, sarebbero state realizzate e inserite delle apposite staffe ad L per accoppiare alla base inferiore gli scambiatori tramite bulloni. Gli scatolati selezionati sono stati nuovamente quelli di sezione 50x30x4 mm di acciaio S235JR (*Figura 1.21*).

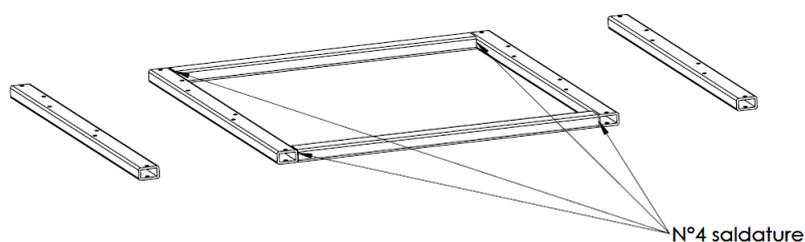


Figura 1.21

Il supporto inferiore viene fissato al telaio tramite accoppiamento con bulloni M8, due per ciascuno scatolato. Teoricamente sarebbero stati sufficienti 4 soli scatolati paralleli tra loro, dato che ciascuna coppia riesce a reggere due scambiatori. Durante la fase di saldatura del circuito frigorifero però, è possibile che la posizione degli scambiatori si sposti da quella prevista. Lo spostamento genererebbe a cascata errori di accoppiamento su tutti gli altri componenti, perciò deve essere assolutamente evitato. Al fine di aggirare il problema, sono stati inseriti due ulteriori scatolati disposti ortogonalmente che consentono di tenere alla distanza prevista gli scambiatori. I due scambiatori vengono fissati al supporto principale tramite dei punti di saldatura. Entrando nel dettaglio

del posizionamento, occorre innanzitutto fissare la posizione degli scambiatori nelle tre dimensioni, considerando le specifiche esigenze indicate in precedenza. In particolare, era necessario che l'accoppiamento ai compressori fosse il più semplice e diretto possibile e allo stesso tempo lasciare il giusto spazio sia per il quadro elettrico che per il circuito idraulico. In merito alle ultime due condizioni, bisognava considerare infatti anche lo spazio necessario per l'installazione della valvola a tre vie deviatrice tra i condensatori e l'impianto. A tal fine si è deciso di spostare il più possibile gli scambiatori verso il lato in cui è presente il circuito basso e farli andare a quasi a filo del bordo del telaio. In questo modo sarebbe stato lasciato lo spazio per le tubazioni idrauliche e la valvola a tre vie tutto da un lato. Per quanto riguarda lo spazio per il quadro elettrico invece, è stata lasciata libera una zona profonda oltre 200 mm rispetto alla vista frontale della pompa di calore. La posizione finale è raffigurata nelle immagini seguenti (*Figura 1.22*).

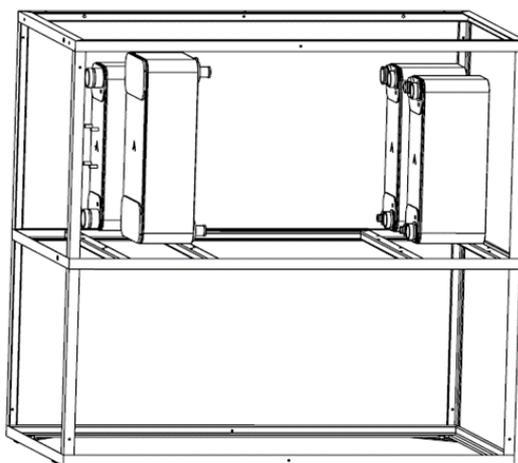


Figura 1.22 - A

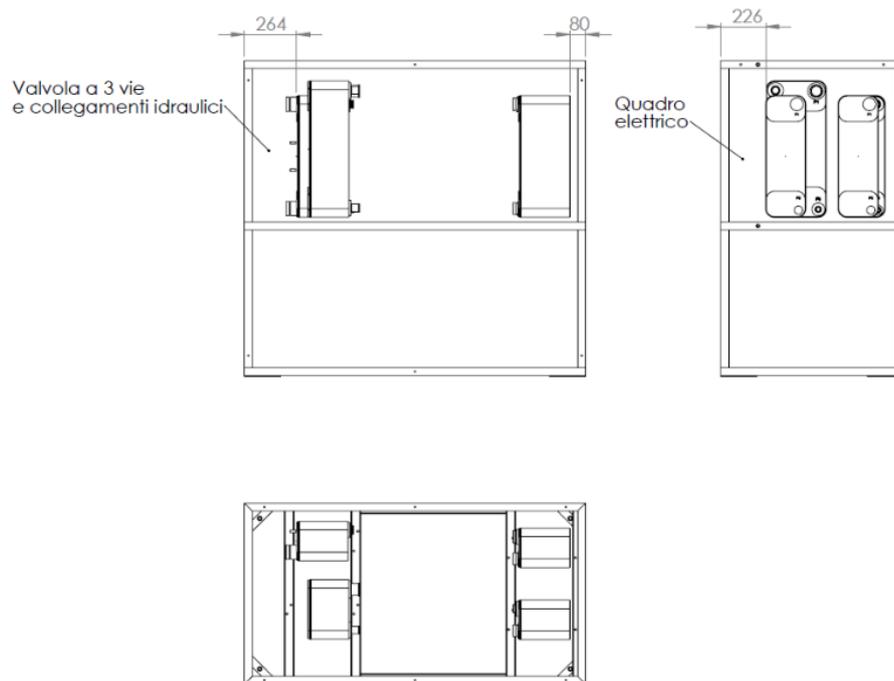


Figura 1.22 - B

Di conseguenza, le dimensioni del basamento inferiore costituito da scatolati sono (*Figura 1.23*):

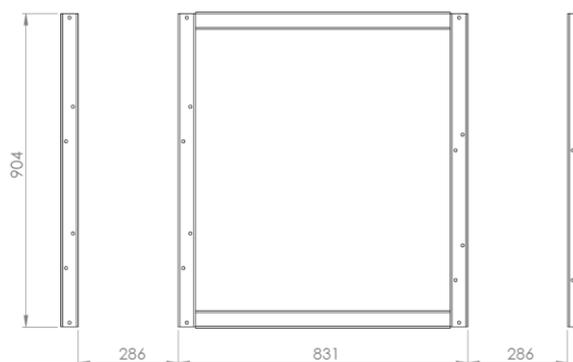


Figura 1.23

Infine, una volta decisa l'altezza di 30 mm degli scambiatori di calore dalla superficie superiore degli scatolati, sono state progettate le staffe di sostegno. Nello specifico, tre scambiatori avevano i perni filettati situati

nella stessa posizione, mentre il condens-evaporatore aveva una geometria differente: pertanto, sono state realizzate in totale 6 staffe identiche e 1+1 per il solo condens-evaporatore, in quanto ciascuno scambiatore è sorretto da due sfatte. Ciascuna di esse possedeva uno spessore di 5 mm ed è stata realizzata in acciaio S235JR trattato con antiruggine e verniciatura superficiale con resine epossidiche per ottenere il RAL³² richiesto. L'accoppiamento prevedeva 2 bulloni per ciascuna staffa per fissarsi al supporto inferiore degli scambiatori e altri dadi per accoppiarsi con i perni filettati degli scambiatori di calore (*Figura 1.24*).

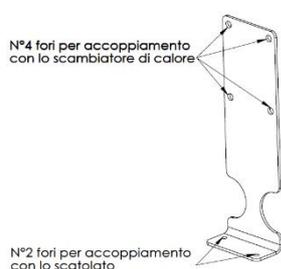


Figura 1.24 - A

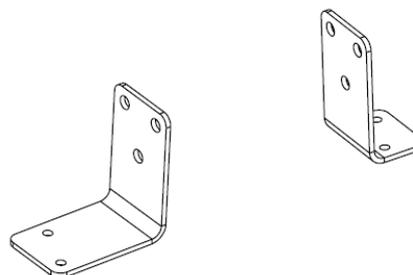


Figura 1.24 - B

Il risultato finale ottenuto è stato il seguente (*Figura 1.25*):

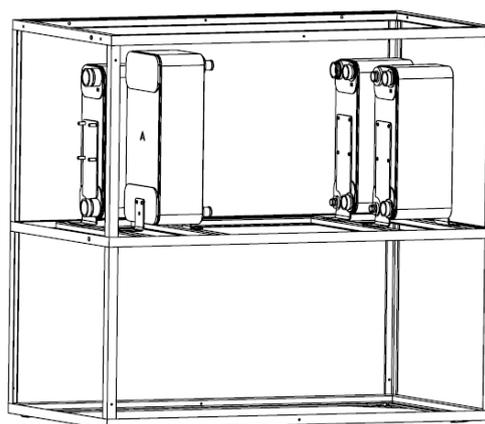


Figura 1.25

³² In origine acronimo di Reichs-Ausschuß für Lieferbedingungen, è il termine utilizzato oggi principalmente nell'ambito delle vernici e dei rivestimenti per definire una scala di colori normalizzata.

1.4 Circuito frigorifero

Una volta posizionati e fissati i macro componenti del circuito frigorifero, cioè scambiatori e compressori, si è passati alla costruzione e progettazione della restante parte del circuito. Nel dettaglio:

- le tubazioni di collegamento a brasare;
- valvole di laminazione;
- filtri disidratatori;
- indicatori di umidità.

Il dimensionamento dell'intero circuito è stato eseguito fissando alcune condizioni fluidodinamiche limite da cui successivamente è stato ricavato il diametro ottimale per ciascun tratto di tubazione. In particolare, i valori caratteristici normalmente fissati da TEON nelle proprie pompe di calore sono due: velocità massima del liquido pari a 5 m/s e velocità massima del gas di 25 m/s. In seguito, a partire dai valori di caduta di pressione, portata e sezione di passaggio, sono stati individuati i modelli più adatti delle valvole di laminazione, dei filtri e degli indicatori di umidità. Successivamente, tutti i componenti del circuito vengono saldati tra di loro e portati a tenuta rispetto all'ambiente esterno; il fluido frigorifero interno infatti non deve fuoriuscire per alcun motivo. Per la costruzione dei collegamenti nelle proprie macchine TEON impiega tubi e raccordi in rame, materiale molto impiegato nel settore del condizionamento grazie alle sue proprietà chimico-fisiche:

- alta resistenza in ambienti corrosivi e sottoposti all'azione di agenti atmosferici;
- resistenza alle elevate pressioni e temperature;
- resistente ad urti e tende a non creparsi, e quindi non genera perdite di refrigerante;
- elevata attitudine alla giunzione tramite saldatura e brasatura;

- duttile e malleabile, e quindi si presta ad essere riparato facilmente in caso di manutenzione o guasto;
- assume spessori molto ridotti mantenendo comunque le sue proprietà;
- lunga vita utile;
- coefficiente di attrito molto basso in quanto possiede una rugosità bassissima;
- potere antimicrobico che evita la formazione di batteri sulla superficie;
- ecosostenibile sia nella produzione che nello smaltimento.

1.4.1 Descrizione processo di brasatura

La saldatura è un processo di unione permanente di due componenti meccanici che può effettuarsi con vari procedimenti, da scegliersi in base alla combinazione di: tipo di lega da saldare, spessore delle parti, posizione di saldatura e tipo di produzione da effettuare. I diversi metodi di saldatura si classificano in due grandi macro categorie inizialmente:

- saldature autogene, nelle quali il materiale base prende parte fondendo alla formazione del giunto saldato; il metallo di apporto può essere presente o meno a seconda dello spessore e del procedimento.
- saldature eterogene, nelle quali il materiale base non prende parte alla formazione del giunto, che invece viene formato dal materiale di apporto, sempre presente, diverso dal materiale base e con temperatura di fusione inferiore rispetto a quest'ultimo.

L'operazione di accoppiamento nel circuito frigorifero in TEON avviene tramite l'operazione di brasatura, cioè una tecnica che consiste nel collegare pezzi metallici con l'ausilio di un metallo d'apporto senza la fusione dei pezzi da assemblare. Si tratta di una saldatura eterogenea in

cui il materiale base non prende parte alla formazione del giunto e non arriva nemmeno al punto di fusione. È presente infatti un materiale di apporto con temperatura di fusione minore di quella del materiale base. Generalmente le saldature di questo tipo si distinguono più nel dettaglio in brasatura e saldobrasatura:

- Nella saldobrasatura i due lembi di componenti da accoppiare vengono riscaldati e portati alla temperatura di fusione del materiale di apporto. Il materiale di apporto immesso in questa zona sotto forma di filo fonde e solidificando riempie la zona intermedia. Il giunto saldato quindi è composto da una zona in cui è presente esclusivamente il materiale di apporto e una zona di interfaccia composto da una lega tra metallo base e metallo di apporto;
- Nella brasatura invece, anche se si utilizza sempre un materiale di apporto con un punto di fusione minore dei metalli di base iniziali da giuntare, si differenzia dal fatto che non prevede la preparazione dei lembi da saldare. In questo caso infatti i due pezzi sono solamente appoggiati uno sopra l'altro: lo spazio capillare che rimane tra i due viene riempito dal materiale di apporto fuso, che ha grande scorrevolezza e capacità di bagnare il metallo base. Pertanto, i fenomeni fisici attraverso i quali si realizza la brasatura sono la penetrazione capillare, la bagnatura e la diffusione atomica della lega brasante nel pezzo da brasare. La prima si realizza creando adeguati meati tra i componenti da unire; la seconda invece sfrutta la capacità che ha un metallo liquido di aderire su una superficie con piccoli angoli di contatto; la terza realizza l'unione metallurgica tramite scambio atomico fra la lega brasante ed il metallo base. Il giunto saldato è costituito da uno strato sottilissimo di metallo di apporto che ha formato una lega di superficie col metallo base: è possibile dedurre che si tratta di un giunto con scarsa elasticità e resistenza meccanica. La brasatura è un procedimento molto diffuso nell'industria quando è necessario contenere il riscaldamento dei pezzi da giuntare oppure quando i pezzi da giuntare sono di metallo differente. Le brasature sono dolci, nel caso di uso di stagno come materiale di apporto con

temperature di fusione sotto i 400 °C (per esempio, componenti elettronici sui circuiti stampati), oppure forti nel caso di uso di leghe rame-argento con temperature di fusione intorno ai 600 °C.

Le saldature previste normalmente nelle le pompe di calore prodotte da TEON possono essere solo di due tipi generalmente: rame-rame, per collegare tra loro tubazioni e i raccordi del circuito frigorifero, e rame-acciaio inox, per collegare le tubazioni in rame agli scambiatori di calore. Si tratta entrambe di operazioni che necessitano di brasatura forte, di cui comunque ne esistono di diversi tipi: quello adottato da TEON è la saldatura ossiacetilenica, chiamata in gergo brasatura al cannello. Per questa modalità è necessario far uso di una miscela combustibile che può essere costituita da ossigeno misto ad acetilene oppure da ossigeno miscelato con gas combustibili; questi ultimi hanno un elevato potere calorifico, sono sicuri e costano meno dell'acetilene; tuttavia, essendo più comune l'utilizzo dell'acetilene TEON utilizza attualmente la miscela ossigeno-acetilene. Il materiale di apporto invece è presente su particolari bacchette sottili: esse vengono scaldate e fuse direttamente sui lembi che si vogliono giuntare. Quest'ultimo deve possedere la caratteristica di poter salire per capillarità entro meati molto stretti e di diffondersi facilmente su tutta la superficie del bordo da giuntare (le dimensioni tipiche di un meato per brasatura oscillano tra 1 mm e 10 mm). Nel caso fosse necessario però, per migliorare la bagnabilità si fa uso di disossidanti, chiamati anche flussanti, che hanno la proprietà di migliorare la bagnabilità rimuovendo gli ossidi che si formano ad alta temperatura e di migliorare lo scorrimento e la penetrazione del materiale d'apporto. La presenza di fosforo nelle leghe brasanti utilizzate da TEON per le saldature rame-rame, rende non necessario l'utilizzo del flussante. Le bacchette di lega brasante utilizzate invece per le saldature rame-acciaio inox sono già rivestite di flussante invece (chiamate normalmente bacchette autoflussanti). Riassumendo le bacchette utilizzate sono:

- Per le brasature rame-rame una lega rame-fosforo. Essa possiede una composizione in peso pari a 0,6 % Ag – 93,2 % Cu – 6,2 % P;

un intervallo di fusione compreso tra i 710 °C / 870 °C; una resistenza a trazione sul rame pari 250 MPa; densità 8,1 [g/cm³];

- Per le brasature rame-acciaio inox una lega rame-argento. Composizione in peso pari a 30 % Ag – 36 % Cu – 32 % Zn; intervallo di fusione 665 °C / 755 °C; temperatura di lavoro 740 °C; resistenza a trazione sul rame tra 235 e 360 MPa; densità 8,8 [g/cm³].

1.4.2 Dettaglio operazione di brasatura

Entrando nel dettaglio dell'operazione di brasatura normalmente eseguita, l'ossigeno acetilenico utilizzato per alimentare la fiamma si trova all'interno di bombole con capacità di 40 l ciascuna, che prima dell'operazione vengono collegate al cannello. Quando l'operatore è pronto, sfruttando una scintilla iniziale innescata da pietra focaia, si apre leggermente la valvola della bombola di acetilene e si innesca la fiamma dal cannello. Successivamente viene aperta anche la valvola regolatrice dell'ossigeno, sempre in maniera graduale. Si procede quindi alla regolazione dei due gas utilizzando le due valvole di regolazione situate sull'attacco al cannello. Quando la fiamma ha raggiunto il colore idoneo tendente al bianco e il dardo interno diventa ben visibile, allora significa che la miscela dei gas si trova alla giusta proporzione e si procede con l'operazione di brasatura. L'operatore avvicina inizialmente i due pezzi da giuntare e li scalda leggermente in superficie muovendo in continuazione il cannello, così da innalzare la loro temperatura e favorire una maggiore diffusività del materiale di apporto sulle loro superfici. Successivamente l'operatore avvicina la bacchetta corretta in base al tipo di saldatura al bordo da giuntare dei due pezzi e con la fiamma inizia a scaldarla; la fiamma deve essere mantenuta orientata sempre verso la punta della bacchetta; il materiale sulla bacchetta tende a fondersi e a depositarsi sul bordo di saldatura; nel frattempo l'operatore guida la bacchetta circolarmente al bordo facendo in modo di non procedere né troppo velocemente (rischiando di generare dei punti ancora aperti) né troppo lentamente (altrimenti si depositerebbe una quantità eccessiva di materiale

che poi dovrà essere asportato). Non è necessario che l'operatore ruoti totalmente però la bacchetta attorno alla giunzione perché il liquido riesce a ruotare correttamente già da solo. Sfruttando il flussante disciolto infatti, il materiale di apporto si muove seguendo le zone a maggior calore. Una volta conclusa la brasatura occorre raffreddare i pezzi coinvolti, cosa che avviene versando una piccola quantità d'acqua sopra. In seguito attorno alla giunzione da unire si procede con la lisciatura della superficie per togliere il materiale in eccesso; il processo viene eseguito strofinando appositi fogli di materiale speciale altamente abrasivo sul cordone di saldatura.

Una volta conclusa questa operazione, si procede con la verifica della bontà della saldatura appena eseguita. Tale processo si compone di due distinte operazioni: una che si esegue immediatamente dopo aver completato la brasatura della singola giunzione e l'altra solo a seguito della saldatura dell'intero circuito frigorifero. Inizialmente si effettua la verifica a vista di possibili spazi lasciati vacanti durante il processo (ispezione a vista). A questo scopo l'operatore si serve di una speciale lampada che permette di illuminare in maniera molto intensa la superficie dei due pezzi e di una lente di ingrandimento. La seconda operazione che viene svolta per la verifica della bontà delle saldature e la messa in pressione dell'intero circuito frigorifero. Una volta completate tutte le giunture infatti il ciclo termodinamico risulta totalmente isolato dall'ambiente esterno. Per svolgere questa attività ci si serve di una bombola di azoto puro. Si collega la bombola ad una particolare presa di pressione che viene lasciata appositamente libera per le operazioni di carica e scarica del refrigerante. Prendendo tutte le precauzioni necessarie, si carica l'intero circuito frigorifero di azoto fino a che la pressione sul manometro non legge 25 bar. A quel punto si interrompe la carica di gas e si lascia il circuito carico di azoto. Si verifica inizialmente che non ci siano perdite di gas evidenti che fuoriescono da qualche fessura; per velocizzare il processo, si aggiunge su tutte le superfici saldate una sostanza schiumogena con bomboletta che permette di verificare eventuali fuoriuscite. Nel caso vengono riscontrate perdite in questa fase allora si svuota totalmente il circuito dall'azoto e si procede nuovamente con la brasatura dei punti interessati. Nel caso invece nel controllo a vista non

vengono riscontrate perdite, allora l'azoto viene lasciato all'interno della macchina sempre a 25 bar per 24 ore continuate, si legge pressione al termine del periodo indicato e se essa è diminuita allora significa che sono presenti fuoriuscite. Nel caso di perdite si procede individuando e riparando la fuoriuscita con la procedura descritta sopra; altrimenti, se la prova in pressione non ha riscontrato particolari differenze di pressione e quindi ha dato esito positivo, la procedura di brasatura viene ritenuta completata.

In particolare, è possibile che il valore della pressione letta a seguito di 24 ore sia leggermente diversa da quella iniziale anche nel in cui non sono presenti reali perdite nel circuito frigorifero. Questo è dovuto alla differenza di temperatura ambiente nelle due distinte giornate. È importante infatti segnare oltre orario e pressione, anche il valore della temperatura prima e dopo le 24 ore. Per tener conto di questo possibile effetto allora, con una semplice equivalenza si calcola la pressione equivalente nelle condizioni di temperatura misurata 24 ore prima e la si confronta con quella post prova di pressione, in questo modo non sono presenti minimi scostamenti che potrebbero indurre in errore. Si riporta di seguito l'equivalenza in questione:

$$P_1 \approx P_2 = P_2' \frac{(T_2 + 273,15)}{(T_1 + 273,15)} \quad (1.1)$$

in cui:

- P_1 : pressione letta nelle 24 ore precedenti [bar];
- P_2 : pressione equivalente da confrontare [bar];
- P_2' : pressione letta nel manometro [bar];
- T_1 : temperatura letta nelle 24 ore precedenti [°C];
- T_2 : temperatura appena letta [°C].

1.4.3 Dimensionamento e vincoli dei componenti

Appartenenti al circuito frigorifero, oltre scambiatori e compressori sono presenti altri componenti indispensabili per il corretto funzionamento della pompa di calore e per aumentarne la propria vita utile. In particolare, si tratta di:

- giunti antivibranti;
- filtri disidratatori ermetici;
- indicatori di liquido/umidità;
- valvole di espansione elettroniche.

Valvola di laminazione

Le valvole di espansione sono elementi del circuito strettamente necessari al fine di compiere il ciclo termodinamico. Si tratta di particolari componenti che vengono installati tra l'uscita del condensatore e l'ingresso dell'evaporatore; ne sono presenti uno per ciascun ciclo, quindi due in totale nel prototipo in questione. Il suo scopo è quello di riportare alle condizioni originarie il fluido all'uscita dal condensatore e ripetere così il ciclo. Il liquido uscente dal condensatore che si trova a una temperatura al di sotto di quella di condensazione (per via della presenza di sottoraffreddamento), viene fatto passare all'interno della valvola di laminazione che appunto "lamina" il fluido e ne abbassa la pressione, portandola fino alla pressione di evaporazione. Praticamente si tratta di perdite di carico localizzate molto elevate, che facendo crollare la pressione quasi istantaneamente producono vapore di flash. Esistono varie tipologie di valvole di laminazione, ma in particolare possiamo distinguerle in due macro categorie: valvole di laminazione meccaniche ed elettroniche. Quelle meccaniche, molto semplici e non regolabili, vengono tarate in fase di progettazione a instaurare una certa perdita di carico nel circuito e successivamente tale valore non può essere più modificato. Si tratta quindi di un settaggio deciso nelle condizioni nominali di funzionamento e che è ottimizzato per lavorare in quelle determinate condizioni, ma che non reagisce alle variazioni di carico della

macchina in fase di regolazione. Le valvole di laminazione meccaniche vengono normalmente installate sulle macchine di piccola taglia a livello domestico che non hanno bisogno di grandi regolazioni dal loro punto di funzionamento nominale. Nella pratica esse non sono altro che tubi capillari di diametro minore rispetto alla tubazione del circuito che generano dei restringimenti di sezione e quindi delle perdite di carico: una volta fissato il restringimento di sezione, la perdita di carico totale è fissata in base alla lunghezza del capillare. Per applicazioni più precise e in cui si vuole eseguire una regolazione molto più accurata, si utilizzano le valvole di laminazione elettroniche. Si tratta sempre di perdite di carico localizzate provocate da un restringimento di sezione, ma la cui entità viene decisa da un microcontrollore che varia la sezione di passaggio effettiva. Queste valvole basano il proprio funzionamento su un azionamento in retroazione, cioè ad anello chiuso. Il segnale in ingresso viene ricevuto da una sonda di pressione e una di temperatura che si trovano in uscita dall'evaporatore; in base alla pressione letta, e cioè in base alla temperatura della sorgente in quel determinato istante, e al valore del surriscaldamento, la valvola varia la sezione di passaggio tramite un otturatore a perno lineare; quest'ultima influisce successivamente sulla pressione di evaporazione e quindi sulla relativa temperatura di evaporazione. La valvola di laminazione elettronica utilizzata su tutte le macchine progettate da TEON svolge un ruolo fondamentale per le motivazioni descritte sopra: grazie a essa infatti è possibile adeguare le condizioni di funzionamento della pompa di calore e tenderle all'ottimo per ogni range di temperatura della sorgente in ingresso; più lo strumento è sensibile e più la macchina lavorerà in maniera efficiente, con conseguenti benefici sul COP. Le valvole di laminazione adottate nel prototipo T120 possiedono 490 possibili configurazioni, che vanno dalla sezione totalmente chiusa a quella totalmente aperta.

Per quanto riguarda le esigenze della valvola di laminazione che occorre rispettare, essa presentava determinate condizioni sia a monte che a valle: a monte occorre evitare che nella valvola entri gas e a valle occorre lasciare una certa lunghezza lineare di tubazione. Nel caso dell'esigenza a monte la soluzione adottata da TEON è quella di installare a monte tra il condensatore e la valvola laminatrice un filtro disidratatore in grado di

assorbire tutte le particelle di gas. Per fare in modo che il filtro funzioni il meno possibile e abbassare così la probabilità di guasto della valvola di funzionamento, questo è anche uno dei motivi per cui viene applicato il sottoraffreddamento all'uscita del condensatore. Quando però quest'ultimo è basso, per esempio nei transitori di avviamento iniziali, è presente l'ulteriore protezione del filtro disidratatore per conservare lo stato della valvola. A valle invece per garantire che il fluido possa essere laminato correttamente senza che una parte del flusso si trovi ancora a pressioni elevati, occorre prevedere un tratto lineare di tubazione a sezione costante prima dell'ingresso nell'evaporatore di almeno 200 mm, valore fornito direttamente dal costruttore (*Figura 1.26*).



Figura 1.26

Filtro disidratatore ermetico

Come già accennato in precedenza, il filtro disidratatore è fondamentale per il normale funzionamento del circuito frigorifero. Oltre a preservare lo stato della valvola di laminazione elettronica, esso è impiegato anche per eliminare le tracce di vapore acqueo in circolo che possono essere presenti nel circuito. Purtroppo nei fluidi refrigeranti è possibile che siano presenti tracce di vapore acqueo e quando esso si trova nella fase liquida all'uscita del condensatore, diminuisce la solubilità del vapore al suo interno; questo significa che il vapore non riesce a disciogliersi nel refrigerante e quindi tende a rimanere sempre distaccato, creando una miscela eterogena. Il rischio è che con la diminuzione della temperatura in ingresso nell'evaporatore, le molecole di vapore sublimino diventando parti di

ghiaccio solido. Questo porterebbe a ostruire la valvola di laminazione nel tempo e tutti i capillari saldati per gli strumenti di misura, quindi è un fenomeno assolutamente da evitare. Ciò spiega il motivo per cui i filtri vengano installati a valle del condensatore e prima dell'ingresso del refrigerante nell'evaporatore: per poter assorbire in tempo le particelle di vapore acqueo prima che esse si raffreddino e ostruiscano la valvola laminatrice. Al loro interno i filtri disidratatori sono costituiti da un materiale poroso in grado di intrappolare le particelle di acqua liquida, prima da un pre-filtro grossolano e poi da uno più fine per le impurità di dimensioni più piccole. Questi filtri oltre a deumidificare svolgono anche la funzione di deacidificazione del fluido refrigerante, che col tempo a seguito di numerosi cicli tenderebbe a danneggiare le superfici interne degli scambiatori di calore e dei compressori. Questa seconda funzione però non viene sfruttata nelle pompe di calore TEON poiché i fluidi refrigeranti utilizzati sono tutti naturali. Non essendoci tracce di fluoro e cloro come in altri refrigeranti infatti (cioè tracce di alogenati), il gas non tende a formare acidi e quindi tale problema non persiste (*Figura 1.27*).



Figura 1.27

Indicatore di umidità/liquido

Accompagnato sempre al filtro disidratatore, per il monitoraggio della presenza di vapore acqueo nel circuito TEON inserisce anche un indicatore apposito. Esso viene installato in parallelo al filtro e serve per osservare visivamente in modo diretto la presenza di tracce di vapore acqueo da parte dell'operatore. Essendo il circuito frigorifero totalmente chiuso e inaccessibile, se non dissaldando, l'indicatore serve viene impiegato per osservare velocemente la presenza o meno di acqua al suo interno. Esso è costituito da un anello disposto su un quadrante circolare che cambia colore in base alla quantità di vapore acqueo letto al suo

interno. Oltre a questa funzione, l'indicatore è impiegato anche per verificare la presenza di bolle nel circuito frigorifero (non necessariamente di vapore): per esempio, esse possono generarsi a seguito della mancata condensazione totale del refrigerante all'uscita del condensatore, oppure perché il filtro è ostruito e deve essere sostituito (*Figura 1.28*).



Figura 1.28

Giunto antivibrante

Il circuito frigorifero è costituito solamente da elementi rigidi in cui tutti i tratti sono saldati tra loro, compresi scambiatori di calore e compressori. In particolare, quest'ultimo componente è alimentato da un motore elettrico che innesca il funzionamento di un pistone per la compressione del gas refrigerante. Le forti vibrazioni generate dal compressore tendono quindi a trasmettersi a tutti i componenti del circuito frigorifero e non solo, in quanto gli scambiatori in seguito le trasmettono al telaio e da esso poi a tutta quanta la macchina. Questo fenomeno è assolutamente da evitare poiché non verrebbe tollerato da parte del cliente nella propria centrale termica e perché andrebbe a danneggiare nel tempo la stessa pompa di calore. Per evitare la propagazione delle vibrazioni TEON ha predisposto un sistema che consentisse di dissipare il più possibile le onde vibrazionali. In particolare, i sistemi adottati sono due: uno per le vibrazioni verso il circuito rame e uno per le vibrazioni verso il telaio. Per le vibrazioni che si diramano verso la base inferiore del compressore che si propagano lungo il telaio in acciaio, vengono sfruttati i piedini cilindrici utilizzati come appoggio dal compressore sul telaio. Essi sono costituiti infatti da

un materiale in gomma che smorza le vibrazioni ma che allo stesso tempo è anche molto resistente, visto che sostiene il peso del compressore di fatto. Questi piedini vengono forniti direttamente dal produttore dei compressori. Per quanto riguarda invece le vibrazioni che si trasmettono lungo il circuito frigorifero attraverso le tubazioni di rame, si è deciso di installare come “separatori” dei particolari giunti in grado di disconnettere le due parti: quella vibrante da quella fissa. Questi giunti sono costituiti da un tubo flessibile interno che non permette fuoriuscite di refrigerante e da un fitto rivestimento a maglie in acciaio INOX all'esterno in grado di deformarsi e di smorzare le vibrazioni derivanti dal compressore. Alle estremità sono presenti due cilindri in rame che vanno a saldarsi direttamente sulle tubazioni del circuito frigorifero. Essendo che il compressore possiede una sezione di ingresso e una di uscita, per ciascun ciclo quindi sono presenti due giunti antivibranti per un totale di quattro. Affinchè essi possano svolgere il proprio compito devono essere posizionati ortogonalmente al piano di vibrazione; in questo caso, essendo il piano vibrazionale parallelo al terreno, i giunti devono essere posizionati in verticale. Questo consente al componente di potersi comprimere ed allungare resistendo a tutte le sollecitazioni senza trasmettere poi alle tubazioni in rame (*Figura 1.29*).



Figura 1.29

1.4.4 Schema di saldatura

Una volta definita la posizione di tutti i macro componenti e le esigenze di installazione di tutti gli ulteriori componenti indispensabili, si è provveduto alla realizzazione dello schema di saldatura. Si tratta di un

documento aziendale interno che viene stilato appositamente per gli operatori che si occupano del processo di saldatura del circuito frigorifero. In particolare, lo schema raffigura l'ordine corretto di ciascuna fase che deve essere eseguita per arrivare al circuito frigorifero interamente saldato. Esso non viene riportato all'interno della tesi ma per completezza viene raffigurato il risultato finale (*Figura 1.30*).

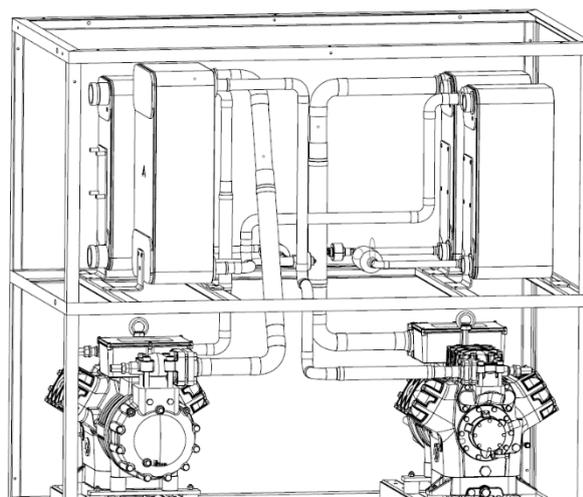


Figura 1.30 - A

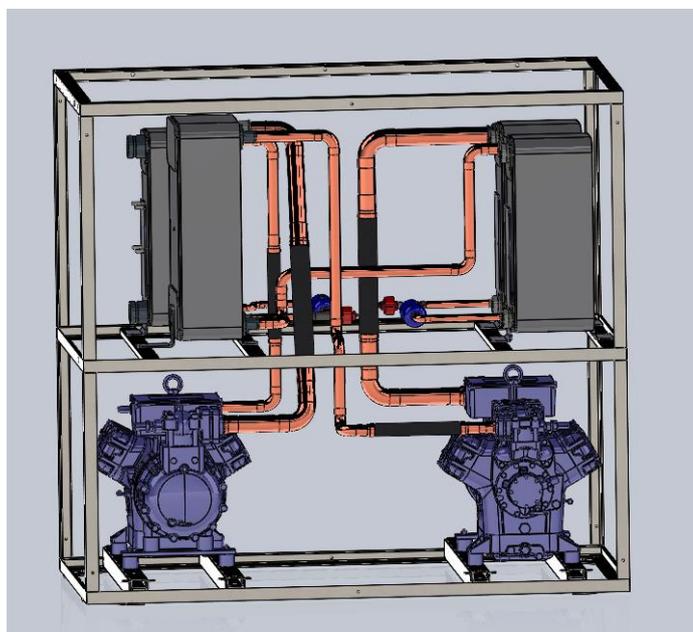


Figura 1.30 - B

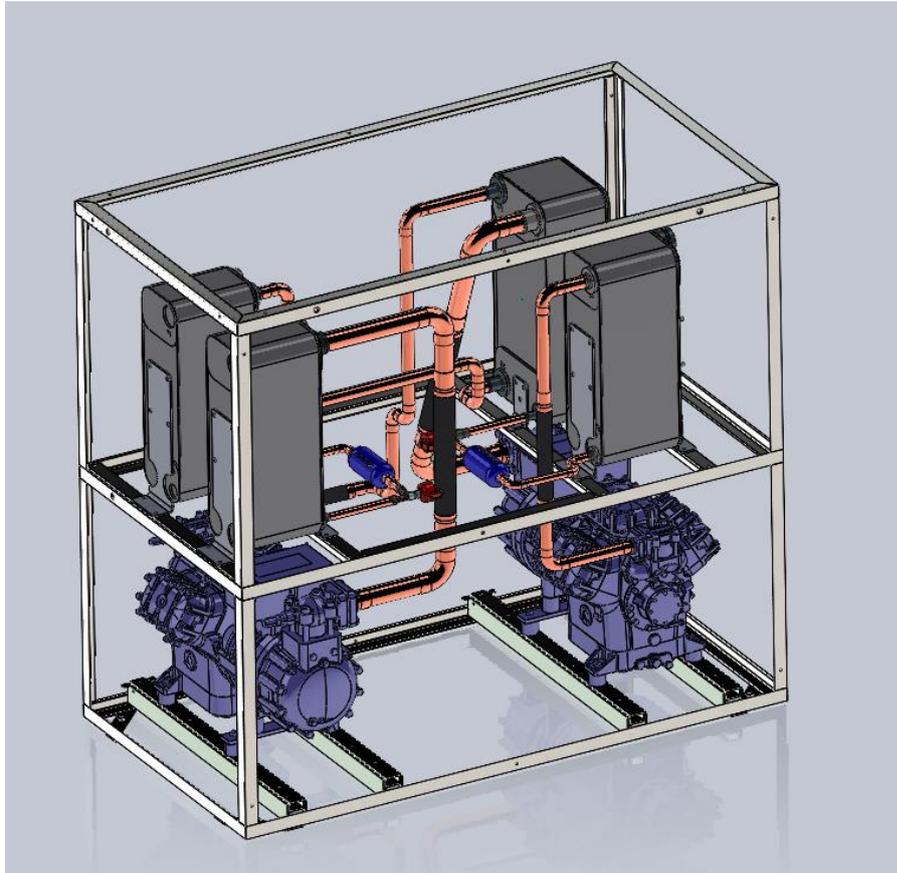


Figura 1.30 - C

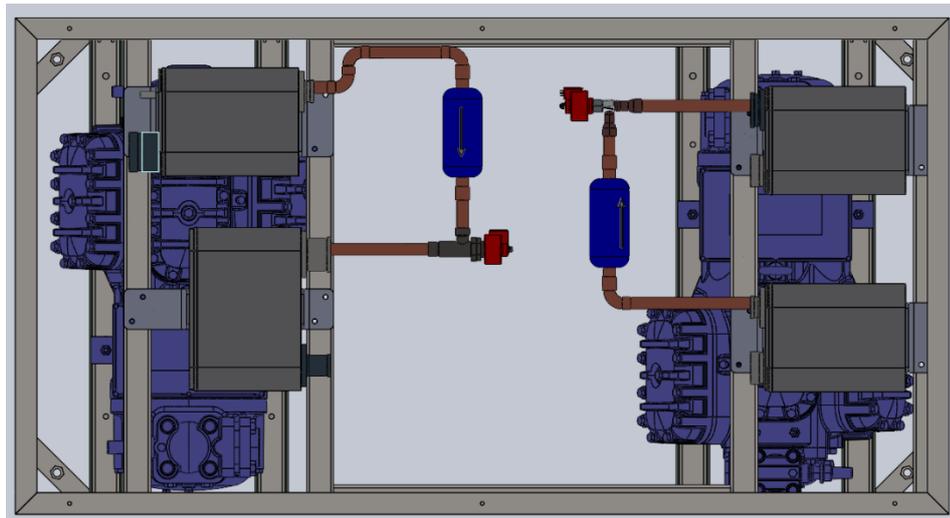


Figura 1.30 - D

dal disegno complessivo (*Figura 1.30*) si nota che:

- per quanto si è cercato di evitare in tutti i modi di porre tubi inclinati, non si è riusciti nell'intento: uno dei giunti antivibranti infatti risulta obliquo. Si tratta di una consuetudine adottata per ridurre la possibilità di errore da parte dell'operatore, visto che i raccordi non sono ortogonali tra loro, ma anche per migliore il design e l'estetica della pompa di calore;
- lo spazio di rispetto richiesto dalle valvole di laminazione è stato reso disponibile, 200 mm lineari (*Figura 1.30 – D*);
- gli indicatori di umidità non sono stati rappresentati per semplicità;
- si è provveduto inizialmente a posizionare i giunti antivibranti in modo tale che essi fossero perfettamente verticali, tranne uno, e successivamente sono state unite le rimanenti collegamenti inserendo le tubazioni del diametro e della lunghezza corretta collegate tra loro tramite curve a 90°;
- alcuni scambiatori di calore non possedevano attacchi frigoriferi di diametro pari a quello delle tubazioni a cui dovevano collegarsi, questo perché il costruttore non aveva modelli disponibili; in questi punti sono stati inseriti riduzioni apposite per passare da un diametro all'altro (ovviamente configurando di volta in volta il lato “maschio” M e “femmina” F);
- si è lasciato tra ciascun componente una distanza minima di almeno 30 mm; questo perché successivamente tutto il circuito frigorifero, comprese le valvole di laminazione, i filtri e naturalmente gli scambiatori di calore (tranne i compressori), sarebbero stati coibentati termicamente. Lo strato di isolante utilizzato da TEON è costituito da un materiale molto flessibile di spessore pari a 13 mm (se non sollecitato, se compressore può arrivare fino a 6 mm). Per evitare di comprimere l'isolante però, che altrimenti diminuirebbe il proprio potere isolante, è stato lasciato quindi uno spazio libero di almeno 30 mm.

1.4.5 Strumentazione circuito frigorifero

Una volta completato il castello rame (nome comunemente utilizzato per indicare tutto quanto il circuito frigorifero), è stata aggiunta tutta la strumentazione necessaria per il controllo dei dati termodinamici del ciclo e per le normali operazioni di manutenzione. Allo stesso modo pure essi vengono saldati al circuito tramite l'operazione di brasatura. In particolare, la strumentazione è composta da:

- trasduttori di pressione;
- pressostati;
- sonde di temperatura;

I trasduttori di pressione e i pressostati vengono inseriti nei punti in cui si raggiungono i massimi e minimi valori di pressione del circuito: prima dell'ingresso nell'evaporatore e allo scarico del compressore. I primi servono per misurare costantemente tali valori e monitorare il loro andamento nel tempo; i secondi invece vengono installati per verificare che non vengano superate le soglie limite di pressione impostate da TEON. I trasduttori di pressione sono tarati in maniera tale da segnalare e avvisare l'utente quando i valori di pressione misurati superano certi valori limite; l'avviso consiste in un messaggio che appare sul display del pannello della pompa di calore e può essere disattivato direttamente dall'utente; i pressostati invece sono tarati ad un valore più alto sia di pressione alta che di pressione minima; essi servono per spegnere istantaneamente la macchina al raggiungimento della pressione limite (tipicamente di poco al di sotto della pressione operativa limite del componente più fragile del circuito frigorifero). Si tratta di fatto di una doppia protezione della pompa di calore ai valori minimi e massimi di pressione: con un costo aggiuntivo minimo, TEON preferisce adottare dei sistemi di sicurezza aggiuntivi e rendere la macchina più affidabile e meno incline a possibili guasti.

Le sonde di temperatura invece sono misuratori che leggono costantemente il valore di temperatura nel punto in cui essa raggiunge il proprio valore minimo, cioè all'uscita della valvola di laminazione. Esse vengono impiegate per salvaguardare l'integrità dell'intero circuito

frigorifero. Le sonde infatti monitorano costantemente il valore misurato e nel caso esso scendesse al di sotto di un certo limite impostato da TEON scatterebbe e spegnerebbe all'istante la macchina. Si tratta di un ulteriore dispositivo di sicurezza collocato nel circuito frigorifero per evitare che la temperatura scenda al di sotto del punto di solidificazione del refrigerante; nel caso infatti il liquido dovesse solidificare si andrebbe in contro a due eventi estremamente negativi:

- l'evaporatore non resiste alle forze di dilatazione del ghiaccio e si rompe esternamente, provocando fuoriuscita di refrigerante e quindi pericolo infiammabilità;
- l'evaporatore si rompe internamente e il liquido si miscela con l'acqua di sorgente senza fuoriuscire dalla macchina, provocando la rottura a cascata del compressore.

Entrambi i fenomeni ovviamente sono gravissimi e rischierebbero di compromettere l'intera macchina, oltre che arrecare danno fisicamente alle persone. Per quanto motivo dunque viene installato una sonda di temperatura a monte dell'evaporatore per monitorare questa situazione ed impedire che si verifichi. In conclusione quindi per il ciclo basso e per il ciclo alto sono stati inseriti:

- N°4 pressostati;
- N°4 trasduttori di pressione;
- N°2 sonde di temperatura;

Tutta la strumentazione di misura inerente al circuito frigorifero viene saldata a dei capillari di rame, cioè a delle tubazioni di rame di diametro molto piccolo che deviano una parte del flusso principale lontano dagli scambiatori di calore; questo consente di posizionare a proprio piacimento gli strumenti nei punti di maggior facilità di accesso durante le operazioni di manutenzione, solamente adeguando la lunghezza dei capillari.

1.4.6 Prove di verifica bontà saldatura

A seguito del completamento della realizzazione del circuito frigorifero, come di consueto in TEON si è provveduto all'esecuzione delle operazioni di verifica della bontà della saldatura ottenuta. In particolare, si voleva verificare che le tubazioni fossero state collegate correttamente tra loro senza spazi vacanti lasciati liberi. Come descritto in dettaglio in precedenza (*Paragrafo 1.4.2*), il procedimento è costituito da due distinte fasi:

- ispezione a vista, tramite apposita lampada e schiuma;
- prova in pressione.

1.5 Circuito idraulico

Dopo aver realizzato il circuito frigorifero adibito alla circolazione del refrigerante, è stato dimensionato il circuito idraulico: in particolare, sia quello che collega l'evaporatore al dry cooler (lato sorgente), che quello che collega i due condensatori all'uscita della macchina (lato impianto). Vengono esposti di seguito entrambi i collegamenti.

1.5.1 Lato sorgente

I collegamenti verso il dry cooler esterno erano quelli più complessi da realizzare, per via del poco spazio a disposizione dunque occorreva trovare una soluzione il più compatta possibile. Inizialmente si è dovuto decidere dove e come fissare i macro componenti principali in maniera tale da procedere in seguito a cascata con tutte le altre parti del circuito:

- posizione esatta delle batterie di scambio termico aria-acqua, e quindi indicativamente la struttura dell'unità esterna (anche se sarebbe stata definita nei minimi dettagli in seguito);
- posizione esatta della pompa di circolazione dell'acqua glicolata;

Per quanto riguarda il circolatore, l'obiettivo era quello di riuscire a posizionarlo internamente all'unità principale; questo avrebbe semplificato e ridotto al minimo il dry cooler e reso più compatto l'unità principale. A seguito di un'attenta e scrupolosa analisi, infine si è scelto di installare la pompa nello spazio intermedio tra i due compressori nella parte inferiore del telaio dell'unità principale: lo spazio disponibile era sufficiente e non c'era conflitto con altri componenti già presenti. Allo stesso modo dei compressori inoltre si è deciso di utilizzare lo stesso identico sistema di fissaggio: uno scatolato appoggiato sul telaio che avrebbe retto la pompa inferiormente; sempre in totale analogia a quanto fatto coi compressori, per sopraelevare la pompa oltre il livello del bordo del telaio inferiore e facilitare le future operazioni di manutenzione, lo scatolato di sostegno è stato sorretto a sua volta da un ulteriore supporto (*Figura 1.31*).

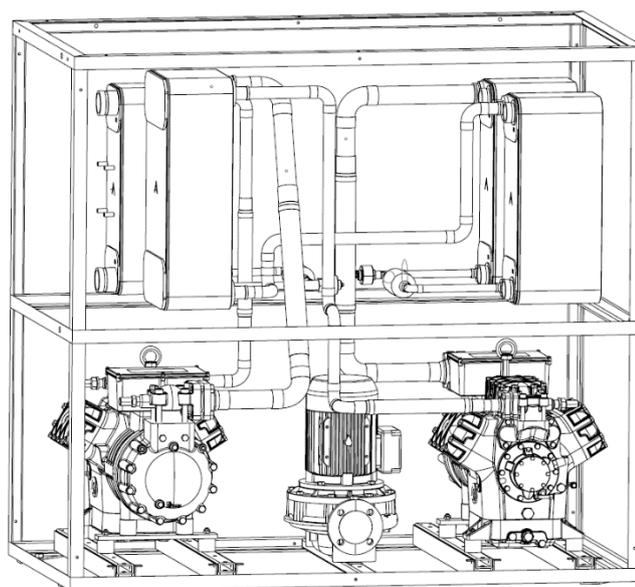


Figura 1.31

Per quanto riguarda invece il posizionamento delle due batterie, visto che i ventilatori erano già stati selezionati e quindi le loro dimensioni erano note, la misura della distanza tra le batterie e l'unità principale è stata calcolata considerando di posizionare i ventilatori allineati in serie e appoggiati superiormente a esse; facendo coincidere il bordo posteriore delle batterie con quello del primo ventilatore della serie, il bordo opposto

del quarto e ultimo ventilatore è stato posto a 25 mm dal telaio dell'unità principale, in maniera tale da considerare lo spessore del pannello che sarebbe stato inserito in seguito. A seguito di questo ragionamento si è trovata una distanza di 800 mm tra le batterie e l'unità principale. Trattandosi di un prototipo, come già detto in precedenza, l'obiettivo principale era quello di testare la pompa di calore e non provare il funzionamento in modalità bi-blocco, e quindi il prototipo è stato progettato considerando direttamente le due unità unite. Successivamente, dopo aver definito la distanza dall'unità principale occorre definire le restanti due quote: la distanza tra le due batterie (cioè la larghezza complessiva del dry cooler) e l'altezza dal terreno. Per quanto riguarda la larghezza tra esse, il progetto prevedeva di montare i ventilatori al di sopra delle due batterie su una lamiera a sbalzo, e quindi è stata considerata una distanza tra esse pari esattamente alla larghezza dei ventilatori (806 mm). Infine, l'altezza dal terreno dipendeva dal telaio del dry cooler che non era ancora stato progettato. A tal proposito allora si è deciso di allineare il telaio delle due batterie al bordo interno del telaio dell'unità principale (*Figura 1.32*).

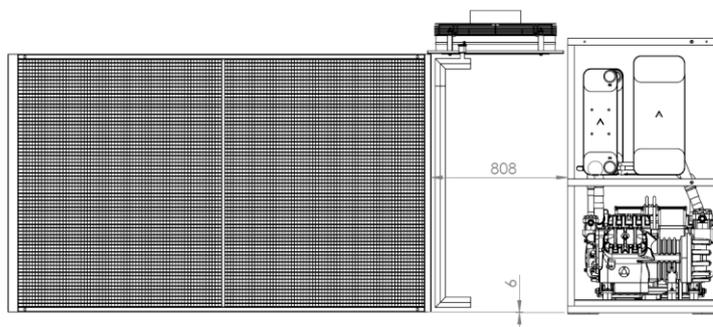


Figura 1.32 - A

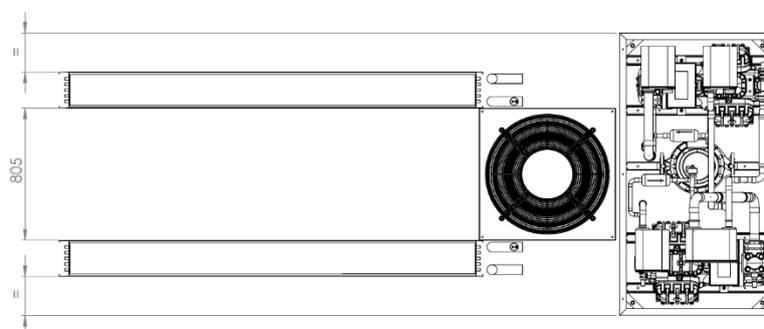


Figura 1.32 - B

Una volta definita la posizione degli ultimi macro componenti rimanenti, si è passati alla progettazione e al disegno effettivo delle tubazioni idrauliche. Sono stati collegati tra loro tutti gli ingressi e tutte le uscite da ciascun componente come previsto da progetto con tubazioni da 2", in quanto il circolatore, gli scambiatori di calore e le batterie del dry cooler possedevano attacchi da 2". In particolare:

- per separare l'unità principale da quella esterna a seconda delle esigenze del cliente, si è deciso di utilizzare un accoppiamento flangiato tra le tubazioni, cioè sui due tratti di tubazione (quello di mandata e di ritorno dalle batterie) sono stati interrotti e sono state inserite due flange a saldare. Per semplicità di installazione, la posizione delle flange è stata posta al di là del perimetro dell'unità principale, in modo tale che sia l'unità principale che esterna una volta finite avrebbero avuto due flange ciascuna sporgenti verso l'esterno;
- la divisione del flusso di acqua glicolata nelle due batterie è stata pensata tramite un semplice raccordo *a T* a saldare, senza nessun particolare controllo quindi sulle portate che si diramano dal flusso principale perché non necessario; allo stesso modo anche la miscelazione sul circuito del ritorno all'uscita dalle due batterie (*Figura 1.33*);



Figura 1.33

- il diametro della tubazione è di 2" ed è costante lungo tutta la linea. Lo spessore della tubazione non è necessario che sia particolarmente elevato poiché le pressioni di esercizio sono dell'ordine di 2-3 bar; pertanto, tutte le tubazioni sono state costruite da tubi in acciaio al carbonio di serie media, cioè di spessore pari a 3,6 mm;

- considerando l'ambiente di lavoro molto corrosivo (dovuto alla condensazione sulla superficie esterna della tubazione), tutto il circuito idraulico a seguito della saldatura è stato sottoposto a un trattamento superficiale di verniciatura. Le viti, i dadi e le rondelle acquistate per accoppiare le flange invece erano direttamente di materiale acciaio INOX;
- a valle della pompa e prima dell'ingresso nell'evaporatore è stata inserita una valvola di non ritorno per salvaguardare il circolatore dai colpi di ariete;
- l'accoppiamento previsto tra le tubazioni e gli scambiatori di calore del circuito frigorifero avviene tramite particolari giunti scanalati. Le tubazioni dagli scambiatori di calore sporgono tramite dei tronchetti, e sono già scanalati; generando quindi delle scanalature anche sulla parte terminale della tubazione idraulica, è possibile effettuare il collegamento previsto tramite appositi giunti chiamati Victaulic³³ (Figura 1.34);



Figura 1.34

- sono state inserite quattro valvole di ritegno *a farfalla* per isolare ciascuna batteria e poterla così separare dal resto del circuito idraulico in caso di guasto o manutenzione (Figura 1.35);

³³ Sistema di connessione meccanica utilizzato per assemblare tubi e componenti in modo rapido ed efficiente senza la necessità di saldatura o attrezzature speciali. Esso è composto da due componenti principali: un accoppiatore e una guarnizione. L'accoppiatore è una manica di forma cilindrica che viene montata attorno alle estremità dei tubi da collegare. La guarnizione invece è un anello di gomma elastomerica o un materiale simile, posizionato all'interno dell'accoppiatore. Inventati nel 1919 dalla Victaulic Company.



Figura 1.35

- si è cercato di rispettare una distanza da ciascun componente alla tubazione di almeno 20 mm, e tra una tubazione e l'altra anche di 30 mm. Questo perché, esattamente come per il circuito frigorifero, è previsto l'isolamento termico che possiede uno spessore di 13 mm se non compresso;
- in ciascun accoppiamento sono state inserite le apposite guarnizioni per evitare perdite e fuoriuscite di acqua dal circuito. Per i collegamenti Victualic, le guarnizioni erano circolari ad anello spesse e andavano ripartite in maniera equa tra le due tubazioni; le guarnizioni tra flange invece erano a disco molto sottili (2 mm) e andavano semplicemente inserite tra i due componenti attorno al tubo;
- visto che il circolatore è un componente altamente soggetto a vibrazioni ed è accoppiato unicamente tramite bullone, sono state realizzate due piastre di supporto a saldare sullo scatolato inferiore e da unirsi nell'accoppiamento tra flange;
- Avendo dato priorità alla definizione del circuito frigorifero, gli spazi erano molto limitati per il passaggio delle tubazioni idrauliche. In alcuni casi questo ha generato la necessità di dover inserire una serie di curve e percorsi molto articolati, poiché altrimenti sarebbe stato impossibile giungere al punto di arrivo desiderato.

Si riportano di seguito le immagini della rete idraulica lato sorgente (*Figura 1.36*).

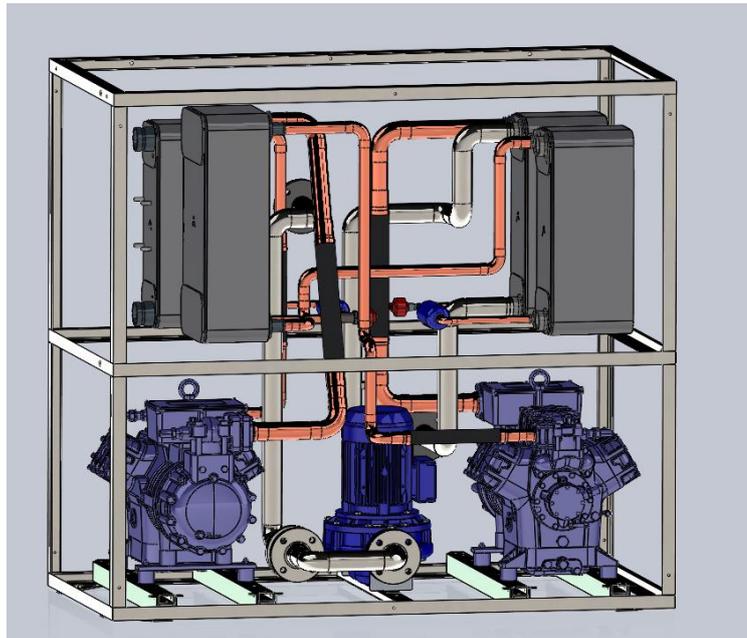


Figura 1.36 – A. Vista frontale unità principale.

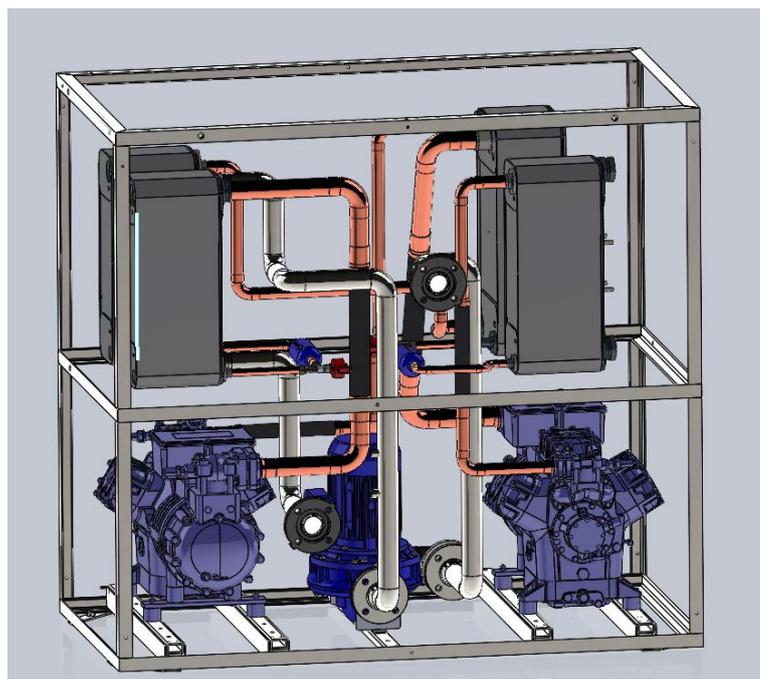


Figura 1.36 – B. Vista posteriore unità principale.

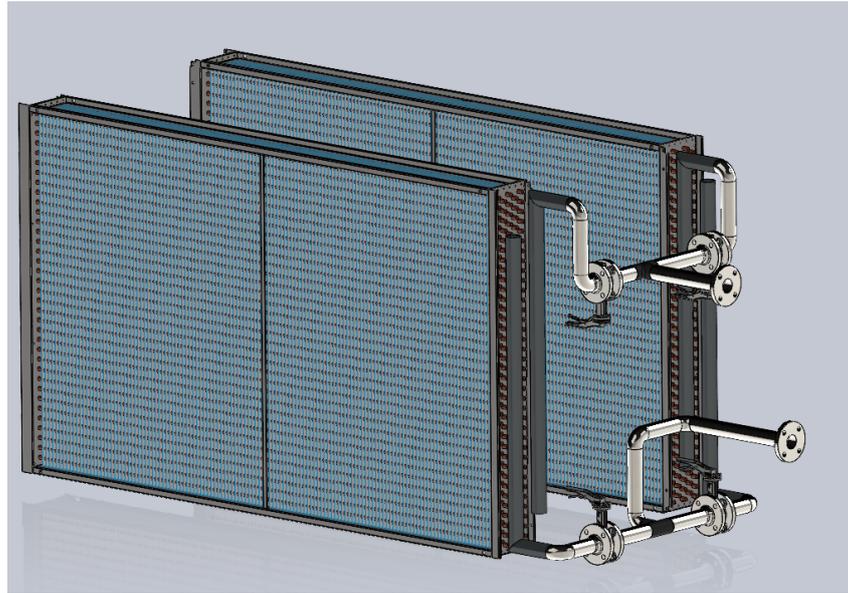


Figura 1.36 – C. Vista dry cooler.

1.5.2 Valvole e strumentazione idraulica

Dopo aver definito la posizione di ciascun tubo, si è passati all'inserimento di tutti gli strumenti necessari per monitorare, regolare ed eseguire manutenzione sulla macchina. In particolare, la strumentazione montata è stata la seguente:

- manometri analogici per lettura pressione, installati immediatamente a valle e a monte del circolatore. Si tratta di dispositivi necessari per la lettura visiva diretta e rapida da parte dell'operatore per capire fin da subito lo stato di funzionamento della pompa di circolazione (*Figura 1.37*);



Figura 1.37

- flussostato, installato in un punto qualsiasi del circuito a patto che fosse rettilineo senza curve per almeno 300 mm prima e dopo³⁴. Si tratta di un dispositivo elettromeccanico costituito da una paletta inserita ortogonalmente alla direzione del flusso d'acqua e che segnala quando l'acqua è in circolo oppure no; esso quindi riesce a inviare solamente due possibili stati: ON, se viene rilevato un flusso incidente sulla paletta, oppure OFF. Il flussostato serve per aggiornare lo stato di funzionamento del circolatore al controllore generale (*Figura 1.38*);



Figura 1.38

- sonde di temperatura, installate per leggere costantemente la temperatura del fluido in uscita e di ritorno dal dry cooler; è opportuno che esse vengano installate il più vicino possibile alle due batterie così che il dato letto sia il più fedele possibile alla realtà e che la dispersione sia minima. Le sonde vengono inserite all'interno di un apposito pozzetto porta sonde in maniera tale da non mettere in contatto diretto il fluido con la sonda, per evitarne la possibile usura nel tempo, e fissate tramite un apposito grano filettato situato sulla parte superiore (*Figura 1.39*);



Figura 1.39 - A



Figura 1.39 - B

³⁴ Si tratta di una specifica fornita direttamente dal costruttore, in quanto il flusso deve essere il più possibile regolare all'altezza del flussostato nel circuito, evitando quindi turbolenze e altre possibili variazioni.

- valvole di sfogo aria automatiche, dispositivi puramente meccanici azionati da una molla che vengono tarati per espellere l'aria presente all'interno del circuito quando al suo interno viene raggiunta una certa pressione. Esse devono essere inserite in tutti i punti alti dell'impianto, in maniera tale che l'aria non rimanga intrappolata in colli d'oca. Le valvole di sfogo d'aria sono fondamentali specialmente nella fase di riempimento di acqua nel circuito, dato che senza di esse non sarebbe possibile espellere l'aria che inevitabilmente entra all'interno delle tubazioni. È importante espellere totalmente l'aria poiché essa andrebbe a diminuire le prestazioni di scambio termico all'interno degli scambiatori di calore, essendo che possiede un calore specifico nettamente inferiore (*Figura 1.40*);



Figura 1.40

- rubinetti di scarico con portagomma, situati nei punti più bassi del circuito, necessari per svuotare l'impianto in caso di manutenzione e per riempirlo in fase di rabbocco (*Figura 1.41*).



Figura 1.41

Ciascuno di questi strumenti idraulici possiede un perno filettato sporgente che permette il montaggio. Inoltre, sono tutti costituiti in cromo, materiale particolarmente adatto in ambienti altamente corrosivi. Il collegamento con la tubazione avviene tramite dei manicotti intermedi saldati direttamente sui tubi di acciaio. Si tratta di cilindri di acciaio lisci

esternamente e filettati internamente, utilizzati proprio per accoppiare gli strumenti idraulici sopra descritti (*Figura 1.42*).



Figura 1.42

In totale, sono stati inseriti:

- N°2 manometri analogici;
- N°2 sonde di temperatura;
- N°2 rubinetti di scarico;
- N°1 flussostato;
- N°4 valvole di sfiato aria;
- N°11 manicotti.

1.5.3 Lato impianto

Il lato impianto, a livello di collegamenti idraulici, risultava molto più semplice; erano presenti solo due scambiatori di calore (condensatore ciclo alto e condensatore ciclo basso) che dovevano essere collegati sulla mandata con un raccordo a T a saldare e sul ritorno con l'elettrovalvola a tre vie deviatrice. In particolare, il condensatore del ciclo alto possedeva entrambe le uscite idrauliche rivolte nella direzione di uscita dei tubi dall'unità principale, quindi non vi era alcuna complicazione; il condensatore del ciclo basso invece si trovava sul lato apposto della pompa di calore. Considerando che la parte interna tra i quattro scambiatori di calore risultava totalmente occupata dal circuito frigorifero e dal circuito idraulico lato sorgente, le tubazioni del lato impianto sono state fatte passare una superiormente e una inferiormente agli scambiatori di calore. La tubazione superiore era la mandata verso l'impianto ed è stata

fatta passare in prossimità della mandata dell'altro condensatore, sono state collegate sul raccordo a T e in seguito la terza via è stata prolungata verso l'uscita della macchina in maniera rettilinea. La tubazione inferiore invece è stata fatta passare al di sotto degli scatolati di sostegno degli scambiatori di calore e in seguito con una curva a 90° è stata fatta risalire verso l'alto. Tra questa tubazione e l'altro ritorno del secondo condensatore, per semplicità di installazione, è stata inserita l'elettrovalvola a tre vie facendo in modo che il servocomando fosse orientato verso il quadro elettrico principale. Anche in questo caso i collegamenti previsti tra le tubazioni e gli scambiatori di calore erano tutti di tipo Victaulic; i collegamenti con l'elettrovalvola invece erano filettati visto che il modello selezionato della valvola possedeva tre attacchi filettati internamente: per permettere il collegamento in maniera più facile sono stati impiegati tre bocchettoni conici maschio-femmina³⁵ (*Figura 1.43*).



Figura 1.43

Le due tubazioni uscenti dall'unità principale invece, come consuetudine in tutte le macchine TEON terminavano a sbalzo ed erano a loro volta scanalati (così da permettere il collegamento tramite giunti Victaulic in fase di installazione in centrale termica, *Figura 1.44*):

³⁵ Si tratta di connettori idraulici costituiti da un corpo principale, una ghiera di tenuta e una guarnizione. Il corpo principale è progettato per adattarsi e collegarsi alle due estremità dei due tubi idraulici tramite filettatura, mentre la ghiera di tenuta viene avvitata sul corpo principale per comprimere e sigillare la guarnizione e creare una connessione ermetica. Nei modelli conici, in particolare, la guarnizione intermedia è obsoleta e sostituita da un accoppiamento appunto conico, in grado di evitare fuoriuscite.

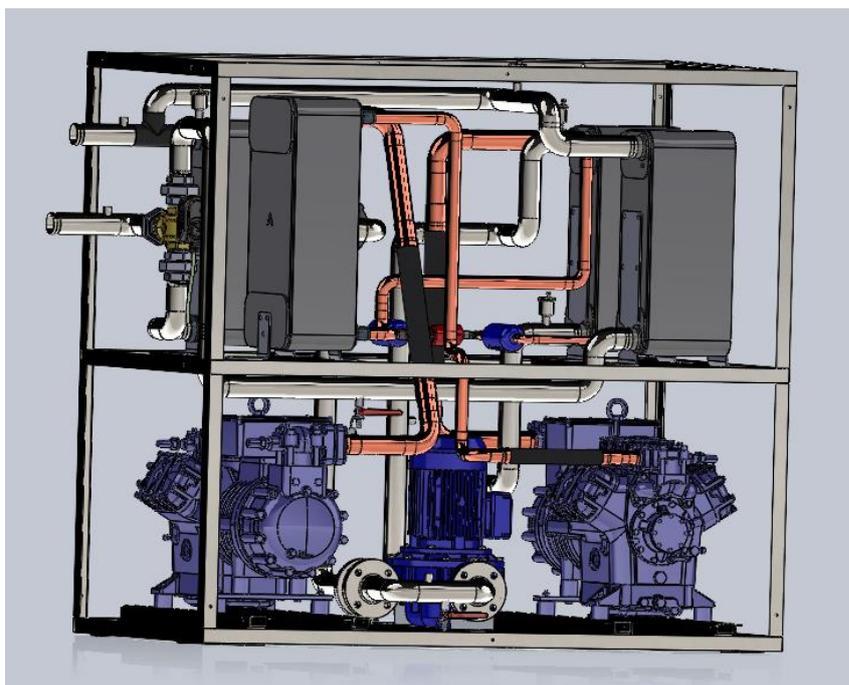


Figura 1.44 - A

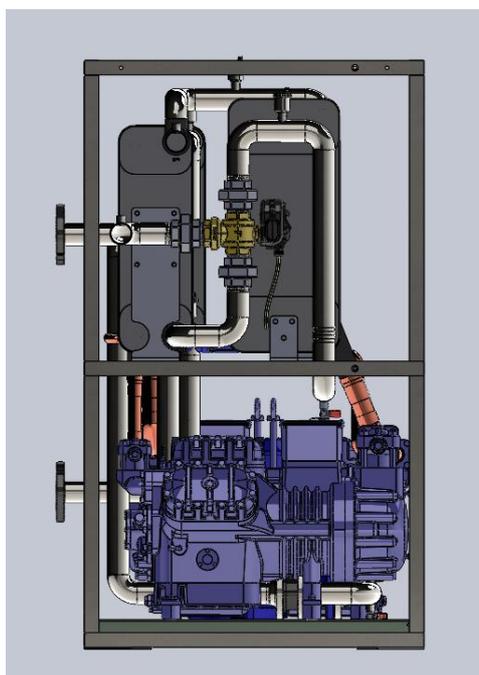


Figura 1.44 - B

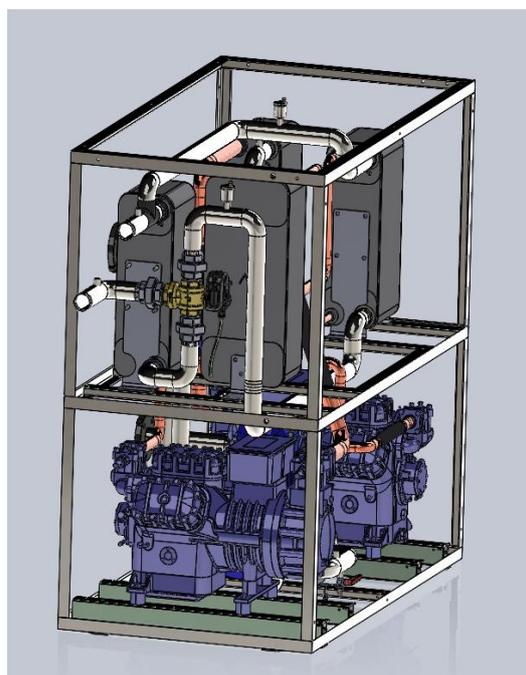


Figura 1.44 - C

Infine la strumentazione aggiunta nel circuito idraulico lato impianto è stata la seguente:

- N°2 valvole di sfiato aria automatiche;
- N°1 rubinetto di scarico;
- N°2 sonde di temperatura.

1.6 Quadro elettrico ed elettronico

1.6.1 Montaggio al telaio

Dopo aver fissato e posizionato sia il circuito frigorifero che i collegamenti idraulici, si è proceduto al montaggio e alla cablatura del quadro elettrico ed elettronico. Le pompe di calore TEON contengono tutta la componentistica elettrica ed elettronica all'interno di un unico spazio distaccato da tutti gli altri componenti della macchina. In particolare, è presente un unico grande "case" di metallo che protegge ciò che è presente al suo interno dall'ambiente esterno; tale involucro deve possedere determinate proprietà per svolgere la sua funzione, ovvero:

- elevato grado di protezione, che secondo lo standard internazionale IEC 60529 deve essere almeno pari a IP67 (considerando che pompa di calore può essere installata anche all'esterno);
- elevata robustezza e rigidità, poiché al suo interno vengono fissati tutti i componenti elettrici ed elettronici tramite staffe e viti;
- facilmente accessibile da parte dell'operatore in caso di necessità.

Inizialmente sono stati dimensionati tutti i componenti elettrici ed elettronici presenti all'interno del quadro in maniera tale da capire le sue dimensioni effettive. Le dimensioni finali ricavate sono state pari a 500x1500x200 mm. Tutti i lati del case esterno sono stati saldati così da evitare l'ingresso di fluidi e particelle solide, tranne la parte frontale che invece è costituita da due ante apribili da parte dell'operatore; tra le due ante e il case ovviamente è presente una guarnizione lungo tutto il perimetro che quando le due ante vengono chiuse non permette il

passaggio di alcun materiale; il quadro è apribile tramite una particolare chiave che una volta inserita deve semplicemente essere ruotata di 90° per togliere la linguetta bloccante (*Figura 1.45*).

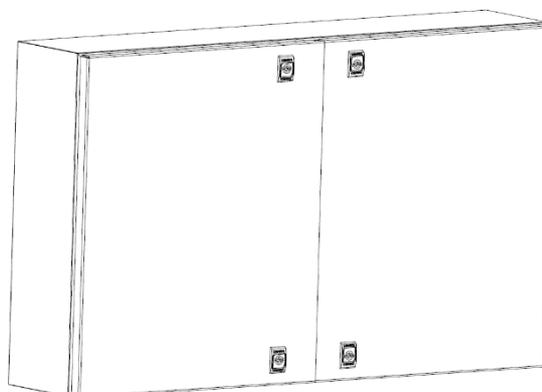


Figura 1.45

Il quadro elettrico è un componente fisso e per questa ragione è stato unito al telaio dell'unità principale; l'accoppiamento progettato si avvaleva dell'ausilio di una particolare maschera su cui è stato alloggiato il case. Si tratta di una struttura piana posizionata verticalmente costituita da barre angolari di acciaio saldate tra loro, fissata al telaio tramite quattro bulloni sulle quattro estremità; il case è stato montato successivamente alla maschera tramite quattro viti a testa svasata (*Figura 1.46*).

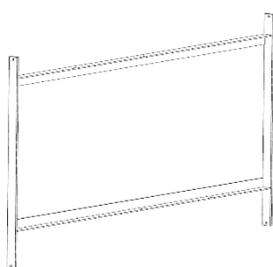


Figura 1.46 - A



Figura 1.46 - B

Grazie alla geometria con la quale è stata progettata la maschera, il quadro elettrico si trovava già all'altezza e alla profondità giusta rispetto al telaio della pompa di calore; l'unico accorgimento che occorreva rispettare prima di procedere con l'esecuzione dei fori però riguardava il corretto centraggio orizzontale rispetto la vista frontale (*Figura 1.47, Figura 1.48*).



Figura 1.47 – A. Foto senza quadro elettrico montato.



Figura 1.47 – B. Foto con tutti i componenti da montare.



Figura 1.48 – A. Foto durante il montaggio del case.



Figura 1.48 – B. Foto del quadro elettrico già montato ad esclusione delle due ante

1.6.2 Schema elettrico

Nel dettaglio, l'interno del case del quadro elettrico contiene una piastra piatta installata verticalmente sul lato opposto rispetto al lato in cui viene aperta; la piastra è stata fissata al case esterno tramite viti e su di essa sono presenti una serie di staffe su cui poi sono stati montati tutti i vari componenti, sempre tramite viti. Lo spazio interno può essere diviso in due macro aree: una dedicata all'alimentazione effettiva di tutta la pompa di calore in cui ci si allaccia ai cavi della rete elettrica (chiamato quadro di potenza), la seconda invece dedicata alle operazioni di lettura dati, regolazione della macchina e invio di informazioni all'esterno (chiamato quadro di controllo). Tutti i quadri di tutte le pompe di calore TEON sono divisi in queste due aree, per semplicità e maggior chiarezza verso chi dovrà eseguire operazioni di collaudo e manutenzione in seguito. Un'altra caratteristica dei quadri delle pompe di calore TEON è che essi sono costituiti sia da componenti elettrici che elettronici, anche se tuttavia la maggior parte è di tipo analogico. Gli unici componenti elettronici sono i PLC e i micro controllori dedicati alla rielaborazione delle informazioni in input e il successivo invio di comandi in output (*Figura 1.49*).

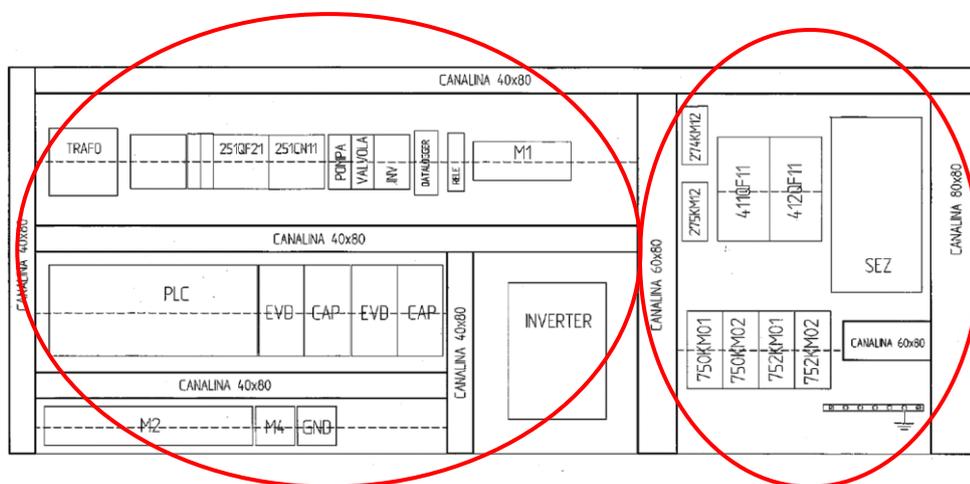


Figura 1.49

Entrando nel dettaglio, la macchina si allaccia alla rete tramite un collegamento trifase in bassa tensione BT, cioè funziona con una tensione concatenata di alimentazione pari a 400 V. Nel quadro elettrico sono presenti tutti i dispositivi elettrici ed elettronici dell'intera macchina, sia

dell'unità principale che dell'unità esterna. Per maggior facilità nel controllo infatti, si è preferito concentrare tutta la strumentazione in un unico punto piuttosto che separarla per le due unità. Il primo componente che viene installato a monte di tutto quanto è il sezionatore (*Figura 1.50*): si tratta di una manopola che se ruotata scollega totalmente la macchina togliendone l'alimentazione. Esso è molto importante ed è infatti il primo interruttore da aprire quando si vuole eseguire manutenzione alla macchina. Immediatamente a valle viene installato poi un contatore dell'energia elettrica consumata modbus (*Figura 1.51*) che permette di fornire i dati dell'energia elettrica consumata totale con un time step di un secondo (potenze apparente, attiva, reattiva e corrente assorbita totali).



Figura 1.50



Figura 1.51

A questo punto i cavi elettrici trifase a 400 V si dividono e si diramano per alimentare le due differenti zone del circuito: una zona in cui i cavi rimangono sempre trifase e vanno ad alimentare tutte le utenze del caso (compressori e ventilatori), e un'altra zona in cui invece si passa ad un sistema monofase con tensione fase-neutro di 230 V. Quest'ultima parte serve per alimentare i carichi in regime monofase BT, cioè i due sistemi di protezione del motore integrati ai due compressori e la pompa di circolazione dell'acqua, e successivamente per convertire l'energia elettrica nel trasformatore per passare da 230 V a 24 V e alimentare tutto il resto del quadro di controllo della pompa di calore totalmente in corrente alternata AC.

Carichi trifase a 400 V

La parte in trifase a 400 V viene impiegata per alimentare le seguenti utenze:

- compressore del ciclo basso;
- compressore del ciclo alto;
- inverter che alimenta i quattro ventilatori.

Ciascuno dei due compressori, a valle del punto di allacciamento, possiede un interruttore salvamotore per salvaguardare la loro integrità nel tempo, e in aggiunta un contattore elettrico a monte e a valle. I due interruttori salvamotore se rilevano una condizione di sovraccarico o malfunzionamento proveniente sia dall'utenza che dalla rete (in questo caso però per salvaguardare la pompa di calore dalla rete elettrica) interrompono immediatamente l'alimentazione salvaguardando così l'integrità del motore. Il parametro fondamentale, da cui dipendono questi dispositivi e secondo cui vengono dimensionati, è la massima corrente di assorbimento che tollerano prima di scattare; il valore di questa corrente dipende dal massimo carico in condizioni operative che può assorbire ciascun compressore e che coincide con la corrente di spunto del compressore in fase di avvio; il fornitore inserisce direttamente questo valore nella scheda tecnica e tramite esso sono stati dimensionati entrambi i salvamotori (corrente di spunto 69 A e corrente di scatto fissata pari a 75 A). Successivamente, a valle dei salvamotori sono stati inseriti due contattori per ogni compressore disposti in serie l'uno rispetto all'altro, con il compressore nell'intermezzo. Si tratta di una particolare sottocategoria degli interruttori elettromagnetici classici, noti anche come relè, che servono per aprire o chiudere contatti a seconda del segnale elettrico che ricevono. A differenza dei semplici relè che normalmente gestiscono basse potenze elettriche (di solito intorno a 10-15 A), i contattori vengono impiegati in applicazioni in cui è necessario commutare una grande quantità di corrente elettrica (nel nostro caso 50 A). Le quattro ventole installate in parallelo sono tutte alimentate da un inverter; l'inverter è collegato ai cavi trifase a 400 V con un interruttore

magnetotermico interposto tarato a 16 A, cioè un dispositivo di sicurezza in grado di interrompere automaticamente il flusso di corrente elettrica in caso di sovraccarico senza intervento esterno. L'inverter è stato impiegato per variare la velocità dei motori elettrici delle quattro ventole, che sono tutti di tipo EC brushless. Quest'ultima è un'esigenza molto importante poiché la variazione della velocità di rotazione consente di variare la portata di aria aspirata dalle ventole, cioè di variare lo scambio termico all'interno dell'unità esterna. Una volta costruita la macchina, nella fase di test occorrerà dunque trovare il punto di ottimo per ciascuna condizione di funzionamento della pompa di calore. Per semplicità impiantistica elettrica, si è deciso di utilizzare un unico inverter per tutte e quattro le ventole piuttosto che un inverter per ciascuna: anche se così facendo la regolazione non sarà ottimale, tenendo presente le dimensioni delle batterie il vantaggio indotto dai quattro inverter non giustificherebbe i costi.

Carichi monofase a 230 V

Successivamente vengono alimentati i carichi sempre in BT ma in regime monofase. In particolare, appartenente a questa categoria vi era la pompa di circolazione dell'acqua glicolata, che in analogia alle altre utenze sopra descritte possedeva un interruttore magnetotermico a monte, tarato a 10 A. Inoltre, erano presenti i due dispositivi di protezione del motore che vengono alimentati in bassa tensione monofase. Essi vengono acquistati insieme ai compressori e fungono da controllori integrati che salvaguardano la vita utile dei compressori; in particolare, il sistema riceve in ingresso i segnali elettrici dal flussostato dell'olio lubrificante del motore, dalla sonda di temperatura degli avvolgimenti e dalla sonda di temperatura presente allo scarico, e invia al PLC generale lo stato di funzionamento presente del compressore istante per istante; nel caso esso rilevasse alcuni scostamenti dai valori pre-impostati, spegnerebbe automaticamente il compressore, e quindi a catena l'intera pompa di calore.

Carichi in BBT a 24 V

Una volta terminata tutta l'alimentazione in bassa tensione, si procede ad alimentare tutta la restante parte del quadro elettrico di controllo in bassissima tensione a 24 V. A tal fine è presente un trasformatore 230 V – 24 V sempre in corrente alternata e un interruttore magnetotermico immediatamente a valle di esso di 6 A: questo interruttore regola tutta l'alimentazione di energia elettrica della pompa di calore in bassissima tensione. Quasi tutte le rimanenti utenze a valle del trasformatore possiedono un interruttore magnetotermico a monte per la loro salvaguardia. Si riportano di seguito tutte le principali utenze:

- elettrovalvola deviatrice a tre vie: interruttore 2 A;
- pressostato di bassa pressione ciclo alto e ciclo basso (senza interruttore a monte);
- pressostato di alta pressione ciclo alto e ciclo basso (senza interruttore a monte);
- controllore delle valvole di laminazione elettroniche ciclo alto e ciclo basso: interruttore 2 A. I segnali che entrambi i controllori ricevono in ingresso sono quelli dei due trasduttori di bassa e alta pressione, delle sonde di temperatura in aspirazione e allo scarico del compressore e della sonda di temperatura interna al compressore; successivamente, in base alla propria programmazione esso regola l'apertura ottimale della sezione di passaggio nel condotto di rame della valvola di laminazione;
- datalogger e relativa antenna (senza interruttore a monte). Componente utilizzato per memorizzare i dati principali della pompa di calore (potenza termica, potenza elettrica, temperatura di evaporazione, temperatura di scarico dal compressore...) e inviarli automaticamente al portale WEB che TEON ha creato appositamente per tutte le proprie macchine in cui è possibile visualizzare lo storico di ciascuna di esse;
- PLC generale della pompa di calore (senza interruttore a monte). Esso riceve i seguenti segnali in ingresso come input:

- ON/OFF da remoto;
- flussostato lato evaporatore;
- flussostato lato condensatore;
- pressostato di bassa pressione ciclo alto e ciclo basso;
- dispositivo di protezione dei motori dei compressori;
- sonda di temperatura del circolatore dell'impianto utente (esterno, da aggiungere in fase di installazione);
- sonda di temperatura del circolatore lato sorgente;
- sonda di temperatura da e verso l'impianto;
- sonda di temperatura da e verso unità esterna;
- sonda di temperatura esterna.

e sulla base di tali valori, il PLC rielabora tutte le informazioni e invia in output i seguenti comandi:

- display per visualizzazione dati da pannellino;
- avviamento compressori ciclo alto e ciclo basso;
- avviamento ventilatori;
- avviamento circolatore;
- avviamento circolatore impianto utente;
- avviamento valvola deviatrice;
- allarme generale;
- valvola miscelatrice di regolazione temperatura verso impianto (esterno da aggiungere in fase di installazione).

Descrizione componenti del quadro elettrico ed elettronico

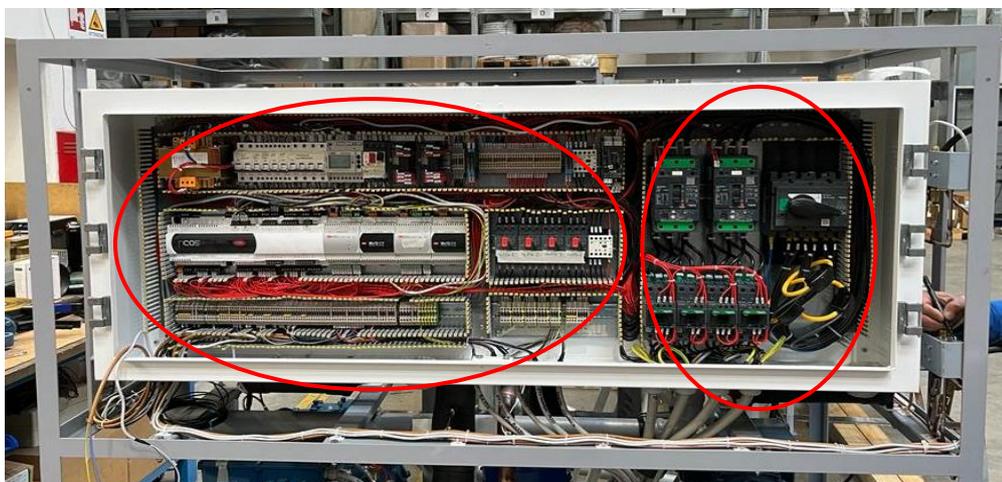


Figura 1.52

Come si vede chiaramente dalla (*Figura 1.52*), si distinguono le due zone: quella a destra è il quadro di potenza mentre quella a sinistra rappresenta il quadro di controllo. Nel quadro di potenza si possono notare il sezionatore, in alto a destra in cui frontalmente è disposta la manopola ruotabile; al di sotto i tre anelli gialli che rappresentano i contatori di energia elettrica assorbita; in alto a sinistra i due interruttori generali dei due compressori e immediatamente in basso i quattro contattori sempre inerenti ai compressori. Nella parte sinistra invece sono presenti tutti gli elementi che operano in bassa tensione monofase e successivamente in bassissima tensione AC; in particolare, in alto a sinistra è presente il trasformatore e alla stessa altezza a destra tutti gli interruttori di ciascun componente (pompa di circolazione acqua glicolata, elettrovalvola deviatrice 3 vie, controllori valvole di laminazione...); nella parte centrale a sinistra invece sono presenti i 3 controllori (il PLC principale e i due controllori delle valvole di laminazione) e nella parte centrale a destra invece l'inverter che alimenta i 4 ventilatori e i relativi interruttori. Da notare come tra i vari spazi siano state dedicate apposite canaline per il passaggio dei cavi elettrici. Tutti i componenti infatti vanno allacciati tra di loro tramite opportuno cablaggio a cui occorre lasciare il corretto spazio

come previsto da normativa³⁶. Infine, nella parte inferiore del case metallico del quadro elettrico si può notare il *bordo macchina*. Si tratta della congiunzione tra i cavi esterni al case e quelli interni, collegati tra loro tramite appositi pressacavi. È importante che i pressacavi esattamente come tutto il quadro abbiano un grado di protezione almeno pari a IP67, per evitare possibili infiltrazioni di liquidi e particelle solide.

1.6.3 Logica di funzionamento

Il prototipo presentato in questa tesi prevede tre possibili condizioni di funzionamento differenti. Ciascuna di esse può essere impostata dal pannello della macchina direttamente dall'utente oppure da remoto tramite il portale WEB. In base alle esigenze si può avere:

1. Funzionamento a temperatura di mandata fissa e costante.

Questa possibilità consiste nell'inserire manualmente il valore della temperatura di mandata verso l'impianto, e quindi a fissare il punto di lavoro della macchina rendendolo costante nel tempo. Si tratta di una soluzione che porta la pompa di calore a lavorare secondo una regolazione ON/OFF: semplice e una volta impostata non necessita più di altre accortezze, anche se allo stesso tempo non consente un controllo ottimale e soprattutto una riduzione dei consumi energetici negli edifici. Questa soluzione viene adottata spesso in contesti industriali.

2. Funzionamento con temperatura di mandata che segue la curva climatica.

Questa opzione consiste nel rilevare la temperatura ambiente esterna tramite una sonda di temperatura e di conseguenza variare la temperatura

³⁶ La norma che stabilisce le definizioni generali, le condizioni di servizio, le prescrizioni di costruzione, le caratteristiche tecniche e i requisiti di verifica per le apparecchiature assiemate di protezione e manovra per bassa tensione in Europa è la EN IEC 61439-1:2012. Tra le tante, essa specifica anche le distanze minime tra i cavi elettrici e le pareti del quadro elettrico, nonché specifiche relative agli spazi liberi necessari per il passaggio dei cavi.

di mandata verso l'impianto. Si tratta di un sistema più sofisticato messo a disposizione da TEON che segue il principio per cui "il fabbisogno di energia termica dell'edificio per riscaldamento tende a diminuire all'aumentare della temperatura esterna". Questo fenomeno segue la fisica del riscaldamento degli edifici in quanto, all'aumentare della temperatura esterna, le dispersioni di calore verso l'esterno sono sempre più piccole, la temperatura interna tende a rimanere più alta e pertanto il fabbisogno termico tende a diminuire. Il sistema quindi è di un algoritmo per cui per ogni valore di temperatura esterna viene associata una certa temperatura di mandata verso l'impianto. Questo consente di minimizzare i consumi energetici provocati dal riscaldamento degli edifici, e considerando la sua grande variazione nell'arco della giornata la soluzione è ovviamente indirizzata a contesti residenziali e commerciali.

3. Funzionamento con ACS indipendente.

Nei contesti residenziali le pompe di calore vengono utilizzate tipicamente per attività di riscaldamento e di produzione di acqua calda sanitaria (ACS) combinate. Considerando la diversità delle due attività in termini di tempo di funzionamento e di temperatura di mandata, è possibile diversificare queste due condizioni per un miglior utilizzo e uso razionale dell'energia. In genere, la produzione di ACS consiste nel tenere in temperatura una certa quantità di acqua presente all'interno di un serbatoio, e su richiesta essa viene inviata alle utenze; la temperatura a cui si trova l'acqua di solito è circa pari a 60 °C³⁷, e quindi la pompa di calore invia acqua a circa 65 °C; ciò significa che la pompa di calore adibita al riscaldamento e all'ACS è obbligata a produrre e inviare acqua all'impianto sempre ad almeno 65 °C, anche se il riscaldamento in quel momento può necessitare di una potenza termica minore (per esempio, nel caso di funzionamento con curva climatica). Per evitare allora inutili sprechi di energia, è stata prevista la possibilità di separare il calore

³⁷ L'acqua deve essere mantenuta ad una temperatura alta per diverse ragioni: abbattimento e inibizione di molti batteri patogeni presenti nell'acqua, come Legionella; prevenzione della proliferazione batterica contribuendo a preservarne la sua qualità igienica; sicurezza alimentare, per lavare mani, piatti o fare la doccia; evitamento di interruzione di servizio alle utenze, così da non creare discomfort.

prodotto per le due diverse finalità e di variare la temperatura di mandata in base alla richiesta; vengono utilizzate due sonde di temperatura, una per l'ACS e una per il riscaldamento: se viene richiesta ACS allora si produce acqua calda a 65°C, altrimenti se non richiesta si segue la curva climatica e quindi si produce calore a temperature inferiori. Ovviamente la produzione di ACS possiede sempre la priorità. Anche questa soluzione può essere attuata solo in un contesto residenziale e commerciale, poiché nei processi industriali la pompa di calore viene impiegata solo per la produzione di acqua calda a una data temperatura fissa nel tempo e non per la produzione di ACS. Nell'immagine seguente è rappresentato lo schema impiantistico: T1 e T2 sono due sonde di temperatura che rilevano la temperatura dell'acqua nei due diversi sistemi (*Figura 1.53*).

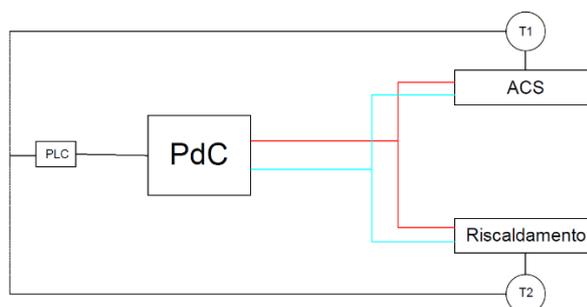


Figura 1.53

1.7 Coibentazione termica

Terminata la costruzione e l'assemblaggio di tutti i componenti interni alla pompa di calore, si è passato a coibentare ciascuna tubazione appartenente sia al circuito frigorifero che a quello idraulico. Questa fase consisteva nell'incollare un rivestimento termico con una apposita colla attorno alla superficie esterna delle tubazioni ed era molto importante che venisse realizzata nei minimi dettagli con estrema attenzione. In base al punto del circuito termodinamico preso in considerazione infatti, è possibile passare da temperature elevate (scarico compressore del ciclo alto, in cui si possono raggiungere anche temperature prossime ai 100 °C) a temperature estremamente basse (ingresso evaporatore del ciclo basso, intorno a -30

°C). A una temperatura ambiente media di circa 15 – 20 °C, e tenendo conto che sia il rame che l'acciaio possiedono una resistenza termica molto bassa, le dispersioni termiche sarebbero estremamente elevate con conseguente riduzione delle prestazioni energetiche. Per evitare di abbassare eccessivamente il COP si preferisce coibentare ciascuna tubazione del circuito. Ciò viene eseguito principalmente per due motivazioni:

- La prima è quella appena descritta, per evitare cioè che l'energia termica sia dispersa in ambiente;
- La seconda invece è di tipo precauzionale verso possibili guasti e incidenti che si potrebbero verificare.

Se all'interno di una tubazione di rame circola un fluido a 100 °C circa significa che anche la superficie esterna della tubazione stessa si trova indicativamente alla stessa temperatura (lo spessore è molto basso). Ciò potrebbe causare ustioni per contatto con la tubazione anche solo accidentale. Per evitare questo rischio quindi, vengono coibentate termicamente le tubazioni e inseriti appositi adesivi segnaletici per avvertire del rischio di ustione per contatto con superficie calda (*Figura 1.54*).



Figura 1.54

Allo stesso modo anche una tubazione in cui circola al proprio interno refrigerante a -30 °C potrebbe causare ustioni, e in aggiunta anche per il pericolo condensa che si forma sulla superficie esterna. Infatti dopo che la macchina è stata in funzione per un certo periodo di tempo e ha raggiunto bassissime temperature di funzionamento, sulla superficie esterna della tubazione si è formata brina che a macchina spenta tenderebbe a sciogliersi

in acqua liquida; l'acqua tenderebbe a cadere verso il basso e quindi a generare due possibili rischi:

1. Formazione di una pozza sul terreno al di sotto della pompa di calore;
2. Danneggiamento dell'apparecchiatura elettrica ed elettronica con tutte le sue conseguenze sulla macchina.

Pertanto, così come per le tubazioni calde in cui c'è il rischio ustione, pure per le tubazioni in cui circola fluido *freddo* è importante allo stesso modo coibentare termicamente. La procedura viene eseguita tramite una apposita colla che viene prima spalmata sul coibentante e sulla tubazione, e poi vengono uniti i due materiali facendo attenzione che il contatto sia il più aderente possibile. In particolare, il materiale isolante scelto (*Figura 1.55*) era a base di caucciù sintetico e possiede le seguenti caratteristiche:

- alta resistenza alla dispersione del vapore acqueo;
- bassa conducibilità termica ($0,036 [W/(m \cdot K)]$);
- elevata elasticità;
- facile da incollare senza uso di attrezzi speciali;
- alta resistenza all'invecchiamento;
- proprietà ignifughe;
- nessuno sviluppo di muffe.



Figura 1.55

1.8 Isolamento acustico

Oltre l'isolamento termico è altrettanto importante l'isolamento acustico della pompa di calore. Trattandosi di una macchina adibita a uso residenziale e commerciale, e quindi installabile sul tetto, in giardino o in centrale termica, è fondamentale ridurre al minimo il rumore emesso poiché esso rappresenta un importante fattore di scelta da parte del cliente sulla decisione di acquistare o meno una certa macchina. In particolare, entrambe le unità sono soggette a revisione acustica. L'unità principale infatti emette un certo livello di pressione acustica indotto esclusivamente dai due compressori; essendo alternativi inoltre, come già anticipato, le vibrazioni sono allo stesso modo molto importanti e assolutamente da limitare. A tal proposito sono stati montati dei particolari pannelli rigidi per rivestire tutta la zona inferiore dell'unità principale in cui erano presenti i due compressori. Il materiale è stato disposto a formare un parallelepipedo, facendo estrema attenzione a ridurre il più possibile i ponti acustici generati nei punti di accoppiamento, supportato dalla superficie interna delle lamiere di chiusura della stessa unità principale.

1.9 Pannellatura

Una volta completata tutta la parte interna della pompa di calore si è passati alla costruzione della pannellatura. Nel dettaglio, quando ci si riferisce alla pannellatura si intende tutto l'insieme del rivestimento esterno aggiunto per chiudere e confinare il volume interno della macchina. Si tratta quindi della copertura finale che viene aggiunta come ultima fase nella processo di realizzazione della macchina. A tal proposito, occorre ancora definire:

- la pannellatura dell'unità principale;
- la pannellatura e la struttura di sostegno dell'unità esterna.

Per entrambe le pannellature era importante che la soluzione trovata fosse pratica così da facilitare lo smontaggio all'occorrenza, visivamente estetica in quanto si trattava di ciò che veniva effettivamente visto esternamente, ed economica, così da abbattere il più possibile i costi.

1.9.1 Pannellatura unità principale

Per quanto riguarda l'unità principale, le esigenze e i vincoli da rispettare per la pannellatura erano molti e di varia natura. In particolare, essa doveva essere:

- compatta, così da non aumentare ulteriormente il volume della pompa di calore;
- in grado di accettare la cava di alloggio del quadro elettrico, che doveva essere sporgente;
- in grado di permettere l'uscita dei tubi idraulici lateralmente verso l'impianto e posteriormente verso il dry cooler;
- facile da smontare in caso di manutenzione;
- facile e breve da montare, in maniera tale da ridurre i tempi di produzione e quindi i costi di produzione;
- estetica, visto che rappresenta effettivamente ciò che il cliente finale osserva a seguito dell'acquisto;
- sicura, senza arrecare danni a persone o oggetti nelle vicinanze.

A partire da questi vincoli è stata costruita la pannellatura attorno al telaio dell'unità principale. La soluzione adottata prevedeva un pannello per ognuno dei 5 lati della pompa di calore, senza considerare il lato inferiore che invece non sarebbe stato chiuso. Essendo il pannello frontale situato sul lato in cui è presente il quadro elettrico, e cioè a stretto contatto con tutti i cavi elettrici e tutto il bordo macchina, da progetto era previsto che esso una volta montato non sarebbe più stato smantellato, anche per permettere operazioni di ordinaria manutenzione (a meno di casi

particolari). Allo stesso modo pure il pannello posteriore non poteva più essere estratto, poiché i tubi idraulici uscenti avevano delle flange saldate alle loro estremità. Pertanto, gli unici pannelli smontabili previsti erano i due laterali e quello superiore (solo quando strettamente necessario). In realtà, una volta che l'unità principale sarebbe stata collegata all'impianto utente, anche il pannello laterale da cui fuoriescono i tubi di mandata non sarebbe stato più smontabile. In conclusione, in fase di esercizio l'interno della macchina potrà essere accessibile solamente dal pannello laterale situato nella parte opposta dei tubi di mandata e dall'alto.

Il design progettato prevedeva che l'intera pompa di calore vista dall'esterno apparisse come un unico parallelepipedo robusto e compatto. I pannelli di rivestimento sono stati ottenuti a partire da lamiera piegata di acciaio di spessore 2 mm. La piegatura è stata altamente studiata affinché non venisse notata all'esterno e che i bordi della lamiera non fossero causa di tagli o ferite indotte. Ciascun pannello è stato dimensionato per essere poggiato al telaio e montato verso l'esterno dell'unità principale; il metodo di collegamento previsto necessitava dell'ausilio di due viti M8 a testa svasata con rondella da accoppiare su dei fori appositamente costruiti alle estremità superiori del telaio. Il telaio aveva uno spessore di 4 mm e quindi i fori non potevano essere maschiati, allora sono stati inseriti degli inserti filettati M8 così da poter permettere l'avvitamento delle viti. Ciascun pannello è stato forato alle estremità superiori andando a realizzare su ciascuno di essi due fori concentrici: uno sulla superficie superiore e uno sulla superficie posteriore, quest'ultima dovuta alla piegatura verso l'interno della lamiera in acciaio. Le viti sono state montate dall'esterno verso l'interno e sono state accoppiate al filetto presente sul telaio dell'unità principale. Inoltre, essendo il pannello piegato internamente, la testa della vite non era visibile dall'esterno in quando essa andava a rientrare nello spazio di 18 mm compreso tra le due facce interne della lamiera. Dunque, per nascondere anche i due fori su ciascun pannello che altrimenti sarebbero rimasti a vista, sono stati inseriti degli appositi tappi in plastica dello stesso colore del pannello. Si riporta di seguito un'immagine del pannello laterale (*Figura 1.56*).

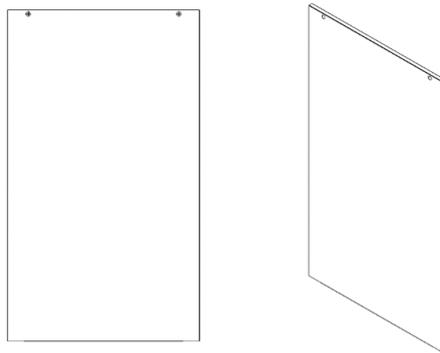


Figura 1.56

Si veda di seguito il risultato finale della pannellatura dell'unità principale (*Figura 1.57*):

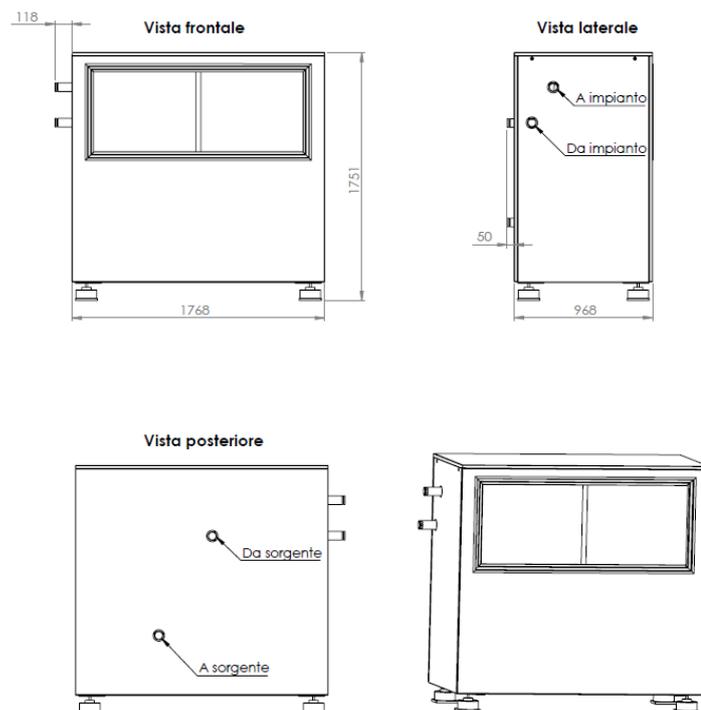


Figura 1.57

Si noti come nessun pannello sporga ulteriormente rispetto agli altri, in maniera tale da rendere l'unità principale il più compatta possibile. E'

importante che le sporgenze delle tubazioni idrauliche, sia lato impianto che lato sorgente, vengano segnate chiaramente nei documenti tecnici, come indicato nella figura in alto, per due motivi:

1. durante l'installazione della pompa di calore in centrale termica, è importante che il progettista responsabile dell'impianto sappia fin dall'inizio e con esattezza gli ingombri totali della macchina, così da poter dimensionare e posizionare tutti gli altri componenti presenti con le giuste distanze di rispetto correttamente;
2. una volta costruita e testata la pompa di calore viene imballata all'interno di alcune casse di legno riciclato di apposita dimensione e infine spedita al cliente; tali casse devono prevedere anche lo spazio dei tubi idraulici che sporgono sia lateralmente che posteriormente.

1.9.2 Pannellatura unità esterna

Per quanto riguarda l'unità esterna invece, la posizione delle batterie e dei ventilatori era già stata decisa in precedenza quando è stato progettato il circuito idraulico. A questo punto occorre rendere tutti questi componenti solidali e appartenenti a un'unica struttura. L'obiettivo ultimo infatti era quello costruire un telaio anche per l'unità esterna in maniera tale da poter mantenere distaccato il dry cooler dall'unità principale e renderlo trasportabile e movimentabile a seconda delle necessità. A tal fine, occorre ancora decidere:

- l'accoppiamento delle batterie al telaio;
- l'accoppiamento dei ventilatori alle batterie;
- la chiusura di tutte le vie di accesso secondarie dell'aria;
- gli spazi per l'ingresso dell'operatore per le normali operazioni di manutenzione.

Accoppiamento batterie e ventilatori

Le batterie scelte sono costituite da un telaio in acciaio zincato di spessore 2 mm, materiale in grado di assicurare sia una certa resistenza meccanica per il sostegno dell'intero pacco batteria, che di resistere all'azione corrosiva indotta dal vapore acqueo condensato. Il progetto prevedeva di poggiare superiormente i quattro ventilatori e il peso di ciascuno di essi pari a 30 kg sarebbe stato ripartito equamente su entrambe le batterie. Per rivestire esternamente gli scambiatori di calore e non lasciare i tubi di rame a vista però, si è deciso di interporre tra le batterie e i ventilatori una lamiera di acciaio di spessore 2 mm: quest'ultima aveva una piegatura tale da fissarsi lateralmente al telaio della batteria e dall'altro lato da fuoriuscire a sbalzo verso l'interno del dry cooler e sorreggere i ventilatori. Anche la lamiera, così come tutta la pannellatura del dry cooler, era di acciaio zincato per resistere ai fenomeni corrosivi e di degradazione; la sua lunghezza doveva essere tale da riuscire a coprire la distanza tra il bordo iniziale della batteria e la fine dell'ultimo ventilatore, cioè pari a 3280 mm; essendo però che le normali macchine impiegate per la laminazione delle lastre di acciaio non riescono a lavorare oltre 3000 mm, è stato necessario produrre due diverse lamiere per batteria, per un totale di 4 lamiere simmetriche a due a due. Adeguandosi alla forma delle batterie, le lamiere sono state progettate a forma di "L": l'estremità più corta viene fissata direttamente alla batteria tramite appositi rivetti, mentre l'estremità più lunga percorreva tutto lo spessore della batteria e procedeva di 40 mm oltre il bordo interno. Sul bordo a sbalzo successivamente sarebbero stati poggiati i ventilatori e accoppiati tramite quattro bulloni ciascuno alle estremità. In questo modo, ogni lamiera sosteneva complessivamente 30 kg totali (il peso di ciascun ventilatore era ripartito su due lamiere ed erano presenti due lamiere per lato). Si veda di seguito l'immagine di installazione (*Figura 1.58*).

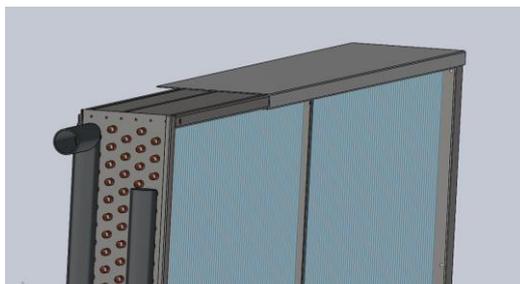


Figura 1.58

Considerando anche i ventilatori inoltre (*Figura 1.59*):

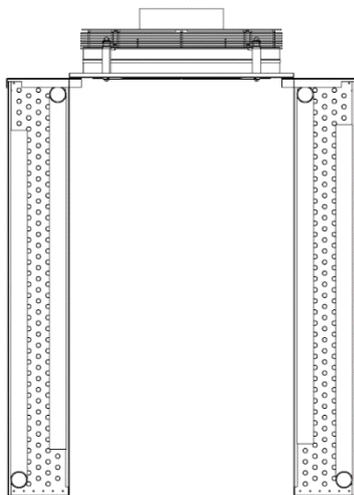


Figura 1.59 - A

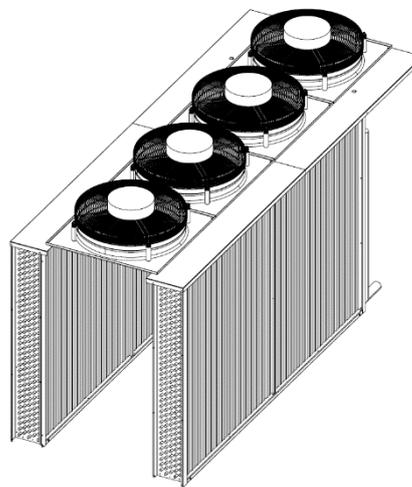


Figura 1.59 - B

Accoppiamento batterie al telaio

Entrambi gli scambiatori di calore erano già auto portanti perchè dotati di un telaio strutturale. Il dry cooler oltre le due batterie e i ventilatori non possedeva alcun altro componente rilevante e quindi, visto che il peso dei ventilatori, come detto, era molto basso, si è deciso di costruire il telaio a partire da quello delle due batterie. In particolare, per generare un unico mono-blocco occorre rendere fissa la distanza tra le due batterie in maniera tale che esse risultassero un'unica entità. A tal proposito, valutando anche la loro forma, si è deciso di utilizzare degli angolari con bordi raccordati 45x45x4 mm, cioè gli stessi utilizzati per la costruzione del telaio dell'unità principale. In particolare, era previsto di saldare quattro barre totali, due sul lato posteriore e due sul lato anteriore; per ciascun lato inoltre una barra sarebbe stata saldata superiormente e un'altra inferiormente. Ciascuna di esse aveva la stessa lunghezza e il fatto di avere sezione ad "L" era conveniente per sfruttare in seguito la cava interna come appoggio per altri componenti, sempre secondo il principio per cui

occorre ottimizzare il più possibile gli spazi interni. Ogni angolare è stato saldato in quattro distinti punti (*Figura 1.60*).

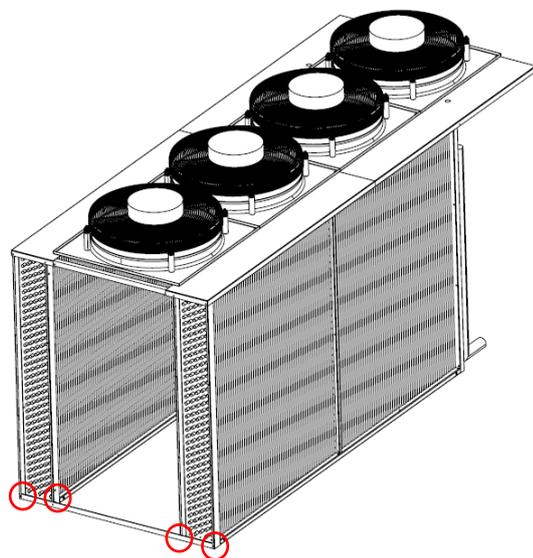


Figura 1.60 - A

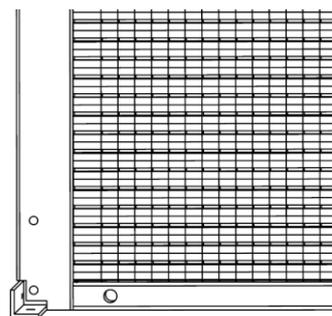


Figura 1.60 - B

Pannellatura dry cooler

Definito il telaio, è stata decisa la pannellatura perimetrale del dry cooler; quest'ultima, oltre ad avere una finalità estetica in quanto le batterie non potevano essere lasciate con i tubi in vista, aveva anche uno scopo funzionale: senza la chiusura di tutte le sezioni di passaggio dell'aria, ci sarebbero state delle infiltrazioni che avrebbero compromesso l'efficienza di scambio termico. L'unità esterna infatti è stata progettata per lavorare correttamente con una determinata portata di aria che scambia calore con l'acqua glicolata circolante nei tubi delle batterie; se una quota della portata di aria totale però invece di essere aspirata all'interno passante per le alette dovesse entrare attraverso altri punti luce, cioè senza che essa scambi calore, non tutta la potenza termica prevista verrebbe trasferita all'acqua glicolata, con successivo abbassamento del COP.

Per isolare totalmente il volume interno del dry cooler sono state realizzate apposite lamiere sempre in acciaio zincato di spessore 1 mm. A differenza di quelle adibite al sostegno dei ventilatori che dovevano reggere un certo

peso, queste ultime erano solo di copertura quindi era sufficiente uno spessore di 1 mm anziché di 2 mm. Il rivestimento delle due batterie è avvenuto seguendo l'esatta sagoma dei componenti; le zone complesse invece sono state due:

- la parte inferiore interna tra le due batterie;
- la parte sporgente dall'unità esterna in cui erano presenti le tubazioni idrauliche saldate e il quarto ventilatore posizionato superiormente.

Pannelli laterali

Partendo dalla parte anteriore in cui sporgevano le tubazioni idrauliche e un ventilatore vi era una complicazione: si trattava di una protuberanza complessiva di 810 mm totale, molto alta per montare le lamiere a sbalzo. Lateralmente non erano presenti vincoli poiché tutti i componenti rientravano all'interno del perimetro frontale delineato dai bordi esterni delle due batterie. Nella parte inferiore invece, le flange e il rubinetto di scarico scendevano oltre il livello della batteria e questo creava la necessità di una soluzione che non prevedesse una semplice lamiera piana ma più elaborata. La condizione iniziale è rappresentata nell'immagine di seguito (*Figura 1.61*).

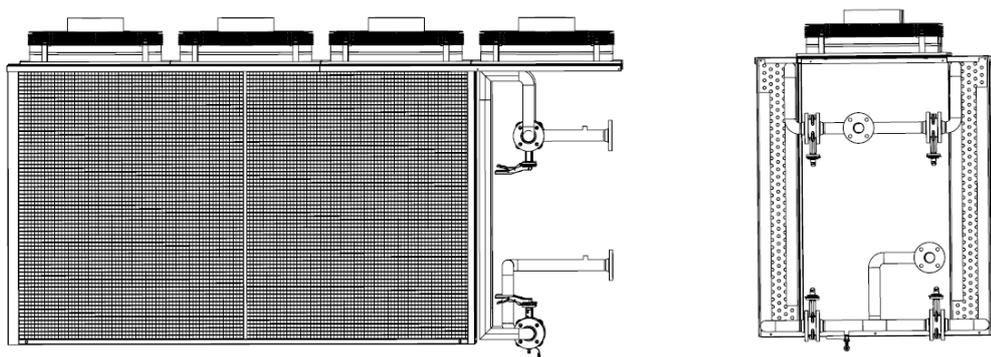


Figura 1.61

Il problema del rivestimento attorno era molto complesso in quanto l'obiettivo ultimo era rendere l'intero dry cooler ermetico alle infiltrazioni di aria. Al fine di raggiungere tale scopo era inevitabile impiegare

guarnizioni lungo tutto il perimetro degli accoppiamenti tra le varie lamiere. Si trattava dunque di un processo molto complicato e laborioso, e che molto probabilmente non avrebbe portato alla realizzazione di un dry cooler totalmente ermetico. Dunque, essendo la pompa di calore un prototipo, così come il dry cooler, si è deciso di provvedere a realizzare la pannellatura considerando fin dall'inizio un elevato grado di tolleranza. Questo perché l'obiettivo principale era testare la macchina e verificare se e come funzionava, più che concentrarsi sui dettagli della macchina. Solo una volta realizzato il primo modello e terminata la campagna di prove sperimentali sul prototipo, ci si sarebbe addentrati sui particolari. Questo non significa che non è stata data alcuna considerazione al rivestimento perimetrale, ma semplicemente che la pannellatura è stata costruita in maniera semplificata per rendere possibile l'esecuzione delle prove sul prototipo. Lo studio accurato e scrupoloso sul design di quest'ultimo particolare sarebbe stato condotto in seguito durante la fase di industrializzazione della macchina. Ciò nonostante, si è cercata fin da subito una soluzione ottimale, anche se non perfetta.

Nella parte superiore erano già presenti due lamiere di sostegno per i ventilatori, la soluzione finale è stata dunque aggiungere altre tre lamiere: due identiche ma simmetriche laterali e una per la chiusura inferiore, senza alcun rivestimento per la copertura frontale da cui fuoriescono i tubi idraulici (in quanto questo lato sarebbe stato accoppiato direttamente all'unità principale per la modalità mono-blocco e quindi sarebbe stato sigillato dal pannello posteriore di quest'ultima). Le lamiere per la chiusura laterale sono state progettate a forma ad "U" e sono state fissate sia lateralmente che superiormente: di lato nella rientranza interna di ciascuna batteria, tramite rivetti³⁸, e superiormente con la lamiera che sorreggeva i ventilatori, sempre tramite rivetti. Essa infatti non era soggetta a nessun tipo di carico se non al proprio peso, pertanto il fissaggio attraverso quattro rivetti lateralmente e due superiormente più che sufficiente (*Figura 1.62*).

³⁸ Dispositivi di fissaggio meccanici utilizzati per unire due o più materiali assieme in modo solido e permanente. Costituiti da un gambo cilindrico, chiamato corpo del rivetto, e una testa su un'estremità. Inseriti all'interno di fori precedentemente praticati nei materiali da unire, il gambo del rivetto viene deformato nella parte opposta alla testa, questo crea una trazione nella parte interna del materiale e tiene insieme i componenti in modo sicuro.

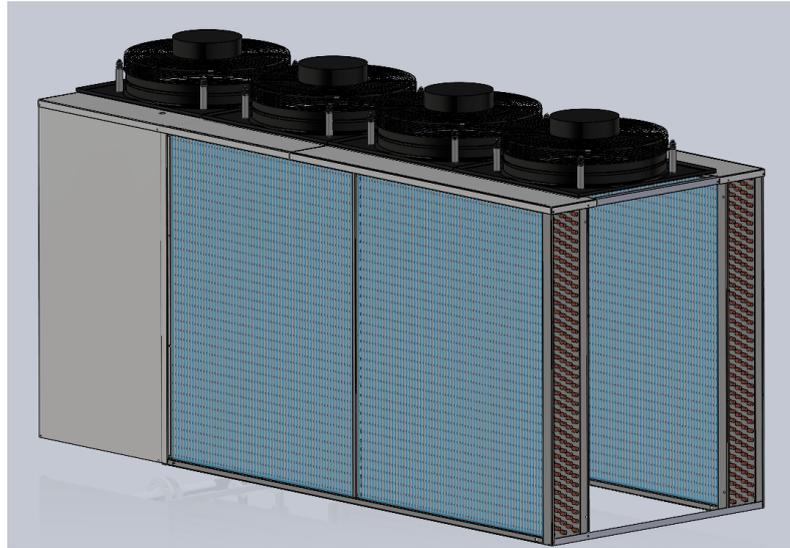


Figura 1.62

Lamiere a doppia U

La lamiera inferiore di sostegno invece era leggermente più complicata poiché possedeva più vincoli delle due precedenti. Considerando la sporgenza inferiore delle flange e del rubinetto di scarico e il fatto che non erano presenti punti di appoggio sfruttabili, sempre per questa prima fase iniziale in cui erano necessario rendere la macchina “testabile” più che definitiva, si è deciso di progettare una lamiera ad “U” su tutti e quattro i lati. Da una parte, la parte piegata è stata fissata sull’angolare inferiore del telaio del dry cooler, così da riuscire a passare al di sotto delle flange e del rubinetto di scarico. Allo stesso modo, dall’altro lato, la parte piegata della lamiera sporgente che risale verso l’alto è stata fissata all’unità principale. Nella direzione trasversale rispetto l’unità esterna invece, la lamiera è stata comunque piegata: in questo modo i bordi piegati sporgenti sono stati accoppiati con la lamiera laterale precedentemente installata per limitare punti di passaggio dell’aria. Il metodo di collegamento scelto con il telaio del dry cooler e con l’unità principale è stato tramite bulloni, mentre con le lamiere laterali ancora una volta tramite rivetti. Si veda di seguito l’immagine della lamiera ad “U” a doppio lato con il suo relativo sviluppo in piano. Da notare le piegature realizzate in maniera tale da non mostrare

nulla verso l'esterno ma solo internamente, e il foro realizzato in corrispondenza del rubinetto di scarico del circuito idraulico (*Figura 1.63*)

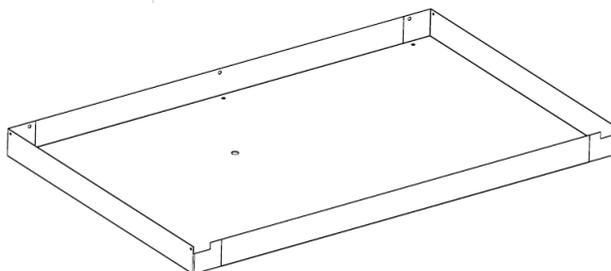


Figura 1.63 - A

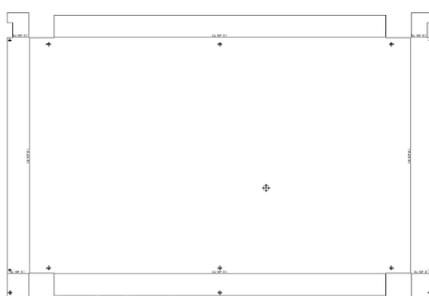


Figura 1.63 - B

Il risultato finale è stato il seguente (una delle due lamiere laterali è stata nascosta così da permettere una visualizzazione più accurata, *Figura 1.64*, *Figura 1.65*).

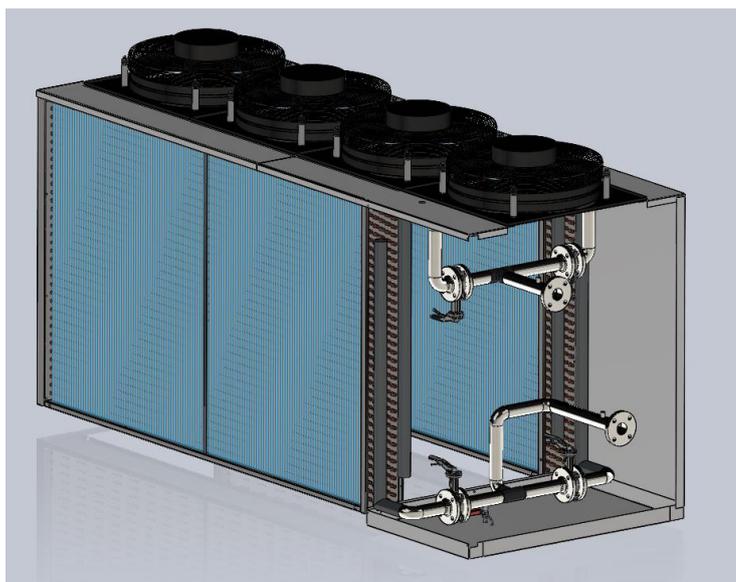


Figura 1.64



Figura 1.65

Lamiere inferiori calpestabili

Successivamente si è passati alla progettazione delle lamiere di chiusura inferiori all'interno dello spazio compreso tra le due batterie di riscaldamento. Il rivestimento in questo caso possedeva un duplice scopo: oltre alla chiusura per evitare l'infiltrazione d'aria, si voleva realizzare un passaggio pedonale al di sopra in maniera tale che l'operatore addetto alla manutenzione potesse operare in maniera più agevole. Tenendo presente infatti tutti i componenti all'interno del dry cooler, è inevitabile che anche per ordinaria manutenzione periodica ci sia necessità di accedere. In questo caso si stava sviluppando la pannellatura del prototipo e non della macchina definitiva, il lato frontale del dry cooler da cui sporgevano le tubazioni idrauliche era ancora aperto, ma si è voluto predisporre

comunque il rivestimento orizzontale inferiore anche per questo scopo, oltre che per la chiusura del passaggio di aria indesiderata, proponendo una soluzione per tendere e anticipare la successiva fase di industrializzazione del prototipo. Permettere il passaggio di una persona adulta all'interno significa necessariamente rinforzare la lamiera, aumentandone lo spessore e aggiungendo supporti inferiormente; questo però deve essere minimizzato il più possibile poiché ciascun componente aggiunto oltre ad aumentare i costi aumenta anche il peso dell'intera unità esterna. Anche in questo caso, trattandosi di una lunghezza eccessivamente lunga, era necessario costruire due lamiere anziché una sola. Inoltre, il rivestimento è stato progettato in maniera tale da sfruttare la geometria già presente, cioè con meno aggiunte possibili: in particolare, la rientranza verso l'interno presente in ciascuna batteria come basso di appoggio inferiore delle due lamiere. Questa soluzione però riusciva a fissare sui lati lunghi le lamiere ma non su quelli corti: occorre necessariamente infatti aggiungere anche dei supporti sui lati corti alle estremità. A tal proposito, le lamiere erano simmetriche e quindi il discorso è univoco per entrambe: da un lato è presente la barra di acciaio ad angolare saldata e dall'altra invece non c'è alcun tipo di supporto. Distinguendo le due zone:

- nella parte verso il bordo del telaio, la lamiera è stata allungata fino ad arrivare a 2 mm dal bordo della barra ad angolare; Il fatto che la lamiera poggiata sulle rientranze sopracitate della batteria, si trovasse più in alto rispetto alla superficie della cava dell'angolare, ha necessitato dell'aggiunta di uno scatolato che facesse da sostegno e da base inferiore di appoggio. Si trattava di uno scatolato sempre in acciaio S235JR trattato superficialmente con antiruggine di dimensioni 25x25x3 mm e lunghezza 300 mm; ponendo quest'ultima barra, la lamiera riusciva a poggiare inferiormente da un lato (in quanto la distanza mancante era esattamente di 25 mm;
- nella parte centrale della batteria invece, cioè l'ultimo dei quattro lati della lamiera che era rimasto ancora scoperto senza alcun appoggio inferiore, inevitabilmente è stato aggiunto un ulteriore scatolato inferiormente che è stato saldato sul telaio delle due

batterie. In particolare, inserendo una sola barra di larghezza sufficiente (40x20x3 mm), era possibile usarne una sola per accoppiare entrambe le lamiere al centro del dry cooler.

A seguito di queste aggiunte inevitabili, due scatolati 25x25x3 mm e uno di 40x20x3 mm, le lamiere si trovavano totalmente in piano alla rientranza interna delle due batterie. Gli accoppiamenti previsti sono stati fatti tramite rivetti sul telaio della batteria e tramite bulloni sugli scatolati. Si riportano di seguito l'immagine della lamiera, entrambe identiche, di spessore finale di 2 mm (*Figura 1.66*) e le foto del dry cooler reali (*Figura 1.67*).

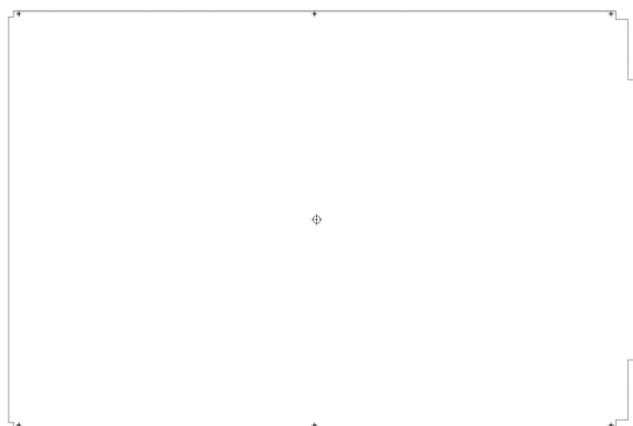


Figura 1.66 - A

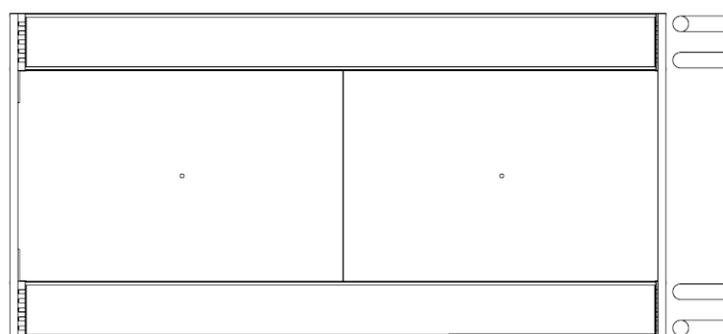


Figura 1.66 - B



Figura 1.67 - A



Figura 1.67 - B

Si nota che:

- ciascuna lamiera possiede sei fori sui lati lunghi ripartiti equamente sui due lati, dove sono stati inseriti rivetti per il bloccaggio meccanico;
- è presente un foro sul lato lungo, dove è stato inserito il bullone nello scatolato 25x25x3 mm; il foro dall'altro lato invece è stato fatto in corso d'opera;
- è presente un foro al centro per permettere il drenaggio dell'acqua in caso di pioggia;
- Sono presenti alcuni bordi segmentati poiché si è dovuto seguire il profilo del bordo interno delle batterie, oltre che poter lasciare lo spazio per l'aggiunta dello sportello posteriore (si veda in seguito).

Pannellatura e sportello posteriore

Infine, l'ultima parte rimanente da definire della pannellatura dell'unità esterna era quella riguardante la chiusura sul lato posteriore. In particolare, le esigenze erano:

- coprire i tubi di rame a vista in cui circola l'acqua glicolata;
- creare uno sportello per l'accesso all'interno da parte dell'operatore.

Per quanto riguarda la prima esigenza, sono stati definiti due particolari profili di lamiera piegata di tipo simmetrico che, sfruttando sempre le rientranze delle due batterie di riscaldamento, permettono di ricoprire e nascondere la zona interessata. In questo caso le due lamiere avevano come unica funzione quella di copertura, senza dover resistere e sopportare alcuna sollecitazione; pertanto, lo spessore selezionato è stato

di 10/10 mm³⁹. Il metodo di collegamento con il telaio delle batterie è stato sempre tramite rivetti.

Lo sportello infine è stato progettato per ultimo. Esso doveva possedere le seguenti caratteristiche:

- facile e veloce da montare e smontare;
- leggero da manovrare;
- non trasmettere vibrazioni verso l'esterno.

La soluzione adottata prevedeva sempre una lamiera di acciaio di spessore 1 mm, appositamente piegata per evitare di ferire al contatto sui bordi. Come nel caso della pannellatura dell'unità principale in cui le lamiere sono state ripiegate verso l'interno, si è proceduto allo stesso identico modo anche per lo sportello posteriore. I lati su cui la lamiera è stata ripiegata sono stati tre, escluso quello inferiore: questo perché il sistema di ancoraggio al telaio dell'unità esterna prevedeva di sfruttare la cava interna della barra ad angolare come base di appoggio inferiore. Prolungando la lamiera senza piegature verso il basso infatti, la lunghezza è stata progettata affinché essa andasse in battuta contro un componente di gomma rigida intagliato alloggiato sulla cava dell'angolare: altezza 25 mm, larghezza 20 mm, intaglio conico largo 3 mm fino ad una profondità di 17 mm con larghezza 1,5 mm e lunghezza 50 mm (*Figura 1.68*).

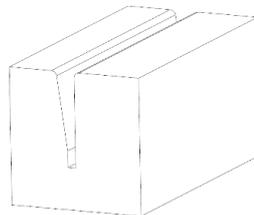


Figura 1.68

³⁹ L'uso delle frazioni per indicare gli spessori delle lamiere di metalli deriva da una convenzione storica che risale all'epoca in cui la produzione di lamiere era prevalentemente artigianale. In passato infatti, esse venivano prodotte attraverso processi di laminazione manuale che non erano in grado di ottenere spessori esatti e uniformi come quelli che si possono ottenere con le moderne tecniche industriali. Le frazioni quindi venivano utilizzate come metodo approssimativo per descrivere lo spessore della lamiera. Questa convenzione comunque è stata mantenuta ancora oggi con l'avvento delle nuove tecnologie di produzione industriali più precise.

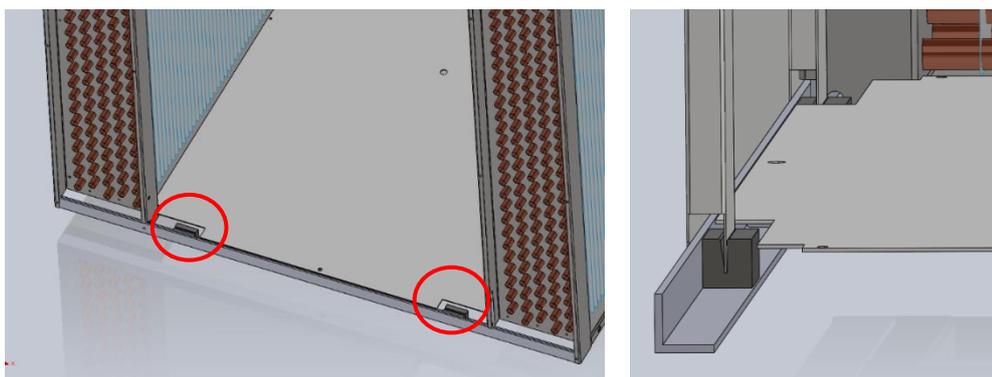


Figura 1.69 - A

Figura 1.69 - B

Il parallelepipedo in gomma rigida è stato disegnato con una forma ben precisa: le sue dimensioni esterne, permettono di inserire il supporto inferiore all'interno della cava dell'angolare senza uscire dai bordi (*Figura 1.69*); la cava interna invece è stata realizzata pensando all'inclinazione che avrebbe dovuto avere la lamiera per essere inserita dall'operatore dall'esterno più facilmente. Inoltre, il sistema è stato progettato in maniera tale da permettere un montaggio il più rapido possibile. Una volta inserita la lamiera inferiormente nella posizione corretta, essa viene portata verticalmente in cui andrà in contatto con l'angolare di acciaio superiore: il fissaggio in quel punto avviene infine con due serrature ruotabili con linguette apposite di 90° poste alle due estremità superiori (*Figura 1.70*). Di seguito anche le immagini del dry cooler con e senza sportello posteriore montato (*Figura 1.71*).



Figura 1.70

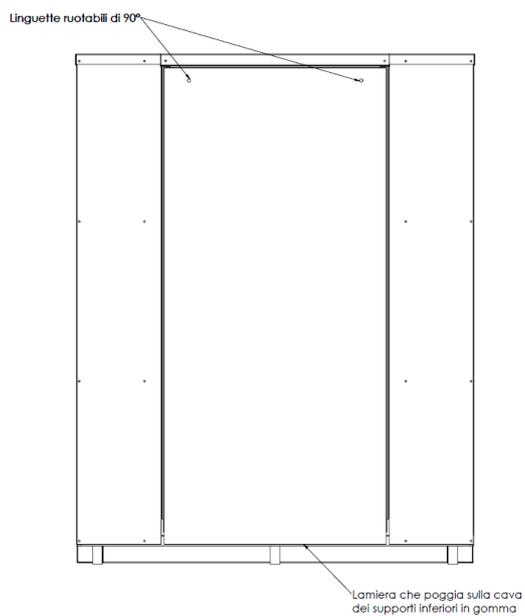


Figura 1.71 – A. Con sportello.

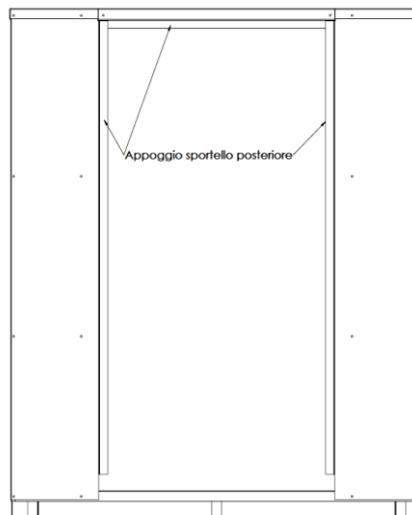


Figura 1.71 – B. Senza sportello.

Si riporta di seguito l'immagine dello sportello posteriore, sia piegato che sviluppato in piano (*Figura 1.72*).

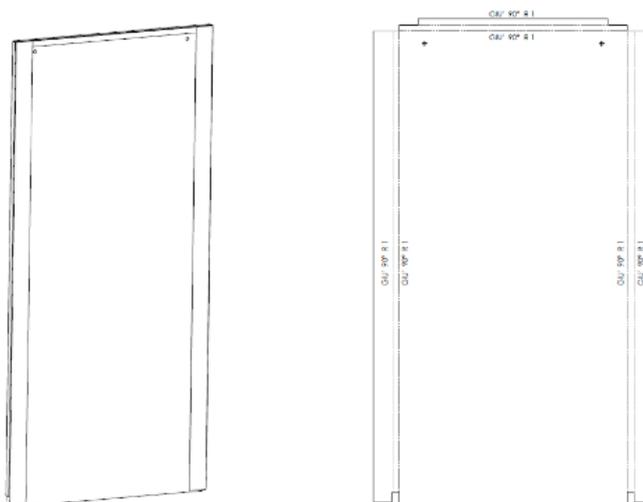


Figura 1.72

1.10 Collaudo pompa di calore

Terminato il montaggio dell'intera macchina, prima di procedere con i test veri e propri simulando le condizioni di funzionamento TEON prevede l'esecuzione di due ulteriori prove:

- prova in pressione;
- prova a vuoto.

1.10.1 Prova in pressione

Si rimanda la descrizione della procedura dettagliata al Paragrafo 1.4.2.

1.10.2 Prova a vuoto

A seguito della procedura di brasatura viene eseguita la prova in pressione sul circuito frigorifero che consiste nell'inserire azoto fino a 25 bar all'interno del circuito rame per 24 ore. Successivamente viene eseguita la prova a vuoto, cioè un particolare test che possiede due finalità:

- testare il circuito rame alle basse pressioni, oltre che alle alte pressioni come la precedente prova;
- eliminare quasi totalmente le particelle estranee presenti nei condotti del circuito frigorifero.

La prova a vuoto consiste nello svuotare tramite un compressore volumetrico l'intero circuito frigorifero arrivando fino a pressioni di 1 mbar; in questo modo è possibile eliminare quasi totalmente ossigeno, azoto e altre particelle che sono entrate e si sono depositate nel circuito. È importante espellere ogni traccia di fluidi non refrigeranti poiché essi andrebbero successivamente a diminuire l'efficienza di scambio termico negli scambiatori, e quindi a ridurre il COP globale. Si tratta di una prova

di lunga durata, in cui il tempo impiegato (in base alle dimensioni della macchina) può arrivare fino a un intero giorno.

1.11 Caricamento refrigerante

Dopo aver eseguito le due prove, è possibile finalmente procedere con la carica vera e propria di refrigerante nel circuito frigorifero. Si tratta di un procedimento che deve essere realizzato solo quando l'intera macchina è stata costruita e non necessita più di alcuna revisione di tipo meccanico di qualsiasi tipo, sia sul circuito frigo che sul circuito acqua. La procedura di carica del refrigerante all'interno deve essere realizzata solo da personale altamente specializzato che possiede l'attestato da frigorista⁴⁰. Si tratta infatti di una successione di fasi che deve essere eseguita in maniera meticolosa nell'esatto ordine con le dovute precauzioni, visto che i refrigeranti R290 e R600a sono entrambi infiammabili. La procedura di caricamento del refrigerante è la seguente:

1. prendere la bilancia e posizionarla nella corretta posizione vicino alla macchina;
2. prendere la bombola di refrigerante (5 kg) e poggiarla a terra;
3. collegare il tubo flessibile di attacco alla bombola mantenendo sempre chiusa la valvola di intercettazione;
4. aprire leggermente la valvola di intercettazione della bombola e lasciar fuoriuscire leggermente gas;
5. avvitare l'altra estremità del tubo flessibile alla presa di carica presente sulla pompa di calore, mantenendo sempre chiusa la valvola di intercettazione della presa di carica;
6. una volta collegato la tubazione, mantenendo sempre la valvola di intercettazione della bombola leggermente aperta e la valvola di

⁴⁰ Documento rilasciato a seguito di un programma di formazione professionale che attesta le competenze e le abilità di una persona nel campo della refrigerazione.

- intercettazione della presa di carica chiusa, capovolgere la bombola a testa in giù e posizionarla al di sopra della bilancia;
7. avvolgere la bombola nella parte inferiore con la resistenza elettrica a nastro (da disporre lungo la circonferenza);
 8. accendere la resistenza elettrica e lasciare che scaldi a sufficienza la bombola (circa 5-10 minuti);
 9. quando il liquido all'interno della bombola si trova alla giusta temperatura, azzerare e inserire il punto zero di riferimento sulla bilancia;
 10. aprire del tutto la valvola di intercettazione della bombola;
 11. aprire leggermente la valvola di intercettazione della presa di carica della pompa di calore;
 12. tenere aperta la valvola finché non è stata inserita la giusta quantità di carica di refrigerante desiderata in base al valore letto sulla bilancia.;
 13. terminata la procedura, chiudere completamente la valvola di intercettazione della pompa di calore;
 14. ruotare e riportare nella posizione corretta la bombola;
 15. svitare il tubo flessibile di attacco dalla bombola;
 16. chiudere la valvola di intercettazione della bombola;
 17. riporre tutti gli strumenti in ordine.

Inizialmente è stata inserita una quantità di refrigerante pari a 2 kg di R290 e 3 kg di R600a.

Capitolo 2

Test e prove sperimentali

La pompa di calore **T120 DC Air** descritta in questa tesi era una nuova tipologia di macchina e pertanto anche la modalità con la quale sarebbe dovuta essere testata era innovativa allo stesso modo. Ciascuna macchina prodotta in TEON infatti, prima di essere imballata e successivamente spedita, viene prima testata. Questa operazione viene normalmente eseguita su un banco prova appositamente realizzato per tutte le pompe di calore all'interno dello stabilimento. Nel dettaglio, il banco consiste in un impianto a circuito chiuso in cui sono presenti due serbatoi d'acqua con capacità di 10.000 litri ciascuno che simulano la sorgente fredda e la sorgente calda della pompa di calore, cioè rispettivamente lo scambio termico con l'evaporatore e con il condensatore. L'acqua infatti si trova a due diverse temperature: nel serbatoio freddo a 12 °C e in quello caldo a 60 °C, e per evitare dispersioni termiche tutto il circuito è coibentato. La temperatura nei due serbatoi rimane perennemente costante e tramite due valvole miscelatrici a tre vie vengono simulate tutte le condizioni di funzionamento previste nei test. Si tratta quindi di prove condotte a parità di portata in cui vengono variate la temperatura della sorgente e quella di mandata verso l'impianto. Per il prototipo in questione però la modalità di approccio sarebbe dovuta essere differente in quanto per la prima volta è stato costruito anche un dry cooler. Essendo quest'ultimo un prodotto non acquistato esternamente e quindi non garantito dal produttore, occorre che anch'esso venisse testato. A tal proposito però, era opportuno inizialmente studiare e analizzare il funzionamento della sola unità principale, in quanto pure essa era un prototipo, e in seguito focalizzarsi sull'intera pompa di calore accoppiata. Per evitare di sovrapporre possibili malfunzionamenti e non capirne più la causa di origine tra le due unità, era importante dunque analizzare entrambi gli aspetti della macchina separatamente l'uno dall'altro, così da evitare l'influenza del secondo sul primo aspetto e viceversa. In conclusione quindi si è deciso di prevedere due differenti test sul nuovo prototipo:

- test della sola unità principale;
- test dell'intera pompa di calore funzionante in mono-blocco.

Il primo test previsto sulla sola unità principale sarebbe stato svolto sul solito banco prova interno situato in TEON, come di consueto per tutte le pompe di calore prodotte. Sarebbero state utilizzate quattro tubazioni totali per il collegamento al banco, di cui due sul lato sorgente e due sul lato impianto, e il collaudo sarebbe stato eseguito variando temperatura di mandata e di sorgente.

Il secondo test invece necessitava di un'area in cui sarebbe stato possibile sia testare il dry cooler in sicurezza e soprattutto controllare in maniera accurata la temperatura ambiente. L'idea originaria prevedeva di posizionare direttamente all'esterno nel cortile dell'azienda l'intera pompa di calore, ed eseguire le varie alle varie condizioni di funzionamento nelle diverse fasce orarie giornaliere. Questo purtroppo non è stato possibile però in quanto la costruzione del prototipo è stata ultimata nella seconda metà del mese di marzo, quando ormai le temperature esterne difficilmente sarebbero scese al di sotto di 0 °C. Trattandosi però di una pompa di calore che sarebbe dovuta essere installata in ambienti con temperature esterne molto rigide fino a -20 °C, non era pensabile evitare di testare la macchina, specie considerando che si trattava comunque di un prototipo. L'alternativa possibile prevedeva di trasportare la macchina in una apposita camera climatica esterna, in grado di simulare tutte le condizioni ambientali esterne, ed eseguire tutte le prove; questo avrebbe comportato quindi l'esecuzione delle prove al di fuori dell'azienda, cosa altamente sconveniente e soprattutto dispendiosa. Per aggirare quest'ultimo problema allora, si è avuta la brillante idea di costruzione un ambiente chiuso realizzato appositamente che potesse funzionasse in maniera analoga ad una camera climatica: attivando la pompa di calore al suo interno e coibentandolo termicamente il più possibile, la temperatura raggiunta all'interno del volume sarebbe diminuita notevolmente simulando così le condizioni di funzionamento della macchina più estreme. Considerando infatti che il dry cooler è un componente che sottrae calore all'aria ambiente per cederlo all'acqua glicolata, da cui

successivamente l'evaporatore dell'unità principale assorbe energia termica per il proprio funzionamento, ciò significa che l'aria all'uscita dal dry cooler tende ad essere più fredda di quella in ingresso. Ripetendo questa operazione di continuo all'interno di un volume chiuso isolato termicamente con l'esterno, cioè semplicemente attivando la pompa di calore, l'aria al suo interno si sarebbe raffreddata sempre di più. Si trattava di un sistema molto semplice che permetteva di diminuire la temperatura dell'aria interna al volume indipendentemente dal valore della temperatura esterna. Dal punto di vista della pompa di calore sarebbe stato praticamente identico a lavorare direttamente all'esterno, anche se in realtà essa si trovava all'interno del volume in questione. Si trattava quindi di una soluzione decisamente artigianale ma comunque efficace in quanto avrebbe permesso di condurre le prove alle basse temperature operative di funzionamento: sfruttando semplicemente la fisica delle pompe di calore si è riusciti con l'ingegno a sormontare le problematiche esposte in precedenza. In conclusione, la soluzione adottata per l'esecuzione dei test sull'intera macchina assemblata in modalità mono-blocco prevedeva di costruire un volume poco più grande della pompa di calore in cui quest'ultima sarebbe stata inserita. Affinchè questa soluzione potesse essere veramente implementata però, occorreva che il sistema permettesse di eseguire delle prove e di raggiungere delle condizioni stazionarie. A tal proposito, occorreva:

- isolare il più possibile il volume dall'ambiente esterno, altrimenti ci sarebbero state troppe dispersioni termiche con conseguente aumento della temperatura interna e quindi mancanza di possibilità a raggiungere le basse temperature; cioè, in altre parole, non si sarebbe potuto testare la macchina nelle condizioni di funzionamento più importanti e rilevanti;
- poter regolare in maniera accurata la temperatura dell'aria interna, per raggiungere condizioni stazionarie nel tempo e poter replicare nuovamente la stessa prova in seguito.

Si vedano di seguito nel dettaglio i due differenti test attuati con i relativi risultati: uno per la sola unità principale al banco prova interno, e uno per l'intera pompa di calore tramite il sistema escogitato. Per semplicità e maggior compattezza, nei seguenti paragrafi il banco prova interno verrà indicato con la sigla BPI e quello esterno con BPE.

2.1 Banco prova interno (BPI)

2.1.1 Caratteristiche generali

Il test sul banco prova interno prevedeva di provare il reale funzionamento della sola unità principale collegandola al circuito di test dell'azienda. La postazione, già collaudata e ampiamente utilizzata da anni, conteneva al proprio interno tutti gli strumenti di misura e monitoraggio necessari: manometri, sonde di temperatura, termometri, flussostati, valvole di sfiato, valvola di non ritorno e circolatore. In particolare, non vi erano ulteriori necessità per il collegamento al condensatore, quanto al collegamento verso il lato sorgente invece. Trattandosi di una pompa di calore aria-acqua funzionante per basse temperature esterne infatti, nel circuito che alimentava l'evaporatore occorre aggiungere glicole all'acqua ed ottenere una miscela pari al 45 % di glicole in volume (come già anticipato nel *Paragrafo 1.2.5*). Il BPI era già dotato di una parte di circuito isolata disaccoppiata dal serbatoio "freddo" tramite uno scambiatore di calore intermedio. Quest'ultimo veniva utilizzato per studiare le macchine di questa tipologia, in maniera tale da evitare che il glicole contaminasse tutto il resto dell'impianto, cosa che avrebbe provocato molti problemi di gestione e controllo del BPI:

- considerando il volume di acqua totale presente nel circuito (oltre 20.000 litri) si sarebbe dovuta aggiungere una quantità di glicole molto elevata; con un costo unitario non indifferente (circa 5 €/l), ciò avrebbe comportato una spesa molto grande;
- una percentuale di glicole elevata implicherebbe un aumento della potenza elettrica assorbita dal circolatore, mentre una ridotta

percentuale l'impossibilità a poter testare la macchina a basse temperature.

Per i motivi sopra esposti, in passato il team di TEON ha deciso di isolare un piccolo circuito dall'impianto generale in cui sarebbe stata fatta fluire acqua e glicole. La separazione è stata realizzata tramite uno scambiatore di calore di disaccoppiamento intermedio con potenza nominale di 100 kW. La parte del circuito in cui viene fatta scorrere la miscela di acqua glicolata possedeva già tutta la strumentazione necessaria per l'esecuzione del test: circolatore, valvola di non ritorno, valvole di sfiato, rubinetti di scarico e rubinetti per carico fluido, termometri, manometri, sonde di temperatura e filtro. Si riporta di seguito lo schema funzionale del BPI in cui è stata realizzata la prova (Figura 2.1):

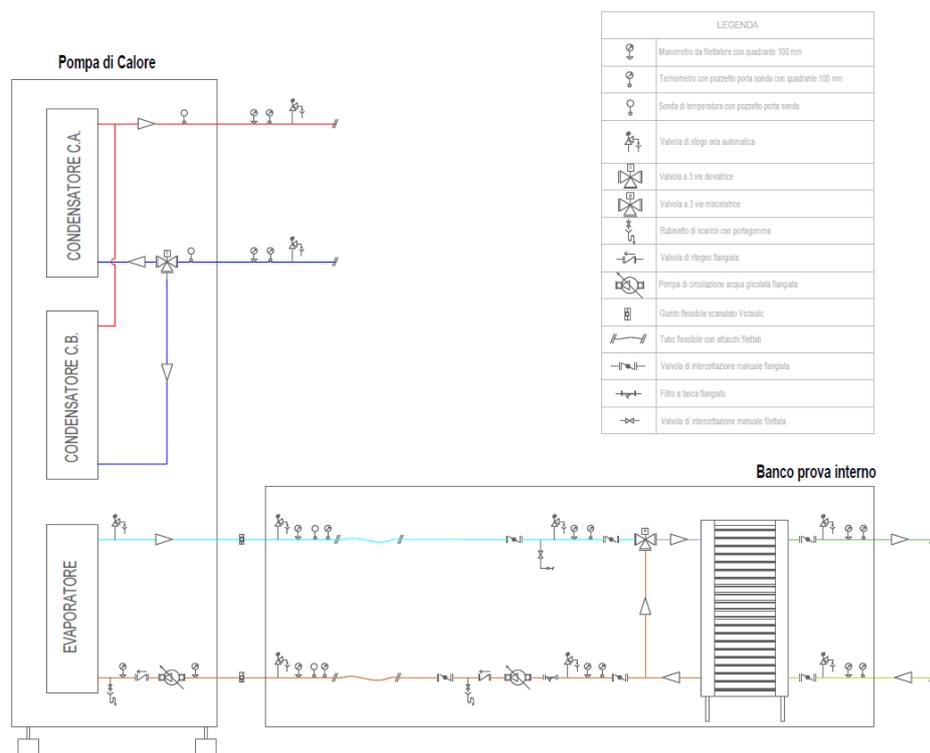


Figura 2.1

Nello schema sono stati indicati i confini fisici dei componenti presenti: la pompa di calore e il banco prova. Il collegamento tra essi è avvenuto

tramite due tubazioni flessibili di lunghezza 3 m filettate alle estremità da entrambi i lati, e giunti flessibili scanalati di tipo Victaulic per adattarsi alle uscite delle macchine (*Figura 2.2*). L'utilizzo di sistemi mobili di questo tipo ha permesso di avere sia una certa flessibilità di posizionamento della macchina più o meno vicina al banco a seconda delle esigenze, sia che per l'installazione senza tubazioni rigide. Inoltre, dallo schema impiantistico (*Figura 2.1*) è possibile notare anche che:

- erano presenti due pompe di circolazione in serie: una appartenente al banco prova e una appartenente alla pompa di calore. Durante l'esecuzione della prova sono state avviate entrambe e fatte lavorare congiuntamente, e ciò non ha causato alcun problema⁴¹;
- le pompe di circolazione sono state installate sul ritorno della macchina e non sulla mandata;
- i dati misurati durante la prova sono stati letti dal pannellino della pompa di calore, quindi per quanto concerne i valori delle temperature sono state utilizzate le sonde di temperatura; nel circuito erano comunque presenti dei termometri analogici sia sulla mandata che sul ritorno che hanno permesso di monitorare l'andamento della temperatura nel tempo: anche se il valore istantaneo possedeva un certo errore, osservare visivamente l'andamento è stata comunque un'informazione importante oltre il dato digitale riportato sul schermo del pannellino;
- la regolazione avveniva tramite una valvola miscelatrice a tre vie disposta a monte di tutto il circuito glicolato immediatamente a valle dello scambiatore di disaccoppiamento.

⁴¹ Normalmente si evita di collegare due pompe in serie poiché esse potrebbero generare problemi al funzionamento e di efficienza al sistema idraulico. Le cause sono molteplici: Differenza di pressione ai capi di ciascuna diverse, maggior rischio di guasto del circuito, maggior difficoltà di regolazione.



Figura 2.2 – A. Lato impianto



Figura 2.2 – B. Lato sorgente.

Valvola miscelatrice a tre vie

La presenza della valvola a tre vie era di fondamentale importanza per il circuito poiché senza di essa la temperatura della miscela sarebbe diminuita sempre di più senza limiti inferiori (fino a che non si sarebbe attivato l'allarme di antigelo della pompa di calore impostato da pannellino che avrebbe spento la macchina). Quindi, per condurre delle prove in condizioni stazionarie e poterle replicare anche successivamente, era assolutamente necessaria la valvola miscelatrice nel circuito. In particolare, la valvola miscelava l'acqua di ritorno dall'evaporatore, fredda poiché aveva ceduto il proprio calore alla pompa di calore con l'acqua in uscita dallo scambiatore di disaccoppiamento, calda visto, poiché aveva ricevuto energia termica. Sul lato primario dello scambiatore intermedio infatti, l'acqua presente nell'impianto del banco prova non glicolato si trovava ad una temperatura di circa 15 °C e scaldava la miscela di acqua e glicole in arrivo dall'evaporatore che si trovava invece ad una

temperatura sotto 0 °C. La regolazione quindi avveniva miscelando le due portate di acqua glicolata “fredda” e “calda”, cioè variando la posizione dell’otturatore nella valvola: più la sezione di passaggio veniva chiusa, meno acqua glicolata calda veniva aggiunta, e quindi più la temperatura della miscela verso l’evaporatore calava. Trattandosi di un controllo che avveniva sul circuito di mandata verso il banco prova, e di fenomeni termici in cui le inerzie sono generalmente molto elevate, i tempi di attesa per osservare reali variazioni sulla temperatura e ritornare successivamente in condizioni stazionarie erano relativamente lunghi (circa 3-4 minuti almeno). Infine, il comando della valvola miscelatrice avveniva tramite un servocomando posto al di sopra di essa e controllata direttamente dal display del banco prova: fissando la percentuale di apertura della valvola da display, variava la temperatura dell’acqua glicolata.

2.1.2 Riempimento circuito di acqua e glicole

Una volta collegata fisicamente la pompa di calore al banco prova interno, sia lato sorgente che lato impianto, si è provveduto al riempimento del circuito con la miscela di acqua e glicole. In particolare, per raggiungere la percentuale del 45 % in volume di glicole, è stato prima calcolato il volume contenuto all’interno delle tubature. A tal fine, le tubazioni (comprese anche le curve) sono state modellizzate come fossero un cilindro: calcolata la lunghezza della linea media del circuito, quest’ultima è stata moltiplicata per l’area della sezione di passaggio del fluido. Si tratta di un metodo semplificato e approssimativo, ma comunque abbastanza diretto per calcolare il volume del circuito in assenza di disegni specifici. Nel BPI però erano presenti tratti di tubazione differenti con componenti in linea che comunque possedevano un volume interno non facilmente calcolabile. In particolare:

- tratti di tubazioni da 2”;
- tratti di tubazioni da 2 ½”;
- pompe di circolazione;

- scambiatori di calore;
- valvole di intercettazione;
- strumentazione idraulica.

Per quanto riguarda le tubazioni, è stata calcolata la linea media e la relativa sezione di passaggio come già anticipato, visto che tutte le dimensioni erano note; da scheda tecnica era noto per entrambi gli scambiatori di calore il volume interno; per tutta la restante parte di circuito invece si è deciso di aggiungere un semplice 10 % sul totale, considerando anche le possibili perdite durante la fase di rabbocco. Il calcolo risultante ha restituito un volume totale interno pari a 150 litri, di cui circa 70 litri di glicole e 80 di acqua. Il processo di rabbocco e riempimento del circuito è avvenuto utilizzando taniche da 25 litri ciascuna in cui era contenuto il glicole puro acquistato. Non essendo stato disponibile un contenitore di medie-grandi dimensioni in cui inserire entrambi i fluidi nelle giuste proporzioni, per miscelare e successivamente inserirli nell'impianto, sono state sfruttate le taniche presenti. In particolare, si è sfruttata una pompa a bassa prevalenza. Inizialmente è stata caricata all'interno il contenuto di un'intera tanica di glicole puro; la tanica vuota rimasta è stata successivamente riempita con acqua direttamente dall'acquedotto e in seguito inserita a sua volta all'interno del circuito; una volta eseguita questa operazione altre due volte, cioè dopo aver inserito i 150 litri necessari, è stata avviata la pompa di circolazione per miscelare correttamente i due fluidi direttamente all'interno delle tubature; l'accensione della pompa è molto importante poiché la messa in moto della miscela nel circuito permette anche di espellere più facilmente le bolle d'aria che inevitabilmente entrano nel sistema durante la fase di riempimento; dopo aver sfiatato tutta l'aria presente, il circuito risultava pieno al suo interno ma non in pressione; questo dipendeva dal fatto che la pompa utilizzata non era sufficientemente potente per portare in pressione tutto quanto il circuito (essa infatti possedeva una prevalenza di circa 2 m); a questo scopo allora, per portare il circuito alla pressione relativa di 2,2 bar precedentemente stabilita, è stato attaccato il tubo

dell'acqua proveniente dall'acquedotto direttamente su uno dei rubinetti di caricamento del circuito: essendo infatti che l'acqua dall'acquedotto possedeva una pressione maggiore, essa sarebbe riuscita ad entrare nel circuito e quindi a portare in pressione tutto quanto il sistema; il fatto che si trattasse di una miscela allo stato liquido, e quindi di un fluido quasi incompressibile, una piccolissima quantità di acqua inserita ha permesso di raggiungere immediatamente i 2,2 bar desiderati; in questo modo la percentuale di glicole non ha risentito minimamente dell'acqua aggiunta ed è rimasta costante.

Infine, per confermare la bontà di tutta quanta l'operazione è stato utilizzato il rifrattometro per glicole (*Figura 2.3*), strumento di misura specifico per calcolare l'esatta percentuale di glicole presente nel circuito e quindi la temperatura di congelamento raggiunta. Il rifrattometro è uno strumento ottico utilizzato per determinare una proprietà fisica di una certa sostanza liquida a partire dal suo indice di rifrazione⁴². Il suo funzionamento si basa sul grado di rifrazione che la luce solare incidente possiede quando oltrepassa il mezzo liquido. Nel dettaglio, lo strumento è costituito da un tubo metallico in cui in una estremità è presente una superficie piana in cui applicare una piccola quantità di miscela di acqua e glicole, nell'altra invece un obiettivo che al proprio interno contiene la scala graduata (*Figura 2.4*). Una volta inserito il liquido sulla superficie, occorre attendere qualche secondo e direzionare il dispositivo in maniera tale che la luce solare sia perpendicolare al piano. La luce che incide la superficie e oltrepassa l'acqua glicolata si dirige all'interno dello strumento in cui sono presenti due prismi: in base al percorso che essa compie, cioè in base all'indice di rifrazione posseduto, la luce colora una certa zona della scala graduata nell'obiettivo indicando di fatto la percentuale di glicole presente. Infine, il tubo metallico di cui è costituito lo strumento è ricoperto esternamente da un secondo tubo in gomma che, quando esso viene impugnato, evita che la temperatura interna venga alterata influenzando i valori degli indici di rifrazione del liquido. Di seguito è riportato un'immagine dello strumento. La scala graduata presente all'interno dell'obiettivo: in base all'indice di rifrazione della

⁴² Proprietà ottica di una sostanza che descrive la velocità di propagazione della luce attraverso essa rispetto alla velocità che avrebbe nel vuoto (o nell'aria).

miscela, viene colorata una parte dell'obiettivo; la linea di divisione tra la parte colorata e quella non colorata indica esattamente il valore in percentuale della miscela e il relativo punto di congelamento associato. Da notare come ci siano due differenti scale in base a che si tratti di glicole propilenico o etilico; nel caso del prototipo in questione è stata caricato glicole etilenico.



Figura 2.3

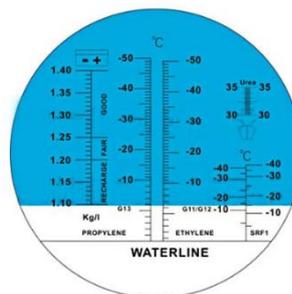


Figura 2.4

2.1.3 Taratura della quantità refrigerante

Anche se la pompa di calore è costruita in modalità doppio ciclo, inizialmente si è deciso di provarla in funzionamento solo mono-ciclo, cioè testando solo ciclo basso alimentato a propano. La pre-carica iniziale contenuta al suo interno era di 2 kg, e rappresentava il punto di partenza per la successiva fase di taratura della quantità ottimale di refrigerante da inserire al suo interno. La difficoltà di questa fase era rappresentata dal fatto che non era noto a priori il valore ottimale, ma andava determinato sperimentalmente a tentativi; partendo da un valore basso di temperatura di evaporazione e di temperatura di mandata, testando la macchina nelle varie condizioni di funzionamento, se essa non si fosse arrestata allora il refrigerante sarebbe stato sufficiente; viceversa, se si fosse spenta improvvisamente allora la quantità di gas sarebbe stata poca e quindi andava eseguito un ulteriore rabbocco. Anche il valore di refrigerante da aggiungere era incognito, in quanto non si sapeva esattamente il valore da introdurre; sfruttando l'esperienza dei tecnici frigoristi però tale processo è stato lasciato a loro discrezione. Riassumendo, durante il primo

avviamento in assoluto della pompa di calore è stata inserita la quantità mancante di gas refrigerante richiesto per il normale funzionamento della macchina. Questo valore non era noto inizialmente e, dopo aver pre-caricato la macchina di una lieve quantità, iterando il processo si è arrivati alla fine a determinare la quantità idonea.

Durante la prima accensione, la macchina non ha manifestato alcun comportamento strano o particolarmente degno di nota, fino a che dopo qualche minuto essa si è spenta. La temperatura di evaporazione raggiunta era ancora alta, in quanto pari a 5 °C: questo dipendeva dal fatto che la quantità di refrigerante non era sufficiente e che per consentire uno scambio termico efficace serviva più gas. Pertanto, è stata posizionata una bombola di propano di fianco alla macchina e collegata alla pompa di calore in maniera tale che si potesse aggiungere gas di volta in volta. Essendo un processo iterativo però, il caricamento di refrigerante doveva avvenire tramite piccole quantità per volta, fino ad un massimo di 300 g, e verificare riavviando la macchina la sua risposta. Il processo sarebbe terminato quando per tutte le condizioni di funzionamento previsto la macchina sarebbe risultata stabile. La procedura ovviamente ha richiesto molto tempo poiché occorre lasciare la durata adeguata ai transitori di esaurirsi. Fin dalle prime operazioni di aggiunta di gas comunque si è notato un effetto benefico: un incremento della temperatura di evaporazione anche se il circuito del banco prova non era stato regolato, cioè a parità di condizioni di sorgente. In linea con la fisica, tale temperatura all'aumentare della quantità di gas tende a crescere poiché incrementa la portata in circolo, e a parità di potenza termica scambiata diminuisce il salto termico nello scambiatore di calore. Nella realtà comunque è importante considerare che la quantità di refrigerante del ciclo basso è strettamente legata alla quantità nel ciclo alto: essendoci infatti uno scambiatore di calore che congiunge termicamente i due cicli, è inevitabile che una maggior portata abbia ricadute sul secondario dello scambiatore. Trattandosi però della prima accensione della pompa di calore, questi dettagli molto più fini sono passati in secondo piano visto che era importante inizialmente stabilizzare la macchina. Per questo motivo è stato prima provato e analizzato il funzionamento in mono-ciclo; successivamente, una volta stabilizzato il ciclo basso si sarebbe passati alla

modalità in doppio-ciclo e si sarebbe eseguita la stessa procedura. In conclusione, è stata aggiunta una quantità di R290 pari a +1,7 kg, per arrivare ad un totale di 3,7 kg (*Tabella 2.1*).

Tabella 2.1

Quantità di refrigerante	R290 Ciclo Basso [kg]	R600a Ciclo Alto [kg]
Pre-carica	2,00	3,00
Predisposizione PdC	1,70	0,00
TOTALE	3,70	3,00

2.1.4 Predisposizione pompa di calore

Prima di procedere con i test, la macchina è stata adeguata alle prove da compiere. Nel dettaglio, all'interno del quadro elettrico era presente solo un contatore che monitorava l'energia elettrica totale assorbita dalla macchina. Una volta installata presso l'impianto utente infatti, l'informazione finale di interesse per il cliente riguarda la sola energia elettrica totale assorbita dalla pompa di calore. Per quanto riguarda la condotta delle prove invece, ai fini di un'analisi più specifica e approfondita era importante conoscere tutti gli assorbimenti elettrici separatamente; trattandosi di una macchina costituita da due compressori al proprio interno, una pompa di circolazione per acqua glicolata e quattro ventilatori, oltre tutto il resto del quadro elettrico ed elettronico, la semplice lettura della potenza elettrica totale assorbita non è un'informazione rilevante per l'analisi dei dati; è molto più utile infatti riuscire a leggere la potenza di ciascuna utenza singolarmente così da:

- calcolare il COP termodinamico classico e diversificarlo dal COP complessivo della macchina, in maniera tale da poter ragionare separatamente sulle prestazioni del solo ciclo termodinamico e le prestazioni globali dell'intera macchina;

- capire quali componenti assorbono maggior energia elettrica e con quali efficienze, così da poter condurre una successiva campagna di analisi con l'obiettivo di sostituire quelli meno efficienti con altri modelli più prestanti oppure capire se sono presenti componenti sovradimensionati.

In conclusione, sono stati aggiunti due contatori di energia oltre quello presente; essi andavano a monitorare l'assorbimento elettrico complessivo di ciascuno dei due compressori. In questo modo, conoscendo la potenza assorbita dai due istante per istante, si poteva ricavare quella assorbita dai ventilatori e dalla pompa di circolazione; infine per dividere quest'ultimo contributo, è stata eseguita una prova singola in cui sono stati attivati i soli quattro ventilatori a piena potenza e si è calcolata la potenza elettrica assorbita; questo valore ottenuto è rimasto costante per tutta la campagna di misurazioni, pertanto, sottraendolo dal valore di potenza elettrica complessiva al netto dell'assorbimento dei compressori, è stato ottenuto il consumo della sola pompa di circolazione. Naturalmente, ogni volta che sono state attuate variazioni alle condizioni di funzionamento dei ventilatori, cioè modulazione della potenza tramite inverter o spegnimento di alcuni di essi, tale valore è stato poi di nuovo ricalcolato così da ottenere anche il nuovo assorbimento della sola pompa di circolazione. Nel caso del solo BPI però, cioè senza il collegamento con l'unità esterna e quindi senza ventilatori, la potenza assorbita dalla pompa di circolazione è stata ricavata direttamente per differenza conoscendo l'assorbimento totale e quello dei due compressori.

2.1.5 I Prova

Il primo test eseguito voleva determinare la risposta della macchina alle basse temperature di sorgente, cioè il vero fattore distintivo della pompa di calore prototipale. Ciò che si voleva verificare era la resistenza meccanica alle basse temperature del circuito idraulico e dell'evaporatore, e se la macchina riuscisse effettivamente a funzionare in tali condizioni. Mantenendo la temperatura di mandata all'impianto fissa a 50 °C, valore

che teoricamente il ciclo basso avrebbe dovuto garantire senza problemi, a partire da 17 °C di evaporazione iniziale è stata fatta diminuire gradualmente; in particolare, per ogni salto termico di 2 K sono stati rilevati i dati termodinamici del ciclo così da poter studiarne l'andamento in seguito. La variazione di temperatura della sorgente, e quindi dell'evaporazione, avveniva regolando la valvola miscelatrice a tre vie, come descritto in precedenza, cioè restringendo sempre più la sezione di passaggio della terza via. I dati di interesse prelevati a ogni misurazione sono stati i seguenti:

- Temperature:
 - temperatura in ingresso/uscita dell'acqua glicolata dall'evaporatore (da sonde di temperatura);
 - temperatura di mandata/ritorno verso l'impianto (da sonde di temperature);
 - temperatura di evaporazione del fluido refrigerante (da trasduttore di pressione);
 - temperatura in ingresso/uscita dal compressore del fluido refrigerante (da trasduttori di pressione);
 - temperatura di condensazione del fluido refrigerante (da trasduttore di pressione);
 - temperatura in uscita dal condensatore del fluido refrigerante (da trasduttore di pressione);
- Portata:
 - portata verso l'impianto (tramite rotametro presente nel BPI);
- Potenza:
 - potenza termica ceduta all'impianto (tramite PLC del BPI);
 - potenza elettrica assorbita dal compressore ciclo basso (tramite contatore PdC);

- potenza elettrica totale assorbita dalla pompa di calore (tramite contatore PdC).

A partire da questi valori, misurati direttamente sul campo durante le prove, sono stati ricavati i seguenti parametri tramite calcoli per differenza o attraverso formule inverse:

- potenza elettrica assorbita dalla pompa di circolazione: differenza tra potenza complessiva assorbita e potenza assorbita dal solo compressore;
- COP termodinamico: dividendo potenza termica per potenza elettrica assorbita dal solo compressore;
- COP complessivo: dividendo potenza termica per potenza elettrica assorbita dall'intera macchina;
- potenza frigorifera ceduta alla sorgente: differenza tra potenza termica e potenza elettrica del solo compressore;
- portata dell'acqua glicolata: sfruttando la potenza frigorifera calcolata e il salto termico dell'acqua glicolata;
- surriscaldamento: differenza tra temperatura in ingresso al compressore e temperatura di evaporazione del refrigerante;
- GLIDE: differenza tra temperatura uscita acqua glicolata dall'evaporatore e temperatura di evaporazione.

Di seguito si riportano alcune immagini che mostrano lo strato di brina formatosi sulla superficie esterna delle tubazioni in cui circolava l'acqua glicolata. Responsabile di questo fenomeno è stata l'assenza di coibentazione termica attorno le tubazioni: essa, infatti, era stata inserita solamente sul circuito frigorifero e non ancora su quello idraulico, per agevolare maggiormente lo svolgimento delle prove così (*Figura 2.5*).



Figura 2.5 - A



Figura 2.5 - B



Figura 2.5 - C

Si riassumono nella tabella che segue i dati misurati e calcolati indirettamente (*Tabella 2.2*) e successivamente anche i relativi grafici, per maggior comprensione (*Figura 2.6*).

Tabella 2.2

I° PROVA																					
Surriscaldamento GLIDE ΔT acqua glicolata ΔT acqua impianto	[°C]	6,9	6,7	3,6	2,7	2,5	2,9	3,1	3,2	3,3	3,2	3	3,1	3,3	3,4	3,3	2,7	3,5	2,9	3,1	2,9
	[°C]	5,5	4,7	4,2	3,5	3,9	4,5	5,2	5,7	5,4	4,9	5	4,2	3,5	3,6	2,9	3	4,1	4,6	4,6	4,1
	[°C]	8,5	7,8	7,2	7	6,1	5,8	5,3	4,9	4,5	4,4	4	3,7	3,5	3,2	3	2,8	1,9	1,9	1,5	1,4
	[°C]	12,7	12,5	11,9	11,4	10,9	10,4	9,9	9,2	8,9	8,3	7,9	7,6	7,1	6,6	6,2	5,7	4,9	4,9	4,1	3,9
	T_in sorgente	[°C]	17,2	15	12,8	11	9	7	5	2,9	1	-1	-3	-5	-7	-9	-11	-13	-15	-17	-19
T_out sorgente	[°C]	8,7	7,2	5,6	4	2,9	1,2	-0,3	-2	-3,5	-5,4	-7	-8,7	-10,5	-12,2	-14	-15,8	-16,9	-18,9	-20,5	-22,4
T_mandata impianto	[°C]	50,2	50,2	49,9	50	49,9	50,2	50	49,9	50,2	50,3	50,2	49,9	49,9	49,9	49,9	49,9	49,9	50,2	50,2	50,5
A IMPIANTO	[°C]	37,5	37,7	38	38,6	39	39,6	40	41	41,1	41,6	42	42,6	43,2	43,6	43,7	44,2	45	45,3	46,1	46,6
T_evaporazione	[°C]	3,2	2,5	1,4	0,5	-1	-3,3	-5,5	-7,7	-8,9	-10,3	-12	-12,9	-14	-15,8	-16,9	-18,8	-21	-23,5	-25,1	-26,5
T_in compressore	[°C]	10,1	9,2	5	3,2	1,5	-0,4	-2,4	-4,5	-5,6	-7,1	-9	-9,8	-10,7	-12,4	-13,6	-16,1	-17,5	-20,6	-22	-23,6
T_out compressore	[°C]	74,4	74,1	72,7	71,9	72	74,3	75,9	77,3	77,5	78,1	78,8	79,3	79,6	81,1	81	82	86	88	92,6	93,7
T_condensazione	[°C]	50,6	50,7	50,5	50,7	50,5	50,6	50,3	50,8	52	50,4	50,2	50,5	50,7	50,6	50	50,2	50,5	49,8	50,6	50,5
T_out condensatore	[°C]	49,3	50,3	50,1	50,3	49,5	47,6	46,2	46,1	45,6	45,8	46,2	46,2	45,7	47,1	47,1	47,2	47,1	47,3	48,3	48,3
Portata sorgente	[m³/h]	9,6	9,9	10,1	9,7	10,7	10,3	10,9	10,4	11,1	10,5	10,6	11,1	11,1	10,9	10,9	10	11,4	10,7	11,7	11,7
Portata impianto	[m³/h]	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8
Potenza termica	[kW]	125	120	114	108	104	97	94	86	84	79	74	72	69	63	60	53	44	41	37	35
Potenza frigorifera	[kW]	94,5	89,4	83,8	78,4	75,4	69,2	66,7	59,2	57,9	53,3	49,2	47,6	45,1	40,3	37,8	32,4	25,1	23,5	20,3	18,9
Potenza elettrica compressore	[kW]	30,5	30,6	30,2	29,6	28,6	27,8	27,3	26,8	26,1	25,7	24,8	24,4	23,9	22,7	22,2	20,6	18,9	17,5	16,7	16,1
Potenza elettrica pompa	[kW]	1,8	1,7	1,7	1,8	1,8	1,8	1,9	1,8	1,9	1,8	1,9	2	2	2	1,9	2,1	2,1	2	2	2
Potenza elettrica totale	[kW]	32,3	32,3	31,9	31,4	30,4	29,6	29,2	28,6	28	27,5	26,7	26,4	25,9	24,7	24,1	22,7	21	19,5	18,7	18,1
COP complessivo	[-]	3,87	3,72	3,57	3,44	3,42	3,28	3,22	3,01	3	2,87	2,77	2,73	2,66	2,55	2,49	2,33	2,1	2,1	1,98	1,93
COP termodinamico	[-]	4,1	3,92	3,77	3,65	3,64	3,49	3,44	3,21	3,22	3,07	2,98	2,95	2,89	2,78	2,7	2,57	2,33	2,34	2,22	2,17

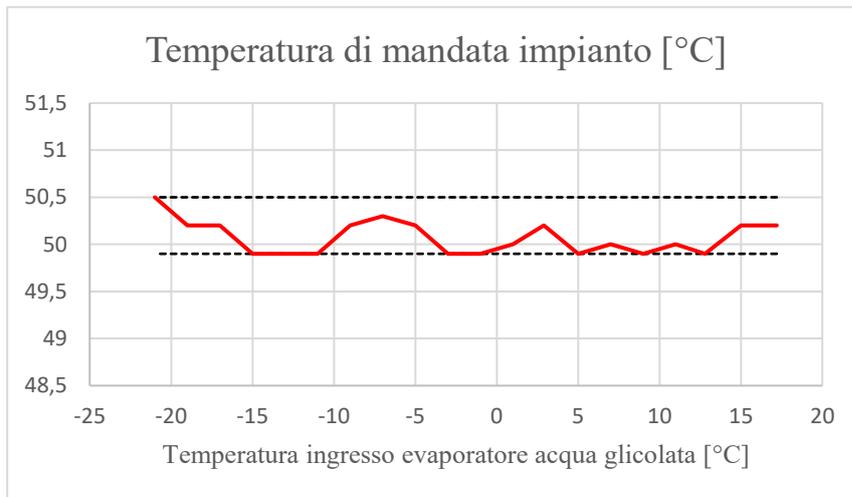


Figura 2.6 - A

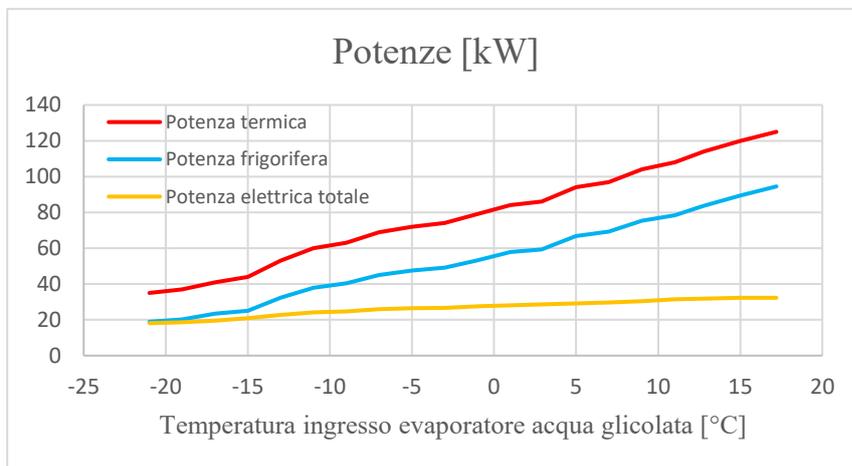


Figura 2.6 - B

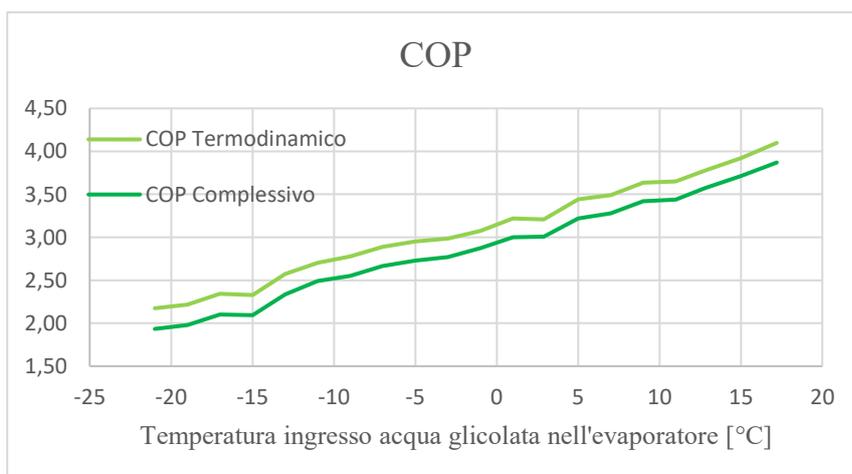


Figura 2.6 - C

I risultati emersi sono stati:

- le tubazioni e tutta la componentistica presente (scambiatori di calore, valvole e strumenti di misura) sono riusciti a reggere a temperature fino a -23 °C , cioè temperature di evaporazione fino a $-26,5\text{ °C}$;
- la temperatura di mandata dell'acqua verso l'impianto è rimasta più o meno costante durante tutta la durata della prova. Essa non è rimasta esattamente costante poiché l'abbassamento dell'evaporazione tende a trascinare leggermente verso il basso anche la condensazione; dopo un breve transitorio però tale valore ritorna al set-point;
- la valvola miscelatrice a tre vie presente è riuscita a variare la temperatura della sorgente come desiderato, quindi svolgendo il proprio compito correttamente;
- la miscela di acqua e glicole non si è congelata e ciò significa che la quantità di liquido antigelo era sufficiente;
- la potenza termica generata decresce con il diminuire della temperatura della sorgente, cioè al diminuire della temperatura dell'aria esterna (comportamento in linea con le attese);
- la potenza elettrica assorbita dalla pompa di circolazione praticamente è rimasta costante, con un piccolo incremento verso le basse temperature indotto dalle maggiori forze di attrito (visto che il fluido si stava avvicinando sempre più al proprio punto di congelamento e quindi la viscosità aumentava di conseguenza);
- il COP complessivo della macchina è sceso fino a un valore di 1,93 a $-26,5\text{ °C}$ di temperatura di evaporazione; si tratta di un buon risultato poiché rimanere nell'intorno di 2 come valore in queste condizioni significa che la macchina riesce a lavorare con buona efficienza in zone in cui normalmente nessuna pompa di calore aria-acqua riesce a spingersi.
- la potenza termica generata a $-26,5\text{ °C}$ di evaporazione è stata pari a 35 kW, in linea con quanto previsto a livello teorico.

In conclusione, la prima prova ha avuto un esito estremamente positivo poiché gli obiettivi posti sono stati tutti raggiunti e verificati: il ciclo basso è riuscito a lavorare correttamente nelle condizioni più estreme possibili (salto termico $-26,5\text{ °C} / +50\text{ °C}$); tutte le misurazioni eseguite e i dati registrati sono attendibili, in quanto prima di prelevarli nelle varie condizioni operative si è atteso circa un minuto di stabilizzazione del transitorio. La difficoltà riscontrata è stata la regolazione della temperatura della sorgente, poiché si è notato che per piccolissime variazioni dell'otturatore della valvola si ottenevano grandi variazioni di temperatura (questo perché lo strumento era poco sensibile per l'applicazione richiesta).

2.1.6 II Prova

Dopo aver verificato nella prima prova che la macchina riuscisse a funzionare a basse temperature di sorgente a parità di condensazione, con la seconda prova invece si è voluto testare il funzionamento contrario: aumentare gradualmente la temperatura di condensazione mantenendo costante l'evaporazione. Per velocizzare la prova, si è deciso di partire direttamente dalle condizioni più gravose in cui l'acqua glicolata veniva inviata in ingresso a -20 °C ; questo per cercare di delineare fin da subito i limiti del campo di applicazione del prototipo: a partire dai margini estremi del campo di funzionamento, successivamente si sarebbe andato ad approfondire l'interno di quest'ultimo. A partire da -20 °C di acqua glicolata in ingresso e 40 °C di mandata, è stata aumentata gradualmente la temperatura dell'acqua inviata all'impianto; lo scopo era duplice: da un lato si voleva testare fino a quando la macchina riusciva a produrre acqua calda a temperatura di sorgente di bassissima, dall'altro fino a quando il compressore del ciclo basso riuscisse a lavorare senza che la temperatura di scarico superasse i limiti consentiti da scheda tecnica di 123 °C .

Purtroppo l'esito è stato negativo, in quanto la pompa di calore non è riuscita a stabilizzarsi correttamente nelle varie condizioni di funzionamento e nemmeno a produrre acqua a più di 45 °C , infatti scattava l'allarme dell'antigelo. In ogni caso è stato possibile rilevare i dati per le temperature a 40 °C e 45 °C , ma non potevano essere considerati

attendibili. Il comportamento della macchina è stato anomalo poiché non ha reagito come desiderato, anche se teoricamente lavorava in condizioni più favorevoli di quelle della prima prova (visto che la temperatura di condensazione era inferiore). La differenza rispetto alla precedente prova era sottile ma con grandi riscontri sulla pompa di calore: nella prima prova si è arrivati gradualmente a temperature di evaporazione basse, lasciando alla macchina tutto il tempo necessario per assestarsi; nella seconda prova invece non è andata così: si è passati direttamente dalla temperatura ambiente alla temperatura di -25 °C di evaporazione. Considerando l'elevata inerzia dei transitori termici, infatti, è impensabile poter applicare un salto termico così alto in un lasso temporale così breve.

Dopo aver riflettuto sulla ragione di questi fenomeni e valutato le possibili soluzioni per l'esecuzione dei test, si è giunti alla conclusione che tali condizioni operative nella pratica non interessano poiché col solo ciclo basso non c'è mai necessità di mandare acqua a 50 °C quando la sorgente si trova a -20 °C ; pertanto, non aveva senso procedere oltre con ulteriori verifiche del caso e si è deciso di terminare la seconda prova. Inoltre, ci si è resi conto del fatto che il funzionamento della macchina in mono-ciclo poteva essere evitato del tutto. Nei periodi dell'anno più freddi la richiesta di potenza termica raggiunge il proprio picco, e quindi la macchina che possiede una potenza nominale di 120 kW non può operare in tali condizioni per cui eroga meno di 40 kW termici perché risulterebbe altamente sotto dimensionata. Invece, quando le temperature esterne si alzano, la produzione di acqua calda a 50 °C teoricamente dovrebbe essere garantita dal doppio-ciclo. In conclusione, il mono-ciclo è ridondante e non strettamente necessario. Senza dubbio, la sua eliminazione possiede indubbiamente degli aspetti positivi, come la diminuzione dei costi e la riduzione dei volumi occupati con conseguente maggior spazio libero, a seguito della seconda prova si è deciso di eliminare la possibilità di lavorare in mono-ciclo a partire dalle future macchine. Per completezza, si riportano di seguito le aggiunte di gas refrigerante eseguite (*Tabella 2.3*).

Tabella 2.3

Quantità di refrigerante	R290 Ciclo Basso [kg]	R600a Ciclo Alto [kg]
Pre-carica iniziale	2,00	3,00
Predisposizione PdC	+1,70	0
II° Prova	+0,24	0
TOTALE	3,94	3,00

2.1.7 III Prova

Dopo aver scartato la possibilità di utilizzare il mono-ciclo nelle future pompe di calore, si è deciso di concentrarsi solo sulla modalità in doppio-ciclo provandola sul BPI. La logica di funzionamento della macchina prevedeva inizialmente un avvio col solo ciclo basso. Una volta raggiunta una temperatura di mandata dell'acqua sufficientemente elevata da sostenere il doppio-ciclo (circa 50 °C), si sarebbe attivato il secondo ciclo. La prima volta che questa operazione è stata eseguita, poco dopo l'attivazione del ciclo alto, la pompa di calore si è spenta come se non in grado di "sostenere" il secondo ciclo. Dopo aver riprovato si è ottenuto lo stesso identico risultato, quindi ci si è interrogati sulla causa del problema. In particolare, si è notato un leggero fischio sibilante che la macchina emetteva durante l'attivazione del doppio-ciclo, per spegnersi qualche secondo dopo. Dopo attente analisi, ci si è resi conto che la probabile natura del problema era riconducibile a una scarsa quantità di refrigerante nel ciclo basso; quando il propano iniziava a scambiare calore nel condens-evaporatore, non riusciva ad arrivare fino all'evaporatore e nemmeno alla valvola di laminazione; la diminuzione progressiva di liquido uscente dal condens-evaporatore generava appunto il fischio udito all'interno dei tubi di rame. Il problema poteva essere risolto semplicemente aggiungendo una maggior quantità di refrigerante nel ciclo basso. Considerando l'architettura del ciclo basso infatti, allo scarico del compressore il propano viene inviato all'interno del condens-evaporatore

e solo successivamente nel condensatore; considerando le elevate cadute di pressione all'interno degli scambiatori di calore, ciò significa che sono presenti numerose perdite di carico nel circuito del ciclo basso. Durante il funzionamento in mono-ciclo della pompa di calore, in cui comunque l'R290 doveva oltrepassare prima il condens-evaporatore e successivamente scambiare calore nel condensatore del ciclo basso, questo fenomeno non si era verificato poiché non avveniva alcuno scambio termico nel condens-evaporatore; una volta che quest'ultimo è stato attivato nel funzionamento in doppio-ciclo invece, il fatto che venisse scambiato calore ha generato un aumento delle perdite di carico nel circuito e quindi il refrigerante si è bloccato e ha smesso di circolare, con conseguente crollo della temperatura di evaporazione letta dal trasduttore di pressione e quindi inevitabile blocco della macchina a seguito dell'attivazione dell'antigelo. Quando le pompe di calore operano in modalità doppio-ciclo è importante che essi siano "equilibrati" tra loro per un corretto funzionamento; questo si traduce nell'inserire la giusta quantità di refrigerante nei due cicli affinché lo scambio termico nel condens-evaporatore si mantenga più o meno costante, cioè senza che uno dei due cicli tenda a ricevere/cedere più calore del dovuto con conseguente "sbilanciamento" della pompa di calore verso quello più dominante e infine spegnimento forzato. Finché la pompa di calore è stata testata in modalità mono-ciclo, la quantità di R290 presente fino ad allora era più che sufficiente; nel funzionamento in doppio-ciclo invece ciò non era più verificato e occorreva determinare la nuova carica di propano e successivamente la corretta proporzione tra i due refrigeranti.

A seguito delle precedenti considerazioni, si è iniziato ad aumentare progressivamente la quantità di propano e a riprova l'accensione del ciclo alto; rispetto alla situazione iniziale si è riscontrato un periodo crescente in cui la macchina rimaneva attiva prima che andasse in blocco e spegnersi. Questo ha confermato l'ipotesi iniziale per cui il problema era riconducibile esclusivamente a una scarsa quantità di refrigerante nel ciclo basso. Quando la macchina si spegneva venivano aggiunti 200 g di refrigerante per volta, e si riprovava l'accensione in doppio-ciclo. Nel frattempo, per mantenere bilanciati ed equilibrati i due cicli, veniva aumentata anche la quantità di R600a nel ciclo alto (il valore esatto veniva

deciso dal tecnico frigorista che si occupava della carica, in base alla sua esperienza). Era importante fare in modo che all'interno del condensatore la differenza di temperatura tra condensazione ed evaporazione fosse di 5 K, come previsto da progetto. Dopo una serie di iterazioni si è giunti a una condizione in cui la macchina ha iniziato ad operare in doppio-ciclo stabilmente senza spegnersi. Si riportano di seguito i valori dei gas aggiunti complessivamente (*Tabella 2.4*).

Tabella 2.4

Quantità di refrigerante	R290 Ciclo Basso [kg]	R600a Ciclo Alto [kg]
Pre-carica iniziale	2,00	3,00
Predisposizione PdC	+1,70	0
II° Prova	+0,24	0
III° Prova	+1,64	+0,67
TOTALE	5,58	3,67

Dopo aver risolto il problema che provocava lo spegnimento della pompa di calore, la macchina non funzionava ancora in condizioni stabili poiché alcuni suoi parametri caratteristici non erano ancora costanti mentre da progetto avrebbero dovuto esserlo (come la temperatura in ingresso al compressore). Ciò significava che la giusta proporzione tra propano e isobutano non era ancora stata trovata. Si è voluto però provare comunque a spingere la macchina a funzionare nelle condizioni più estreme. Alla fine la pompa di calore è arrivata ad operare a -25 °C di evaporazione e 84 °C di condensazione del ciclo alto, con potenza termica erogata pari a 64 kW con COP globale di 1,88; i dati del punto di lavoro sono comunque stati rilevati, per quanto la misurazione non fosse attendibile poiché soggetta a grande oscillazione dei parametri, si è deciso così di terminare le prove all'interno del BPI.

Lo scopo dei test sul banco prova interno era quello di verificare che l'unità principale funzionasse correttamente e che rispettare i principali requisiti previsti da progetto. Dopo aver constatato il funzionamento alla temperatura di evaporazione di $-26,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (cioè con temperatura dell'acqua glicolata in ingresso pari a $-21\text{ }^{\circ}\text{C}$) in contemporanea a una temperatura di condensazione in doppio ciclo di $84\text{ }^{\circ}\text{C}$ (cioè con temperatura di mandata all'impianto di $81\text{ }^{\circ}\text{C}$), non era più necessario proseguire i test all'interno del BPI infatti. Il prototipo progettato deve essere considerato come unione delle due unità, e le prove eseguite sulla sola unità principale andavano considerate come preparazione della macchina per quando le due unità sarebbero state accoppiate. Dopo aver ultimato e risolto le ultime peculiarità nel BPI è stato di maggior interesse procedere con le prove vere e proprie delle due unità combinate tra di loro.

2.2 Banco prova esterno (BPE)

2.2.1 Camera climatica

Non essendo riuscita ad essere costruita in tempo per il periodo invernale in cui le temperature esterne sarebbero state favorevoli, la pompa di calore comprensiva delle due parti (unità principale ed unità esterna collegate assieme) è stata testata tramite una struttura creata ad hoc che fungeva da "camera climatica". Si definisce camera climatica un'apparecchiatura in cui è possibile creare e produrre particolari condizioni ambientali regolando meccanicamente due dei principali parametri igroscopici: temperatura e umidità. Essa viene molto utilizzata in settori come l'industria, la ricerca scientifica e l'agricoltura, il cui fine è quello di testare o conservare prodotti o studiare gli effetti determinati fattori ambientali su oggetti o organismi. La storia delle camere climatiche infatti ha inizio nel XVIII secolo, quando i primi esperimenti per controllare l'ambiente in laboratorio furono condotti principalmente nel campo della botanica. Con il successivo avvento della termoregolazione, durante il XIX secolo la tecnologia delle camere climatiche si sviluppò ulteriormente permettendo agli scienziati di studiare gli effetti delle diverse temperature

sull'attività biologica delle piante e degli animali. Nel corso del Novecento la loro tecnologia divenne sempre più sofisticata grazie ai progressi tecnologici e all'introduzione di nuovi strumenti di misurazione e controllo; umidità relativa, illuminazione e composizione atmosferica divennero parametri controllabili, consentendo dunque una maggior precisione nella riproduzione di diversi ambienti. Questi sviluppi hanno consentito un'ampia diffusione in molti gli altri settori non più a livello di laboratorio di ricerca ma a livello industriale, come l'industria alimentare per testare la conservazione dei prodotti, l'industria farmaceutica per sviluppare farmaci stabili ed efficaci e l'industria automobilistica per testare la resistenza dei materiali alle condizioni ambiente estreme. Infine, negli ultimi decenni, le camere climatiche sono state integrate con tecnologie digitali e di automazione consentendone una gestione più efficiente delle condizioni ambientali e della registrazione accurata dei dati. Questo ha reso possibile la creazione di simulazioni più precise e riproducibili degli ambienti naturali o di condizioni specifiche richieste per determinati test o esperimenti.

Nel caso della pompa di calore **T120 DC Air** la camera climatica sarebbe servita per testare il funzionamento del prototipo nelle varie condizioni ambientali esterne, in particolare simulando le diverse temperature dell'aria esterna. L'acquisto di un'apparecchiatura di questo tipo adibita al controllo della temperatura e dell'umidità relativa, considerando le dimensioni che essa avrebbe dovuto avere, sarebbe stato molto oneroso e non avrebbe giustificato i costi. Dunque si è preferito costruire un'ambiente simile ad una camera climatica che sfruttando la fisica del processo permettesse di raggiungere le basse temperature di funzionamento. La struttura realizzata aveva lo scopo di sottoporre la macchina a sollecitazioni ambientali ben definite e verificarne il suo comportamento: tecnicamente essa non poteva essere considerata una vera e propria camera climatica poiché il principio di funzionamento è totalmente differente, ma nella pratica essa fungeva da sistema di regolazione della temperatura dell'aria esterna e quindi, di fatto, una "specie" di camera climatica.

2.2.2 Realizzazione camera climatica

Nel dettaglio, la struttura è stata costruita nel cortile per mancanza di spazio all'interno del capannone. Essa era costituita da uno scheletro portante interno realizzato con il sistema tubo-doppio giunto, uno dei metodi più comuni nella costruzione di ponteggi e impalcature fisse. Si tratta di un sistema modulare costituito da tubi di acciaio zincato di diametro standard e una parete spessa per garantire stabilità e resistenza (ne caso in esame sono stati impiegati tubi di diametro 50 mm e spessore 3 mm). I giunti del sistema sono dispositivi in ghisa o acciaio forgiato progettati per collegare tubi e creare connessioni solide e sicure. Un doppio giunto è composto da due parti principali: una metà fissa, detta "anima", che viene inizialmente posizionata sul bordo esterno del tubo, e una metà mobile, detta "camma", che si collega alla metà fissa avvolgendo il tubo a cui accoppiarsi. La camma viene successivamente bloccata in posizione mediante un perno o un dispositivo di sicurezza. Si tratta di un metodo di connessione che offre una notevole resistenza e stabilità strutturale, rendendo il sistema adatto per sostenere carichi pesanti e fornire una piattaforma sicura. Il sistema tubo-doppio giunto offre quindi numerosi vantaggi per la costruzione di ponteggi e impalcature fisse, in quanto è flessibile e può essere adattato a diverse configurazioni e altezze richieste, oltre che essere estremamente veloce da assemblare e smontare. Inizialmente sono stati disposti sei tubi verticali, ciascuno di 3 metri di lunghezza, ripartiti equamente su due file simmetriche distanti 3 m tra loro; i tubi sullo stesso lato si trovavano ad una distanza di 1,5 m dal successivo; sulla base inferiore di ciascuno di essi erano presenti dei piantali che permettevano un appoggio al terreno più stabile. Successivamente sono stati montati per ciascuna delle due file due tubi trasversali, uno a metà altezza di lunghezza 3,3 m e un altro sulla sommità superiore (a circa 200 mm dal bordo) anch'esso di lunghezza 3,3 m: per ciascuna fila, entrambi i due tubi montati sono stati accoppiati con i giunti a tutti e tre i tubi verticali presenti, in modo tale da irrigidire la struttura. Infine, sono stati montati altri tre tubi superiormente collegati con le punte delle aste verticali, ecco perché era stato lasciato libero lo spazio di 200 mm, in modo tale da rendere le due file un'unica entità. Il risultato finale è stato una struttura portante di dimensioni 3x3x3 m, con una sporgenza

di 300 mm longitudinalmente (*Figura 2.8*). L'obiettivo infatti era quello di lasciare uno spazio libero tra il dry cooler e le pareti della camera climatica di circa 1 m per la corretta aspirazione dell'aria, e di 1,5 m nella parte superiore al di sopra dei ventilatori per un'adeguata espulsione dell'aria (*Figura 2.11*). A questo punto, è stato inserito un telo sottile con cui è stata rivestita esternamente la struttura, fissato a quest'ultima tramite del fil di ferro alle estremità con cui è stato messo in tensione; si trattava di un semplice telo impermeabile che aveva lo scopo di isolare il futuro ambiente interno dallo strato di isolante disposto all'esterno: essendo che i test dovevano raggiungere temperature dell'aria ambiente sotto 0 °C e quindi che si sarebbe formata brina, al termine quando la temperatura si sarebbe riportata a 15 – 20 °C esterni tutta la brina si sarebbe sciolta e tutta l'acqua prodotta avrebbe rovinato il materiale isolante; per evitare allora che la condensa formatasi potesse rovinare l'isolante permeabile all'acqua, si è deciso pertanto di mettere un leggero telo impermeabile intermedio. Una volta agganciato solidalmente il telo alla struttura e con premura aver chiuso tutti i punti luce presenti, sono stati fissate le strisce di materiale isolante, presente in rotoli. Il materiale scelto è stato feltro in lana di vetro con conducibilità termica pari a 0,04 [W/(m*K)], disponibile in rotoli di 1x13 m e spessore 50 mm (*Figura 2.7*). Il materiale isolante è stato inserito in maniera tale da rivestire tutta la superficie esterna del telo, tranne che sul lato frontale da cui sarebbe fuoriuscita l'unità principale della pompa di calore. L'idea infatti era quella di inserire totalmente l'unità esterna all'interno della camera climatica, facendo in modo però che essa fosse posizionata a filo del bordo perimetrale in maniera tale da lasciare l'unità principale all'esterno della camera climatica. Il motivo per cui unità principale era importante che rimanesse all'esterno della struttura risiedeva nel fatto che durante le prove era necessario poter accedere comodamente all'unità principale da ogni lato, così da poter raggiungere tutta la strumentazione necessaria e poter osservare eventuali anomalie su tutti i componenti. Questo significava che il lato frontale della camera climatica da cui sarebbe fuoriuscita l'unità principale della pompa di calore non doveva essere ricoperta interamente da materiale isolante ma solamente la parte vacante intermedia al di sopra e ai lati (essendo che l'unità principale possiede dimensioni di 1800x1800 mm circa e la camera

climatica 3000x3000 mm). Il materiale isolante è stato collegato e reso solidale alla struttura e al telo interno tramite fil di ferro (*Figura 2.9*).



Figura 2.7

Inoltre, per consentire un volume il più isolato possibile era importante eliminare anche le dispersioni inferiori verso il terreno; a tal proposito quindi sono stati inseriti anche uno dei pannelli dello stesso materiale isolante poggiati sul terreno in maniera tale da ricoprire tutta la superficie in pianta della camera climatica (anche al di sotto dell'unità esterna, considerando che essa era rialzata a 170 mm dal terreno per via della presenza dei piedini). Infine, anche in questo caso è stato poggiato al di sopra dei pannelli di isolante del terreno un telo impermeabile, per evitare che la condensa rovinasse il materiale (anche perché gran parte della condensa formatasi sarebbe caduta in basso e si avrebbe avuta la concentrazione maggiore). Infine, al di sopra del feltro in lana di vetro è stata montato un ulteriore telo impermeabile. A differenza del primo più interno il cui unico compito era quello di evitare che la condensa generata andasse a intaccare l'isolante, il secondo telo serviva solo per coprire e proteggere l'intera struttura dall'esterno: oltre la pioggia esso doveva resistere anche al vento che si sarebbe potuto verificare, evitando che la struttura si smantellasse. La copertura più esterna infatti, oltre ad essere impermeabile, era molto più spessa e molto più resistente di quella interna, ed è stata fissata solidalmente alla struttura e alla pompa di calore tramite

fil di ferro e nella parte inferiore sotto i piantali dei tubi di sostegno in rientranza (per evitare così che l'acqua delle piogge entrasse dal basso e intaccasse i pannelli di isolanti inferiori, *Figura 2.10*).

Il metodo di regolazione della temperatura interna della camera climatica avveniva tramite una porta apribile a fianco dell'unità principale, sul lato frontale della camera climatica, che avrebbe consentito l'ingresso di aria esterna per una miscelazione con quella interna: l'idea era quella di regolare l'apertura della porta come se fosse una serranda di regolazione controllata manualmente. L'apertura non era tarata e per giungere alla temperatura desiderata per l'esecuzione della prova occorreva procedere per tentativi. La porta è stata realizzata con un pannello di legno di scarto di altezza 1800 mm e larghezza 60 mm e disposta sul lato destro della vista frontale della camera climatica; la larghezza era esattamente la distanza tra lo spigolo della camera climatica e l'unità principale stessa. Il sistema di fissaggio è stato tramite due cerniere collegate ai tubi di acciaio, una in alto e una in basso, che avrebbero così permesso di regolare l'apertura della porta a piacimento.



Figura 2.8 - A



Figura 2.8 - B



Figura 2.9 - A



Figura 2.9 - B



Figura 2.10 - A



Figura 2.10 - B



Figura 2.11

2.2.3 Predisposizione BPE

Una volta costruita la struttura della camera climatica, sono stati eseguiti i collegamenti idraulici della pompa di calore al BPE. Il lato sorgente della macchina risultava già completo di tutta la strumentazione necessaria: erano presenti le sonde di temperatura, il flussostato e i due manometri a monte e a valle della pompa di circolazione, quindi non era necessario apportare alcuna aggiunta. Allo stesso modo pure il quadro elettrico possedeva già tutta la componentistica necessaria per l'esecuzione dei test, in quanto erano già presenti tutti i dispositivi per il collegamento dei ventilatori. L'ultima questione che rimaneva ancora da definire era come modellizzare il collegamento della pompa di calore con l'impianto utente, così da simulare l'impianto di riscaldamento dell'edificio, con libertà di variazione sulla temperatura di mandata e sulla potenza termica trasferita. L'idea iniziale è stata quella di collegarsi in centrale termica direttamente all'impianto di riscaldamento del capannone, in quanto alimentato da una pompa di calore acqua-acqua di taglia 115 kW ad acqua di falda, di taglia paragonabile a quella del prototipo di 120 kW. La centrale termica in cui è situata la pompa di calore da 115 kW si trova molto vicino alla camera climatica, e quindi al prototipo **T120 DC Air** (circa 3 m), e questo avrebbe facilitato le connessioni, per esempio utilizzando dei tubi flessibili. Inoltre, in centrale sono già presenti gli attacchi per il collegamento all'impianto da parte di un secondo generatore di calore per operare in alternativa alla pompa di calore da 115 kW, con tutta la strumentazione di controllo necessaria per il funzionamento: quest'ultima sarebbe stata disattivata e avrebbe operato solamente il prototipo. L'idea era molto semplice e consentiva una rapida messa in servizio del BPE, ma purtroppo conteneva al suo interno delle implicazioni per cui non è stata approvata: la mancanza di un sistema di regolazione della temperatura di mandata all'impianto di riscaldamento. Le utenze totali nel capannone infatti sono due aerotermini nell'area produzione, di 50 kW ciascuno, dieci ventilconvettori nella zona uffici, di circa 600 W ciascuno, e cinque radiatori nei bagni con potenza di 500 W singolarmente. La soluzione prevedeva di far lavorare costantemente a pieno carico la pompa di calore e, attraverso l'accensione e lo spegnimento di alcune utenze, variare la temperatura di mandata: più utenze richiedevano energia termica, e più la temperatura di mandata

sarebbe diminuita. Il problema era che solo gli aerotermini effettivamente possiedono una capacità di assorbimento termico significativa, tutti gli altri terminali non hanno abbastanza potenza da poter influire sulla temperatura di mandata all'impianto. Inoltre, anche sforzandosi il più possibile a regolare la potenza emessa dalla macchina con i soli due aerotermini, non sarebbe stato possibile regolare la temperatura di mandata mappando tutto il range di interesse: da 50 °C a 80 °C, con $\Delta T = 5$ K.

Alla luce di queste considerazioni pertanto si è deciso di scartare questa possibilità e si è optato per un metodo più ingegnoso che consentiva di regolare a proprio piacimento la temperatura di mandata verso l'impianto. Il sistema escogitato prevedeva di utilizzare l'acqua di falda normalmente usata per alimentare la sorgente della pompa di calore da 115 kW presente in centrale termica per raffreddare la portata di acqua in uscita dal prototipo verso l'impianto. Essendo che l'acqua di falda si trova nel sottosuolo ad una temperatura costante di circa 15 °C, variando la portata sarebbe stato possibile regolare la potenza scambiata tra i due fluidi e quindi la temperatura dell'acqua di mandata della pompa di calore (visto che la macchina funziona a portata fissa). Regolando la portata dell'acqua fredda di falda, sarebbe variata la temperatura dell'acqua calda di mandata. Inserendo uno scambiatore di disaccoppiamento intermedio tra la falda e la pompa di calore, e una valvola di regolazione sul circuito dell'acqua fredda, sarebbe stato possibile eseguire i test sul prototipo sul BPE. Lo scambiatore utilizzato aveva una capacità di scambio termico nominale di 65 kW; esso riceveva in ingresso l'acqua di falda fredda che, una volta riscaldata, veniva gettata nel pozzo di ritorno in falda; l'acqua di mandata del prototipo cedeva il proprio calore all'acqua di falda e successivamente ritornava nel condensatore; il circolatore dell'acqua di falda era già presente poiché era lo stesso che veniva utilizzava normalmente dalla pompa di calore presente in centrale termica per il proprio funzionamento: tramite una diramazione a T, già presente nel circuito, veniva deviata una parte della portata complessiva e inviata allo scambiatore intermedio; per facilità di messa in posa, tutti i collegamenti idraulici sono stati realizzati con tubazioni flessibili. Si riporta di seguito lo schema impiantistico riassuntivo (*Figura 2.12*).

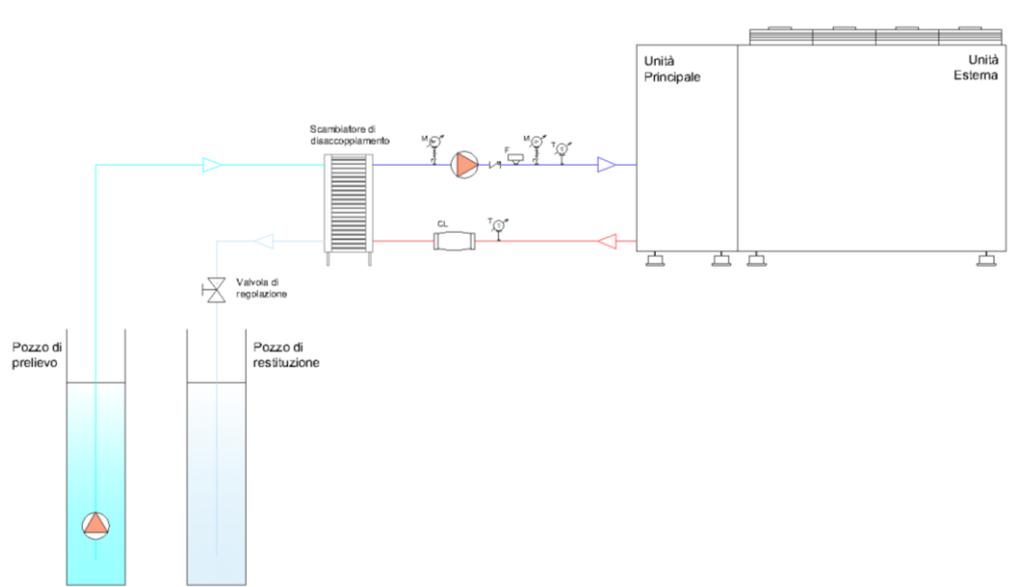


Figura 2.12

Si nota come:

- lo scambiatore viene fatto lavorare in contro-corrente, per maggiori efficienze di scambio termico;
- la valvola di regolazione del circuito dell'acqua fredda di falda è stata posta sulla tubazione in uscita dallo scambiatore di calore appena prima del pozzo di restituzione;
- il circolatore della pompa di calore è stato inserito sul ramo del ritorno;
- sono stati aggiunti tutti gli strumenti necessari per una condotta della prova: manometro a monte e a valle del circolatore, contaltri per la misurazione di portata, termometri sui due rami e flussostato;
- le sonde di temperature non sono segnate ma sono comunque presenti, poiché incluse all'interno della pompa di calore come previsto da progetto.

In conclusione, il meccanismo di regolazione della temperatura di mandata nel BPE funzionava in realtà in maniera inversa: invece che regolare

direttamente la temperatura di mandata della pompa di calore, visto che la macchina lavorava a pieno carico, regolando la potenza termica scambiata nello scambiatore di disaccoppiamento veniva variata di conseguenza la temperatura dell'acqua di ritorno verso la macchina. Il sistema dunque agiva non sulla mandata ma sul ritorno.

2.2.4 Riempimento circuito di acqua e glicole

Dato che la pompa di calore è stata smontata dal banco prova interno, trasportata all'esterno e successivamente accoppiata all'unità esterna, la miscela di acqua e glicole è stata svuotata e quindi andava reintegrata al suo interno. Tutta la quota estratta è stata conservata all'interno di una piccola cisterna, in maniera tale da poterla riutilizzare in seguito nel BPE. A differenza del BPI in cui era presente solo l'unità principale e il circuito idraulico del banco prova, nel BPE le due unità erano accoppiate e questo comportava un volume maggiore da riempire: il solo volume di acqua nelle due batterie di scambio termico era pari a 188 litri complessivi, per un caricamento totale di 265 litri di acqua glicolata. Considerando sempre una percentuale in volume del 45 %, il glicole totale inserito è stato pari a 120 litri. La procedura seguita è stata identica a quella del banco prova interno: dopo aver reinserito tutta la miscela estratta dal BPI (165 litri recuperati), i rimanenti 100 litri sono stati inseriti sfruttando le taniche vuote da 25 litri ciascuna a disposizione; infine, per portare tutto il circuito in pressione a 2,2 bar come previsto, è stata inserita una piccolissima quantità di acqua direttamente dall'acquedotto. In conclusione, la miscela ha raggiunto una temperatura di congelamento pari a $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$ (*Figura 2.13*).



Figura 2.13 - A



Figura 2.13 - B

2.2.5 Prova di accensione

La prima accensione della pompa di calore completa del dry cooler aveva lo scopo di verificare che l'unità esterna fosse stata correttamente dimensionata, e quindi funzionante come previsto da progetto, e che la camera climatica costruita riuscisse a garantire un abbassamento della temperatura dell'aria desiderato. Inoltre, era importante verificare anche i salti termici tra i vari fluidi e confrontarli con quelli previsti in fase di progetto: in particolare, aria-acqua glicolata e acqua glicolata-propano. Per conoscere la temperatura raggiunta dall'aria all'interno sono state inserite due sonde di temperatura all'interno di due scatole di derivazione con grado di protezione IP67, considerando le caratteristiche dell'ambiente all'interno della camera climatica: una per monitorare l'andamento della temperatura in ingresso nelle batterie e una invece quella in uscita dal dry cooler. La sonda usata per misurare l'aria ingresso è stata posizionata sul lato destro dell'unità esterna rispetto alla vista frontale del quadro elettrico (sarebbe stato indifferente anche dall'altro lato poiché sia la macchina che la struttura sono totalmente simmetriche senza squilibri di alcun tipo) e al centro della batteria a metà altezza, in maniera tale da ottenere un valore medio della temperatura dell'aria in ingresso. Ovviamente il valore letto era una media poiché la perturbazione del flusso era molto accentuata, considerando la potenza dei quattro ventilatori a pieno carico in un volume così ristretto, e considerando le dimensioni della sezione di passaggio; lo scopo infatti non era quello di leggere il valore istantaneo esatto ma più che altro ottenere un valore medio chiaro e soprattutto l'andamento nel tempo della temperatura come informazione qualitativa, per verificare se essa si manteneva circa costante oppure no. La sonda per la misurazione dell'aria in ingresso nel dry cooler è stata inserita al centro, a metà altezza e distante 1 m dalla sezione della batteria (a ridosso del telo interno della camera climatica). Per misurare la temperatura in uscita dai ventilatori invece, cioè per calcolare il salto termico dell'aria, la sonda è stata posizionata sulla sommità superiore del terzo ventilatore a partire dall'unità principale agganciata sulla griglia di protezione: si trattava del ventilatore più vicino al centro delle due batterie e che avrebbe permesso di ottenere il valore più vicino alla temperatura media.

Durante la prima accensione della macchina è stato subito verificato il funzionamento della camera climatica. Mantenendo tutta quanta la struttura chiusa, tra cui anche la porta usata come serranda di regolazione, con una temperatura esterna di 15 °C sono stati raggiunti -10 °C al suo interno in pochi minuti; poco dopo però la macchina è andata in blocco per via dell'attivazione dell'allarme dell'antigelo. A prescindere dalla risposta avuta dalla pompa di calore, in quanto essa può essere controllata e ottimizzata in seguito, la camera climatica è riuscita comunque a portare la temperatura interna al valore desiderato per l'esecuzione dei test; anzi, il trend osservato è stato che essa avrebbe potuto abbassare ulteriormente la temperatura interna se la macchina non si fosse bloccata prima. Dopo aver constatato questo fatto, nelle seguenti prove ci si è concentrati sul funzionamento vero e proprio della pompa di calore.

Dopo una serie di tentativi, la macchina risultava ancora instabile poiché la quantità di refrigerante nei due cicli non era sufficiente. Dopo aver aggiunto ulteriore gas, sempre secondo l'esperienza dei tecnici frigoristi, la macchina ha iniziato a operare più stabilmente mantenendo i valori delle differenze di temperatura caratteristiche previste tra fluidi più o meno costanti. Le prove sono state realizzate per ciascuna combinazione di temperatura di sorgente e di mandata impianto. In conclusione, l'ulteriore carica di refrigerante è stata la seguente, con un rapporto in massa dei due gas di 1,5 circa (*Tabella 2.5*).

Tabella 2.5

Quantità di refrigerante	R290 Ciclo Basso [kg]	R600a Ciclo Alto [kg]
Pre-carica iniziale	2,00	3,00
BPI totale	+3,58	+0,67
BPE totale	+1,20	+0,91
TOTALE	6,78	4,58

Si riportano di seguito alcune misurazioni prese durante l'adeguamento della pompa di calore, anche se non sono da considerarsi risultati definitivi (Tabella 2.6).

Tabella 2.6

PREDISPOSIZIONE BPE									
	Surriscaldamento CB	[°C]	3,5	3,6	4,9	1,4	1,3	3,2	4,3
	Surriscaldamento CA	[°C]	8,5	6,7	3,3	3,7	3,9	4,6	4,9
	GLIDE	[°C]	3	3,6	3,9	2,7	2,6	2,9	3,4
	ΔT acqua glicolata	[°C]	3,1	2,8	2,6	3	3,3	2,9	2,8
	ΔT condens-evaporatore	[°C]	5,4	4,1	6	5,5	5,1	5,1	5,2
	ΔT acqua impianto	[°C]	6,8	7,7	7,8	7,8	7,7	7,5	7,2
ACQUA GLICOLATA	T_in sorgente	[°C]	-16,9	-15,9	-14,6	-14,8	-16,6	-17,2	-18,6
	T_out sorgente	[°C]	-20	-18,7	-17,2	-17,8	-19,9	-20,1	-21,4
ARIA ESTERNA	T_in batterie	[°C]	-12,9	-12,3	-10,7	-11	-13,3	-14	-15,4
	T_out batterie	[°C]	-15,9	-14,7	-13,8	-14	-16,2	-16,6	-18
A IMPIANTO	T_mandata impianto	[°C]	80	80,8	80,2	81,1	81,4	81,6	81,3
	T_ritorno impianto	[°C]	73,2	73,1	72,4	73,3	73,7	74,1	74,1
R290	T_evaporazione CB	[°C]	-23	-22,3	-21,1	-20,5	-22,5	-23	-24,8
	T_in compressore CB	[°C]	-19,5	-18,7	-16,2	-19,1	-21,2	-19,8	-20,5
	T_out compressore CB	[°C]	64	65,3	64,6	62,5	62,9	64,4	65,7
	T_condensazione CB	[°C]	28	28,9	30,5	31,8	29,8	28,6	26,2
	T_out condensatore CB	[°C]	25,3	26,5	27,7	28	27,6	27	25,3
R600a	T_evaporazione CA	[°C]	22,6	24,8	24,5	26,3	24,7	23,5	21
	T_in compressore CA	[°C]	31,1	31,5	27,8	30	28,6	28,1	25,9
	T_out compressore CA	[°C]	87,7	88	84,2	86,9	87	87	87
	T_condensazione Ca	[°C]	83,8	85,8	82,4	83,8	82,8	84,8	83,1
	T_out condensatore CA	[°C]	62,3	61,7	62	62,5	62,6	63,5	63
PORTATE	Portata sorgente	[m³/h]	6,2	9	10,1	8,6	8	8,5	8,5
	Portata impianto	[m³/h]	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8
POTENZE	Potenza termica	[kW]	61,39	69,51	70,42	70,42	69,51	67,71	65
	Potenza frigorifera	[kW]	22,2	29,1	30,3	29,8	30,5	28,4	27,7
	Potenza elettrica compressore CB	[kW]	17	17,2	18	18,1	17,1	17	16
	Potenza elettrica compressore CA	[kW]	22,2	23,2	22,1	22,5	21,9	22,3	21,3
	Potenza elettrica ventilatori	[kW]	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4
	Potenza elettrica pompa	[kW]	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7
	Potenza elettrica totale	[kW]	44,6	45,8	45,7	45,9	45	44,7	42,7
COP	COP complessivo	-/-	1,38	1,52	1,54	1,53	1,54	1,51	1,52
	COP termodinamico	-/-	1,57	1,72	1,76	1,73	1,78	1,72	1,74

Dalla Tabella 2.6 si nota che:

- la temperatura dell'aria riesce ad arrivare fino a -15 °C, anche se può ulteriormente scendere poiché la macchina successivamente è andata in blocco per l'antigelo;

- si è riuscito a replicare quasi le stesse condizioni di funzionamento testate nel BPI (temperatura di evaporazione del ciclo basso -26,5 °C e acqua glicolata in ingresso nell'evaporatore -21 °C);
- il salto di temperatura dell'acqua alle basse temperature è pari a circa 3 °C, cioè esattamente al valore previsto da progetto;
- il salto termico dell'aria è pari a circa 3 °C, valore più basso di quello previsto da progetto di 5 °C;
- il salto termico nel condens-evaporatore si mantiene a circa 5 °C, come desiderato.

da cui si evince che:

- la quantità totale di refrigerante inserita è sufficiente, visto che il surriscaldamento, il glide, il sottoraffreddamento e il salto termico nel condens-evaporatore oscillano attorno ai valori fissati da progetto;
- il fatto che la macchina attivi l'allarme di antigelo nelle basse temperature, provocandone il blocco immediato, significa che molto probabilmente occorre aggiungere ulteriore glicole e superare la percentuale del 45 % in volume. L'allarme infatti scatta poiché nel programma della macchina è stata fissata la temperatura di -28 °C come limite inferiore raggiungibile per la temperatura di evaporazione del ciclo basso: al di sotto di essa la macchina va in blocco. Tale temperatura è scelta dall'utente e previene il congelamento della miscela, ed è condizionata unicamente dalla quantità di glicole presente: infatti, tutti gli altri componenti del circuito (batterie, pompa di circolazione e scambiatore di calore) sono garantiti dal costruttore fino a -40 °C di operatività. Ciò significa che per testare la macchina a basse temperature ed evitare che essa vada in blocco è opportuno aggiungere ulteriore glicole e poter così abbassare il valore del limite antigelo;
- il numero dei ventilatori pari a quattro può essere ridotti fino a tre ed ottenere comunque le stesse performance. Dopo alcuni tentativi

infatti, in cui a parità di condizioni sono stati studiati i salti termici caratteristici dei fluidi in ingresso e in uscite dai vari scambiatori di calore, si è visto che eliminando un ventilatore si otteneva la stessa risposta dalla macchina. Considerando che il prototipo oltre a funzionare correttamente deve anche avere un costo il più basso possibile, questa riduzione di componenti è stata subito accolta (a partire dalle prossime macchine prodotte naturalmente). Il fatto che un ventilatore risultasse obsoleto poteva essere intuito fin da subito comunque: il quarto ventilatore infatti era posizionato nella parte sporgente del dry cooler oltre le due batterie di scambio termico; ciò significava esso non riusciva ad aspirare sufficiente aria in aggiunta a quella già prelevata dall'esterno dei tre ventilatori, e che quindi risultasse esuberante.

2.2.6 Prove caratteristiche

Dopo aver stabilizzato la pompa di calore, prima di procedere con la campagna di sperimentazione dettagliata, era opportuno definire in maniera chiara quali fossero i punti di funzionamento da testare. In particolare, oltre le prove condotte per studiarne il funzionamento, in qualità di costruttore TEON doveva testare la macchina in specifiche condizioni che sarebbero poi dovute essere dichiarate nella scheda tecnica finale. Queste specifiche condizioni e la modalità con la quale esse devono essere eseguite sono descritte all'interno della normativa UNI TS 11300. In particolare, per una pompa di calore Aria-Acqua occorre eseguire le seguenti prove da normativa (*Tabella 2.7*):

Tabella 2.7

Sorgente fredda	Temperatura sorgente fredda				Temperatura pozzo caldo riscaldamento ad aria ¹⁾	Temperatura pozzo caldo riscaldamento idronico ²⁾			Temperatura pozzo caldo produzione acs ³⁾	
	-7	2	7	12		35	45	55	45	55
Aria	-7	2	7	12	20	35	45	55	45	55
Acqua		5	10	15	20	35	45	55	45	55
Terreno/roccia	-5	0	5	10	20	35	45	55	45	55

1) Temperatura di ripresa.
2) Per almeno una delle temperature indicate. Altri dati suggeriti: 25°C, 65°C.
3) Per almeno una delle temperature indicate.

Nel caso in esame dunque, essendo la macchina adibita alla produzione di acqua calda sia per il riscaldamento che per ACS, le prove da condurre sono a temperatura esterna di -7° , $+2^{\circ}$, $+7^{\circ}$ e 12°C con le seguenti temperature di mandata: 35°C , 45°C e 55°C . Come si può notare, i punti caratteristici sono concentrati verso le alte temperature dell'aria esterna sopra 0°C (a eccezione della condizione a -7°C) e per temperature di mandata relative basse. Questo dimostra come tipicamente le pompe di calore aria-acqua vengano impiegate per questi intervalli di temperatura. A differenza dello standard presente sul mercato e della quasi totalità delle pompe di calore di questa tipologia però, il prototipo costruito riesce a produrre acqua calda fino ad 80°C con temperatura dell'aria anche inferiore a -10°C . Questo dimostra chiaramente l'unicità e la particolarità di questa macchina, tanto che nella scheda tecnica, oltre i valori obbligatori da fornire da normativa, sarà necessario aggiungere altri punti di funzionamento che attestino le reali caratteristiche della macchina mostrandone le proprie peculiarità.

Trattandosi comunque di una fase iniziale in cui lo scopo principale era quello di verificare che la macchina funzionasse correttamente in tutte le condizioni ipotizzate in fase di progetto, era importante sondare le prestazioni della macchina in maniera più fissa nei vari range di temperatura estrapolando dati anche in punti intermedi; a tal proposito infatti si è deciso di considerare e analizzare quanti più punti possibili in cui la macchina riusciva a lavorare in condizioni stabili. Il fatto che la pompa di calore dovesse trovarsi in condizioni stabili era di fondamentale importanza infatti, altrimenti la prova non sarebbe stata considerata valida a fini statistici. Il reale problema infatti, come già ampiamente descritto, non riguardava un funzionamento non ottimale della pompa di calore e che generava instabilità quindi, ma bensì si trattava del fatto che era molto difficile stabilizzare la temperatura dell'aria nella camera climatica e dell'acqua di mandata; la difficoltà quindi era dovuta intrinsecamente alla struttura e all'architettura del BPE, non alla pompa di calore in sé; essa aveva già dimostrato di aver raggiunto le condizioni di lavoro stabili più o meno in tutte le condizioni di funzionamento, ma la regolazione dell'aria che avveniva tramite apertura e chiusura della porta e quella dell'acqua

tramite la chiusura della valvola, inequivocabilmente generavano difficoltà nell'ottenere valori precisi e transitori lunghi da rispettare.

2.2.7 Procedura di acquisizione dati

Una volta chiariti i punti che si andavano a misurare, è stata definita la condotta della prova a partire dalle informazioni da registrare. In particolare, i dati da acquisire erano i seguenti:

- Temperature:
 - Temperatura di ingresso/uscita dell'acqua glicolata dall'evaporatore (da sonde di temperatura);
 - Temperatura di mandata/ritorno verso l'impianto (da sonde di temperatura);
 - Temperatura di ingresso/uscita aria dal dry cooler (da sonde di temperatura);
 - Temperature di evaporazione dei due fluidi refrigeranti (da trasduttore di pressione);
 - Temperature di ingresso/uscita dal compressore dei due fluidi refrigeranti (da trasduttori di pressione);
 - Temperature di condensazione dei due fluidi refrigeranti (da trasduttore di pressione);
 - Temperature di uscita dal condensatore dei due fluidi refrigeranti (da trasduttore di pressione);
- Portata:
 - Portata verso l'impianto (tramite display presente sul circolatore oppure tramite contalitri);
- Potenze:
 - Potenza elettrica assorbita totale dalla pompa di calore (tramite contatore PdC);

- Potenza elettrica assorbita dal compressore ciclo basso (tramite contatore PdC);
- Potenza elettrica assorbita dal compressore ciclo alto (tramite contatore PdC);
- Potenza elettrica assorbita dai ventilatori (tramite contatore PdC, costante ad ogni prova).

da cui successivamente si sarebbero ricavate le seguenti informazioni inversamente:

- potenza termica, conoscendo portata e salto termico dell'acqua di mandata verso impianto;
- potenza frigorifera, sottraendo le due potenze elettriche dei due compressori da quella termica;
- potenza elettrica assorbita dalla pompa di circolazione, sottraendo alla potenza elettrica totale il contributo dei due compressori e dei ventilatori;
- portata acqua glicolata conoscendo la potenza frigorifera e il salto termico della miscela;
- COP termodinamico;
- COP complessivo;

Nel dettaglio, la procedura consisteva inizialmente nel fissare la temperatura dell'aria all'interno della camera climatica. Questa fase è risultata particolarmente complicata in certi momenti poiché il tempo richiesto era relativamente lungo; purtroppo, essendo che si trattava di un processo condotto ad iterazione in cui aprendo o chiudendo la porta variava la temperatura interna, i reali effetti su di essa a seguito di un'azione venivano apprezzati solamente dopo un certo intervallo di tempo più o meno lungo (in alcuni casi anche dei 5-10 minuti). Inoltre, essendo che la temperatura all'interno dipendeva anche dalla radiazione

solare incidente sul telo, ed essendo che il cortile dell'azienda si trova verso ovest e non aveva alcun riparo dalla luce solare, in base alla fascia oraria in cui veniva eseguita la prova si riscontravano temperature differenti a parità di apertura della porta. Infine, per i test con temperature dell'aria oltre 0 °C, anche se la serranda era totalmente aperta la temperatura non riusciva a portarsi ai valori desiderati ma rimaneva sempre al di sotto di 0 °C; questo era dovuto all'eccessiva potenza frigorifera prodotta dal dry cooler. Per ovviare a questa problematica, si è dovuto ricorrere all'apertura del telo esterno che ricopriva la camera climatica: sollevando dal basso il telo, l'aria interna più fredda depositata nella parte inferiore a contatto con il terreno, si disperdeva all'esterno provocando un innalzamento della temperatura interna. Anche in questo caso però il processo proseguiva con iterazioni alzando ed abbassando il telo fino a che la temperatura letta dalla sonda di temperatura non si assestava attorno al valore desiderato. Alla luce di tutte queste considerazioni dunque, la prima fase di regolazione della temperatura dell'aria internamente è stata particolarmente delicata per ogni prova. Successivamente, si procedeva portando la temperatura dell'acqua di mandata al valore di 50 °C; a partire da tale valore, diminuendo lentamente lo scambio termico nello scambiatore di disaccoppiamento con la valvola di regolazione, la temperatura si innalzava e quando la macchina si assestava a regime venivano allora presi i valori dei parametri caratteristici di funzionamento.

Risultati in tabella

A seguito della descrizione della procedura, si riportano di seguito gli esiti delle prove condotte per ciascuna temperatura dell'aria ambiente con temperatura di mandata verso l'impianto da 50 °C a 80 °C, con salti termici variabili in base alla stabilità della pompa di calore (*Tabella 2.8*). Purtroppo nella prova con -11 °C le temperature di entrambi i liquidi all'uscita dal condensatore non sono state registrate durante la prova.

Tabella 2.8 – A. Aria esterna -11 °C.

Temperatura aria: -11 °C																							
Surriscaldamento CB Surriscaldamento CA GUIDE ΔT acqua glicolata ΔT condens-evaporatore ΔT acqua impianto	[°C]	0,7	3,3	2,2	3,6	3,5	7,3	0,6	1,3	1	2,9	2	1	1,2	1,4	1,3	1,2	1,4	3,6	3,6	3,8	3,7	
	[°C]	3,5	4,8	3,5	2,9	3,1	2,1	3	3,7	2,7	3,5	7	4	2,9	2,6	3,6	2,9	4,9	3,2	3,4	4	4	
	[°C]	0,7	4,2	2	2,5	2,3	5,6	0,8	2,6	2,7	5,3	2,8	2,6	3,3	4,2	3,3	4	5,2	5,6	5,6	5,6	5,5	
	[°C]	3,3	3,4	3,5	3,3	3,4	3,3	3,4	3,4	3,6	3,6	3,3	3,5	3,5	3,5	3,5	3,4	3,1	2,9	2,9	2,9	2,9	
	[°C]	6,7	5,8	6,8	5,8	6,3	4,4	7,8	5,2	5,5	5,8	6,4	5,2	5,3	5,1	5,2	5	6,5	4,8	5	4,9	4,8	
	[°C]	5,8	5,7	5,8	5,8	5,5	5,7	5,5	5,9	5,8	5,8	5,5	5,8	5,5	5,8	5,9	5,6	5,7	5,7	5,7	5,8	5,9	6
	[°C]	-14,2	-14,3	-14,3	-14,7	-14,8	-14,7	-14,7	-14,7	-14,7	-15	-15	-15	-15,2	-15,2	-15,1	-15,2	-15,3	-15,3	-15,3	-15,3	-15,1	-15,1
	[°C]	-17,5	-17,7	-17,8	-18	-18,2	-18	-18,1	-18,1	-18,3	-18,6	-18,3	-18,5	-18,7	-18,7	-18,6	-18,4	-18,2	-18,2	-18,2	-18,2	-18	-18
	[°C]	-9,5	-10,2	-10,5	-10,8	-10,4	-10,6	-10,6	-10,7	-10,8	-10,7	-10,8	-11	-11	-11,2	-11,4							
	[°C]	-13,4	-12,9	-13,5	-13,8	-13,8	-13,7	-13,7	-13,5	-13,8	-14	-13,7	-14	-14,1	-14,3	-14,3	-14,5	-14,6	-14,6	-14,6	-14,6	-14,3	-14,5
A IMPIANTO	[°C]	48,1	52,9	54	55	57,5	59,5	60	62,4	63,7	64,9	66	68,2	70	71,1	75,1	71,1	79	79,9	80,1	80,9	81,8	
[°C]	42,3	47,2	48,2	49,2	52	53,8	54,5	56,5	57,9	59,1	60,5	62,4	64,1	65,2	69,5	71,4	73,3	74,2	74,3	75	75,8	75,8	
[°C]	-18,2	-21,9	-19,8	-20,5	-20,5	-23,6	-18,9	-20,7	-21	-23,9	-21,1	-21,1	-22	-22,9	-21,9	-22,6	-23,6	-23,8	-23,8	-23,6	-23,6	-23,5	
[°C]	-17,5	-18,6	-17,6	-16,9	-17	-16,3	-18,3	-19,4	-20	-21	-19,1	-20,1	-20,8	-21,5	-20,6	-21,4	-22,2	-20,2	-20,2	-20,2	-19,8	-19,8	
[°C]	30,8	27,1	35,1	35,1	37,5	44	44,4	38,6	42,3	46,6	51,1	51,7	53	54,4	57,8	58,5	59,9	61,3	61,3	61,5	62,7	63,6	
[°C]	22,5	22,4	23,6	23	23,7	22,2	25,9	26,3	26,2	25	26,4	28	27,5	26,8	28,9	28,6	27,9	27,5	27,6	28	28,3	28,3	
[°C]	15,8	16,6	16,8	17,2	17,4	17,8	18,1	21,1	20,7	19,2	20	22,8	22,2	21,7	23,7	23,6	21,4	22,7	22,6	23,1	23,5	23,5	
[°C]	19,3	21,4	20,3	20,1	20,5	19,9	21,1	24,8	23,4	22,7	27	26,8	25,1	24,3	27,3	26,5	16,5	25,9	26	27,1	27,5	27,5	
[°C]	50,7	57,5	57,3	58,7	60,4	63	65	67,3	67,4	69,7	71,3	73,3	74	75,2	79,4	81,2	83,7	85,5	86	88,3	89,6	89,6	
[°C]	49,8	54,9	56	57	59,6	61,1	63	65,4	66,3	66,7	68,9	71,4	73,1	73,5	78,8	80,3	81,4	82,4	82,4	83,1	84,1	84,1	
[°C]	10,9	10	9,7	10,4	9	10,1	8,7	9,9	9	9,5	8,7	8,9	9,3	9,5	7,9	8,5	6,4	10,1	10,5	10,8	11,1	11,1	
[m³/h]	10,8	10,8	10,8	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	
[kW]	72,5	71,3	72,5	73,2	69,4	71,9	69,4	74,4	73,2	73,2	69,4	73,2	74,4	74,4	70,6	71,9	71,9	71,9	71,9	73,2	74,4	75,7	
[kW]	41,5	39,5	39,3	39,8	35,3	38,5	34,1	38,8	37,5	39,7	33,1	36,1	37,7	38,3	32,1	33,6	23,1	34	35,3	36,1	37,1	37,1	
[kW]	13,9	15,2	15,4	15,5	16,1	16,4	17,1	17,7	17,8	17,6	18,3	19,2	19,3	19,3	21	21,2	22,9	21,4	21,4	21,4	21,7	22	
[kW]	17,1	16,6	17,8	17,9	18	17	18,2	17,9	17,9	15,9	18	17,9	17,4	16,8	17,5	17,1	25,9	16,5	16,5	16,5	16,6	16,6	
[kW]	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	
[kW]	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	
[kW]	36,2	37	38,5	38,7	39,3	38,3	40,6	40,5	40,9	38,8	41,5	42,3	42	41,4	43,8	43,6	43,2	43,2	43,2	43,2	43,5	43,8	
[F]	2	1,93	1,88	1,89	1,77	1,88	1,71	1,84	1,79	1,89	1,67	1,73	1,77	1,8	1,61	1,65	1,66	1,66	1,66	1,69	1,71	1,73	
[F]	2,34	2,24	2,18	2,19	2,03	2,15	1,97	2,09	2,05	2,18	1,91	1,97	2,03	2,06	1,88	1,88	1,88	1,88	1,88	1,93	1,94	1,96	

Tabella 2.8 – B. Aria esterna -9 °C.

Temperatura aria: -9 °C		2.8	3.9	1.3	3.1	2.3	3.7	4.2	4	4.5	2.5	3	3.6	3.6	2.4	3.3	2.3	2.7	3.3	3.2	3.5	3.6
Surniscaldamento CB	T _{in} sorgente	2.8	3.9	1.3	3.1	2.3	3.7	4.2	4	4.5	2.5	3	3.6	3.6	2.4	3.3	2.3	2.7	3.3	3.2	3.5	3.6
	T _{out} sorgente	5.5	2.6	4.6	2.7	2.7	3.9	3.9	3.9	6.5	3.4	3.1	2.9	4.4	2.9	3	2.8	2.8	3.6	4	3.8	4.6
Surniscaldamento CA	T _{in} sorgente	2.3	4.7	3.2	4.2	3.9	4.1	4	4	3.2	3.3	3.7	4	4.1	3.6	4.3	3.6	3.8	3.8	3.9	4.2	4
	T _{out} sorgente	2.7	3.2	3.1	3	3.2	3.1	3	2.8	3	2.8	3	2.9	2.9	3.1	3	3	3	3	3	3	2.8
ΔT acqua glicolata	T _{in} sorgente	6.3	5.3	4.8	5.5	4.9	5.7	5.6	5.7	7.3	5.4	5.6	5.6	5.9	5.5	5.7	5.5	5.5	5.5	5.5	5.6	6
	T _{out} sorgente	6.3	6.9	6.2	6.5	6.5	6.5	6.5	6.7	6.6	7.2	7.1	6.6	7	7	7	6.8	7	7	6.9	7	7
ΔT acqua impianto	T _{in} sorgente	-14.9	-11.2	-13.9	-13.7	-13.1	-13.3	-13.5	-13.2	-12.7	-12.6	-12.5	-12.3	-12.2	-12	-12.1	-12.1	-12.1	-12.1	-12.2	-12.3	-11.9
	T _{out} sorgente	-17.6	-14.4	-17	-16.7	-16.3	-16.4	-16.5	-16.2	-15.5	-15.6	-15.6	-15.2	-15.1	-15.1	-15.1	-15.1	-15.1	-15.1	-15.2	-15.1	-14.7
ARIA ESTERNA	T _{in} batterie	-9.6	-4.6	-9.8	-9.5	-9.1	-9.4	-9.5	-9.1	-8.7	-8.3	-8.9	-8.6	-8.7	-8.6	-8.6	-8.7	-8.6	-8.6	-8.6	-8.9	-8.6
	T _{out} batterie	-13.4	-9.9	-12.8	-12.7	-12.3	-12.4	-12.5	-12.3	-11.6	-11.5	-11.9	-11.7	-11.6	-11.6	-11.6	-11.6	-11.6	-11.6	-11.6	-11.7	-11.8
A IMPIANTO	T _{mandata impianto}	50.5	52.9	55.3	57.5	61.3	63.9	65	66.1	70.3	71.7	72.2	74.8	75.4	76.2	77.4	80.1	81.3	82.6	83.5	84	87.1
	T _{ritorno impianto}	44.2	46	49.1	51	54.8	57.4	58.5	59.4	63.7	64.5	65.1	68.2	68.4	69.2	70.4	73.3	74.3	75.6	76.6	77	80.1
R290	T _{evaporazione} CB	-19.9	-19.1	-20.2	-20.9	-20.2	-20.5	-20.2	-20.5	-20.2	-18.7	-18.9	-19.3	-19.2	-19.2	-18.7	-19.4	-18.7	-18.9	-18.9	-19.1	-19.3
	T _{in} compressore CB	-17.1	-15.2	-18.9	-17.8	-17.9	-16.8	-16.3	-16.2	-14.2	-16.4	-16.3	-15.6	-15.6	-16.3	-16.1	-16.4	-16.2	-15.6	-15.9	-15.8	-15.1
	T _{out} compressore CB	45.2	55.4	50.9	53.3	56.1	58.1	59.3	59.7	61.3	59.2	60	61.3	61.6	60.8	61.5	61.6	62.2	63.2	64.1	64.7	66
	T _{condensazione} CB	23.5	25.8	25.1	24.7	27.6	27	27.1	27.7	29.5	31.3	31.2	31.3	31.2	31.2	32.8	32.3	33.9	33.6	33.7	33.7	35.3
	T _{out} condensatore CB	21	24.2	24.1	22.9	24.8	24.4	24.6	25.4	26.5	28.2	28.6	28.9	29.1	29.8	30	30.7	30.9	30.2	30.1	30.7	31.7
R600a	T _{evaporazione} CA	17.2	20.5	20.3	19.2	22.7	21.3	21.5	22	22.2	25.9	25.6	25.7	25.3	27.3	26.6	28.4	28.1	28.2	28.2	28.2	29.3
	T _{in} compressore CA	22.7	23.1	24.9	21.9	25.5	24	25.4	25.9	28.7	29.3	28.7	28.6	29.7	30.2	29.6	31.2	30.9	31.7	32.2	32	33.9
	T _{out} compressore CA	54.3	55.6	61.7	62.4	64.6	68.4	75.6	77.3	76.9	77.7	77.8	80.6	82.8	81.7	83	85.1	86.5	89	90.9	91.6	95
	T _{condensazione} Ca	50.9	53.8	58.1	59.1	64	65.8	66.7	68	72.3	73.9	74.3	77.3	76.6	78.8	79.6	83.1	83.8	84.8	85.5	85.8	89.4
PORTATE	T _{out} condensatore CA	39	41.2	44.2	47.5	49.1	50	50.9	53.7	55.7	55.3	57.9	58.2	59.3	60	62.1	62.8	63.5	64.1	64.4	67.3	
	Portata sorgente	13.5	12.9	10.9	12.3	11	11.4	12.3	13.1	13.1	14.1	13.6	12.5	14.1	12.8	13.4	12.1	12.8	12.8	12.4	13.7	13.1
POTENZE	Portata impianto	10.2	10.2	10.2	10.2	10.2	10.5	10.6	10.6	10.6	10.7	10.7	10.7	10.7	10.7	10.7	10.7	10.7	10.7	10.7	10.7	10.7
	Potenza termica	74.4	81.5	73.2	76.7	76.7	79	82.2	81	88.3	87.9	81.7	86.7	86.7	86.7	86.7	84.2	86.7	86.7	85.5	86.7	86.7
	Potenza frigorifera	42.1	47.7	39	42.7	40.7	40.8	42.6	45.5	42.5	49	48.7	41.8	47.4	45.9	46.6	42.1	44.6	44.5	43.1	44.3	42.6
	Potenza elettrica compressore CB	14.4	15.5	16.3	16.4	17.8	17.9	18.3	18.5	19.4	20.3	20.3	21	20.6	21.6	21.6	22.8	22.9	23.1	23.4	23.5	24.7
	Potenza elettrica compressore CA	17.9	18.3	17.9	17.6	18.2	18	18.1	18.2	19.1	19	18.9	18.9	18.7	19.2	18.5	19.3	19.2	19.1	19	18.9	19.4
COP	Potenza elettrica ventilatori	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1
	Potenza elettrica pompa	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8
COP complessivo	Potenza elettrica totale	37.2	38.7	39.2	38.9	40.9	40.8	41.3	41.7	43.5	44.3	44.2	44.9	44.4	45.8	45.2	47.2	47.3	47.4	47.4	49.2	49.2
	COP complessivo	2	2.1	1.87	1.97	1.88	1.88	1.91	1.97	1.86	1.99	1.99	1.82	1.95	1.89	1.92	1.78	1.84	1.83	1.8	1.83	1.76
	COP termidinamico	2.3	2.41	2.14	2.26	2.13	2.14	2.17	2.24	2.1	2.25	2.24	2.05	2.21	2.12	2.16	2	2.06	2.05	2.02	2.04	1.97

Tabella 2.8 – D. Aria esterna -2 °C.

Temperatura aria: -2 °C		1.2	2.8	2.4	3	2.7	2.2	4.1	4.3	2.8	3.8	1.6	3.6	1.4	2.5	1.5	3.6	1.7	3	4.1	1.8	1.5	
ACQUA Glicolata	Suniscaldamento CB	[°C]	-8,3	-8,3	-8,2	-7,8	-7,7	-8	-8	-8,2	-8,1	-8	-7,9	-7,9	-7,8	-6,7	-6,8	-6,9	-6,6	-8,2	-9	-9,2	
	Suniscaldamento CA	[°C]	-12	-12	-11,9	-11,5	-11,6	-11,6	-11,7	-11,6	-11,5	-11,5	-11,5	-11,3	-11,5	-10,3	-10,5	-10,3	-10,4	-10,1	-11,4	-12,2	
ARIA ESTERNA	T _{in} batterie	[°C]	-2,4	-2,5	-1,7	-2,3	-2,7	-3,1	-2,9	-2,8	-2,5	-2,6	-2,5	-1	-1,4	-1,8	-1,5	-1,2	-3,3	-3,8	-3,9	-5,2	
	T _{out} batterie	[°C]	-7,2	-7,2	-6,5	-6,8	-7,1	-7,1	-7,3	-7,1	-6,9	-7	-7	-5,7	-6	-6,1	-5,9	-5,5	-7,4	-8,1	-8,5	-8,2	
A IMPIANTO	T _{mandata impianto}	[°C]	52,7	53,4	56	57,1	61,6	63,7	65,1	65,5	66,6	68,4	68,9	70,4	74,2	76,4	77,5	78,1	78,2	78,8	80,3	81,9	
	T _{ritorno impianto}	[°C]	45,3	46,2	48,9	49,7	54,3	56,5	57,8	58,2	59,3	60,7	60,9	61,4	63,1	66,8	68,7	69,8	70,2	70,4	71	72,8	74,3
R290	T _{evaporazione CB}	[°C]	-12,9	-14,1	-13,9	-14	-13,9	-13,7	-14,3	-14,5	-14,1	-14,1	-13,7	-14	-14,1	-13,3	-14,5	-13,8	-15	-13,6	-14,8	-14,5	-15
	T _{in} compressore CB	[°C]	-11,7	-11,3	-11,5	-11	-11,2	-11,5	-10,2	-11,3	-10,3	-12,1	-10,4	-12,7	-10,8	-13	-10,2	-13,3	-10,6	-10,7	-12,7	-13,5	-13,5
	T _{out} compressore CB	[°C]	50,6	48,5	47,8	48	50,6	52,8	51,1	53,2	52,6	54,8	53,9	56,3	54	58,6	58,7	62,9	61,9	64,2	65,5	61,6	61,8
	T _{condensazione CB}	[°C]	29,9	29,3	29,9	29,8	31,2	32,1	31,7	31,7	32,7	32,9	33,7	33,4	34,7	35,9	36,6	36,3	36,6	36,9	36,1	37,2	37,3
R600a	T _{out} condensatore CB	[°C]	27,4	27	27,3	27,3	29,1	29,6	29,7	29,8	30,5	30,9	31,4	30,7	32,1	32,3	33,9	33,6	34	33,5	33,7	34,4	34,5
	T _{evaporazione CA}	[°C]	23,4	23,2	23,4	23	24,5	25,3	25	26,2	26,3	27,1	26,7	28,2	29	30,5	29,7	30,6	30,3	30	30,9	31,1	31,1
	T _{in} compressore CA	[°C]	26,9	26,7	26,8	27,1	27,6	29,1	28,4	28,4	29,9	29,5	31,5	30,1	31,4	34,8	34,2	33,7	34,5	35,9	32,8	35,7	35,8
	T _{out} compressore CA	[°C]	58,7	58,6	60,5	62	66,9	69,3	70,1	70,6	71,6	72,9	74,5	73,7	76,6	80	82,2	82,1	84	83,9	83	85,9	87,5
PORTATE	T _{condensazione Ca}	[°C]	54,9	55,4	58,1	58,6	63,5	66,3	67,2	67,6	68,9	70,2	70,6	70,6	74,3	77	79,2	79,6	80,3	80,6	82,8	84,1	
	T _{out} condensatore CA	[°C]	42,3	42,8	44,7	45	48,5	50,5	51,7	52,1	52,6	54,1	53,7	54,2	55,5	57,8	59,9	61,4	61,6	61,7	62,1	63,1	64,9
POTENZE	Portata sorgente	[m³/h]	12,8	12,1	11,7	12,7	11,8	11,9	12,4	12,8	12,6	13,3	12,9	13,7	11,7	12	12,5	13,6	13,8	13,4	14,7	13,5	13,7
	Portata impianto	[m³/h]	10,6	10,6	10,6	10,7	10,7	10,7	10,8	10,8	10,8	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9
COP	Potenza termica	[kW]	90,8	88,3	87,1	91,6	90,4	89,2	91,3	91,3	91,3	94,6	94,6	92,1	93,4	97,1	97,1	99,7	98,4	98,4	94,6	95,9	
	Potenza frigorifera	[kW]	55	51,9	50,1	54,5	52	49,8	51,8	51,8	50,9	53,9	53,6	53,7	50,3	50,2	53,6	53,3	56,1	54,2	54,6	49,8	50,9
	Potenza elettrica compressore CB	[kW]	15,9	16,2	16,7	16,7	17,9	18,6	18,7	19,4	19,6	19,9	19,8	20,8	21,5	22,4	22,2	22,6	22,5	22,5	22,5	23,3	23,7
	Potenza elettrica compressore CA	[kW]	19,9	20,2	20,3	20,4	20,5	20,8	20,8	21	21,1	21,1	21,1	21,1	21,1	21,7	21,6	21,6	21,6	21,7	21,3	21,5	21,3
	Potenza elettrica ventilatori	[kW]	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1
	Potenza elettrica pompa	[kW]	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
COP complessivo	Potenza elettrica totale	[kW]	40,5	41	41,7	41,7	43,2	44,2	44,3	44,3	45	45,4	45,7	45,7	46,5	47,9	48,4	48,5	48,5	49	48,6	49,6	
	COP complessivo	[]	2,24	2,15	2,09	2,2	2,09	2,02	2,06	2,06	2,03	2,08	2,07	2,07	1,98	1,95	2,01	2	2,05	2,01	2,02	1,93	
COP termodinamico		[]	2,54	2,43	2,35	2,47	2,35	2,26	2,31	2,26	2,32	2,31	2,31	2,2	2,16	2,23	2,22	2,29	2,23	2,25	2,11	2,13	
		[]																					

Tabella 2.8 – E. Aria esterna 2 °C.

Temperatura aria: +2 °C																							
ACQUA GILCOLATA	T _{in} sorgente	3,8	4,4	3,2	5,1	2,1	2,9	6,4	6,5	5,9	3,3	1,6	4	6,4	2	3,1	2,2	1,1	2,2	3,9	3,1	3,9	1,9
	T _{out} sorgente	3,5	2,8	3,2	3,5	3	3,6	3,2	3,7	4,7	3,4	4	3,2	4,9	4,5	3,5	3,6	3,4	3	3,3	3,3	2,8	3,8
ARIA ESTERNA	T _{in} batterie	2,1	2,9	2,6	5,4	2,8	2,6	6,7	7,2	6,7	2,6	1,9	2,9	7,2	2	2,5	3	3	3,2	2,6	3,7	1,6	3,5
	T _{out} batterie	3,8	3,9	3,9	4	3,8	3,9	4	3,8	4,1	3,8	3,8	3,8	3,8	3,9	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,7	3,7	3,5
R290	ΔT condens- evaporatore	8,1	7,2	7,5	6,3	7,2	7,2	5,8	6	6,7	7	7,5	6,8	6,5	7,7	7,3	7,3	7,6	6,9	6,9	6,4	7,4	7,4
	ΔT acqua impianto	8,3	8,1	8,2	8,3	8,3	8	8,2	8,4	8,2	8,4	8,2	8,4	8,2	8,6	8,7	8,8	8,5	8,6	8,8	8,5	8,6	8,6
R600a	T _{in} sorgente	-2,8	-2,6	-3	-3	-2,8	-2,9	-3,1	-2,7	-2,7	-3	-2,5	-2,1	-1,8	-1,4	-1,4	-1,5	-1,8	-1,9	-2,1	-2,1	-2,3	-2,4
	T _{out} sorgente	-6,6	-6,5	-6,9	-7	-6,6	-6,8	-7,1	-6,5	-6,8	-6,8	-6,3	-5,9	-5,7	-5,2	-5,2	-5,3	-5,6	-5,6	-5,8	-6	-5,9	-5,9
PORTATE	T _{in} batterie	1,7	3,2	3,5	3,7	4	2,7	2	1,7	1,8	2,4	1,9	1,9	1,8	2	2,1	2,2	2	2,1	1,8	1,3	1,2	1,2
	T _{out} batterie	-1,8	-1,4	-1,8	-1,7	-1,6	-2,1	-2,5	-1,8	-1,9	-1,9	-1,5	-1,3	-1,1	-0,7	-0,7	-0,8	-1,1	-1,1	-1,1	-1,3	-1,5	-1,6
A IMPIANTO	T _{mandata} impianto	51,6	52,3	54,4	56,9	58,3	60,6	62,2	63,5	65,5	67,5	69,7	71	72,1	72,6	73,3	73,9	75,2	76,8	77,7	79,4	81,5	81,5
	T _{ritorno} impianto	43,3	44,2	46,2	48,6	50	52,6	54	55,1	57,3	59,1	61,5	62,6	63,5	63,9	64,5	65,1	66,7	68,2	68,9	70,9	72,9	72,9
R290	T _{evaporazione} CB	-8,7	-9,4	-9,5	-12,4	-9,4	-9,4	-13,8	-13,7	-13,5	-9,4	-8,2	-8,8	-12,9	-7,2	-7,7	-8,3	-8,6	-8,8	-8,4	-8,4	-8,7	-7,5
	T _{in} compressore CB	-4,9	-5	-6,3	-7,3	-7,3	-6,5	-7,4	-7,2	-7,6	-6,1	-6,6	-4,8	-6,5	-5,2	-4,6	-6,1	-7,5	-4,9	-5,3	-4,8	-5,6	-5,6
R600a	T _{out} compressore CB	47,9	45,2	47,1	51,6	56,5	52,7	52,6	55,9	54,2	56,6	55,6	57,7	55,9	57,2	59,3	60	61	63,1	62,7	63,2	60,1	60,1
	T _{condensazione} CB	32,1	31,9	32,4	32,1	33,2	34,5	33,6	33,5	35,3	36,3	38,2	37,8	37,9	40	39,7	39,8	40,1	39,9	40,5	40,7	42,7	42,7
R600a	T _{out} condensatore CB	29,8	30,1	30,4	30,9	29,9	31,5	31,6	32,4	33,6	33,7	35	35,1	36	37	36,7	37,2	37,4	37,3	37,8	38,3	39,4	39,4
	T _{evaporazione} CA	24	24,7	24,9	25,8	26	27,3	27,8	27,5	28,6	29,3	30,7	31	31,4	32,3	32,4	32,5	32,5	33	33,6	34,3	35,3	35,3
R600a	T _{in} compressore CA	27,5	27,5	28,1	29,3	29	30,9	31	31,2	33,3	32,7	34,7	34,2	36,3	36,8	35,9	36,1	35,9	36	36,9	37,1	39,1	39,1
	T _{out} compressore CA	56,5	57,9	59,7	63,8	64,8	66,9	68,8	70,1	73	73,3	75,7	76,6	78,6	78,5	78,6	79,2	80,4	81,7	82,8	84,2	86,2	86,2
PORTATE	T _{condensazione} Ca	52,7	54,4	56,6	58,6	60,1	63	64	65,4	67,6	69,3	72,7	73,1	73,9	75	75,4	75,8	77,7	78,8	79,6	81,7	83,8	83,8
	T _{out} condensatore CA	40,8	42	42,7	45,2	45,8	47,4	49	49,5	51,5	52,6	53,6	55,4	55,7	56,5	57,8	58,6	59,6	60,4	61,4	63,3	64,8	64,8
PORTATE	Portata sorgente	14,7	13,7	13,9	14	14,4	12,9	13,2	14,5	12,9	14,1	13,4	13,9	14,3	14,5	14,7	14,7	13,7	14,3	14,8	13,7	14,6	14,6
	Portata impianto	10,6	10,6	10,6	10,7	10,7	10,7	10,7	10,8	10,8	10,8	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9
POTENZE	Potenza termica	101,8	99,4	100,6	102,8	102,8	99,1	101,6	104	102,5	105	103,4	106	108,5	109,8	111	111	107,2	108,5	111	107,2	108,5	108,5
	Potenza frigorifera	64,5	61,9	62,7	64,6	63,2	58,4	61,2	63,7	61,1	61,9	58,8	61,1	64,4	64	64,8	64,8	60,3	61,2	63,4	58,5	59,3	59,3
POTENZE	Potenza elettrica compressore CB	15,1	15,5	16,1	17	17,3	18,4	18,8	19	19,9	20,3	21,3	21,5	21,8	22,2	22,3	22,5	23,1	23,3	23,6	24,3	25	25
	Potenza elettrica compressore CA	22,2	22	21,8	21,2	22,3	22,3	21,6	21,3	21,5	22,8	23,3	23,4	22,3	23,6	23,9	23,7	23,8	24	24	24,4	24,2	24,2
COP	Potenza elettrica ventilatori	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1
	Potenza elettrica pompa	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
COP	Potenza elettrica totale	42	42,2	42,4	42,9	44,4	45,4	45,1	46,1	47,7	49,3	49,7	48,8	50,7	50,9	50,9	51,6	52	52,4	53,5	54	54	54
	COP complessivo	2,42	2,35	2,37	2,4	2,32	2,18	2,25	2,31	2,22	2,2	2,1	2,13	2,22	2,16	2,18	2,18	2,08	2,09	2,12	2	2,01	2,01
COP	COP termodinamico	2,73	2,65	2,65	2,69	2,6	2,43	2,51	2,58	2,48	2,44	2,32	2,36	2,46	2,4	2,4	2,4	2,29	2,29	2,33	2,2	2,21	2,21

Tabella 2.8 – F. Aria esterna 5 °C.

Temperatura aria: +5 °C																							
ACQUA GLICOLATA	Surriscaldamento CB	2.1	9.2	4.3	3.3	2	2.8	4.6	2.7	1.1	1	4.9	4.1	2.4	1.5	4.3	6.9	2	6.7	2.7	5.5	6.1	
	Surriscaldamento CA	2.9	5.3	2.4	2.4	2.7	2.5	3.8	3	3.4	3.1	4.3	3.2	4	3.1	3.4	4.8	3.8	4.2	4.4	4.3	3.2	3.2
GLI DE	ΔT acqua glicolata	0.8	9.2	2.5	2.2	1.8	2.3	5.3	3	2	2.1	5.9	3.6	3.9	1.9	3.3	7.6	2.1	7.1	4	6.9	5.7	3.5
	ΔT condensatore CB	3.6	3.6	3.7	3.8	3.9	3.8	3.8	3.8	3.7	3.7	3.8	3.6	3.7	3.6	3.5	3.6	3.6	3.6	3.7	3.7	3.7	3.5
ARIA ESTERNA	ΔT condensatore evaporatore	6.6	9	6.8	7.2	7.1	6.8	7.4	6.7	7.7	7.2	6.6	6.5	6.9	7.1	6.4	6.2	7.1	6	6.7	6	5.6	8.2
	ΔT acqua impianto	7.8	7.7	7.7	7.4	7.7	7.4	7.7	7.4	7.7	7.5	7.8	7.9	7.9	7.9	7.8	8	8.2	8.2	8.4	8.3	8.3	8.2
ACQUA GLICOLATA	T _{in} sorgente	4.1	-3.7	-3.6	-3.7	-3.8	-3.9	-3.9	-3.9	-3.9	-3.8	-3.8	-3.6	-3.4	-3.3	-3.1	-2.9	-2.6	-2.6	-2.6	-2.6	-2.6	-2.6
	T _{out} sorgente	-7.7	-7.3	-7.3	-7.5	-7.7	-7.7	-7.7	-7.7	-7.7	-7.6	-7.5	-7.6	-7.2	-7.1	-6.9	-6.6	-6.5	-6.2	-6.3	-6.3	-6.3	-6.1
ARIA ESTERNA	T _{in} batterie	6	5.7	5.8	5.2	4.3	4.1	4.2	4.1	4.4	4.3	4.4	4.2	4.4	4.1	4.1	4.1	4.8	4.8	4.9	4.7	4.9	5
	T _{out} batterie	-2	-1.7	-1.9	-2	-2.2	-2.3	-2.2	-2.3	-2.3	-2.2	-2.1	-1.9	-1.7	-1.6	-1.5	-1.4	-1.3	-1.3	-1.1	-1.1	-1.1	-1.2
A IMPIANTO	T _{mandata} impianto	49.9	50.9	52.4	54.9	56.6	58.1	60	62.8	65	67.5	68.8	70.6	72.6	74.9	77	78.4	79.9	80.6	81.5	82	82.4	82.4
	T _{ritorno} impianto	42.1	43.2	44.7	47.5	48.9	50.4	52.6	55.1	57.5	59.7	60.9	62.7	64.7	67.1	69	70.2	71.7	72.2	73.2	73.7	74.2	74.2
R290	T _{evaporazione} CB	-8.5	-16.5	-9.8	-9.7	-9.5	-10	-13	-10.7	-9.6	-9.6	-13.5	-10.8	-11	-8.8	-9.9	-14.1	-8.3	-13.4	-10.3	-13.2	-11.8	-11.8
	T _{in} compressore CB	-6.4	-7.3	-5.5	-6.4	-7.5	-7.2	-8.4	-8	-8.5	-8.6	-8.6	-6.7	-8.6	-7.3	-5.6	-7.2	-6.3	-6.7	-7.6	-7.7	-5.7	-5.7
	T _{out} compressore CB	54.6	39.8	44.5	44.1	44.6	45.9	42	49.8	48	50.3	49.1	54.8	54.4	57.7	55.8	55.9	60	60.2	60.5	61.2	62.9	62.9
	T _{condensazione} CB	32.6	31.2	31.3	32.4	33.4	33	33.6	34.1	36.3	36.4	36	36.6	36.3	39.3	39.2	39.4	41.7	40.3	41.9	40.9	40.6	40.6
	T _{out} condensatore CB	30.6	30.8	30.1	30.8	31.9	31.8	33.8	33.1	34.8	34.7	35.3	35.7	37.2	37.4	38	38.9	39.9	39.8	40.8	40.5	40.2	40.2
R600a	T _{evaporazione} CA	26	22.2	24.5	25.2	26.3	26.2	27.4	28.6	29.2	29.4	30.1	31.4	32.2	32.8	33.2	34.6	34.3	35.2	34.9	35	35	35
	T _{in} compressore CA	28.9	27.5	26.9	27.6	29	28.7	30	30.4	32	32.3	33.7	33.3	35.4	35.3	36.2	38	38.4	38.5	39.6	39.2	38.2	38.2
	T _{out} compressore CA	54.9	55.4	56	58.7	60.9	62.3	64.6	67.7	69.8	71.8	73.9	75.4	77.9	79.3	81.4	83.4	84.2	85.4	86.4	86.8	86.6	86.6
	T _{condensazione} Ca	50.9	51.5	54.4	57.6	58.6	61.1	62.5	65.8	68.5	70.2	71	72.7	75.8	78.1	79.2	80.3	82.4	82.4	84.1	84.5	84.8	84.8
	T _{out} condensatore CA	40.6	41	41.6	43.7	44.5	45.8	47.7	49.5	51	52.9	54.1	55.1	56.9	58.4	60.3	61.9	62.3	63.4	63.8	64.3	64.7	64.7
PORTATE	Portata sorgente	14.6	14.7	13.7	12.3	12.8	12.9	12.3	12.7	12.3	13	13.1	13.4	12.9	12.5	13.4	13.8	13.2	13.8	13.2	13.3	13.5	13.5
	Portata impianto	10.8	10.8	10.8	10.8	10.8	10.8	10.9	10.9	10.9	10.9	10.9	10.9	10.9	10.9	10.9	10.9	10.9	10.9	10.9	10.9	10.9	10.9
POTENZE	Potenza termica	97.5	96.2	96.2	92.5	96.3	93.4	97.1	94.6	98.4	99.7	99.7	99.7	99.7	99.7	98.4	100.9	103.4	106	104.7	104.7	103.4	103.4
	Potenza frigorifera	60.9	61.3	58.8	54.3	57.9	56.9	54.3	56	52.8	55.5	57.5	55.8	55.3	52	54.1	57.5	55	59	56.7	57.1	54.5	54.5
	Potenza elettrica compressore CB	15	14.9	15.5	16.4	17	17.5	18	19	19.8	20.3	20.6	21.1	21.1	22.7	23.2	23.7	24.4	24.3	25	25.1	25.1	25.1
	Potenza elettrica compressore CA	21.6	20	21.9	21.8	21.4	21.9	21.1	22.1	22	22.6	21.6	22.8	22.3	23.7	23.6	22.2	24	22.7	23	22.5	23.8	23.8
	Potenza elettrica ventilatori	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1
COP	Potenza elettrica pompa	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8
	Potenza elettrica totale	41.6	39.9	42.4	43.3	43.5	44.4	44.1	46.2	46.8	47.9	47.2	48.8	49.5	51.4	51.8	50.8	53.4	52	53.3	52.5	53.8	
COP	COP complessivo	2.34	2.41	2.27	2.14	2.21	2.17	2.12	2.1	2.02	2.05	2.11	2.04	2.01	1.91	1.95	2.04	1.94	2.04	1.96	1.99	1.92	1.92
	COP termodinamico	2.66	2.76	2.57	2.42	2.51	2.44	2.39	2.36	2.26	2.29	2.36	2.27	2.24	2.12	2.16	2.25	2.14	2.25	2.18	2.2	2.12	2.12

Prova concentrata sulle basse temperature di mandata poiché sono le condizioni tipiche di funzionamento in cui vengono forniti i dati prestazionali delle pompe di calore aria-acqua dai costruttori.

Tabella 2.8 – G. Aria esterna 7 °C.

Temperatura aria: +7 °C								
	Surriscaldamento CB	[°C]	2,5	4,4	8,2	2,3	5,1	3,3
	Surriscaldamento CA	[°C]	21,0	22,1	21,7	19,0	5,3	4,1
	GLIDE	[°C]	3,6	5,5	6,3	1,3	5,2	4,8
	ΔT acqua glicolata	[°C]	4,6	4,6	4,5	4,5	4,4	4,5
	ΔT condens-evaporatore	[°C]	9,6	9,8	8,3	12,6	7,5	7,2
	ΔT acqua impianto	[°C]	8,1	8,1	8,0	8,2	8,1	8,3
ACQUA GLICOLATA	T_in sorgente	[°C]	-1,4	-1,5	-0,9	-1,0	-1,3	-1,3
	T_out sorgente	[°C]	-6	-6,1	-5,4	-5,5	-5,7	-5,8
ARIA ESTERNA	T_in batterie	[°C]	7,0	7,00	6,4	6,6	6,8	6,6
	T_out batterie	[°C]	0,5	0,3	0,9	0,8	0,7	0,3
A IMPIANTO	T_mandata impianto	[°C]	34,5	34,6	34,8	35	39,9	41,8
	T_ritorno impianto	[°C]	26,4	26,5	26,8	26,8	31,8	33,5
R290	T_evaporazione CB	[°C]	-9,6	-11,6	-11,7	-6,8	-10,9	-10,6
	T_in compressore CB	[°C]	-7,1	-7,2	-3,5	-4,5	-5,8	-7,3
	T_out compressore CB	[°C]	49,7	48,4	51,2	45,4	54,6	54,8
	T_condensazione CB	[°C]	28,4	28,2	27,8	32,2	28	28,8
	T_out condensatore CB	[°C]	27,1	27,8	27,2	29	26,8	27,4
R600a	T_evaporazione CA	[°C]	18,8	18,4	19,5	19,6	20,5	21,6
	T_in compressore CA	[°C]	39,8	40,5	41,2	38,6	25,8	25,7
	T_out compressore CA	[°C]	62,2	62,3	61,5	60,9	56,8	56,6
	T_condensazione Ca	[°C]	34,70	34,7	36,2	35,5	40	42,1
	T_out condensatore CA	[°C]	25	25,1	26,3	25,8	30,7	32,3
PORTATE	Portata sorgente	[m³/h]	13,0	13,1	13,0	13,2	13,3	13,4
	Portata impianto	[m³/h]	10,7	10,7	10,7	10,7	10,7	10,7
POTENZE	Potenza termica	[kW]	100,3	100,3	99,1	101,6	100,3	102,8
	Potenza frigorifera	[kW]	69,2	69,7	67,8	68,7	67,8	69,7
	Potenza elettrica compressore CB	[kW]	10,9	10,7	11,3	11	12,4	12,7
	Potenza elettrica compressore CA	[kW]	20,2	19,9	20	21,9	20,1	20,4
	Potenza elettrica ventilatori	[kW]	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1
	Potenza elettrica pompa	[kW]	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
	Potenza elettrica totale	[kW]	36,1	35,6	36,2	37,9	37,1	38,0
COP	COP complessivo	[-]	2,78	2,82	2,74	2,68	2,70	2,70
	COP termodinamico	[-]	3,23	3,28	3,17	3,09	3,09	3,11

Tabella 2.8 – H. Aria esterna 12 °C.

Temperatura aria: +12 °C																							
ACQUA GILCOLATA	Surriscaldamento CB	2,2	5,1	2,4	7,3	3,5	5,2	2,9	2	3,7	2,4	5	3,6	4,9	4,8	5,4	3,7	4,7	3,1	1,1	1,5	1,7	
	Surriscaldamento CA	22	22,7	21	20,8	14,3	8,5	3,8	3	4,1	6	3,5	4,4	4,6	4,6	4,3	4,5	3,1	4,1	4,6	3,4	3,5	3,7
ARIA ESTERNA	GLIDE	2,4	5,6	3	7,3	5,4	5,4	4,6	3,6	5,4	2,8	2,6	4,7	5	4,3	5,6	2,2	3,4	3,5	3,4	3,5	4,2	4,2
	ΔT acqua glicolata	4,4	4,8	4,8	4,7	4,7	4,6	4,6	4,6	4,6	4,5	4,6	4,6	4,7	4,5	4,4	4,3	4,2	4,3	4,2	4,2	4,2	4,2
PORTATE	ΔT condens- evaporatore	18,8	17,3	13,8	10,7	9	8,1	7,5	7,9	7,6	10,7	8,6	7,5	7,2	7,2	7,2	7,5	6,9	6,9	6,8	6,9	6,7	6,7
	ΔT acqua impianto	8,6	9	8,7	8,7	9	9	8,9	9	9,2	9,3	9,4	9,7	9,6	9,9	9,5	9,6	9,8	10	9,7	9,8	9,8	9,8
R290	T _{in} sorgente	3,3	4,1	4,2	4,2	4,3	3,5	2,4	2,9	3,9	4,4	5	5,2	5,2	4,8	5,2	5,3	5,1	4,6	4,1	4,1	4,1	4,1
	T _{out} sorgente	-1,1	-0,7	-0,6	-0,5	-0,4	-1,1	-2,2	-1,7	-0,7	-0,1	0,4	0,6	0,5	0,3	0,8	1	0,9	0,3	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1
R600a	T _{in} batterie	11,5	12	12,3	12,3	11,7	10,8	10,9	12,2	12,6	12,7	13	13,2	12,6	12,9	12,8	12,8	12	10,8	10,8	11,1	11,1	11,1
	T _{out} batterie	4,9	5,3	5,8	5,8	5,8	4,8	4,1	4,7	5,5	6,1	6,8	6,6	6,5	6,3	6,7	6,6	6	5,8	5,4	5,3	5,3	5,3
R600a	T _{mandata} impianto	35,7	38,1	40,1	42,6	45	46,7	50,3	52,5	54,7	58	60	63,2	66,7	69,4	73,6	75,1	77	78,4	80	81	82,1	82,1
	T _{ritorno} impianto	27,1	29,1	31,4	33,9	36	37,7	41,4	43,5	45,5	48,7	50,6	53,5	57,1	59,5	64,1	65,5	67,2	68,4	70,3	71,2	72,3	72,3
R600a	T _{evaporazione} CB	-3,5	-6,3	-3,6	-7,8	-5,8	-6,5	-6,8	-5,3	-6,1	-2,9	-2,2	-4,1	-4,5	-4	-4,8	-1,2	-2,5	-3,2	-3,5	-3,6	-4,3	-4,3
	T _{in} compressore CB	-1,3	-1,2	-1,2	-0,5	-2,3	-1,3	-3,9	-3,3	-2,4	-0,5	2,8	-0,5	0,4	0,8	0,6	2,5	2,2	-0,1	-2,4	-2,1	-2,6	-2,6
R600a	T _{out} compressore CB	43,9	45,8	49,8	51,6	53,5	55,3	56,1	55,6	58,8	54,2	56,4	62	62,3	63,8	62,5	64	63,6	63,9	65,4	65,5	66,4	66,4
	T _{condensazione} CB	38,6	38,2	38,1	35,2	34,6	33,6	34,5	36,5	36,4	41	40,9	40,5	41,9	42,7	44,6	46,3	45,7	45,9	46,6	46,9	46,9	46,9
R600a	T _{out} condensatore CB	33,8	34,8	34,9	33	31,9	30,6	31,2	32,9	33,4	36,4	36,5	37,3	38,8	39,4	41,1	41,7	42,8	42,7	42,9	43,2	43,3	43,3
	T _{evaporazione} CA	19,8	20,9	24,3	24,5	25,6	25,5	27	28,6	28,8	30,3	32,3	33	34,7	35,5	37,4	38,8	38,8	39	39,8	40	40,2	40,2
R600a	T _{in} compressore CA	41,8	43,6	45,3	45,3	39,9	34	30,8	31,6	32,9	36,3	35,8	37,4	39,3	39,8	41,9	41,9	42,9	43,6	43,2	43,5	43,9	43,9
	T _{out} compressore CA	63,4	65,5	67,3	68,4	67	65,4	64,3	63,8	65,4	67,6	68,4	71,2	74	75,7	79,3	80,3	82,2	83,4	84,3	85,1	86,3	86,3
R600a	T _{condensazione} Ca	37	39,2	44,8	45,4	47,9	47,9	52,2	53,4	56,5	61,6	63	65,4	69,8	71,4	77	78,5	79,6	80,6	82,8	83,4	84,1	84,1
	T _{out} condensatore CA	23,6	25,5	28	30	31,8	33,3	36,8	38,9	41,9	43,8	45,8	48,6	51,5	53,9	57,6	58,7	59,9	60,9	62,5	63,1	63,8	63,8
PORTATE	Portata sorgente	14,2	13,8	12,7	13,2	13,8	14,3	13,8	13,6	14,1	14,4	13,8	14,7	13,8	15,1	14	14	15	15,2	14,6	14,8	14,8	14,8
	Portata impianto	10,7	10,7	10,7	10,7	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,9	10,9	10,9	10,9	11	11	11	11	11	11	11	11	11
POTENZE	Potenza termica	106,5	111,5	107,7	111,5	112,5	111,3	112,5	115	117,3	118,6	122,4	121,1	126	120,9	122,2	124,8	127,3	123,5	124,8	124,8	124,8	124,8
	Potenza frigorifera	72,1	76,8	70,7	71,6	75	76,1	73,5	72,5	75,2	75,2	73,7	78,1	74,9	78,8	71,3	69,6	72,9	75,6	71	71,9	71,8	71,8
POTENZE	Potenza elettrica compressore CB	11,2	11,7	13,3	13,6	14,2	14,2	15,2	16,2	16,5	18	18,6	19,3	20,9	21,5	23,7	24,3	24,7	25	25,8	26,1	26,4	26,4
	Potenza elettrica compressore CA	23,2	23	23,7	22,5	22,3	22,2	22,6	23,8	23,3	24,1	26,3	25	25,3	25,7	25,9	28,3	27,2	26,7	26,7	26,8	26,6	26,6
POTENZE	Potenza elettrica ventilatori	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1
	Potenza elettrica pompa	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
COP	Potenza elettrica totale	39,3	39,7	42	41	41,5	41,3	42,7	44,9	44,8	47,1	49,8	49,2	51,1	52,2	54,5	57,4	56,9	57,6	57,9	57,9	57,9	
	COP complessivo	2,71	2,81	2,57	2,63	2,69	2,72	2,61	2,51	2,57	2,49	2,38	2,49	2,37	2,41	2,22	2,13	2,19	2,25	2,14	2,15	2,15	2,15
COP	COP termodinamico	3,1	3,21	2,91	2,98	3,05	3,09	2,94	2,81	2,89	2,79	2,64	2,76	2,62	2,67	2,44	2,32	2,4	2,46	2,35	2,36	2,35	2,35

2.2.8 Risultati test sul BPE

A seguito delle prove condotte è stata eseguita una fase di rielaborazione ed analisi dei valori (*Figura 2.14*). Questa prima campagna di test serviva per capire inizialmente le caratteristiche principali del prototipo e che comportamento esso manifestava in determinate condizioni di funzionamento. In seguito, sono state eseguite altre prove per verificare da un lato la ripetibilità delle performance e dall'altro lato per capire quali fossero i miglioramenti da implementare per aumentarne le prestazioni.

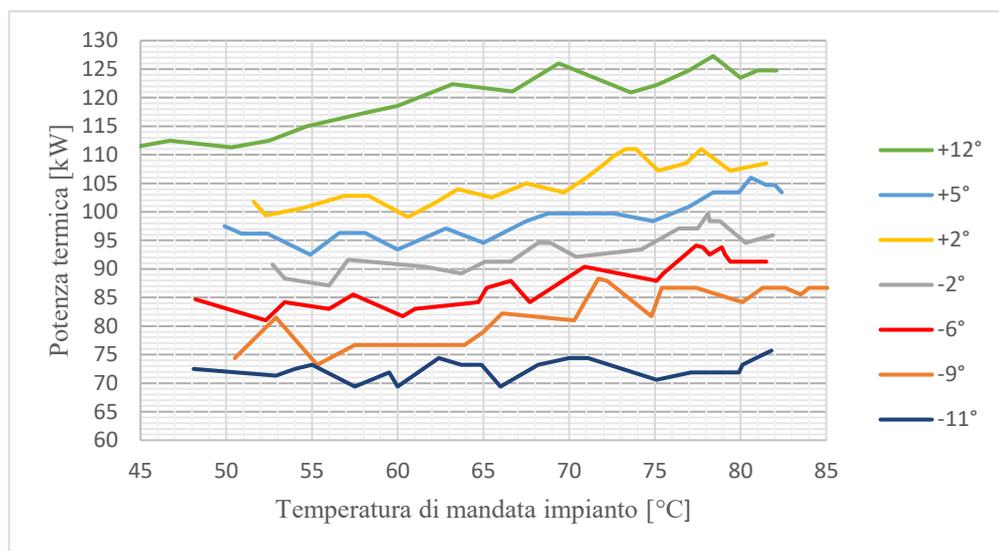


Figura 2.14 - A

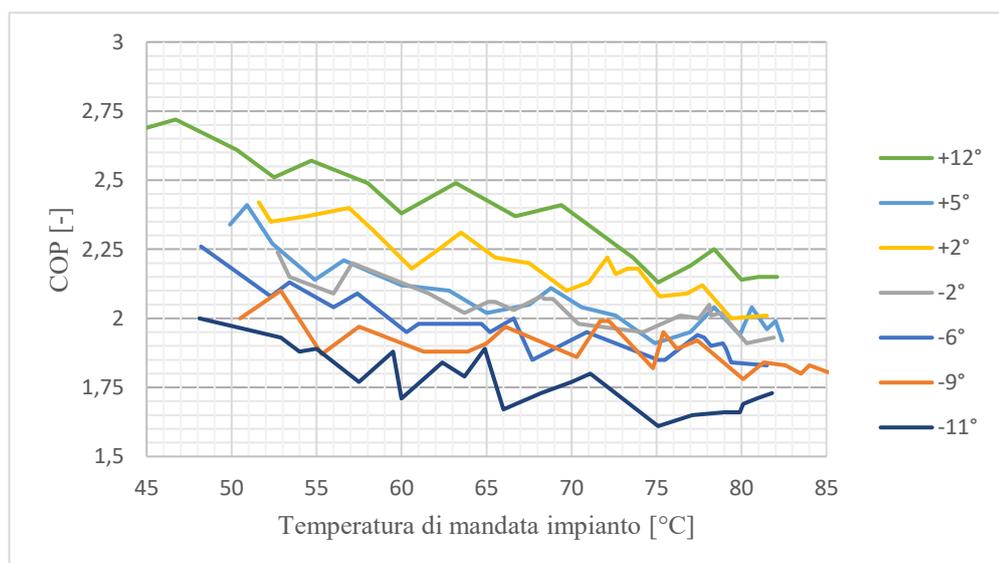


Figura 2.14 - B

Le prime considerazioni che si possono trarre sono che:

- a parità di aria esterna, in certe condizioni la macchina era leggermente instabile durante il proprio funzionamento, come si nota dalle oscillazioni della potenza termica in funzione della temperatura di mandata. L'instabilità della pompa di calore si può verificare direttamente osservando l'andamento della temperatura di evaporazione del ciclo basso: in condizioni normali, la differenza tra la temperatura di evaporazione e quella dell'acqua glicolata in ingresso oscillava attorno a $\Delta T = 3 \div 6$ K; in alcuni punti, invece, tale valore ha riscontrato degli scostamenti di oltre 10 K. La variazione avveniva poiché la temperatura di evaporazione del propano tendeva a cambiare nel tempo, mentre quella dell'acqua glicolata invece rimaneva più o meno costante poiché dotata di un'inerzia termica maggiore. La motivazione principale di questo grande squilibrio è dovuta al fatto che la temperatura dell'aria all'interno della camera climatica veniva abbassata molto velocemente (a partire da temperatura ambiente di 15 °C, nel giro di 20 minuti essa arrivava a -10 °C); ovviamente nessuna condizione climatica reale manifesta queste grandi variazioni in lassi temporali così brevi (indicativamente, già 1 ÷ 2 gradi di variazione in un'ora sono molto elevati in climi come quello italiano). Occorre lasciare infatti il tempo alla macchina di assestarsi in maniera graduale e scendere alle basse temperature lentamente. Questa operazione poteva essere facilmente eseguita sul BPI in cui tutte le variabili erano ben monitorate e la temperatura veniva regolata tramite la valvola miscelatrice a 3 vie; nel BPE invece risulta molto più complicato intrinsecamente integrare una regolazione così lenta. Pertanto, dopo aver riscontrato questo fenomeno già durante l'esecuzione dei test, si è provato a rallentarlo proponendo un metodo che prevedeva di scendere il più lentamente possibile alla temperatura desiderata e successivamente attendere circa 10 ÷ 15 minuti che essa si assestasse senza alcuna variazione, prima di procedere a prendere le misurazioni. Questo ha migliorato la situazione ma purtroppo non l'ha eliminata del tutto;

- un altro fattore di instabilità che ha generato ripercussioni sul test era riconducibile al metodo di regolazione presente sul lato impianto. Una volta fissata la temperatura dell'aria, le prove partivano tutte da 50 °C per poi salire fino a 80 °C gradualmente; l'obiettivo era quello di alzare la temperatura lentamente e ogni salto termico di 2 ÷ 3 gradi rilevare una misurazione. Il problema era che una volta attuata la regolazione tramite rubinetto, la differenza di temperatura dell'acqua verso l'impianto di mandata e di ritorno diminuiva e, essendo la portata fissa, la potenza termica diminuiva di circa il 3 ÷ 5 %; dopo un breve transitorio della durata di circa 5 – 10 minuti però tale effetto cessava e il salto termico tornava ad essere quello precedente. Graficando i risultati, lo si intravede dalla forma seghettata del grafico in cui si alternano i momenti in cui viene eseguita la regolazione (punti di minimo locali) con la fine dei transitori e quindi al ritorno nelle condizioni stabili (punti di massimo locali);
- la potenza termica tende ad aumentare, oltre che al crescere della temperatura esterna, anche all'aumentare della temperatura di mandata. Questo comportamento era previsto da progetto ed è dovuto ad una miglior condizione di funzionamento dei due cicli all'aumentare della distanza tra la temperatura di evaporazione e di condensazione dei rispettivi cicli;
- il COP della pompa di calore tende ad aumentare al crescere della temperatura dell'aria esterna ma a diminuire all'incrementare di quella di mandata verso l'impianto. Anche questo comportamento rispetta quelli previsti durante il dimensionamento della macchina e dipendono dal fatto che, seppur la potenza termica tende a crescere, l'incremento di quella elettrica assorbita totale è maggiore in percentuale, e quindi il rapporto tende a decrescere. Inoltre, a differenza delle potenze termiche in cui i valori erano ben distanti e spazati da quelli adiacenti delle altre prove, nel caso del COP le curve tendono ad intersecarsi tra loro. Questo è dovuto principalmente al fatto che il range di variazione è molto più ristretto in termini assoluti: a partire da un valore minimo di 1,60

ad uno massimo 2,75. Per osservare correttamente l'andamento del COP nelle varie condizioni conviene infatti linearizzare ciascuna curva con la retta che meglio la approssima (secondo il metodo dei minimi quadrati per costruire la retta di regressione);

- l'assorbimento elettrico della pompa di circolazione e dei ventilatori rimane costante per tutte le differenti prove; un ventilatore è rimasto perennemente disattivato e i tre restanti invece sono stati fatti funzionare sempre a pieno carico: pertanto, l'assorbimento elettrico è coerente che sia rimasto costante a 3,1 kW; la pompa di circolazione invece rispetto a quanto atteso non ha risentito della diversa viscosità e densità del fluido al variare della temperatura, e infatti l'assorbimento elettrico non è variato ed è rimasto costante pari a 1,8 kW;
- durante le prove, mentre l'acqua glicolata variava la propria temperatura ci si è resi conto della necessità di un vaso di espansione da installare all'interno del circuito idraulico sul lato sorgente; infatti, il circuito era inizialmente caricato a 2,2 bar a temperatura ambiente (indicativamente 15 °C); durante il funzionamento invece, quando la temperatura scendeva fino a -23 °C la pressione letta sul manometro a monte del circolatore segnava praticamente 0 bar; ovviamente questo non poteva essere tollerato poiché avrebbe potuto generare il rischio cavitazione per la pompa. Per ovviare a questo problema allora, è stato aggiunto in seguito un vaso di espansione chiuso tarato a 6 bar, dimensionato conoscendo il volume totale di acqua glicolata presente e il relativo coefficiente di dilatazione volumetrica (ottenuto come media pesata in volume di quello dell'acqua e quello del glicole pure). Essendo però il circuito idraulico totalmente saldato e quindi non accessibile, il vaso di espansione è stato montato sul manicotto in cui era presente il manometro a monte del circolatore tramite un raccordo filettato a tre vie. Successivamente al montaggio, il circuito idraulico è stato portato nuovamente alla pressione operativa di 2,2 bar quando il fluido si trovava alla temperatura minima di -23 °C, in maniera tale che a prova terminata e al ritorno a temperatura ambiente,

l'aumento di pressione fosse compensato appunto dalla membrana del vaso di espansione (Figura 2.15).



Figura 2.15

Tutte le informazioni e le caratteristiche estratte dai valori numerici sono state ottenute a partire da un'unica prova per ciascuna condizione di funzionamento. Per avere un quadro più ampio e più accurato però occorre replicare ciascuna prova sicuramente altre volte, così da poter fare una media dei valori ottenuti. È sicuramente premura e interesse dell'azienda quella di eseguire le restanti prove, appunto perché il prototipo prima di essere commercializzato dovrà essere stato caratterizzato totalmente.

2.3 Considerazioni

2.3.1 Ampliamento mappa di funzionamento

La reale particolarità di questa macchina dunque, come si nota empiricamente, è che essa è in grado di funzionare praticamente in tutte le condizioni possibili richieste dall'utente: l'ampiezza del proprio campo di applicazione è estremamente vasta considerando che si tratta di un modello aria-acqua. Il fatto che esso sia in grado di funzionare a

temperature dell'aria esterna inferiori anche a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e contemporaneamente a produrre acqua calda oltre $85\text{ }^{\circ}\text{C}$, significa che riesce a mappare e a soddisfare qualsiasi tipo di richiesta. Da notare in particolare come la macchina probabilmente riesca a lavorare anche a temperature di sorgente ancora più basse di quelle prefissate (ecco spiegato il motivo per cui nella parte introduttiva iniziale è stato accennato il fatto che la macchina riuscisse a funzionare anche a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$) dato che l'unico limite tecnico deriva dagli scambiatori di calore che possiedono una resistenza fino a $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ (ovviamente con adeguata aggiunta di ulteriore glicole); inoltre, anche la produzione di acqua calda può superare senza grandi sforzi $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ e arrivare anche oltre $90\text{ }^{\circ}\text{C}$, dove l'unico limite superiore è la temperatura di scarico all'uscita dei compressori e la relativa pressione raggiunta.

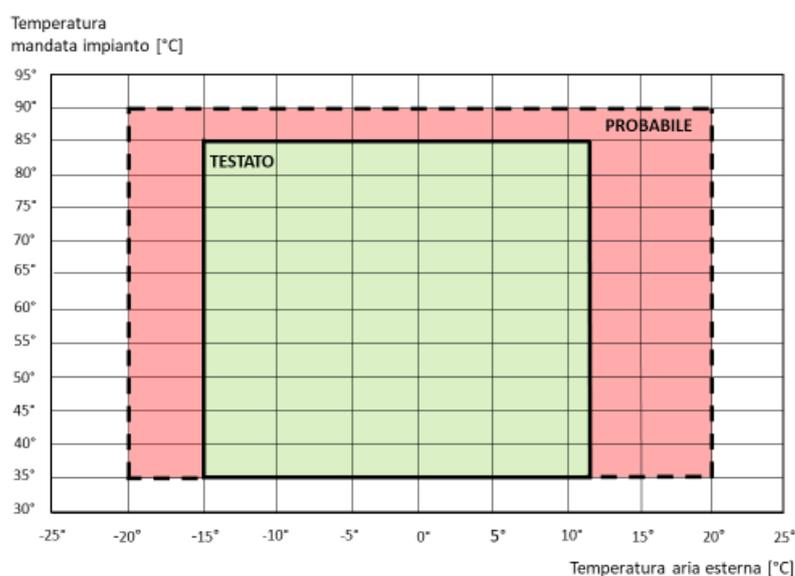


Figura 2.16

Come si vede dalla *Figura 2.16* infatti, oltre il campo di funzionamento certo in cui la macchina riesce sicuramente a lavorare dato che è stata testata, nell'immediata vicinanza è presente un'ulteriore zona di alta probabilità di operatività. Tale zona infatti può essere mappata semplicemente aggiungendo maggior glicole all'interno della miscela (per le basse temperature dell'aria esterna), e spingendo al massimo le prestazioni della pompa di calore (per le alte temperature dell'aria).

Nell'area in cui invece la temperatura dell'aria esterna incrementa non sono presenti particolari vincoli che potrebbe limitare il funzionamento della macchina: anzi, con maggiori temperature di sorgente si attendono maggiori prestazioni termiche dovute ad un incremento della potenza termica e ad una diminuzione di quella elettrica assorbita. Maggiormente aumenta la temperatura dell'aria infatti e più la pompa di calore si allontana dalla zona critica portandosi all'interno di range tollerabili. Il vero aspetto negativo all'aumentare della temperatura dell'aria è l'aumento inevitabile del limite inferiore della temperatura di mandata minima verso l'impianto. Considerando infatti che tra evaporazione e condensazione ci deve essere uno sbalzo termico di almeno 25 °C per garantirne il funzionamento, inevitabilmente oltre i 12 °C la temperatura di mandata minima non sarà più 35 °C ma tenderà a crescere; considerando che la macchina oltre al riscaldamento è adibita anche alla produzione di ACS, essa deve garantire la produzione di acqua calda anche durante l'estate; supponendo di garantire il funzionamento della macchina fino a 40 °C di temperatura esterna, essa per rispettare il salto termico minimo e non andare in blocco dovrà produrre acqua calda ad una temperatura di almeno 70 °C circa; ciò significa che oltre una certa temperatura dell'aria

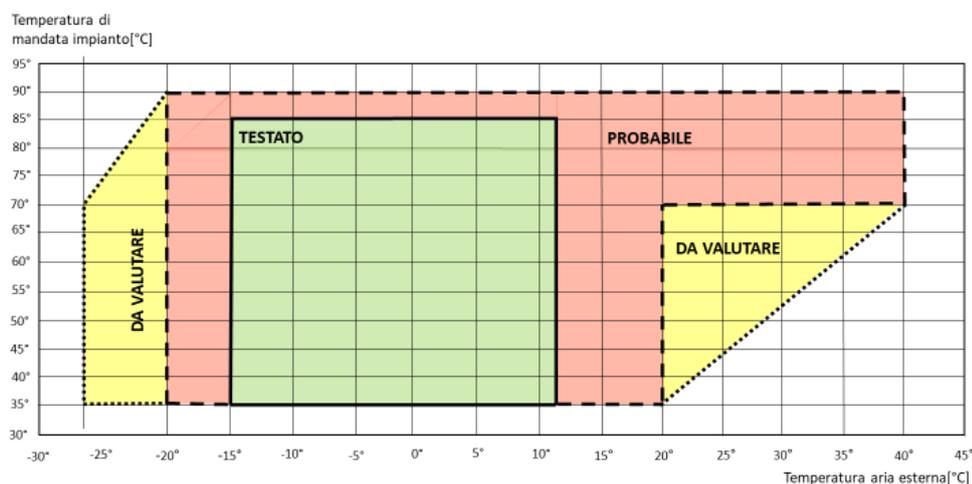


Figura 2.17

esterna, il campo di funzionamento tenderà ad assottigliarsi sempre di più. Graficando la situazione si ottiene (Figura 2.17):

L'intero campo di funzionamento mostra i confini massimi entro cui la pompa di calore può operare teoricamente; come già ampiamente affermato, si tratta di una pompa di calore altamente versatile in grado di adattarsi a tutte le condizioni operative. La macchina infatti può essere utilizzata sia per la produzione di riscaldamento che di ACS a qualsiasi temperatura dell'aria esterna:

- per basse temperature, il limite inferiore dipende unicamente dalla resistenza meccanica dei componenti presenti sul lato sorgente della pompa di calore;
- per alte temperature invece, la pompa di calore non possiede alcun tipo di vincolo costruttivo che le impedisca di funzionare, se non unicamente una questione prettamente termodinamica dovuta alla presenza del doppio ciclo in serie.

Più ci si avvicina alle condizioni limite estreme comunque, e più la separazione tra le diverse zone del diagramma inizia ad essere meno netta. Come si nota dal grafico infatti, a temperature esterne di $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ la temperatura di mandata massima scende molto bruscamente rispetto a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Questo dipende dal fatto che la macchina non smette di funzionare andando in blocco improvvisamente al diminuire della temperatura, ma essa arriva al proprio limite gradualmente. Allo stesso modo, anche alle alte temperature si ha un assestamento della macchina in cui essa teoricamente non dovrebbe funzionare al di sotto della linea obliqua tratteggiata. Entrambe le situazioni sono comunque ancora in fase di sperimentazione poiché questo è il comportamento teorico che la macchina dovrebbe avere, ma non certo. Inoltre, si tratta comunque di un'approssimazione che inevitabilmente viene attuata in questa prima fase di definizione dei limiti della macchina visto che ovviamente i limiti di funzionamento non possono trovarsi esattamente su una linea perfettamente obliqua. La prima fase della campagna di sperimentazione condotta sul prototipo infatti aveva lo scopo di definire i limiti della macchina, per analizzare fin da subito cause e possibili soluzioni adottabili per farne rimedio (capire innanzitutto se si tratta di limiti fisici non

superabili oppure dovuti a una non ottimizzata progettazione). Una volta conclusa questa seconda fase di valutazione, si passerà a quella successiva che consisterà nell'andare ad investigare la risposta nelle condizioni intermedie, cercando di ottimizzare tutti quei parametri coinvolti nell'efficientamento della pompa di calore (inverter dei ventilatori, carica di refrigerante, surriscaldamento, glide, ...).

2.3.2 Versatilità nel periodo estivo

In base al campo di funzionamento ipotizzato comunque (*Figura 2.17*), si nota come la pompa di calore riesca a produrre acqua calda per riscaldamento e ACS a basse temperature; nel periodo invernale pertanto, in cui le temperature scendono e non superano i 15 °C mediamente, la pompa di calore è affidabile e riesce a svolgere il proprio compito. Durante il periodo estivo invece, quando le temperature superano i 20 °C invece, per quanto detto prima la macchina non riesce a produrre più acqua a basse temperature di mandata ma solo ad elevate poiché occorre rispettare il salto termico minimo richiesto dal funzionamento in doppio ciclo. Ciò significa che, quando nel periodo estivo occorrerà produrre ACS, esso potrà essere eseguito solo ad alte temperature; si tratta ovviamente di un dispendio energetico visto che normalmente sono sufficienti 55 - 60 °C mentre ora sarà necessaria arrivare ad almeno 70 °C. Nel periodo invernale infatti è possibile regolare la temperatura di mandata per la produzione di ACS (in base alla logica di funzionamento selezionata dall'utente), e ovviamente per minimizzare i consumi energetici si tende ad assestare attorno al valore minimo sufficiente (tipicamente 55 – 65 °C); nel prototipo in questione invece, nel periodo estivo ciò non è possibile e l'acqua calda sanitaria può essere prodotta solo a temperature maggiori di 70 °C (quando l'aria esterna è pari a 40 °C). A fronte di questo indubbio svantaggio energetico, occorre considerare comunque che si tratta di un prodotto idoneo e progettato per lavorare in zone climatiche particolarmente fredde, e non in zone in cui nel periodo estivo si raggiungono elevate temperature mediamente. Pertanto, invece che uno svantaggio si tratta in realtà della dimostrazione effettiva della versatilità di questo prototipo: per quanto la macchina sia stata progettata per

ambienti altamente gelidi, essa è comunque in grado di adattarsi anche a climi molto caldi. Inoltre, occorre comunque considerare che, a prescindere dalla temperatura alla quale produce l'acqua calda, si tratta di una pompa di calore e inevitabilmente essa tende a convenire maggiormente rispetto ad una classica caldaia a gas; considerando infine

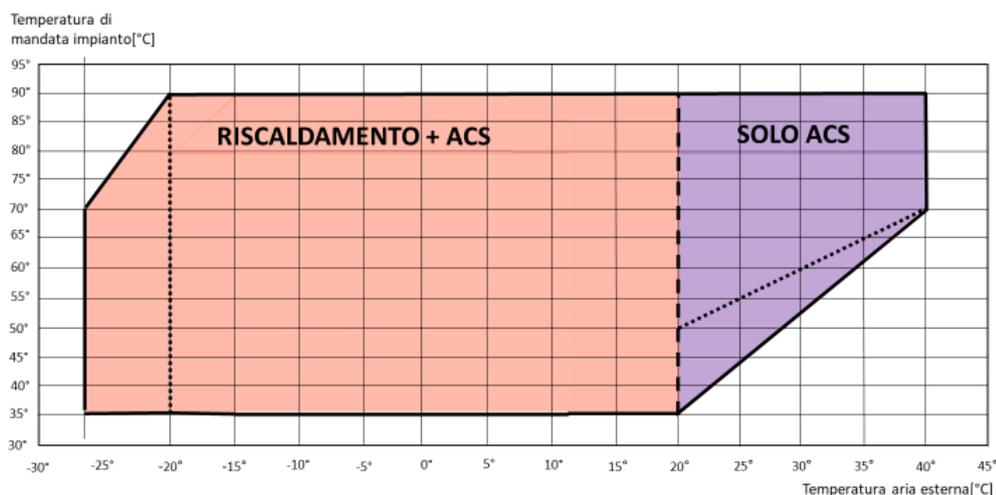


Figura 2.18

che il COP di questa macchina deve ancora essere ottimizzato e migliorato, a maggior ragione si tratta di una soluzione conveniente. A seguito di questa analisi, si riporta di seguito il diagramma definitivo che rappresenta la mappa di funzionamento attesa (Figura 2.18).

Supponendo che le aree del diagramma ancora in attesa di valutazione tramite specifiche prove siano condizioni reali di funzionamento e stabili per la pompa di calore, è possibile suddividere le due macro aree: quella adibita alla sola produzione di acqua calda sanitaria e quella che invece include anche il riscaldamento. La distinzione è stata posta a 20 °C di temperatura dell'aria esterna, che praticamente svolge da spartiacque tra le due possibilità di funzionamento. In particolare, da notare come la zona limite di funzionamento nelle alte temperature è delineata da due curve oblique ora; quella posta al di sopra contiene tutti i punti in cui al di sopra certamente la pompa di calore riuscirà ad operare in condizioni stabili, mentre al di sotto di essa inizia la zona di instabilità; la curva superiore infatti permette di mantenere verificata costantemente la condizione limite

per cui tra evaporazione del ciclo basso e condensazione del ciclo alto sia presente sempre il salto termico limite di almeno 25 °C.

Scopo di questa tesi però non è quello di potenziare e spingere al limite l'operatività della pompa di calore, anche perché per il settore residenziale-commerciale per cui essa è adibita il salto termico -10/80 °C è sufficienti in zone climatiche *Average* come l'Italia; riuscire ad incrementare ulteriormente la resistenza verso le basse temperature però ovviamente sarebbe una situazione auspicabile, in maniera tale che la macchina possa essere installata anche in zone climatiche più fredde rispetto a quelle per la quale è stata ideata, oltre che poter così ampliare il proprio mercato nei paesi centro-settentrionali in Europa. Nei paesi con un clima molto più rigido rispetto l'Italia infatti, il mercato delle pompe di calore sta iniziando ad espandersi e ad avere sempre più domanda; considerando però gli standard di mercato presenti attualmente in commercio, le pompe di calore aria-acqua vengono abbinare con caldaia a gas per la creazione di un sistema ibrido; riuscire però a generare un prodotto che possiede tutti i vantaggi delle installazioni delle pompe di calore aria-acqua rispetto alle altre tipologie, e che non debba necessariamente essere abbinata a caldaie a gas, sarebbe sicuramente una grandissima innovazione tecnologica e un passo verso l'elettrificazione globale non indifferente.

2.3.3 Esempi di installazioni

Grazie al fatto che le due unità possono essere installate in maniera separata e che la soluzione ibrida caldaia + pompa di calore non è più strettamente necessaria con questo prototipo, le possibili configurazioni impiantistiche in ambito residenziale e commerciale aumentano. La versatilità, oltre che operativa, anche applicativa durante l'installazione la si può osservare dai seguenti esempi riportati di seguito (*Figura 2.19*), dove con MU si intende *Main Unit* e con EU *External Unit*:

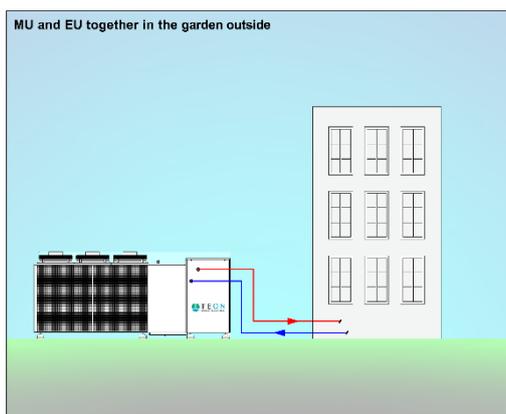


Figura 2.19 – A. Modalità mono-blocco all'esterno

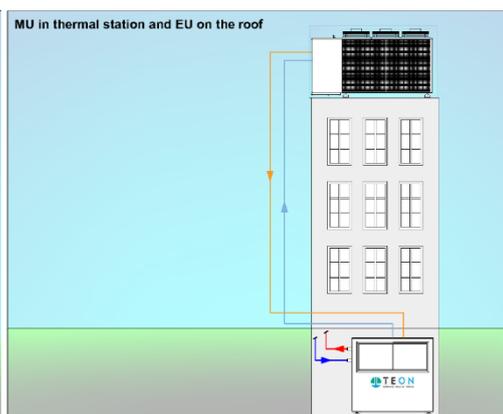


Figura 2.19 – B. Unità principale in centrale termica e unità esterna in copertura.

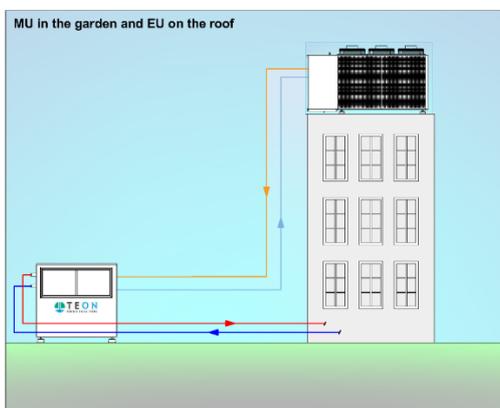


Figura 19 – C. Unità principale all'esterno e unità esterna in copertura.

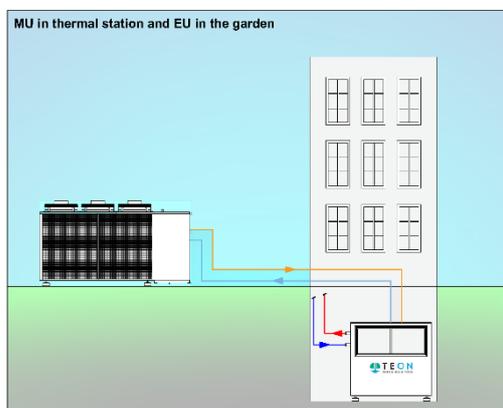


Figura 19 – D. Unità principale in centrale termica e unità esterna all'esterno.

2.3.4 Esempio di schema impiantistico

Per completezza, si raffigura di seguito anche un possibile schema di impianto in cui la pompa di calore è adibita sia al riscaldamento che per la produzione di ACS (Figura 20). In particolare, è possibile notare che:

- unità esterna ed unità principale sono separate e considerate come due unità distinte; la strumentazione idraulica intermedia contiene tutti i componenti necessari per il normal funzionamento della pompa di calore e sono già tutti quanti inclusi all'interno del macchina (due manometri, due termometri, due sonde di temperatura, una pompa di circolazione, un vaso di espansione e un flussostato). Altri possibili componenti da aggiungere su richiesta

possono essere analizzati di volta in volta e nel caso aggiunti, ma si tratterebbe solo di accessori extra poiché non indispensabili per il funzionamento della macchina: per esempio, l'aggiunta delle valvole a farfalla per poter permettere di isolare ciascuna batteria dal resto del circuito (presenti nel prototipo invece);

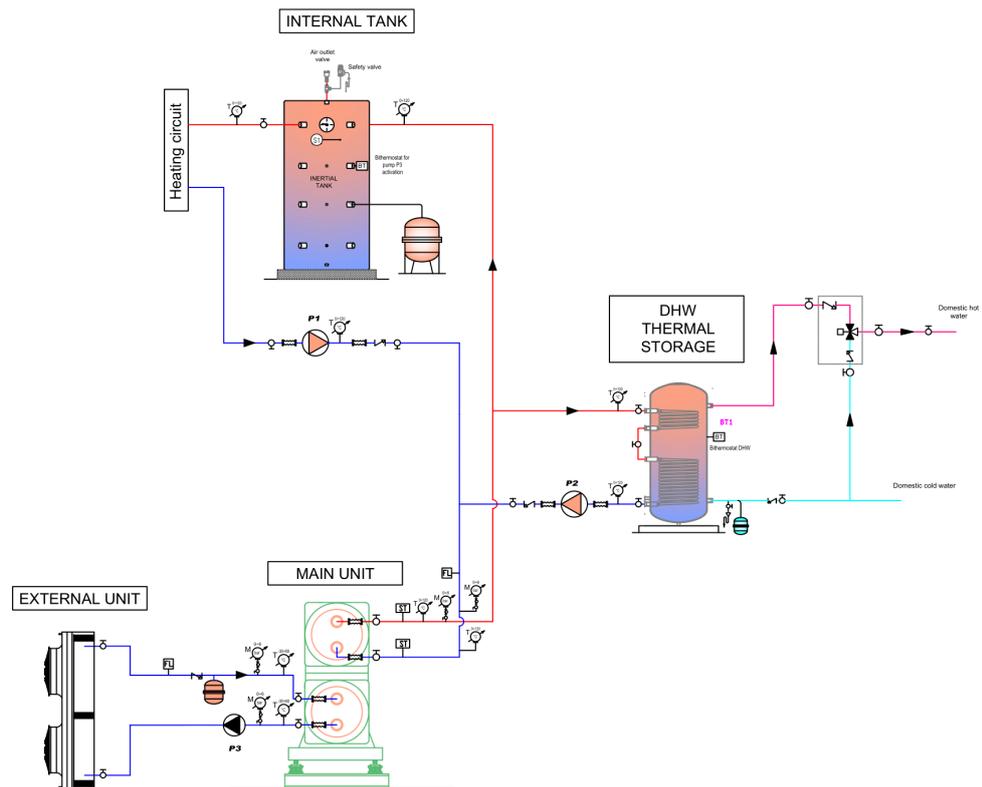


Figura 20

- i componenti da installare sulle tubazioni verso l'impianto in uscita dalla macchina sono praticamente gli stessi aggiunti sul BPE e sul BPI durante i test; in particolare, si tratta di: due manometri, due termometri, due sonde di temperatura, un flussostato e in aggiunta due giunti antivibranti non presenti né sul BPE né sul BPI poiché i collegamenti erano stati eseguiti tramite tubazioni flessibili e quindi non necessari. Essi sono indispensabili per un'efficace regolazione dell'acqua di mandata verso l'impianto. I giunti antivibranti sono molto spesso impiegati e rappresentano dei componenti intermedi che permettono di separare la pompa di calore dall'impianto di

distribuzione presente in centrale termica. Essi disaccoppiano le tubazioni rigide in maniera tale da non trasferire le vibrazioni dalla macchina all'impianto e viceversa, dato che esse potrebbero portare ad un malfunzionamento o ad una lenta degradazione di alcuni componenti; molto spesso i giunti più utilizzati sono dei compensatori assiali, che in base alle esigenze possono avere le estremità filettate oppure flangiate;

- l'impianto di distribuzione primario in centrale riceve tutta quanta l'acqua prodotta dalla pompa di calore e successivamente la invia ai due distinti impianti: impianto di riscaldamento e impianto di produzione di acqua calda sanitaria; nello schema non è raffigurato alcun collettore di centrale ma sicuramente essi saranno presenti;
- sono presenti due differenti pompe di circolazione che lavorano in parallelo per i due sistemi, che si collegano al collettore di centrale anche se non raffigurato. Entrambe le pompe vengono installate tipicamente sul ritorno verso il generatore di calore, come già descritto nei precedenti capitoli. L'utilizzo di due differenti circolatori è fondamentale quando la pompa di calore è adibita a riscaldamento e alla produzione di ACS nel periodo invernale e solo ACS nel periodo estivo; questo significa che i due circuiti devono essere indipendenti l'uno dall'altro: in estate occorrerà chiudere il circuito di riscaldamento e lasciare aperto quello per l'ACS. Ovviamente tutte queste particolarità possono variare da caso a caso, specie quando si tratta di una riqualificazione energetica in cui viene sostituita la passata caldaia a combustibile fossile con una pompa di calore; in questi casi infatti molto spesso l'impianto di distribuzione non è nettamente separato e distinto come in questo caso per i due sistemi, e quindi l'impianto potrebbe avere uno schema molto differente da quello rappresentato. Lo schema presente infatti è lineare e ben studiato in modo da dividere le due aree ed è facilmente applicabile nei casi di edifici di nuova costruzione. A prescindere da tutte le peculiarità che ciascun progetto si porta con sé comunque, è opportuno quando possibile

dividere i due circuiti e comandarli con due differenti pompe di circolazione;

- a valle della pompa di calore, sul circuito adibito al riscaldamento è installato un serbatoio inerziale prima del collegamento all'impianto di riscaldamento. Si tratta di un grande serbatoio coibentato in cui all'interno è contenuta una certa quantità di acqua calda che può variare in base alle esigenze. Lo scopo per cui esso viene installato normalmente è quello di aumentare la capacità dell'impianto e fungere da riserva di *calore* pronta per essere inviata alle utenze su richiesta; in questo modo, le utenze riescono a ricevere sempre la fornitura richiesta anche quando la pompa di calore è spenta e occorre aspettare il transitorio in cui essa entra a regime. L'ingresso dell'acqua proveniente dalla macchina è situato verso il basso e l'uscita verso l'impianto invece verso l'alto. Inoltre, considerando che il funzionamento della pompa di calore dipende dalla temperatura raggiunta all'interno del serbatoio, è opportuno che la sonda di temperatura sulla mandata che comanda e governa l'accensione della macchina sia installata non più immediatamente sull'uscita della pompa di calore ma bensì sull'uscita della tubazione dal serbatoio inerziale. Successivamente, come per tutti i serbatoi in pressione, occorre prevedere una valvola di sfogo dell'aria automatica posta sulla sommità superiore che permette di abbassare la pressione quando essa supera valori prestabiliti; infine, l'aggiunta del vaso di espansione chiuso del circuito è buona norma che venga eseguita direttamente sul serbatoio, dato che esso è quasi sempre installato in centrale termica e quindi per esigenze funzionali e di manutenibilità è sicuramente un aspetto vantaggioso. La soluzione proposta in questo esempio di installazione ovviamente è da valutare caso per caso poiché non sempre l'aggiunta di un serbatoio inerziale è necessaria, altre volte infatti è più che sufficiente un separatore idraulico: molto più compatto e meno costoso;
- in questo esempio, la produzione di acqua calda sanitaria viene effettuata tramite un bollitore, cioè con uno dei sistemi più utilizzati

in contesti residenziali-commerciali in cui le potenze termiche in gioco si aggirano intorno ai 50 – 100 kW termici. Si tratta di un termo-accumulo per l'esattezza poiché esso produce ACS ad una certa temperatura e la conserva al suo interno come se fosse un serbatoio inerziale; questa tecnica è fondamentale per l'acqua sanitaria poiché a differenza del riscaldamento essa non può permettersi interruzioni di servizio o transitori di avviamento lunghi, ma deve essere disponibile quasi istantaneamente. Il bollitore comunque non è altro che uno scambiatore di calore in cui all'interno viene inserita acqua derivante dall'acquedotto e che viene scaldata tramite una serpentina posta al suo interno in cui circola l'acqua calda prodotta dalla pompa di calore. Esistono vari tipi di riscaldatori in commercio comunque, e nel caso in esame è stato raffigurato uno a doppia serpentina; tipicamente essi sono utilizzati quando una sola serpentina non è sufficiente a scambiare tutta la potenza termica con l'acqua sanitaria, e dunque se ne utilizzano due; in altri casi invece la doppia serpentina viene impiegata quando sono presenti più fonti di energia con cui produrre ACS: per esempio, è molto comune accoppiare le pompe di calore ad un impianto solare termico, in cui l'acqua calda viene prodotta non solo dalla pompa di calore ma anche dall'energia termica proveniente dai raggi solari; quest'ultima, trattandosi di un'energia totalmente naturale e senza costi, ovviamente ha la precedenza sulla pompa di calore e quindi la sulla serpentina superiore scorre l'acqua da essa prodotta e su quella inferiore invece quella della pompa di calore. Questa assegnazione delle serpentine alle varie fonti di energia viene eseguita a seconda dell'intermittenza della fonte e a seconda della temperatura che possiede l'acqua calda prodotta; essendo dunque che il solare termico produce acqua solo nella fascia diurna e relativamente a basse temperature (50 °C indicativamente), allora essa ha la precedenza e viene inviata sulla serpentina superiore, in maniera tale da favorire la stratificazione dell'energia termica di un fluido in un serbatoio. Per quanto riguarda invece la parte dell'acqua proveniente dall'acquedotto, essa viene immessa nella parte

inferiore del bollitore e prelevata superiormente; inoltre, è presente anche una valvola a 3 vie miscelatrice che consente di adeguare la temperatura di richiesta da parte dell'utenza; nello schema in questione non è presente il ricircolo poiché si tratta solamente di un esempio di installazione, ma anche in questo caso se necessario esso può essere inserito su richiesta.

Capitolo 3

Ottimizzazione e industrializzazione del prototipo

Dopo aver costruito il prototipo e successivamente eseguito la prima campagna di test, è possibile trarre le conclusioni a seguito dell'attività di ricerca e sviluppo in questione. Per quanto riguarda l'architettura della pompa di calore, durante la fase di costruzione vera e propria e di montaggio dei vari componenti, ci si è reso conto di alcune modifiche che potrebbero essere apportate rispetto al progetto originario. Prevedere tutte le possibili questioni e problematiche che potrebbero nascere in futuro, fin dalla fase iniziale di progettazione, per una macchina mai realizzata prima, è particolarmente difficile; per questo motivo infatti è stato realizzato inizialmente un primo prototipo su cui analizzare e studiare la soluzione applicata e tutte le seguenti implementazioni che potrebbero essere aggiunte, per arrivare così ad un prodotto finito e completo a partire dalla successiva macchina prodotta. Il periodo in cui il prototipo viene testato e analizzato infatti è molto lungo (nel momento della consegna della tesi questa fase non è ancora terminata) proprio perché si vuole annotare fin da subito tutti i possibili miglioramenti da applicare per la successiva macchina, senza dover ricorrere ancora nuovamente ad altri accorgimenti per le successive future pompe di calore. La filosofia applicata a tal fine infatti, è stata quella di prevedere fin da subito una macchina quasi totalmente finita e con meno modifiche possibili da applicare in seguito ottenere la versione definitiva a partire dal secondo modello prodotto. Questo perché lo scopo a cui si vuole tendere fin da subito non è la realizzazione di un semplice prototipo ma di un prodotto completo vero e proprio. Si tratta di un approccio *olistico* a tutti gli effetti, in cui, oltre a garantire la funzionalità ottimale, contemporaneamente vengono presi in considerazione anche una serie di tanti altri fattori:

- manutenibilità;
- facilità di montaggio;
- costi realizzativi;

- estetica.

Il metodo quindi consisteva nel considerare l'intero sistema fin da subito nel suo insieme senza concentrarsi solo sui suoi singoli componenti o parti. In questo caso però, per quanto si è provato ad applicare tutto ciò appena descritto, trattandosi di una macchina altamente innovativa e le cui prestazioni non erano mai state ricreate prima in nessuna pompa di calore aria-acqua di questa taglia, la costruzione di un prototipo preliminare risultava praticamente inevitabile; per lo stesso però, la macchina è stata ben congegnata fin da subito e pertanto le modifiche richieste non sono sostanziali e radicali, come invece accade spesso con i normali prototipi. Inoltre, oltre i semplici aspetti costruttivi che vanno a legarsi a questioni legate alla produzione, alla manutenibilità e al trasporto, sono emerse altre questioni sul funzionamento intrinseco del prototipo durante la fase di test sui rispettivi banchi prova. Alla luce di tutte queste considerazioni, sono state annotate le seguenti osservazioni sulla macchina che è opportuno migliorare o semplicemente modificare:

1. Metodo di disaccoppiamento tra unità principale ed esterna

Attualmente il collegamento tra le due parti avviene tramite flange che vengono bullonate tra loro, e pertanto quando le due parti vengono disaccoppiate tutta la miscela di acqua e glicole presente nell'unità principale viene svuotata. Il volume di fluido presente invece nell'unità esterna rimane pressoché totalmente all'interno, dato che le due batterie possono essere isolate dal circuito tramite 4 valvole di intercettazione totali. Durante la fase di montaggio delle due unità ci si è reso conto invece che, piuttosto che isolare le due batterie conviene invece isolare direttamente entrambe le unità tra loro: poter separare le due parti e mantenere la miscela di acqua glicolata all'interno è un grandissimo vantaggio in fase di installazione o di movimentazione. In conclusione quindi, a partire dal prossimo modello prodotto che non sarà più un prototipo, verrà inserita la possibilità di evitare la fuoriuscita di fluido in entrambe le unità quando separate, per esempio

inserendo due valvole di ritegno in serie in ciascuna tubazione. In aggiunta, un'altra difficoltà riscontrata durante all'accoppiamento riguardava la messa in piano delle due flange prima di bullonarle tra loro. Trattandosi di tubazioni saldate tra loro esse risultano estremamente rigide e se entrambe le unità non si trovano perfettamente in piano e ben progettate, esse non potranno mai unirsi tra loro. Per evitare dunque tutte le problematiche connesse ad un accoppiamento così rigido è opportuno inserire delle tubazioni flessibili intermedie tra le flange, sempre in acciaio, di una lunghezza di circa 1 m in maniera tale da consentire la corretta flessione: si tratterebbe di tubazioni flessibili con flange alle estremità in maniera tale da potersi bullonare con le due unità (*Figura 3.1*). Ovviamente inserendo una tubazione di questa lunghezza nel circuito idraulico, per non aumentare ulteriormente le dimensioni delle due unità poiché si tratta di un vincolo fisso, occorre diminuire della stessa lunghezza delle tubazioni idrauliche presenti. Essendo che le tubazioni idrauliche appartenenti all'unità principale però sporgono di 60 mm dal pannello posteriore, esse non possono essere ridotte ulteriormente; pertanto, occorrerà accorciare le tubazioni del circuito appartenente all'unità esterna.



Figura 3.1

2. Eliminazione ciclo basso

Dopo aver testato il ciclo basso ci si è resi conto della sua scarsità di utilizzo nella pratica. Nel momento in cui al BPI infatti la pompa di calore è stata provata con il solo ciclo basso alimentato con propano,

si è osservato che a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ di acqua glicolata di sorgente (a cui corrisponde una temperatura dell'aria esterna di circa $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$) e una temperatura di mandata all'impianto di $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, la potenza termica erogata fosse di circa 40 kW : si tratta di una potenza molto scarsa e in nessun ambito utilizzabile praticamente. Dato che la macchina possiede nominalmente una potenza termica di 120 kW , e per quanto siano tollerati leggeri scostamenti da tale valore in certe condizioni di funzionamento, non è possibile che la potenza erogata sia pari ad $1/3$ rispetto a quella nominale; pertanto, la presenza del ciclo basso inizialmente prevista quando la temperatura di mandata all'impianto era bassa sotto $55\text{ }^{\circ}\text{C}$, diventa superflua e non pratica. Il fatto che venga eliminato il ciclo basso della pompa di calore significa a cascata che vengono eliminati tutti i seguenti componenti: condensatore basso, valvola deviatrice a tre vie, riduzione delle tubazioni idrauliche sul lato impianto e infine viene liberata una piccola porzione del quadro elettrico. Si tratta indubbiamente di un vantaggio in termini sia di costi e che di maggior snellezza nel design e nell'architettura della pompa di calore, visto che viene liberato molto più spazio internamente.

3. Ottimizzazione uscita tubi idraulici verso l'impianto e dei pannelli frontale e posteriore estraibili.

Il fatto che i tubi idraulici di mandata escano lateralmente rispetto l'unità principale, comporta che il pannello laterale non possa essere smontato una volta che la macchina è già stata collegata all'impianto utente. In caso di manutenzione quindi diventa difficile poter accedere a tutti i punti della macchina, specie considerando l'elevata densità di componenti al suo interno che sono praticamente situati attorno a tutto il volume interno. Attualmente infatti, nel prototipo, una volta che la macchina è stata installata è possibile unicamente togliere il pannello superiore e laterale destro rispetto al quadro elettrico dell'unità principale. Si tratta di una situazione scomoda pertanto, specie considerando che: il pannello posteriore in cui sono presenti i tubi idraulici verso l'unità esterna è inamovibile per lo stesso motivo; il pannello frontale non è smontabile poiché è presente il quadro elettrico

e la relativa maschera che non consente l'estrazione; il pannello laterale posto sul lato sinistro rispetto al quadro elettrico è reso inaccessibile per via dei tubi di mandata. In conclusione quindi, attualmente l'unità principale risulta poco accessibile dall'esterno. Per fronteggiare a questa problematica, si potrebbe pensare di indirizzare i tubi di uscita idraulici di mandata verso l'alto in maniera tale da rendere estraibile entrambi i pannelli laterali, così che l'operatore possa raggiungere tutti i punti interni. Inoltre, sempre per motivi legati alla manutenzione di tutti i componenti, in caso di necessità l'estrazione della pompa di circolazione e dei due compressori è consentita solo longitudinalmente alla direzione dei binari su cui appoggiano, cioè può essere eseguita solo aprendo i pannelli frontale o posteriore. A tal proposito allora, occorre rendere apribile all'occorrenza anche uno di questi due pannelli in caso di necessità. Il pannello posteriore è fisso poiché sono presenti i tubi idraulici verso l'unità esterna che escono parallelamente alla sua direzione normale, e risulta complesso applicare lo stesso ragionamento dei tubi di mandata per cui possono essere direzionati verso l'alto: nel caso la pompa di calore fosse installata infatti in modalità mono-blocco, si creerebbe una certa complessità a collegare le tubazioni idrauliche posizionate verso l'alto dell'unità principale con quelle posizionate orizzontalmente al terreno dell'unità esterna senza si perda l'estetica attuale della macchina (cioè due parti chiuse totalmente da tutte le direzioni). Pertanto, per permettere l'accesso all'operatore occorre sfruttare il pannello frontale: per esempio, si potrebbe pensare di dividere l'attuale pannello in due e rendere la parte superiore fissa insieme al quadro elettrico e non smontabile e la parte inferiore invece alla stessa altezza della pompa di circolazione e dei compressori estraibili.

4. Nuovo supporto per la pompa di circolazione

Nel prototipo la pompa di circolazione è stata fissata al telaio tramite una vite posta inferiormente al centro del basamento che collegava il circolatore allo scatolato di supporto; considerando anche tutte le vibrazioni che il componente genera durante il proprio funzionamento,

in aggiunta sono state saldate due staffe di supporto verticali sullo scatolato che si andavano ad aggiungere all'accoppiamento tra le flange del circolatore con le flange delle tubazioni idrauliche, in questo modo la struttura è stata resa più vincolata. Questa procedura risulta abbastanza sconveniente però poiché il processo di saldatura tra acciaio e acciaio richiede molte accortezze che in TEON è difficile soddisfare, visto che la ditta è specializzata nelle saldature prettamente rame-rame o al massimo rame-acciaio. Per questo motivo si è deciso di utilizzare un nuovo sistema per il fissaggio, molto più semplice e molto più facile da industrializzare nel processo produttivo per realizzare le future macchine; in particolare, si tratta dell'aggiunta di due scatolati come base di appoggio inferiormente anziché uno come previsto ora, ad una distanza minima di circa 100 mm (distanza esatta ancora da valutare); successivamente al di sopra di questi due scatolati montare una piastra quadrata di acciaio di spessore 4-5 mm tramite 4 bulloni alle estremità, in maniera tale che essa distribuisce il proprio carico uniformemente sui due scatolati; in seguito, montare la pompa di circolazione al centro della piastra sempre con l'accoppiamento attuale tramite bullone; in questo modo si riesce ad aumentare la stabilità di appoggio del carico della pompa sugli scatolati inferiori visto che due permettono di distribuire più equamente il carico. Questo ragionamento vale e viene applicato solamente nel caso in cui il circolatore viene installato nuovamente all'interno dell'unità principale; nel caso in cui invece esso venisse posizionato all'interno dell'unità esterna, ovviamente questo ragionamento non avrebbe più significato poiché ci sarebbe da trovare un'altra soluzione da capo. Il motivo per cui il circolatore può essere installato all'interno del dry cooler risiede nel fatto che ciò comporterebbe un aumento di spazio disponibile nel volume interno dell'unità principale, così da alleggerire ulteriormente la densità di componenti presenti. Inoltre, la questione possiede anche un carattere pratico oltre che semplificativo architettonico: portare il circolatore all'interno del dry cooler significa separare praticamente tutto il circuito idraulico lato sorgente e portarlo quasi totalmente all'interno del dry cooler (batterie evaporanti, circolatore, valvola di non ritorno, vaso di espansione, manometri,

flussostato, termometri e rubinetto di scarico e carico); questo semplificherebbe la distribuzione dei componenti nella macchina visto che in caso di manutenzione al circuito idraulico lato sorgente l'operatore sa che dovrà operare interamente sul dry cooler e non su entrambe le unità (per la maggior parte dei problemi che potrebbero manifestarsi); le tubazioni dirette all'unità principali infatti si andrebbero solamente a collegare all'evaporatore tramite giunti scanalati mobili di tipo Victaulic, senza alcuna strumentazione presente (al massimo una valvola di sfogo aria nel caso fosse necessaria). Comunque, la possibilità di variazione di posizione del circolatore è ancora in fase di valutazione e quindi non si tratta ancora di una soluzione definitiva. Nel caso però esso rimanesse all'interno dell'unità principale, sicuramente il proprio sistema di supporto verrebbe variato come specificato in alto.

5. Eliminazione di un ventilatore

Durante la fase di test ci si è resi conto che quattro ventilatori fossero eccessivi per le reali richieste del dry cooler durante il proprio funzionamento, e dopo aver provato a spegnerne uno si è notato che effettivamente un ventilatore era ridondante. Ovviamente poter eliminare uno dei quattro ventilatori è un aspetto positivo sia da un punto di vista del costo che dell'ingombro dell'unità esterna: il fatto che nella parte frontale del dry cooler (da cui sporgono i tubi idraulici) occorresse inserire ulteriore pannellatura laterale e inferiore, era dovuto unicamente alla presenza del suddetto ventilatore in eccesso; infatti, senza di esso la lunghezza complessiva del dry cooler può essere ridotta di 300 – 400 mm indicativamente (una parte della sporgenza rimarrà inevitabilmente poiché occorre garantire la sporgenza dei collegamenti idraulici appunto. Dopo aver verificato che con tre ventilatori la macchina riuscisse comunque a scambiare la potenza termica richiesta dalla pompa di calore lato sorgente, si è deciso pertanto di eliminare uno dei ventilatori.

6. Chiusura frontale del dry cooler con un ulteriore pannello

Nel prototipo la parte frontale dell'unità esterna non è stata chiusa tramite pannello come tutti gli altri lati ma è stata lasciata appositamente aperta; il motivo risiede nel fatto che lo scopo principale era quello di testare la macchina e capirne le prestazioni, e questo per semplicità è stato fatto in modalità mono-blocco della pompa di calore. Considerando però che la macchina definitiva dovrà anche poter essere installata in maniera tale che la moto evaporante sia separata, cioè in modalità bi-blocco, occorre chiudere anche il lato frontale del dry cooler con un pannello o una lamiera apposita. Questa esigenza nasce anche dal fatto per cui non si vogliono creare due versioni dello stesso prodotto, cioè si vuole assolutamente evitare la possibilità di generare un dry cooler in versione "mono-blocco" e uno in versione "bi-blocco"; per risolvere questo problema occorre appunto trovare uno standard unico con cui produrre l'unità esterna a prescindere dal metodo di installazione, anche se nel caso mono-blocco accadrà che saranno presenti sia il pannello dell'unità principale che quello dell'unità esterna e teoricamente sarebbe sufficiente solo il primo. La modalità con la quale tale pannello del dry cooler verrà creato seguirà la logica dei pannelli dell'unità principale da cui fuoriescono le tubazioni, per esempio quello posteriore: si tratta di una lamiera trattata superficialmente con antiruggine e che possiede solamente due fori che permettono il passaggio delle tubazioni idrauliche. La posizione delle tubazioni del prodotto definitivo non è ancora stata fissata pertanto anche i fori non lo sono di conseguenza.

7. Aggiunta di filtri protezione per componenti idraulici

All'interno del circuito idraulico lato sorgente non è presente alcun filtro di protezione, né grossolano né fine, e questo potrebbe provocare ostruzioni nella sezione di passaggio in alcuni punti. Per evitare che si formino agglomerati di materiali che vanno successivamente a bloccare e a compromettere in seguito il funzionamento di alcuni componenti importanti, come circolatore ed evaporatore in primis (le

batterie di scambio termico possiedono tubazioni molto grandi di diametro e quindi il fenomeno avrebbe ripercussioni meno gravi), occorre aggiungere dei filtri appositi. Nella stragrande maggioranza dei sistemi in cui circola acqua, vengono utilizzati sistemi di filtrazione meccanica: grazie all'azione di una maglia filtrante in acciaio INOX, le impurità presenti sono trattenute all'interno di speciali filtri (detti filtri ad Y) e quindi anche la circolazione all'interno delle tubazioni. Normalmente i filtri ad Y possiedono un'elevata facilità di installazione e un costo molto basso rispetto ad altri sistemi, e infatti per questi motivi sono i più utilizzati; d'altro canto essi riescono a trattenere impurità solo di dimensioni medio-grandi e non particelle fini (le cartucce in INOX normalmente possiedono maglie la cui sezione di passaggio non scende oltre i 50 micron), cioè riescono a trattenere in maniera efficace ruggine e sabbia ma non ossidi di ferro (dimensioni inferiori ad 1 micron); nelle applicazioni più spinte in cui è necessario che l'acqua rispetti un elevato grado di purezza infatti, vengono utilizzati speciali filtri chiamati filtri defangatori che riescono ad eliminare la totalità di tutte le impurezza presenti nell'impianto. Nel caso in questione, in cui comunque non sono richieste eccessive prestazioni, è più che sufficiente l'utilizzo di filtri ad Y classici; l'unica peculiarità che essi devono rispettare e che deve essere verificata è che possano resistere e funzionare correttamente anche a temperature di -25 °C.

8. Coibentazione termica compressore.

Durante le prove in cui si testavano le prestazioni del prototipo nelle condizioni più basse della temperatura dell'aria raggiunta, sul circuito lato sorgente di formava della brina in superficie attorno alle tubazioni idrauliche, alla pompa di circolazione, alle batterie di scambio termico e anche attorno al compressore del ciclo basso (sull'evaporatore no poiché esso risultava già coibentato). Ovviamente questo è accaduto poiché nessuno di questi componenti è stato rivestito esternamente da uno strato di isolante termico. Durante l'esecuzione delle prove però, per monitorare anche visivamente il comportamento della pompa di

calore, si è lasciato di proposito non rivestito il circuito idraulico e non è stata dunque una dimenticanza. Oltre tutto quanto il circuito però, occorre coibentare anche lo stesso compressore esternamente, dato che al suo interno le temperature sono poco oltre quella di evaporazione (la più bassa del circuito).

Conclusioni

Alla luce di tutte le considerazioni fino a qui esposte, il prototipo ha confermato le aspettative iniziali riguardo quelle che potevano essere le sue potenzialità. Lo scetticismo generale presente nella fase di ideazione della macchina alla fine è stato superato, dimostrando che è possibile costruire una pompa di calore aria-acqua di 120 kW in grado di operare in condizioni ambientali avverse. Tra l'altro, il prototipo era stato in origine dimensionamento per una temperatura limite di -10 °C di aria esterna e durante la prove si è constatato come esso riuscisse ad operare anche a temperature inferiori (si stima fino a -20 °C, anche se quest'ultimo aspetto sarà oggetto di analisi e approfondimenti nelle successive campagne sperimentali). Si tratta sicuramente di una macchina rivoluzionaria nel settore del riscaldamento e della produzione di ACS in contesti residenziali e commerciali, riuscendo a coniugare la facilità di installazione tipica delle pompe di calore aria-acqua con i vantaggi delle pompe di calore ad alta temperatura. Inoltre, anche se si tratta formalmente di un prototipo, la macchina è quasi un prodotto finito vero e proprio avendo adottato un approccio *olistico* durante la fase progettazione, a meno di alcune modifiche esposte in precedenza. La più grande variazione a partire dalle prossime macchine prodotte riguarda l'eliminazione della possibilità di poter operare in modalità mono-ciclo con il propano, in quanto la potenza termica prodotta era un terzo rispetto ai 120 kW nominali e quindi insufficiente; nella pratica, questo si traduce nell'eliminazione del condensatore del ciclo basso e nella semplificazione di una parte del circuito idraulico. In conclusione, per quanto occorra ancora studiare e caratterizzare nei minimi particolari il funzionamento del prototipo, specie considerando l'ampiezza del proprio campo di funzionamento, gli obiettivi inizialmente prefissati sono stati ampiamente raggiunti e il prototipo sarà presto una macchina vendibile sul mercato.

Bibliografia

Caleffi. *Gli Impianti a Pompa Di Calore Aria-Acqua*. Caleffi, 2021.

Cantore G. *Macchine: Appunti Tratti Dalle Lezioni Del Prof. Giuseppe Cantore*. Terza ed., Lavis (TN), Società Editrice Esculapio, 1999.

CGIA: Associazione Artigiani e Piccole Imprese Mestre. *Caro Bollette 2022*. Mestre, 2023.

Confindustria. *Scenari e valutazioni di impatto economico degli obiettivi Fit for 55 per l'Italia*. Roma, 2021.

De Santoli L., Mancini F.. *Progettazione Degli Impianti Di Climatizzazione*. Rimini (RN), Maggioli Editore, 2017.

Dragoni E. *Lezioni Di Costruzione Di Macchine*. Bologna (BO), Pitagora Editrice Bologna, 2007.

Ferrario M., Linfozzi G., Pettorossi F., Portoso M., Proietti M.. *Libro Bianco Sulle Pompe Di Calore*. ASSOCLIMA, 2020.

FIRE: Federazione Italiana per l'uso Razionale dell'Energia. *Le Pompe Di Calore*. FIRE, 2013.

IEA: International Energy Agency. *The Future of Heat Pumps*. IEA Publications, 2022.

Ingles M.. *Willis Haviland Carrier: Father of Air Conditioning*. Carrier Corporation, Stati Uniti, 1991).

ISTAT. *Annuario Statistico Italiano: Costruzioni*, Italia, 2015

Lazzarin R. *Pompe Di Calore: Parte Teorica, Parte Applicativa*. Ferroli, 2010.

Legambiente, Kyoto Club. *Una strategia per la decarbonizzazione dei sistemi di riscaldamento degli edifici in Italia*. Legambiente, Milano, 2021.

Mancini M., Zampetti G.. *I Gas Refrigeranti in Italia: Impatto Ambientale, Quantitativi, Gestione E Recupero Degli F-Gas Nel Nostro Paese*. Legambiente, 2013.

Naldi C., Dongellini M., Morini G.. *Effetto Del Clima Sull'efficienza Stagionale Di Sistemi Di Riscaldamento Basati Su Pompe Di Calore Aria-Acqua*. La Termotecnica, 2015.

Pareschi A. *Impianti Meccanici per L'industria*. Lavis (TN), Società Editrice Esculapio, 2013.

Pieve M., Trinchieri R.. *Scenari Di Climatizzazione al 2030: Pompa Di Calore vs Caldaie a Gas*. La Termotecnica, 2021.

Santochi M., Giusti F.. *Tecnologia Meccanica E Studi Di Fabbricazione*. Seconda ed., Rozzano (MI), C.E.A. Casa Editrice Ambrosiana, 2000.

Svizzera Energia. *Manuale Fluidi Refrigeranti per Specialisti RCV*. Svizzera Energia, 2020.

UNI: Ente Italiano di Normazione. *UNI TS 11300:2019, Prestazioni Energetiche Degli Edifici*. Feb. 2019.

UNI: Ente italiano di Normazione. *UNI EN 14511:2022, Termini E Definizioni, Condizioni Di Prova, Metodi Di Test E Requisiti per Condizionatori d'Aria, Refrigeratori Di Liquido E Pompe Di Calore*. 2022.

UNI: Ente Italiano di Normazione. *UNI EN 14825:2019, Metodi Di Prova E Valutazione a Carico Parziale E Calcolo Del Rendimento Stagionale per Condizionatori d'Aria, Refrigeratori Di Liquido E Pompe Di Calore*. 2019.

Verda V., Guepla E.. *Metodi Termodinamici per l'Uso Efficiente Delle Risorse Energetiche*. Gorgonzola (MI), Società Editrice Esculapio, 2014.

