



Ricerca di Sistema elettrico

## Progettazione e modellazione di due prototipi di pompa di calore invertibile operanti con refrigeranti a basso GWP

S. Bortolin, D. Menegon, L. Moro, D. Del Col

## PROGETTAZIONE E MODELLAZIONE DI DUE PROTOTIPI DI POMPA DI CALORE INVERTIBILE OPERANTI CON REFRIGERANTI A BASSO GWP

S. Bortolin, D. Menegon, L. Moro, D. Del Col (Università degli Studi di Padova, Dipartimento di Ingegneria Industriale)

Aprile 2021

### Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - II annualità

Obiettivo: Tecnologie

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

Work package: Pompe di calore

Linea di attività: Attività su refrigeranti a basso GWP: Progettazione PdC per test comparativi

Responsabile del Progetto: Claudia Meloni, ENEA

Responsabile del Work package: Raniero Trinchieri, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "*Caratterizzazione sperimentale di fluidi refrigeranti di nuova generazione*"

Responsabile scientifico ENEA: Andrea Mariani

Responsabile scientifico Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università degli Studi di Padova: Davide Del Col

## Indice

SOMMARIO.....	5
1 INTRODUZIONE.....	6
1.1 OBIETTIVI.....	6
1.2 LA SOSTITUZIONE DEI FLUIDI REFRIGERANTI NELLE POMPE DI CALORE.....	7
2 DESCRIZIONE DEI DUE PROTOTIPI DI POMPE DI CALORE DISPONIBILI PRESSO ENEA.....	8
2.1 SCHEMA D'IMPIANTO.....	8
3 DESCRIZIONE DEL MODELLO DELLA POMPA DI CALORE.....	10
3.1 COMPRESSORE.....	10
3.2 BATTERIA ALETTATA.....	14
3.2.1 <i>Funzionamento della batteria alettata in modalità condensatore</i> .....	16
3.2.2 <i>Funzionamento della batteria alettata in modalità evaporatore</i> .....	21
3.3 SCAMBIATORE DI CALORE A PIASTRE.....	23
3.3.1 <i>Funzionamento in modalità evaporatore</i> .....	24
3.3.2 <i>Funzionamento in modalità condensatore</i> .....	25
3.4 SCAMBIATORE DI CALORE RIGENERATIVO.....	26
3.5 ALTRI COMPONENTI CONSIDERATI NEL MODELLO DELLA MACCHINA.....	27
3.5.1 <i>Separatore d'olio</i> .....	27
3.5.2 <i>Valvola a 4 vie</i> .....	29
4 VALIDAZIONE DEL MODELLO UTILIZZANDO I TEST CON R134A.....	32
4.1 FUNZIONAMENTO IN MODALITÀ POMPA DI CALORE.....	32
4.2 FUNZIONAMENTO IN MODALITÀ CHILLER.....	33
5 PROGETTAZIONE DELLA POMPA DI CALORE (PROTOTIPO #1) OPERANTE CON R1234ZE(E).....	34
5.1 CONDIZIONI DI PROGETTO.....	34
5.2 SCELTA DEL COMPRESSORE.....	35
5.2.1 <i>Scelta dell'inverter</i> .....	36
5.3 VERIFICHE SULLA COMPATIBILITÀ DEGLI ALTRI COMPONENTI D'IMPIANTO.....	36
5.3.1 <i>Valvola di espansione elettronica</i> .....	37
5.4 PREVISIONE DELLE PRESTAZIONI DELLA MACCHINA IN MODALITÀ POMPA DI CALORE.....	39
5.5 PREVISIONE DELLE PRESTAZIONI DELLA MACCHINA IN MODALITÀ CHILLER.....	41
5.6 NUOVA CONFIGURAZIONE DELLA MACCHINA E INSTALLAZIONE DEGLI STRUMENTI DI MISURA.....	44
6 PROGETTAZIONE DELLA POMPA DI CALORE (PROTOTIPO #2) OPERANTE CON R410A E SUOI SOSTITUTI.....	45
6.1 CONDIZIONI DI PROGETTO.....	45
6.2 SCELTA DEL COMPRESSORE.....	46
6.2.1 <i>Scelta dell'inverter</i> .....	48
6.3 VERIFICHE SULLA COMPATIBILITÀ DEGLI ALTRI COMPONENTI D'IMPIANTO.....	49
6.3.1 <i>Valvola di espansione elettronica</i> .....	51
6.4 PREVISIONE DELLE PRESTAZIONI DELLA MACCHINA IN MODALITÀ POMPA DI CALORE.....	52
6.5 PREVISIONE DELLE PRESTAZIONI DELLA MACCHINA IN MODALITÀ CHILLER.....	53
6.6 NUOVA CONFIGURAZIONE DELLA MACCHINA E INSTALLAZIONE DEGLI STRUMENTI DI MISURA.....	54
7 CONCLUSIONI.....	56
8 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	57
9 NOMENCLATURA.....	58
10 APPENDICE A: DETTAGLIO DEI RISULTATI OTTENUTI DALLE SIMULAZIONI.....	61
11 APPENDICE B: CURRICULUM SCIENTIFICO DEL GRUPPO DI LAVORO.....	68



## Sommario

In questo documento vengono presentati i risultati dell'attività di ricerca che ha avuto come obiettivo la modellazione di due prototipi di pompe di calore operanti con fluidi a basso *Global Warming Potential* (GWP). Si tratta nello specifico di pompe di calore aria-acqua invertibili adatte all'impiego in edifici unifamiliari (potenza nominale in riscaldamento 4 kW). Il documento è articolato in cinque sezioni principali che descrivono in dettaglio l'attività svolta. La base di partenza è costituita da due prototipi di pompa di calore già disponibili presso ENEA – Casaccia e operanti con il fluido R134a (Prototipo #1) e con propano (Prototipo #2). Si è quindi realizzato in codice Matlab® un modello fisico della pompa di calore che permette di modificare le caratteristiche dei singoli componenti (compressore, scambiatori di calore) e il tipo di refrigerante impiegato nel ciclo termodinamico, costituendo quindi un fondamentale strumento per la progettazione delle due macchine e la simulazione del loro funzionamento. Il modello è stato inizialmente validato utilizzando dati sperimentali ottenuti in camera climatica presso ENEA con R134a. A partire da questi due prototipi di pompa di calore disponibili, si è proceduto alla riprogettazione delle due macchine in modo da ottenere due pompe di calore invertibili in grado di operare con fluidi sintetici (puri e miscele) a basso GWP. Per il Prototipo #1 sono state indicate le modifiche da apportare per operare con il fluido a media pressione R1234ze(E) (GWP a 100 anni < 1) mentre il Prototipo #2 è stato riprogettato per utilizzare i seguenti tre fluidi ad alta pressione: R410A (GWP = 1923), R452B (GWP = 676) e R454B (GWP = 467). Nell'ambito delle pompe di calore, R1234ze(E) è un possibile sostituto di R134a mentre R452B e R454B sono entrambi sostituiti di R410A. In particolare, si è utilizzato il modello fisico della macchina per predire il funzionamento delle due pompe di calore con i nuovi fluidi permettendo di operare una scelta sui componenti delle due macchine da modificare. Dallo studio si è visto che i cambiamenti da apportare riguardano necessariamente i compressori mentre, per quanto riguarda gli scambiatori, è stata esaminata la possibilità di mantenere le geometrie inalterate.

## 1 Introduzione

Il presente lavoro costituisce un rapporto tecnico realizzato nel quadro dell'Accordo di collaborazione tra il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova e ENEA. L'Accordo di collaborazione ha come oggetto l'attività di ricerca dal titolo: "Caratterizzazione sperimentale di fluidi refrigeranti di nuova generazione". Le attività oggetto del presente Accordo di collaborazione si inseriscono nell'ambito del Progetto di Ricerca 1.7 "Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico" come riportato nel Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021.

In particolare, il presente report è redatto allo scopo di illustrare i risultati conseguiti durante lo svolgimento della linea di attività LA-3 dal titolo "Progettazione pompa di calore per test comparativi". La linea di attività LA-3 è inserita nel Work Package WP-3 "Pompe di Calore".

### 1.1 Obiettivi

L'utilizzo di pompe di calore nel settore domestico costituisce un'opportunità fondamentale per un crescente impiego del vettore elettrico sul territorio nazionale. Come riportato nel 19° EurObserv'ER Report [1], l'Italia rappresenta uno dei maggiori mercati europei per quanto riguarda le pompe di calore invertibili aria-aria e aria-acqua e tale mercato sembra destinato a crescere ulteriormente nei prossimi anni. Le pompe di calore che operano secondo cicli inversi a compressione di vapore possono essere responsabili di emissioni in atmosfera di gas ad effetto serra. Queste emissioni si possono distinguere in due tipologie: emissioni indirette legate alla CO<sub>2</sub> generata in seguito alla produzione dell'energia elettrica necessaria al funzionamento della pompa di calore ed emissioni dirette dovute all'impiego di fluidi refrigeranti e alla loro eventuale fuoriuscita in ambiente durante la vita della macchina.

La maggior parte dei fluidi attualmente impiegati nelle pompe di calore sono idrofluorocarburi (HFC) che presentano elevati valori di GWP (Global Warming Potential). Per esempio R134a e R410A hanno un GWP (a 100 anni) uguale rispettivamente a 1300 e 1923 ([2]).

Si sta assistendo ad un graduale processo di sostituzione dei fluidi frigorigeni attualmente impiegati con fluidi sintetici o naturali a basso GWP (Regolamento dell'Unione Europea F- gas No 517/2014; Emendamento di Kigali al Protocollo di Montreal, Nazioni Unite, 2016). Per quanto riguarda i fluidi sintetici, le idrofluoroolefine (HFO) o le miscele di HFC e HFO sono considerate come possibili sostituti per i fluidi attualmente impiegati ad elevato potenziale di riscaldamento globale. In molti casi, la semplice sostituzione del fluido nella macchina con uno a minore GWP (*drop-in*) non è sufficiente a mantenere invariate le prestazioni della pompa di calore stessa in termini di capacità (riscaldamento/raffreddamento) e di parametri prestazionali. Spesso infatti si rende necessaria la sostituzione o la riprogettazione di alcuni componenti della pompa di calore.

In questo contesto si inserisce la linea di attività LA-3 dal titolo "Progettazione pompa di calore per test comparativi". Il presente documento riporta gli esiti dell'attività di ricerca condotta presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova.

L'attività ha avuto inizio considerando due prototipi di pompe di calore invertibili acqua-aria disponibili presso ENEA – Casaccia (Report RdS/PAR2013/164). Uno dei due prototipi era stato realizzato per operare con il fluido R134a mentre il secondo prototipo era stato realizzato per impiegare come fluido operativo un idrocarburo (propano, R290). Le due macchine erano equipaggiate con compressori alternativi a pistoni dotati di inverter per poter variare il numero di giri. La capacità delle due macchine in termini di riscaldamento e raffreddamento era tale da collocare le due pompe di calore nell'ambito della climatizzazione domestica.

L'obiettivo principale di questa linea di attività è, a partire da questi due prototipi di pompa di calore disponibili presso ENEA, modellizzare e riprogettare le due macchine in modo da ottenere due pompe di calore aventi la medesima capacità nominale in riscaldamento e in raffreddamento dei prototipi precedenti ma in grado di operare con nuovi fluidi sintetici a basso GWP. In particolare, il prototipo originariamente funzionante con R134a (Prototipo #1) dovrà essere opportunamente modificato per operare con l'idrofluoroolefina R1234ze(E) (GWP<sub>100-years</sub> < 1), mentre il prototipo originariamente costruito per operare

con R290 (Prototipo #2) dovrà essere modificato per utilizzare i seguenti tre fluidi: R410A ( $GWP_{100\text{-years}} = 1923$ ), R452B ( $GWP_{100\text{-years}} = 676$ ) e R454B ( $GWP_{100\text{-years}} = 467$ ). Si vuole inoltre mantenere, per entrambe le macchine, la stessa tipologia di compressore (alternativo semiermetico) e garantire il funzionamento del compressore con inverter. Una volta apportate le necessarie modifiche, si avranno a disposizione due macchine: il Prototipo #1 che funziona con un fluido a bassa pressione (R1234ze(E)) e che quindi meglio si adatta alla produzione di acqua calda ad alta temperatura (i dati potranno poi anche essere confrontati con le prove fatte precedentemente con R134a, essendo R1234ze(E) un possibile sostituto di R134a); il Prototipo #2 invece utilizzerà fluidi a più elevata pressione e permetterà di confrontare le prestazioni della macchina funzionante con R410A con le prestazioni della stessa pompa di calore una volta che il fluido R410A (ad elevato GWP) è sostituito con i nuovi fluidi R452B (miscela ternaria R32/R125/R1234yf con frazioni di massa 67/7/26) e R454B (miscela binaria R32/R1234yf con frazioni di massa 68.9/31.1).

L'attività di ricerca si è quindi articolata nelle seguenti fasi. La prima parte ha riguardato l'analisi della configurazione attuale dei due prototipi di pompa di calore, a partire dagli schemi d'impianto e procedendo quindi con l'identificazione di tutti i componenti presenti e delle loro specifiche tecniche (ottenute a partire dalle schede tecniche fornite dai costruttori). La seconda parte ha riguardato la realizzazione di un modello fisico della pompa di calore in codice Matlab<sup>®</sup>: ogni componente (compressore, scambiatori di calore, valvole,...) coinvolto nel ciclo termodinamico della pompa di calore è stato modellizzato separatamente e poi il funzionamento della macchina in una certa configurazione (es. modalità raffrescamento) è ottenuto combinando in modo opportuno i vari sotto-sistemi. Il modello è stato validato a partire dai dati sperimentali ottenuti in precedenza da ENEA con R134a (Report RdS/PAR2013/164). Si è poi passati all'individuazione dei componenti che devono essere sostituiti per l'utilizzo delle macchine con i nuovi fluidi. In particolare, considerando i prodotti attualmente disponibili sul mercato e la capacità desiderata per le due macchine, sono stati scelti due nuovi compressori (di tipo semiermetico alternativo e guidati da inverter) da installare sui prototipi. Nel caso del Prototipo #1, la scelta è stata più agevole in quanto esistono già sul mercato compressori alternativi certificati per R1234ze(E) e quindi il costruttore fornisce già le curve caratteristiche del compressore quando questo opera con R1234ze(E). Nel caso invece del Prototipo #2, non avendo trovato in commercio compressori alternativi semiermetici già certificati per R452B e R454B, si è dovuta condurre la selezione del compressore a partire da dati disponibili con altri fluidi e poi, attraverso dei modelli, riportare le prestazioni dello stesso ai nuovi fluidi. Una volta individuati alcuni modelli di compressori, il modello fisico della macchina (validato con R134a) è stato utilizzato per selezionare i due compressori più adatti ai due prototipi e per predire il comportamento delle due pompe di calore una volta cambiati i compressori e i fluidi operativi. Questo ha permesso di verificare la taglia del compressore e la geometria degli scambiatori di calore in modo da ottenere due prototipi di pompe di calore in grado di funzionare nelle condizioni di progetto assegnate. Il lavoro si conclude quindi con le indicazioni sui componenti della macchina da sostituire/modificare e sulle prestazioni attese durante il funzionamento in modalità pompa di calore (riscaldamento ambientale in condizioni invernali) e in modalità chiller (raffreddamento ambientale in condizioni estive).

## 1.2 La sostituzione dei fluidi refrigeranti nelle pompe di calore

Come indicato nella Sez. 1.1, stiamo assistendo ad un progressivo processo di sostituzione dei fluidi refrigeranti ad elevato GWP attualmente impiegati nel settore della refrigerazione e del condizionamento dell'aria. Considerando le pompe di calore invertibili, R134a e R410A sono stati tra i fluidi maggiormente impiegati nelle macchine. A causa del loro elevato valore di GWP ( $GWP$  a 100 anni pari rispettivamente a 1300 e 1923 per R134a e R410A), l'industria del condizionamento dell'aria sta lavorando alla loro sostituzione. Per quanto riguarda i sostituti di R134a, sono possibili diverse alternative. Possiamo distinguere delle soluzioni a lungo periodo (es. R1234ze(E), R1234yf) che utilizzano fluidi con  $GWP_{100\text{-years}} < 1$  di classe A2L (leggermente infiammabili) ma che richiedono anche delle modifiche alle macchine esistenti, oppure delle soluzioni considerate a più breve periodo che richiedono poche modifiche dell'impianto (es. R513A, miscela binaria R1234yf/R32 con frazioni di massa 56/44 appartenente alla classe A1 e quindi non infiammabile) ma presentano valori di GWP più elevati (per R513A  $GWP_{100\text{-years}} = 572$ ). Altri possibili sostituti sono le miscele contenenti R1234ze(E) come ad esempio R515B (miscela binaria R1234ze(E)/R227ea con

frazioni di massa 91.1/8.9,  $GWP_{100\text{-years}} = 298$ ) e R450A (miscela binaria R134a/R1234ze(E) con frazioni di massa 42/58,  $GWP_{100\text{-years}} = 546$ ).

Il processo di sostituzione del fluido R410A invece risulta più complicato. Sono state individuate due soluzioni sul breve periodo. La prima è la sostituzione di R410A con R32 (fluido puro, classe A2L,  $GWP_{100\text{-years}} = 677$ ), mentre la seconda è la sostituzione di R410A con miscele costituite prevalentemente da R32 e da un'olefina (R1234ze(E) o R1234yf). Tra queste miscele possiamo menzionare i nuovi fluidi R452B (miscela ternaria R32/R125/R1234yf con frazioni di massa 67/7/26,  $GWP_{100\text{-years}} = 676$ ) e R454B (miscela binaria R32/R1234yf con frazioni di massa 68.9/31.1,  $GWP_{100\text{-years}} = 467$ ). Sia R32 che queste due miscele appartengono alla classe A2L. Considerando invece soluzioni a più lungo periodo, fluidi sintetici ad alta pressione con GWP vicino all'unità non sono disponibili.

## 2 Descrizione dei due prototipi di pompe di calore disponibili presso ENEA

In questa sezione vengono descritti i due prototipi di pompa di calore invertibile aria-acqua disponibili presso ENEA - Casaccia. Come riportato nell'Introduzione (Sez. 1), originariamente i due impianti utilizzavano come fluido operativo R134a (Prototipo #1) e propano R290 (Prototipo #2). Dal punto di vista dello schema d'impianto, le due macchine sono simili con la principale differenza che consiste nel modello di compressore installato (si tratta però in entrambi i casi di un compressore di tipo alternativo e semiermetico).

I principali componenti d'impianto sono qui di seguito elencati:

- Compressore semiermetico dell'azienda Dorin<sup>®</sup>, modello H200CC per il prototipo funzionante a R134a e modello HEX150CC per l'impianto a R290;
- Batteria alettata, modello EC1006175 CCV1470/4-T7 prodotta dall'azienda FRIGO SYSTEM<sup>®</sup>, operante come condensatore in modalità chiller e come evaporatore in modalità pompa di calore;
- Scambiatore di calore a piastre, modello B10THx40 dell'azienda SWEP<sup>®</sup>, funzionante come evaporatore in modalità macchina frigorifera e come condensatore in modalità pompa di calore;
- Scambiatore di calore rigenerativo a tubi concentrici, modello HE1.5 prodotto dall'azienda Danfoss<sup>®</sup>;
- Valvola di espansione elettronica Carel<sup>®</sup> modello E2V11BSF00;
- Separatore di olio, modello 5540/5 dell'azienda Castel<sup>®</sup>;
- Ricevitore di liquido, modello 151.0051.A e 130.1429.A dell'azienda FRIGO MEC<sup>®</sup>, rispettivamente per il funzionamento con R290 e R134a;
- Separatore di liquido, modello 150.0026.A e 101.1012.P.A dell'azienda FRIGO MEC<sup>®</sup>, rispettivamente per il funzionamento con R290 e R134a;
- Valvole a 4 vie prodotte dall'azienda RANCO<sup>®</sup> (Eliwell<sup>®</sup>) modello V3412080800.

### 2.1 Schema d'impianto

Poiché lo schema d'impianto per il Prototipo #1 e per il Prototipo #2 è il medesimo, nel seguito vengono riportati solo due schemi di impianto che si riferiscono al funzionamento della macchina in modalità pompa di calore e in modalità chiller, senza dover distinguere tra i due prototipi.



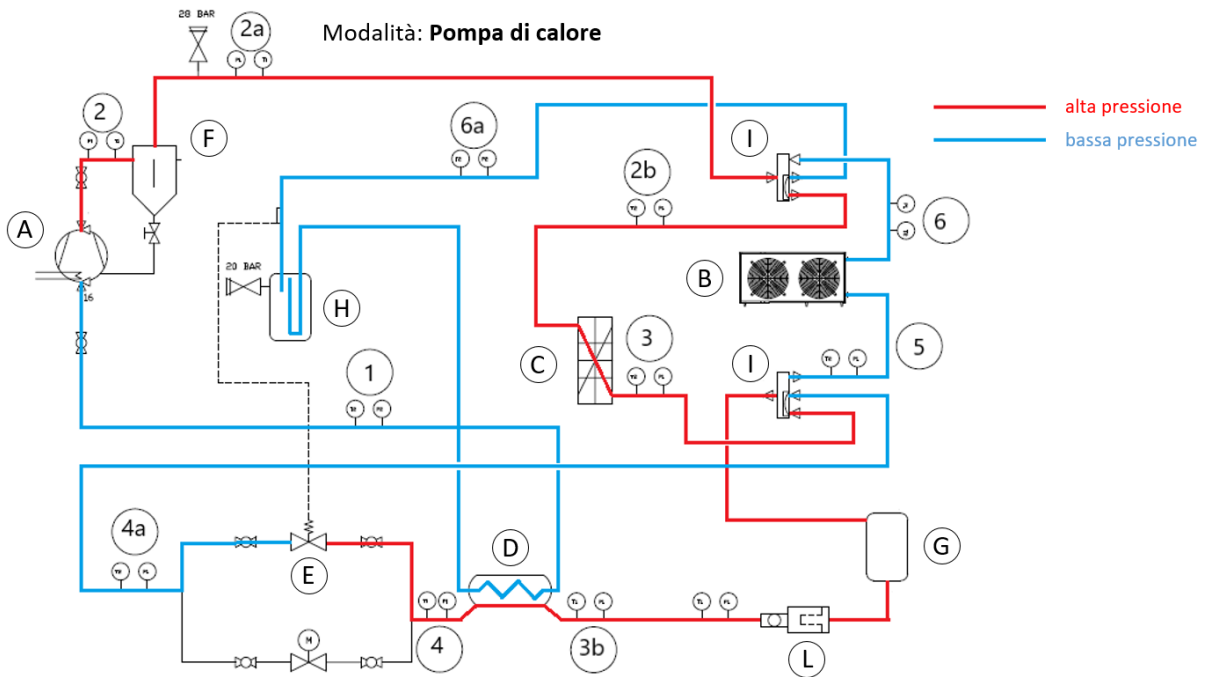


Figura 2.1. Schema d'impianto della macchina operante in modalità pompa di calore. (A) compressore, (B) batteria alettata, (C) scambiatore a piastre, (D) scambiatore rigenerativo, (E) valvola di espansione elettronica, (F) separatore d'olio, (G) ricevitore di liquido, (H) separatore di liquido, (I) valvola a 4 vie, (L) filtro.

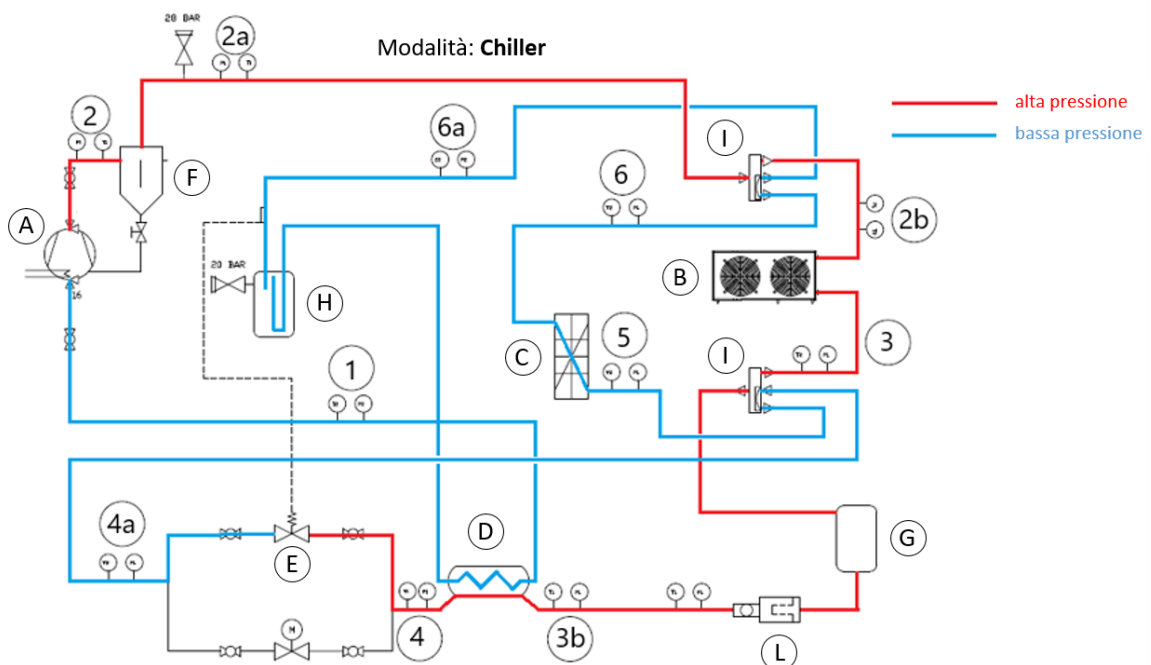


Figura 2.2. Schema d'impianto della macchina operante in modalità chiller. (A) compressore, (B) batteria alettata, (C) scambiatore a piastre, (D) scambiatore rigenerativo, (E) valvola di espansione elettronica, (F) separatore d'olio, (G) ricevitore di liquido, (H) separatore di liquido, (I) valvola a 4 vie, (L) filtro.

Partendo dalle condizioni di aspirazione al compressore (1), il fluido operativo viene compresso fino alle condizioni di mandata (2) e attraversa poi il separatore d'olio fino alla condizione (2a). Attraverso una prima valvola a 4 vie, il fluido (2b) entra nel condensatore (scambiatore di calore a piastre nel caso di funzionamento in modalità pompa di calore, batteria alettata in caso di funzionamento in modalità chiller) per poi uscire come liquido sottoraffreddato (3). Procedendo attraverso una serie di componenti (seconda valvola a 4 vie, ricevitore di liquido e filtro), il refrigerante entra in uno scambiatore rigenerativo (3b). Dopo essersi ulteriormente sottoraffreddato (4), il fluido viene laminato attraverso una valvola di espansione elettronica (4a) e, per mezzo della seconda valvola a 4 vie, viene mandato all'ingresso (5) dell'evaporatore (scambiatore di calore a piastre nel caso di funzionamento in modalità chiller, batteria alettata in caso di funzionamento in modalità pompa di calore). Il fluido surriscaldato (6) attraversa nuovamente la prima valvola a 4 vie (6a) fino a entrare nel separatore di liquido. Il vapore viene ulteriormente surriscaldato (assorbendo calore dal liquido che si sottoraffredda) nello scambiatore rigenerativo e poi il ciclo si chiude con il refrigerante che ritorna all'aspirazione del compressore (1).

### 3 Descrizione del modello della pompa di calore

Per la realizzazione del modello fisico della pompa di calore si è utilizzato un approccio modulare. Ciascun componente della macchina (compressore, scambiatori di calore, valvole,...) che produce effetti sul ciclo termodinamico è stato analizzato separatamente. In base alla modalità di funzionamento (pompa di calore / chiller) i vari sotto-sistemi sono combinati insieme e, a partire dalle condizioni al contorno, dopo un procedimento iterativo, si ottiene la soluzione numerica. Il software è stato sviluppato in codice Matlab®, mentre le proprietà dei fluidi sono state calcolate con il database Refprop 10 [3]. Qui in seguito sono analizzati in dettaglio i vari componenti.

#### 3.1 Compressore

Il primo componente considerato per lo sviluppo del modello è stato il compressore. Allo stato attuale, i due prototipi di pompa di calore disponibili in ENEA sono equipaggiati con due compressori semiermetici di tipo alternativo prodotti dall'azienda Dorin® e dotati di inverter. Nell'impianto operante con R134a è presente il modello H200CC mentre nella seconda pompa di calore funzionante con R290, è installato il modello HEX150CC. Le principali caratteristiche dei due compressori sono riassunte nella Tabella 3.1.

**Tabella 3.1. Caratteristiche geometriche dei compressori attualmente installati nei due prototipi.**

Modello	Fluido operativo	N° pistoni	Corsa [mm]	Alesaggio [mm]	Spostamento volumetrico a 50 Hz [m <sup>3</sup> /h]	Spostamento volumetrico a 60 Hz [m <sup>3</sup> /h]
H200CC	R134a	2	32	44	8,47	10,16
HEX150CC	R290	2	42	28	6,75	8,10

L'analisi è stata condotta inizialmente considerando il modello di compressore H200CC operante con i fluidi R134a e R1234ze(E). La procedura qui in seguito illustrata si può estendere anche a modelli diversi di compressore e a fluidi diversi. Il funzionamento del compressore è stato simulato a partire dai coefficienti polinomiali forniti dal costruttore. Questi polinomi consentono di calcolare la potenza elettrica assorbita e la portata elaborata:

$$P_{el} = C_{1P} + C_{2P}t_o + C_{3P}t_c + C_{4P}t_o^2 + C_{5P}t_o t_c + C_{6P}t_c^2 + C_{7P}t_o^3 + C_{8P}t_c t_o^2 + C_{9P}t_o t_c^2 + C_{10P}t_c^3 \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_f = C_{1m} + C_{2m}t_o + C_{3m}t_c + C_{4m}t_o^2 + C_{5m}t_o t_c + C_{6m}t_c^2 + C_{7m}t_o^3 + C_{8m}t_c t_o^2 + C_{9m}t_o t_c^2 + C_{10m}t_c^3 \quad (3.2)$$

Nelle Eq. 3.1 e 3.2,  $C_{iP}$  e  $C_{im}$  sono i coefficienti polinomiali relativi al funzionamento del compressore con il fluido R134a (resi disponibili dal costruttore al variare della frequenza del compressore) mentre  $t_o$  e  $t_c$  indicano rispettivamente la temperatura di evaporazione e di condensazione. Note tali grandezze e lo spostamento volumetrico del compressore, è possibile ricavabile il rendimento volumetrico del compressore, definito come

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_f}{\rho_{suct}\dot{V}} \quad (3.3)$$

dove  $\rho_{suct}$  indica la densità all'aspirazione e  $\dot{V}$  il volume spazzato dai pistoni (spostamento volumetrico). Oltre al rendimento volumetrico, per predire il funzionamento del compressore viene calcolato il rendimento globale del compressore:

$$\eta_G = \frac{\dot{m}_f(h_{2is} - h_1)}{P_{el}} \quad (3.4)$$

con  $h_{2is}$  entalpia del refrigerante in uscita in ipotesi di compressione isoentropica e  $h_1$  entalpia del refrigerante alle condizioni di aspirazione. Dal valore del rendimento globale e stimando un valore per il rendimento meccanico ed elettrico, è possibile determinare il rendimento isoentropico e di conseguenza l'entalpia specifica del fluido alla mandata del compressore:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{is}} \quad (3.5)$$

Nota la pressione di condensazione si può quindi determinare la temperatura di mandata  $t_2$ , ottenendo così tutte le variabili necessarie. Il modello descritto permette di simulare il funzionamento del compressore utilizzando il refrigerante R134a come fluido operativo. Nel caso il fluido operativo sia R1234ze(E), è necessario disporre dei relativi coefficienti polinomiali per la stima dei valori di potenza elettrica assorbita e portata di refrigerante elaborata. Non essendo però disponibili tali valori dai dati del costruttore, si è deciso di impiegare il modello di Navarro-Peris et al. [4] a partire dai dati noti con R134a. Questo modello, basato su una vasta campagna di misure, permette di predire il funzionamento di un generico compressore, anche senza conoscere i coefficienti polinomiali. Come input sono necessarie le proprietà del fluido operativo e la tipologia di compressore. Nel modello di Navarro-Peris et al. [4] vengono definiti i seguenti parametri adimensionali:

#### 1. Non-dimensional mass flow rate

$$\dot{m}_f' = \frac{\dot{m}_f}{\rho_{sat}\dot{V}} \quad (3.6)$$

2. Non-dimensional power consumption

$$\dot{E}' = \frac{\dot{E}}{p_{suct}\dot{V}} \quad (3.7)$$

Nell'Eq. 3.6,  $\dot{m}_f$  rappresenta la portata di massa del refrigerante,  $\rho_{sat}$  la densità calcolata alla pressione di evaporazione e  $p_{suct}$  la pressione di aspirazione. Adottando un approccio simile a quanto fatto da Pierre [5], gli autori hanno determinato le seguenti espressioni per i due gruppi adimensionali:

$$\dot{m}_f' = k_1 \left[ 1 - F \left( \frac{SH}{T_{sat}} \right) \right] e^{k_2 R_p} \quad (3.8)$$

$$\dot{E}' = \frac{1}{k'_1 + k'_2 e^{k'_3 R_p}} \quad (3.9)$$

dove  $k_i$ ,  $F$  e  $k'_i$  rappresentano dei parametri empirici in funzione del tipo di compressore (riportati nella Tabella 3.2),  $SH$  è il livello di surriscaldamento presente all'aspirazione del compressore,  $T_{sat}$  la temperatura evaporazione e  $R_p$  il rapporto tra la pressione di mandata e aspirazione.

**Tabella 3.2. Coefficienti empirici usati nelle equazioni 3.8 e 3.9.**

Tipologia compressore	$k_1$	$k_2$	$F$	$k'_1$	$k'_2$	$k'_3$
Semiermetico	0.95	-0.056	0.75	0.474	3.19	-1.198

Attraverso il modello di Navarro-Peris et al. [4] è quindi possibile determinare le performance di un compressore pur non conoscendo le curve caratteristiche fornite dall'azienda produttrice. In questo caso specifico, avendo tuttavia a disposizione le informazioni relative al reale funzionamento del compressore con il refrigerante R134a, si è voluto sfruttare questa informazione considerando la seguente similitudine:

$$\frac{\eta_{vol_{R134a}}}{\eta_{vol_{R1234ze(E)}}} = \frac{\eta_{P,vol_{R134a}}}{\eta_{P,vol_{R1234ze(E)}}} \quad (3.10)$$

Nell'Eq. 3.10, a primo membro compare il rapporto tra il rendimento volumetrico del compressore considerando i due fluidi: nel caso di R134a il rendimento volumetrico è calcolato con l'Eq. 3.2, mentre  $\eta_{vol_{R1234ze(E)}}$  è l'incognita da ricavare. A secondo membro è riportato lo stesso rapporto, calcolato però a partire dal valore di portata di refrigerante ottenuto, per entrambi i fluidi, con il modello di Navarro-Peris et al. [4]:

$$\eta_{P,vol_i} = \frac{\dot{m}_{f_i}}{\rho_{suct_i}\dot{V}} = \frac{\dot{m}'_i \rho_{sat_i} \dot{V}}{\rho_{suct_i} \dot{V}} \quad (3.11)$$

dove il pedice  $i$  sta ad indicare il diverso valore delle variabili nel caso il fluido considerato sia R134a o R1234ze(E). Considerando l'Eq. 3.10 è possibile ricavare

$$\eta_{vol_{R1234ze(E)}} = \eta_{vol_{R134a}} \frac{\eta_{P,vol_{R1234ze(E)}}}{\eta_{P,vol_{R134a}}} \quad (3.12)$$

e quindi la portata di massa

$$\dot{m}_{f,R1234ze(E)} = \eta_{vol_{R1234ze(E)}} \rho_{suct} \dot{V} \quad (3.13)$$

Questo procedimento ha permesso di ricavare le curve del compressore associate al nuovo fluido R1234ze(E) non solo tramite un approccio teorico ma utilizzando anche le informazioni già in possesso e relative al funzionamento con il fluido R134a. Con un metodo analogo si ottiene la potenza elettrica assorbita:

$$\frac{P_{el_{R134a}}}{P_{el_{R1234ze(E)}}} = \frac{P_{P,el_{R134a}}}{P_{P,el_{R1234ze(E)}}} \quad (3.14)$$

dove a primo membro è presente il rapporto delle potenze calcolate conoscendo le curve fornite dal costruttore mentre a secondo membro è riportato lo stesso rapporto ma calcolato utilizzando il modello di Navarro-Peris et al. [4]. Le potenze elettriche sono calcolate come:

$$P_{P,el_i} = \dot{E}'_i p_{suct_i} \dot{V} \quad (3.15)$$

Dall'equazione 3.14 è possibile ottenere la potenza elettrica assorbita quando il compressore utilizza R1234ze(E)

$$P_{el_{R1234ze(E)}} = P_{el_{R134a}} \frac{P_{P,el_{R1234ze(E)}}}{P_{P,el_{R134a}}} \quad (3.16)$$

Una volta noti i valori di portata e potenza elettrica assorbita anche nel caso del refrigerante R1234ze(E), utilizzando le equazioni 3.3-3.5, è possibile descrivere il funzionamento del compressore. Viene riportata in Tabella 3.3 la lista delle principali grandezze in ingresso e in uscita per il modello del compressore.

**Tabella 3.3. Input necessari e output forniti dal modello del compressore operante con R134a.**

Input necessari	Grandezze calcolate
$t_1$	$h_2$
$r_p$	$t_2$
$p_1$	$\dot{m}_f$
<i>frequenza</i>	$P_{el}$
$t_o$	$\eta_G$
$t_c$	$\eta_{vol}$

**Tabella 3.4. Input necessari e output forniti dal modello del compressore operante con R1234ze(E).**

Input necessari	Grandezze calcolate
$t_{1R1234ze(E)}$	$h_{2R1234ze(E)}$
$r_{pR1234ze(E)}$	$t_{2R1234ze(E)}$
$p_{1R1234ze(E)}$	$\dot{m}_{fR1234ze(E)}$
<i>frequenza</i>	$P_{elR1234ze(E)}$
$t_o$	$\eta_{GR1234ze(E)}$
$t_c$	$\eta_{volR1234ze(E)}$
$t_{1R134a}$	
$r_{pR134a}$	
$p_{1R134a}$	

Per il Prototipo #2 che deve operare con i fluidi R410A, R452B e R454B, si sono analizzati vari modelli di compressori disponibili sul mercato. Anche in questo caso la procedura per la previsione del funzionamento del compressore è la stessa illustrata per R1234ze(E). Infatti, per i modelli di compressori alternativi individuati, non sono note dal costruttore le curve caratteristiche del compressore con le tre miscele di interesse. Si è perciò selezionato un fluido, tra quelli testati dal costruttore, con curva di saturazione pressione-temperatura più simile possibile a quella dei fluidi R410A, R452B e R454B: il fluido per il quale sono quindi note le curve polinomiali è risultato essere R404A. Questo è stato poi utilizzato come riferimento per ottenere le curve del compressore con le tre miscele R410A, R452B e R454B adottando il modello di Navarro-Peris et al. [4].

### 3.2 Batteria alettata

Nella macchina è presente una batteria alettata (alette piane corrugate meccanicamente) formata da 4 ranghi di 14 tubi ciascuno, con tubi sfalsati tra loro. Il refrigerante scorre all'interno dei tubi di rame scambiando calore con l'aria esterna. La portata d'aria è garantita da due ventilatori. Ogni rango di tubi rappresenta un circuito, per un totale di 4 circuiti in parallelo. Quando la macchina lavora in modalità pompa di calore, la batteria funziona da evaporatore mentre, nella stagione estiva, la batteria funziona da condensatore.



Figura 3.1. Batteria alettata Frigo System® CCV1470/4-T7.

Tabella 3.5. Principali caratteristiche geometriche della batteria alettata installata nella pompa di calore.

Batteria alettata CCV1470/4-T7	
Capacità nominale [W]	6500
Numero ranghi	4
Numero tubi per rango	14
Lunghezza tubo [mm]	700
Passo tra ranghi [mm]	21,65
Passo tra tubi [mm]	25
Spessore aletta [mm]	0,1
Diametro esterno tubi [mm]	7,94
Spessore tubi [mm]	0,3
Conducibilità termica alluminio (aletta) [W/(m K)]	204
Conducibilità termica rame (tubo) [W/(m K)]	390
Numero circuiti	4
Numero tubi per circuito	14

Sulla batteria alettata sono installati due ventilatori, modello A4E300-AS72-01 dell'azienda ebm-papst®. Dalle curve caratteristiche fornite dal costruttore, è possibile stimare la portata elaborata, in funzione delle perdite di carico che si verificano nella batteria.

Tabella 3.6. Dati caratterizzanti le prestazioni del ventilatore forniti dal costruttore.

Frequenza	Velocità	Potenza assorbita	Portata elaborata	Differenza di pressione
[Hz]	[rpm]	[W]	[m <sup>3</sup> /h]	[Pa]
50	1380	62	1800	0
50	1370	63	1555	20
50	1355	66	1300	40
50	1320	72	975	60

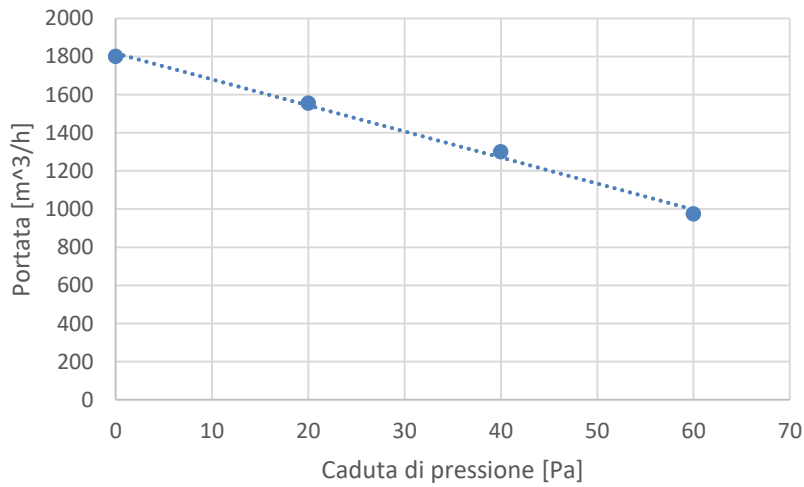


Figura 3.2. Andamento della portata elaborata dal ventilatore in funzione della caduta di pressione.

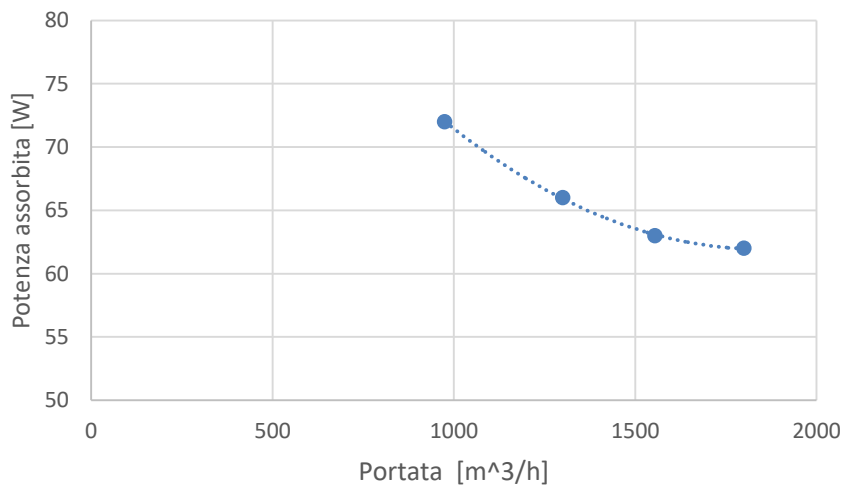


Figura 3.3. Andamento della potenza assorbita dal ventilatore in funzione della portata.

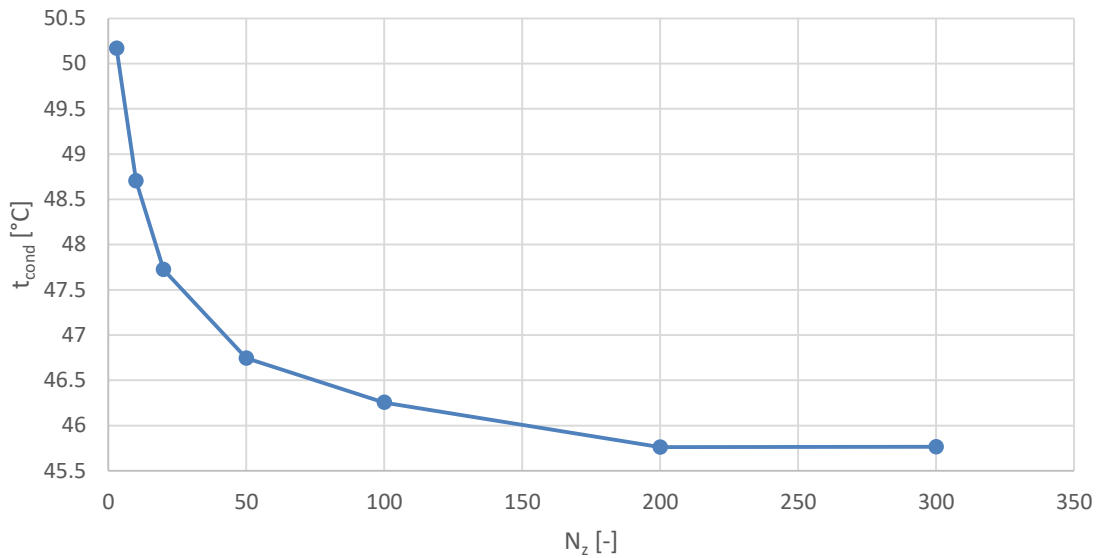
### 3.2.1 Funzionamento della batteria alettata in modalità condensatore

Per un'analisi dettagliata dello scambio termico nella batteria alettata è stato necessario dividere l'area di scambio in più elementi discreti e definire il percorso effettuato dal refrigerante all'interno dei tubi e dall'aria attraverso le alette. Il numero di elementi nel quale è suddivisa la batteria è pari a

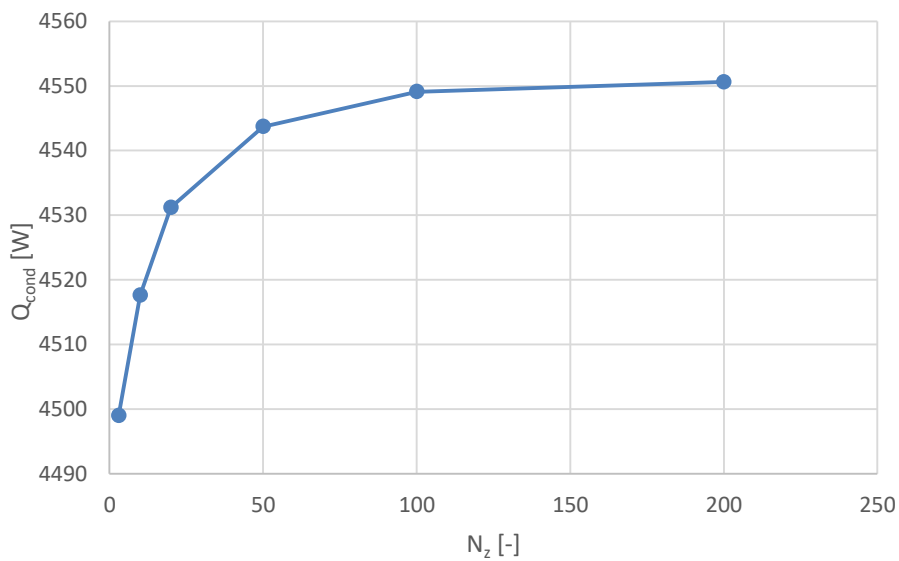
$$N_{elem} = N_r N_t N_z \quad (3.17)$$

con  $N_r$ ,  $N_t$  e  $N_z$  rispettivamente il numero di ranghi, il numero di tubi per rango e il numero di suddivisioni lungo l'asse del tubo. Il numero minimo  $N_z$  di elementi in cui è necessario suddividere i tubi orizzontali è stato determinato attraverso un'analisi dell'andamento della temperatura di condensazione e del flusso termico scambiato alla batteria (Fig. 3.4 e 3.5). Si è trovato che sono necessari 200 elementi per la discretizzazione assiale dei tubi.





**Figura 3.4. Andamento della temperatura di condensazione al variare del numero di elementi usati per la discretizzazione dei tubi della batteria alettata.**



**Figura 3.5. Andamento del flusso termico scambiato nella batteria alettata al variare del numero di elementi usati per la discretizzazione dei tubi.**

Ogni singolo elemento usato per la discretizzazione della batteria può essere considerato come uno scambiatore di calore per il quale tutti i parametri considerati (proprietà termodinamiche e di trasporto dei fluidi, coefficienti di scambio termico, gradienti di pressione) possono ritenersi al suo interno uniformi. Inoltre, per ogni elemento le condizioni al contorno (portate e temperature dei fluidi al suo ingresso) dipendono dalla circuitazione del fluido refrigerante e dal percorso dell'aria. È per questo motivo che tutti gli elementi che compongono lo scambiatore sono stati indicizzati come illustrato in Fig. 3.6.

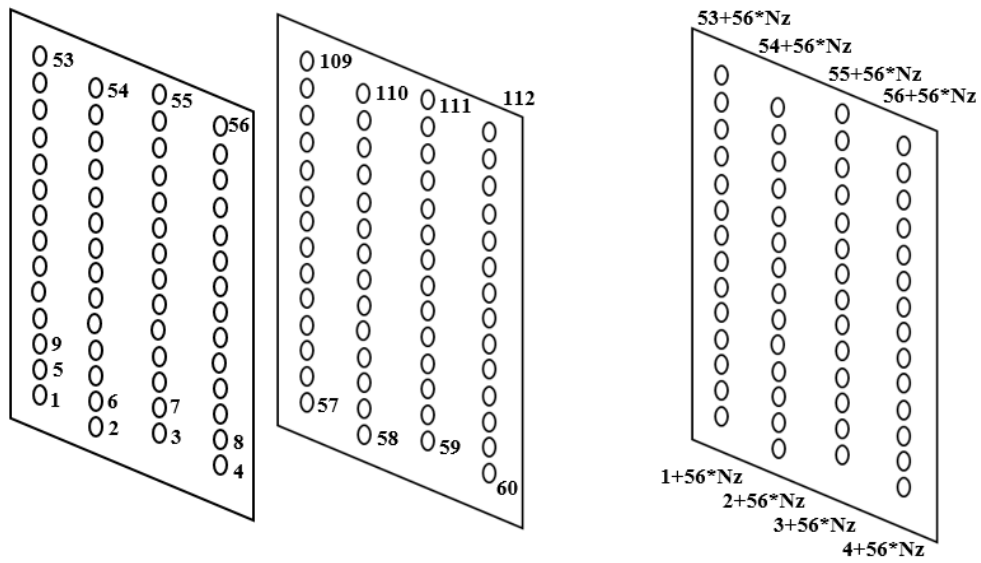


Figura 3.6. Indicizzazione lato circuito refrigerante della batteria alettata.

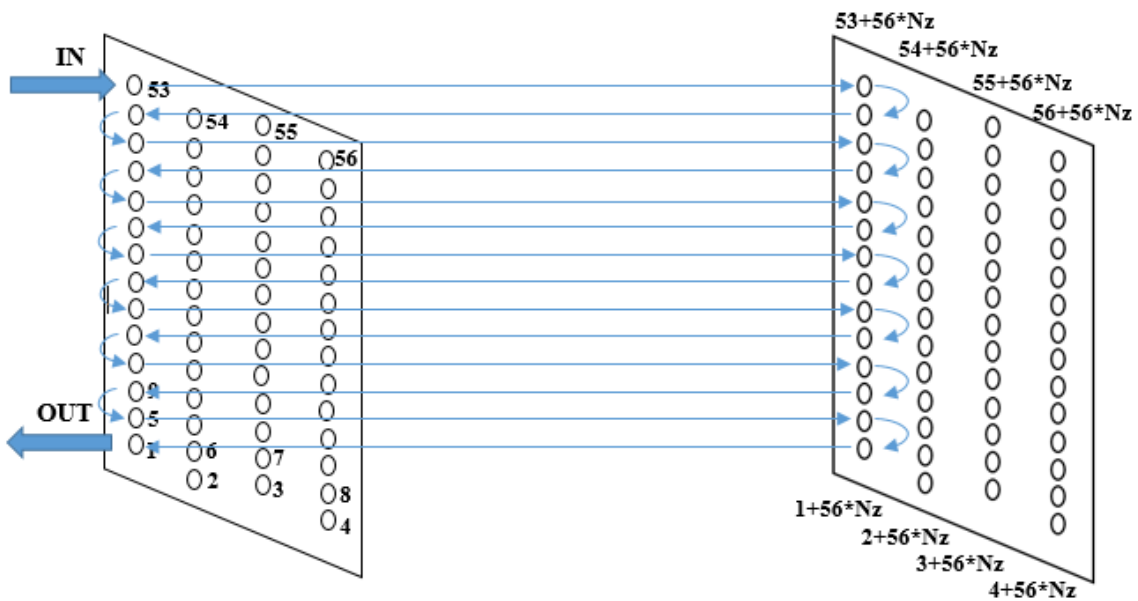


Figura 3.7. Percorso del refrigerante all'interno di un circuito.

Il percorso eseguito dal refrigerante in ognuno dei quattro circuiti è descritto nel modello grazie ad un vettore che rappresenta la successione degli indici di tutti gli elementi che il refrigerante attraversa nella batteria. Con riferimento al primo circuito illustrato in Fig. 3.7, il vettore corrispondente sarà:

[53 49 45 41 37 33 29 25 21 17 13 9 5 1]

Una volta definita la circuitazione per il refrigerante, si segue un procedimento analogo per la caratterizzazione del percorso dell'aria. Il refrigerante e l'aria sono considerati a flussi incrociati con aria non miscelata. Si procede poi all'analisi del singolo elemento attraverso il metodo  $\epsilon$ -NTU. Si ipotizza un

valore di primo tentativo dell'efficienza dello scambiatore di calore. Grazie a questa assunzione si è in grado di stimare il flusso termico effettivo come

$$Q_{eff} = \varepsilon Q_{max_{elem}} \quad (3.18)$$

Dove  $Q_{max_{elem}}$  rappresenta il flusso termico massimo scambiabile nell'elemento calcolato imponendo le condizioni di ingresso relative alla singola unità di controllo. Noto il flusso termico scambiato, si ricavano di conseguenza le condizioni di uscita del refrigerante e dell'aria dall'elemento, tenendo anche conto delle perdite di carico che si verificano lungo il tratto considerato. Le perdite di carico per il refrigerante vengono calcolate, nel caso bifase, utilizzando le correlazioni di Friedel [6] (e Rohuani [7] per il grado di vuoto necessario per stimare la variazione di pressione dovuta a variazione di quantità di moto) mentre, nel caso di deflusso monofase, viene utilizzata la correlazione Churchill [8]. Considerando che nello scambiatore ci sono zone caratterizzate da diversi meccanismi di scambio termico, si è deciso di suddividere lo scambiatore in 4 parti:

1. Tratto di desurriscaldamento. In questa parte iniziale del condensatore non si ha scambio termico latente e il refrigerante surriscaldato diminuisce di temperatura fino a che la temperatura di parete scende sotto la temperatura di saturazione. Le condizioni che descrivono questo tratto sono:

$$t_{pin} > t_{sat} \quad \& \quad x_{in} > 1$$

dove  $t_{pin}$  indica la temperatura di parete all'ingresso dell'elemento,  $t_{sat}$  la temperatura di saturazione calcolata alla pressione di ingresso e  $x_{in}$  il titolo in entrata. La correlazione utilizzata per ricavare il coefficiente di scambio termico è la correlazione di Gnielinski [9].

2. Tratto di desurriscaldamento con condensazione. In questa porzione dello scambiatore il refrigerante comincia a condensare dalla condizione di vapore surriscaldato. Le condizioni che descrivono questo tratto sono:

$$t_{pin} < t_{sat} \quad \& \quad x_{in} > 1$$

3. Tratto di condensazione di vapor saturo. La condensazione interno tubo in condizioni di saturazione viene descritta attraverso la correlazione di Cavallini et al. [10] ed è applicata nel caso in cui

$$0 < x_{in} < 1$$

4. Tratto di sottoraffreddamento. In quest'ultima parte la temperatura del refrigerante allo stato liquido diminuisce e trattandosi di scambio termico in regime monofase viene impiegata la correlazione di Gnielinski [9]. La condizione che identifica questo tratto è la seguente:

$$x_{in} \leq 0$$

Il calore rilasciato dal fluido che condensa viene trasferito all'aria che di conseguenza aumenta di temperatura mantenendo un livello di umidità specifica costante. Il coefficiente di scambio termico e le

perdite di carico del fluido secondario (aria) vengono calcolate rispettivamente seguendo i modelli di Rich [11] e Abu Madi [12].

Determinati i coefficienti di scambio termico lato aria e lato refrigerante, viene calcolato il coefficiente di scambio termico globale riferito all'area interna come

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{HTC_f} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)A_i}{2\pi L\lambda_t} + \frac{A_i}{HTC_{air}A_e}} \quad (3.19)$$

Dove i termini  $HTC_f$  e  $HTC_{air}$  si riferiscono ai coefficienti di scambio termico, rispettivamente, del refrigerante e dell'aria. I parametri geometrici  $D_e$ ,  $D_i$ , indicano il diametro esterno ed interno del tubo,  $L$ ,  $A_i$ ,  $A_e$  rispettivamente la lunghezza, l'area interna ed esterna di scambio termico dell'elemento in esame,  $\lambda_t$  rappresenta la conducibilità termica del tubo in rame. Una volta noto il valore del coefficiente globale di scambio termico è possibile determinare il valore del numero di unità di trasporto:

$$NTU = \frac{K_i A_i}{C_{min}} \quad (3.20)$$

con

$$C_{min} = \min(C_f, C_{air}) \quad (3.21)$$

dove  $C_f$  e  $C_a$  rappresentano rispettivamente la capacità termica del refrigerante e dell'aria. Viene quindi determinata l'efficienza relativa all'elemento considerato dello scambiatore di calore (in funzione del meccanismo di scambio termico) e si ricalcola il valore effettivo del flusso termico scambiato tramite l'Eq. 3.18, rideterminando di conseguenza le condizioni termodinamiche all'uscita dall'elemento considerato. Il ciclo iterativo giunge a convergenza nel momento in cui, tra un'iterazione e la precedente, i valori di pressione, temperatura all'uscita del volume di controllo e i flussi termici scambiati risultano invariati. Essendo lo scambiatore formato da 4 circuiti, costituiti dai 4 ranghi di tubi che compongono la batteria, alla fine dello scambiatore è presente un punto di miscelazione, da cui si ottengono le condizioni di uscita del refrigerante dalla batteria. Viene quindi calcolato il sottoraffreddamento e confrontato con quello desiderato, imposto come condizione di input al modello. Se il sottoraffreddamento calcolato risulta inferiore a quello desiderato, la temperatura di condensazione associata all'iterazione corrente viene aumentata. Una volta raggiunta la condizione di uguaglianza tra sottoraffreddamento calcolato e desiderato, il modello della batteria alettata consente di ottenere come output le variabili riportate in Tabella 3.7. In Tabella 3.7,  $\dot{m}_{air\,in}$  e  $UR_{air\,in}$  indicano rispettivamente la portata e l'umidità relativa dell'aria in ingresso alla batteria alettata.

**Tabella 3.7. Principali input e output per il modello della batteria alettata operante come condensatore.**

Input necessari	Grandezze calcolate
<i>fluido operativo</i>	$Q_{cond}$
$SC_d$	$t_{cond_{new}}$
$\dot{m}_{air_{in}}$	$t_3$
$t_{air_{in}}$	$p_3$
$UR_{air_{in}}$	$SC_C$
$\dot{m}_f$	
$p_{2b}$	
$t_{2b}$	

### 3.2.2 Funzionamento della batteria alettata in modalità evaporatore

Con la macchina in modalità pompa di calore, la batteria alettata funziona da evaporatore, assorbendo calore dall'aria esterna. Lo schema di calcolo utilizzato per la modellazione della batteria alettata funzionante da evaporatore è simile a quanto fatto (Sez. 3.2.1) nel caso di funzionamento come condensatore. In modalità evaporatore sono state in particolare identificate tre aree distinte caratterizzate da meccanismi di scambio termico diversi:

1. Tratto di evaporazione. Nella parte iniziale dello scambiatore il refrigerante entra già in condizione bifase e progressivamente aumenta il suo titolo di vapore fino a giungere alla condizione di dry-out. La condizione che descrive questo tratto è perciò

$$x_{in} \leq x < x_{DO}$$

dove  $x_{in}$  e  $x_{DO}$  indicano rispettivamente il titolo di ingresso all'evaporatore e quello di dry-out. Le correlazioni impiegate per la stima del coefficiente di scambio termico e delle perdite di pressione sono rispettivamente la correlazione di Gungor-Winterton [13] e di Friedel [6]. La stima del titolo di dry-out è ottenuta in accordo a quanto suggerito dal modello di Thome et al. [14].

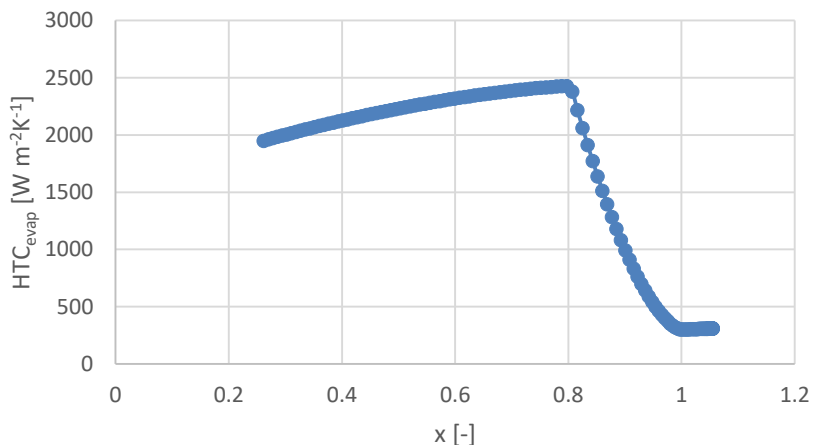
2. Tratto di dry-out. Questa zona è caratterizzata da un calo brusco del coefficiente di scambio termico dovuto all'asciugamento del film di liquido lungo la parete. Si è in questa regione quando

$$x_{DO} \leq x < 1$$

Il valore del coefficiente di scambio termico viene ottenuto grazie ad un'interpolazione lineare tra i valori ottenuti nelle condizioni di dry-out e di vapore saturo secco.

3. Tratto di surriscaldamento. Una volta giunti nelle condizioni di vapore saturo secco, la temperatura del refrigerante viene aumentata in modo tale da evitare la presenza di liquido in aspirazione al compressore. Il coefficiente di scambio termico viene calcolato utilizzando la correlazione di Gnielinski [9]. Il tratto è identificato dalla condizione

$$x \geq 1$$



**Figura 3.8. Andamento del coefficiente di scambio termico in evaporazione interno tubo in funzione del titolo di vapore. Fluido R1234ze(E).**

Lo scambio termico lato aria, nel caso in cui la batteria sia utilizzata come evaporatore, prevede due differenti scenari:

- a) Scambio termico sensibile. Si verifica se la temperatura superficiale della batteria è maggiore della temperatura di rugiada dell’aria. In questo caso la trattazione è analoga a quanto fatto nel caso di batteria alettata operante come condensatore.
- b) Scambio termico sensibile e latente. Se la temperatura superficiale della batteria risulta inferiore alla temperatura di rugiada si ottiene anche un processo di deumidificazione dell’aria. Al fine di considerare gli effetti dovuti al film di liquido lungo le alette e alla resistenza al trasporto di massa del vapore nell’aria, si è fatto riferimento a Threlked [15] per l’analisi dello scambio termico e al modello di Wang et al. [16] per il calcolo delle perdite di carico lato aria in presenza di film di liquido.

Analogamente a quanto fatto per il controllo del sottoraffreddamento nel funzionamento da condensatore, il processo iterativo consiste nel variare la temperatura di saturazione in modo da ottenere in uscita dalla batteria il valore di surriscaldamento imposto come input al modello. Si ottengono come output principali del modello le variabili riportate in Tabella 3.8.

**Tabella 3.8. Principali input e output per il modello della batteria alettata operante come evaporatore.**

Input necessari	Grandezze calcolate
<i>fluido operativo</i>	$Q_{evap}$
$SH_d$	$t_{evap_{new}}$
$\dot{m}_{air_{in}}$	$t_6$
$t_{air_{in}}$	$p_6$
$UR_{air_{in}}$	$SH_C$
$\dot{m}_f$	
$p_5$	
$t_5$	

### 3.3 Scambiatore di calore a piastre

Il secondo scambiatore di calore presente nell'impianto è uno scambiatore a piastre prodotto dall'azienda SWEP®. È composto da una serie di piastre parallele corrugate meccanicamente a spina di pesce e saldobrasate in rame. Tra i canali scorrono alternativamente il refrigerante e il fluido termovettore, in questo caso, acqua. Ogni piastra è provvista di quattro fori disposti sugli angoli che permettono il passaggio dei due fluidi e ne decidono la circuitazione.

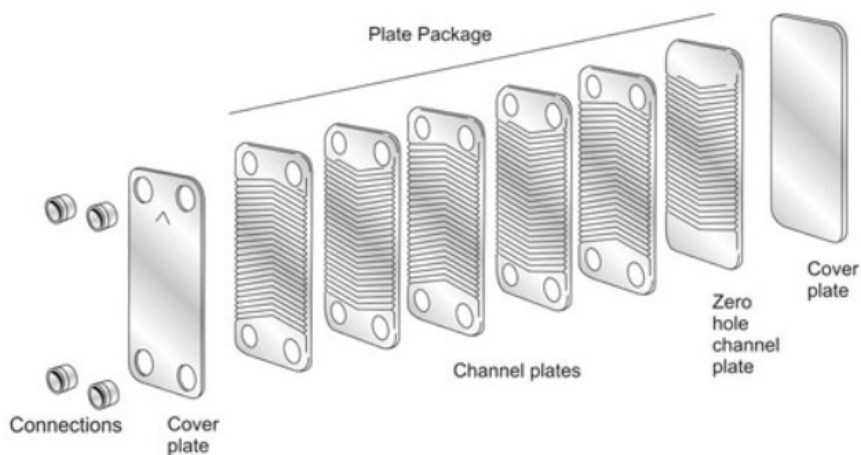


Figura 3.9. Struttura di uno scambiatore a piastre (da [www.SWEP.net](http://www.SWEP.net))

Nelle due pompe di calore, lo scambiatore a piastre è utilizzato per ottenere l'effetto utile, ossia raffreddare l'acqua in estate (evaporatore) e riscaldarla d'inverno (condensatore). Le principali caratteristiche geometriche dello scambiatore di calore sono riportate nella Tabella 3.9.

Tabella 3.9. Principali caratteristiche geometriche dello scambiatore a piastre.

MODELLO	B10THx40
Lunghezza singolo canale [m]	0.243
Larghezza canale [m]	0.115
Profondità canale lato refrigerante* [m]	0.002
Profondità canale lato acqua* [m]	0.002
Area effettiva piastra* [m <sup>2</sup> ]	0.023
Numero di piastre	40
Spessore della piastra* [m]	0.0003
Diametro connessioni acqua [m]	0.024
Diametro connessioni refrigerante [m]	0.024
Inclinazione spina di pesce* [°]	60

Le grandezze contrassegnate con un asterisco sono state ipotizzate, in accordo con le caratteristiche generali che contraddistinguono questa tipologia di scambiatori, per permettere la modellazione del componente.

### 3.3.1 Funzionamento in modalità evaporatore

Lo scambiatore a piastre, operante da evaporatore, viene suddiviso in tre zone distinte:

1. Tratto di vaporizzazione. Nella prima porzione di scambiatore per il calcolo del coefficiente di scambio termico si è fatto riferimento alla correlazione di Donowski et al. [17] mentre le perdite di carico nell'intera zona bifase sono state ottenute seguendo il modello di Amalfi et al. [18].
2. Tratto di dry-out. Si è ipotizzato un decremento lineare tra i valori del coefficiente di scambio termico calcolato tra le condizioni di dry-out e di vapore saturo secco. Si è considerato il titolo di dry-out pari a 0.95.
3. Tratto di surriscaldamento. Per l'analisi dello scambio termico monofase e delle relative perdite di carico si sono adottate le correlazioni di Martin [19].

Lato fluido termovettore (acqua), le caratteristiche di scambio termico e le perdite di pressione lungo lo scambiatore vengono anch'esse stimate attraverso le correlazioni di Martin [19]. Il modello è composto da un ciclo iterativo principale basato sulla condizione che la somma delle lunghezze associate ai singoli tratti precedentemente descritti coincida con la lunghezza totale dello scambiatore. A sua volta, per ogni singolo tratto è presente uno schema iterativo più interno. Per ogni zona, lo schema di calcolo è il seguente:

- a) Viene ipotizza una lunghezza di primo tentativo, necessaria per scambiare il flusso termico associato al tratto in analisi;
- b) Si calcola il coefficiente di scambio termico e le perdite di pressione;
- c) Si determina la nuova lunghezza necessaria in funzione del coefficiente di scambio termico globale riferito all'area esterna e del valore della differenza di temperatura media logaritmica

$$L_{ij_{new}} = \frac{\dot{m}_f \Delta h_{ij} L_{TOT}}{A_{w,tot} K_{w,ij} \Delta t_{ml,ij}} \quad (3.22)$$

Nell'Eq. 3.22, a numeratore è riportata la variazione di entalpia specifica del refrigerante  $\Delta h_{ij}$  lungo l'elemento di controllo (indicato genericamente con i pedici di inizio e fine della suddivisione  $i$  e  $j$ ) moltiplicata per la lunghezza di scambio termico dell'intero scambiatore  $L_{TOT}$ . A denominatore è riportato il prodotto area di scambio totale  $A_{w,tot}$ , coefficiente globale di scambio termico  $K_{w,ij}$  e differenza di temperatura media logaritmica  $\Delta T_{ml,ij}$  nell'elemento considerato. Il ciclo iterativo permette di stimare la temperatura di evaporazione affinché l'area calcolata sia uguale a quella effettivamente disponibile. Le equazioni di verifica sono le seguenti:

$$L_{mod} = \frac{L_{vap} + L_{dry} + L_{SH}}{L_{TOT}} * 100 \quad (3.23)$$

$$t_{evap_{new}} = t_{mwe} + (t_{evap_{old}} - t_{mwe}) L_{mod} \quad (3.24)$$



dove  $L_{mod}$  indica la variazione relativa tra la lunghezza calcolata come sommatoria dei singoli tratti e l'effettiva lunghezza dello scambiatore a piastre mentre  $t_{evap_{new}}$  e  $t_{evap}$  indicano il valore della temperatura di evaporazione all'iterazione successiva e a quella corrente;  $t_{mwe}$  è pari alla media aritmetica tra la temperatura dell'acqua all'ingresso e all'uscita dello scambiatore. Il modello giunge a convergenza quando il valore della variazione relativa della lunghezza risulta inferiore allo 0,1%. Le principali grandezze in input e output del modello sono riportate in Tabella 3.10 ( $t_{win}$ ,  $t_{wout}$  e  $\dot{G}_w$  rappresentano le variabili associate all'acqua, rispettivamente, temperatura di ingresso, uscita e portata).

**Tabella 3.10. Principali input e output per il modello dello scambiatore a piastre operante come evaporatore.**

Input necessari	Grandezze calcolate
<i>fluido operativo</i>	$Q_{evap}$
$SH_d$	$t_{evap_{new}}$
$\dot{m}_f$	$t_6$
$p_5$	$p_6$
$t_5$	$t_{wout}$
$t_{win}$	
$\dot{G}_w$	

### 3.3.2 Funzionamento in modalità condensatore

Il modello dello scambiatore a piastre operante come condensatore è simile a quanto fatto per la modalità evaporatore. Il modello è perciò composto da un ciclo iterativo più esterno necessario per stimare la temperatura di condensazione effettiva e da una serie di schemi iterativi annidati e associati alle singole zone in cui è suddiviso lo scambiatore. Le zone sono le seguenti:

1. Tratto di desurriscaldamento sensibile. Le correlazioni impiegate per descrivere questa porzione di scambiatore, sia in termini di coefficiente di scambio termico che di caduta di pressione, fanno riferimento ai lavori di Martin [19].
2. Tratto di desurriscaldamento con condensazione. Per analizzare la condensazione di vapore surriscaldato si è scelto di adottare il modello di Webb [20] per il calcolo del coefficiente di scambio termico e la correlazione di Amalfi et al. [18] per la stima delle perdite di pressione in tutta la zona bifase.
3. Tratto di condensazione. La zona di condensazione tra piastre corrugate in condizioni di saturazione viene descritta attraverso la correlazione di Longo et al. [21].
4. Tratto di sottoraffreddamento. In quest'ultima parte, trattandosi nuovamente di scambio termico di tipo sensibile, vengono impiegate le correlazioni di Martin [19].

La stima della nuova temperatura di condensazione avviene seguendo lo schema numerico già presentato nel funzionamento dello scambiatore a piastre come evaporatore. Perciò:

$$L_{mod} = \frac{L_{deSH} + L_{condSH} + L_{cond} + L_{SC}}{L_{TOT}} * 100 \quad (3.25)$$

$$t_{cond_{new}} = t_{mwc} + (t_{cond} - t_{mwc})L_{mod} \quad (3.26)$$

dove  $L_{deSH}$ ,  $L_{condSH}$ ,  $L_{cond}$  e  $L_{SC}$  indicano rispettivamente i tratti associati al desurriscaldamento, alla condensazione di vapore surriscaldato e saturo e al sottoraffreddamento del refrigerante.

**Tabella 3.11. Principali input e output per il modello dello scambiatore a piastre operante come evaporatore.**

Input necessari	Grandezze calcolate
<i>fluido operativo</i>	$Q_{cond}$
$SC_d$	$t_{cond_{new}}$
$\dot{G}_w$	$t_3$
$t_{w_{in}}$	$p_3$
$\dot{m}_f$	$SC_C$
$p_{2b}$	
$t_{2b}$	

### 3.4 Scambiatore di calore rigenerativo

All’uscita del condensatore e all’ingresso dell’evaporatore è presente uno scambiatore rigenerativo tubo in tubo prodotto dall’azienda Danfoss®, modello HE1.5.



**Figura 3.10. Scambiatore rigenerativo Danfoss® modello HE1.5.**

È noto il valore del prodotto tra il coefficiente globale di scambio termico e l’area, grandezza costante e fornita dal costruttore, pari a 4,9 W/K. Il modello dello scambiatore tubo in tubo si basa sulla differenza di temperatura media logaritmica e utilizza uno schema iterativo. Ipotizzando condizioni di ingresso di primo tentativo, si calcolano le seguenti grandezze:

$$Q_{rig} = (KA)_{rig} \Delta t_{ml} \quad (3.27)$$

$$h_4 = h_{3b} - \frac{Q_{rig}}{\dot{m}_f} \quad (3.28)$$

$$h_1 = h_{6a} + \frac{Q_{rig}}{\dot{m}_f} \quad (3.29)$$

$$\Delta t_{ml} = \frac{(t_4 - t_{6a}) - (t_{3b} - t_1)}{\ln \frac{(t_4 - t_{6a})}{(t_{3b} - t_1)}} \quad (3.30)$$

La stima della caduta di pressione lato vapore e lato liquido viene ottenuta a partire dai dati raccolti attraverso il software CoolSelector2 di Danfoss® in cui, fornendo le temperature di evaporazione e condensazione e la portata elaborata, il programma fornisce come output le cadute di pressione. Si sono determinate delle funzioni in grado di calcolare le perdite di carico come

$$\Delta p_{gas} = f(t_{evap}, \dot{m}_f) \quad (3.31)$$

$$\Delta p_{liq} = f(t_{cond}, \dot{m}_f) \quad (3.32)$$

Di seguito vengono riportate le principali variabili in input e output del modello per lo scambiatore rigenerativo.

**Tabella 3.12. Grandezza di input e output per il modello dello scambiatore rigenerativo.**

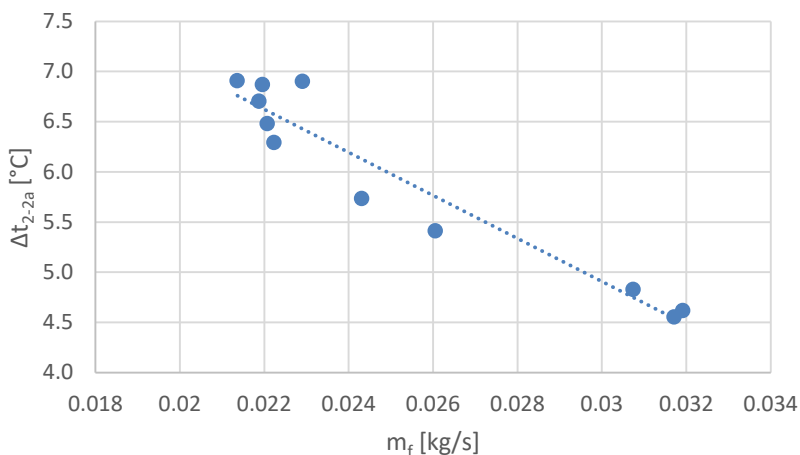
Input necessari	Grandezze calcolate
<i>fluido operativo</i>	$Q_{rig}$
$t_{3b}$	$t_4$
$t_{6a}$	$t_1$
$p_{3b}$	$p_4$
$p_{6a}$	$p_1$
$\dot{m}_f$	
$t_{evap}$	
$t_{cond}$	

### 3.5 Altri componenti considerati nel modello della macchina

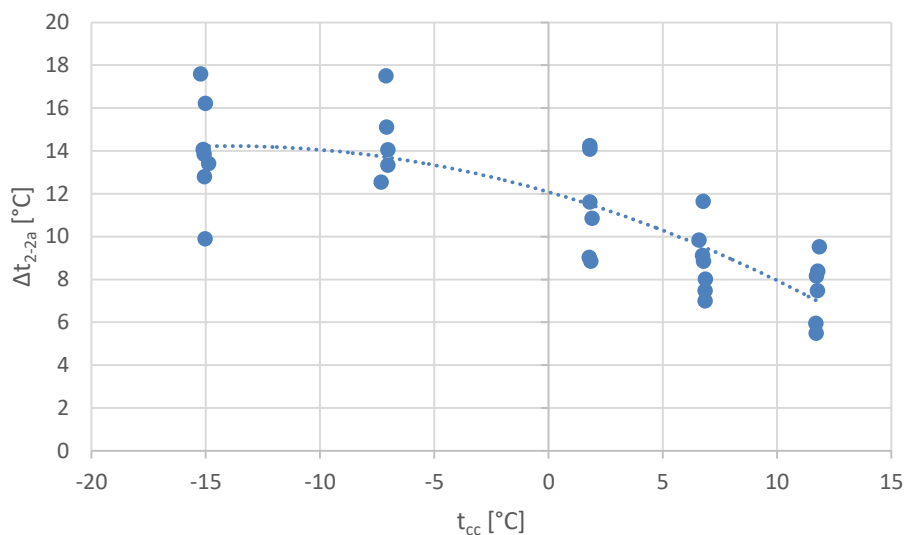
Osservando i dati sperimentali ottenuti con il refrigerante R134a, oltre ai componenti sopra descritti, si è voluto considerare l'effetto dovuto alla presenza del separatore d'olio e della valvola a 4 vie, in quanto determinano una variazione in termini di temperatura e pressione del refrigerante non trascurabile nel modello della macchina.

#### 3.5.1 Separatore d'olio

Il separatore d'olio, posto all'uscita dal compressore, ne permette una corretta lubrificazione, evitando che una quantità eccessiva di olio venga trasportata dal refrigerante nell'impianto, andando ad accumularsi in altri componenti e non garantendo un corretto ritorno dell'olio. Non essendo note tutte le caratteristiche geometriche e fisiche necessarie per un modello accurato, si è scelto di analizzarne il funzionamento del separatore d'olio grazie ai dati sperimentali già in possesso, misurati e/o calcolati durante le varie prove eseguite con R134a. Tra la condizione di ingresso 2 e quella di uscita 2a è possibile riscontrare una caduta di temperatura dovuta alla mancata coibentazione del separatore. Nel caso l'impianto funzioni in modalità macchina frigorifera questo fatto non genera grosse variazioni in termini di efficienza dell'impianto. Una piccola parte del flusso termico da rigettare verso l'esterno avviene grazie al separatore d'olio, riducendo così la potenza al condensatore. Tuttavia, nel caso invernale, una riduzione della potenza scambiata al condensatore porta conseguentemente ad una riduzione dell'effetto utile dell'impianto e quindi dell'efficienza della pompa di calore. La variazione di temperatura tra ingresso e uscita del separatore risulta funzione della portata di refrigerante e della temperatura della camera climatica, come riportato in Fig. 3.11 e 3.12.



**Figura 3.11. Variazione di temperatura nel separatore dell’olio (caso estivo) in funzione della portata di refrigerante.**



**Figura 3.12. Variazione di temperatura nel separatore dell’olio (nel caso invernale) in funzione della temperatura della camera climatica.**

Come si può notare l’effetto della temperatura esterna è evidente nel caso di funzionamento come pompa di calore, poiché in inverno la differenza tra la temperatura interna del separatore e quella esterna ambientale è maggiore, causando un aumento del flusso termico dissipato. Nel modello, perciò, la variazione di temperatura viene calcolata tramite una funzione a due variabili: la portata di refrigerante  $\dot{m}_f$  e la temperatura della camera climatica  $t_{CC}$ .

$$\Delta t_{2-2a} = f(\dot{m}_f, t_{CC}) \quad (3.33)$$

Per determinare la caduta di pressione all’interno del separatore, si sono utilizzati i dati sperimentali disponibili e si è ottenuta una correlazione che permette di stimare le perdite di carico in funzione della densità all’ingresso e della portata:

$$\Delta p_{2-2a} = f(\rho_2, \dot{m}_f) \quad (3.34)$$

Dalle equazioni 3.33 e 3.34 vengono quindi ricavate le condizioni all'uscita:

$$t_{2a} = t_2 - \Delta T_{2-2a} \quad (3.35)$$

$$p_{2a} = p_2 - \Delta P_{2-2a} \quad (3.36)$$

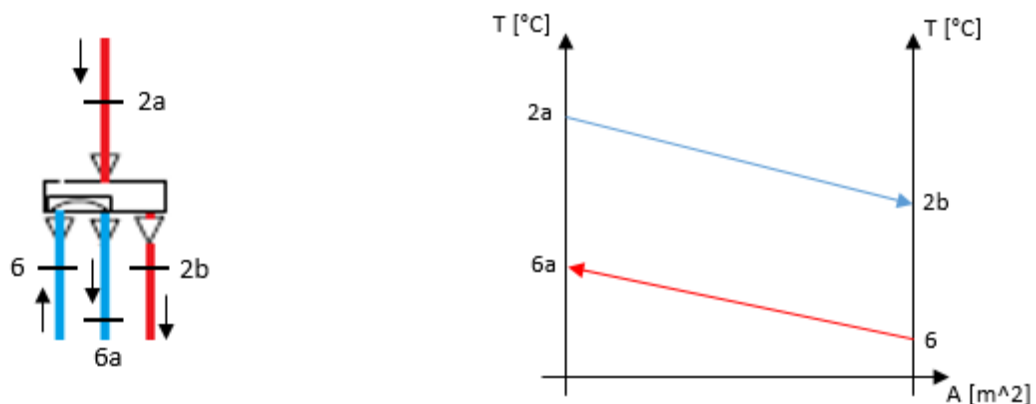
Le grandezze in input e output del modello per il separatore d'olio sono elencate di seguito.

**Tabella 3.13. Grandezze di Input e output per il modello del separatore d'olio.**

Input necessari	Grandezze calcolate
$\dot{m}_f$	$p_{2a}$
fluido operativo	$t_{2a}$
$t_2$	
$p_2$	

### 3.5.2 Valvola a 4 vie

Nella pompa di calore sono presenti due valvole a quattro vie prodotte dall'azienda RANCO® (Eliwell®), modello V3412080800 che permettono il funzionamento dell'impianto sia in modalità macchina frigorifera che in modalità pompa di calore. Attraverso questa valvola si genera una caduta di pressione e ha luogo inoltre uno scambio di calore tra i due flussi di refrigerante che la attraversano. Considerando quest'ultimo aspetto, la valvola viene schematizzata come uno scambiatore di calore in cui circolano un flusso caldo e un flusso freddo. Si analizza in particolare la valvola situata tra l'uscita del separatore dell'olio (condizione 2a) e l'ingresso del condensatore (condizione 2b) e schematizzata come segue.



**Figura 3.13. Rappresentazione schematica dei flussi di refrigerante (a sinistra) e dell'andamento delle temperature (a destra) nella valvola a quattro vie.**

I punti 6 e 6a rappresentano rispettivamente le condizioni di uscita dall'evaporatore e di ingresso al separatore di liquido. Considerando la valvola adiabatica verso l'esterno si può scrivere:

$$Q_{valve} = (KA)_{valve} \Delta t_{ml} \quad (3.37)$$

dove  $Q_{valve}$  rappresenta il flusso termico scambiato,  $KA_{valve}$  il prodotto tra il coefficiente globale di scambio termico e l'area di scambio della valvola, mentre la differenza di temperatura media logaritmica si calcola come

$$\Delta t_{ml} = \frac{(t_{2a} - t_{6a}) - (t_{2b} - t_6)}{\ln \frac{(t_{2a} - t_{6a})}{(t_{2b} - t_6)}} \quad (3.38)$$

Per determinare il valore di  $KA_{valve}$  si sono considerati i dati relativi alle varie prove svolte durante il funzionamento dell'impianto con il fluido R134a. Il flusso termico scambiato è calcolato come

$$Q_{valve\ lato\ freddo} = \dot{m}_f (h_{6a} - h_6) \quad (3.39)$$

$$Q_{valve\ lato\ caldo} = \dot{m}_f (h_{2a} - h_{2b}) \quad (3.40)$$

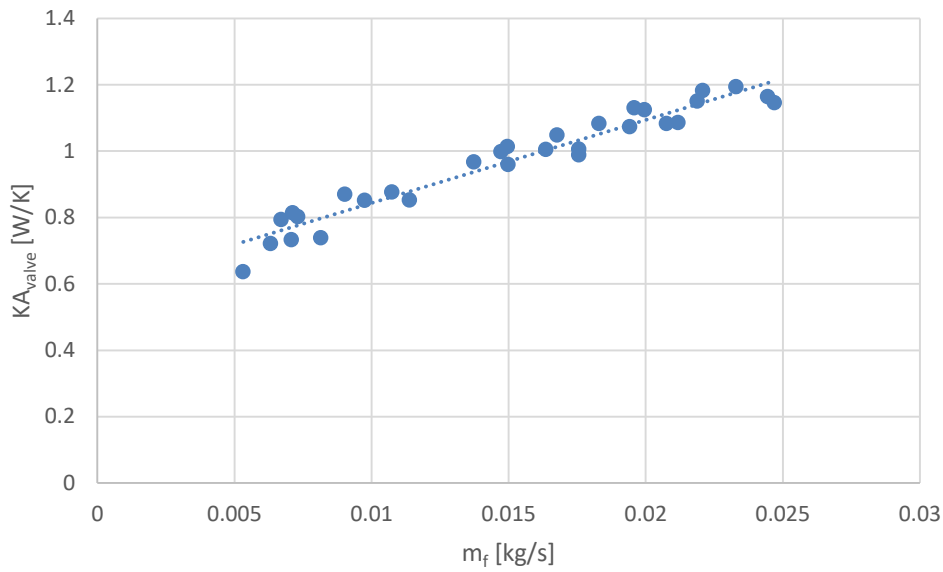
dove  $h_i$  rappresentano le entalpie dei punti in esame. È possibile calcolare il valore del prodotto tra il coefficiente di scambio termico globale e l'area di scambio come

$$KA_{valve} = \frac{Q_{valve\ medio}}{\Delta t_{ml}} \quad (3.41)$$

con

$$Q_{valve\ medio} = \frac{Q_{valve\ lato\ freddo} + Q_{valve\ lato\ caldo}}{2} \quad (3.42)$$

Se si confrontano i valori appena ottenuti con la portata di refrigerante circolante, si può riscontrare un incremento lineare di  $KA_{valve}$  all'aumentare della portata, come evidenziato dalla Fig.1.4.



**Figura 3.14: Andamento del valore di  $KA_{valve}$  in funzione della portata di refrigerante nel caso della macchina funzionante come pompa di calore con R134a.**

Nota la portata di refrigerante, si risalire facilmente al valore di  $KA_{valve}$ , permettendo così il calcolo del flusso termico scambiato e delle entalpie in uscita dalla valvola:

$$h_{2b} = h_{2a} - \frac{Q_{valve}}{\dot{m}_f} \quad (3.43)$$

$$h_{6a} = h_6 + \frac{Q_{valve}}{\dot{m}_f} \quad (3.44)$$

Per un'analisi completa della valvola è necessario inoltre conoscere la caduta di pressione che avviene al suo interno. La caduta di pressione è ottenuta in funzione della portata di refrigerante e della densità del fluido all'ingresso. Le grandezze che caratterizzano il modello della valvola a quattro vie sono riportate nella Tabella 3.14.

**Tabella 3.14. Grandezze di input e output per il modello della valvola a quattro vie.**

Input necessari	Grandezze calcolate
<i>fluido operativo</i>	$t_{6a}$
$t_6$	$t_{2b}$
$t_{2a}$	$p_{6a}$
$p_6$	$p_{2b}$
$p_{2a}$	

## 4 Validazione del modello utilizzando i test con R134a

Nel Capitolo 3 si è descritto in dettaglio il modello della pompa di calore con tutti i suoi componenti. Prima di utilizzare il modello per scegliere i nuovi componenti necessari per le due macchine e stimare le prestazioni con i nuovi fluidi operativi (R1234ze(E), R410A, R452B e R454B) è stata condotta una validazione del modello utilizzando dei dati con R134a precedentemente misurati presso ENEA.

### 4.1 Funzionamento in modalità pompa di calore

Nella Tabella 4.1 vengono riportate le principali condizioni operative che contraddistinguono la prova sperimentale utilizzata per la validazione del modello. I dati in Tabella 4.1 costituiscono gli input per il modello. La Tabella 4.2 presenta la comparazione tra i risultati sperimentali e quelli ottenuti dal modello descritto nel capitolo precedente. Le variabili necessarie come input sono rispettivamente: il fluido operativo, i livelli di surriscaldamento e sottoraffreddamento, la temperatura dell'aria esterna e dell'acqua in ingresso allo scambiatore a piastre, la portata di acqua e la frequenza del compressore. Le grandezze in output fornite dal modello sono: la temperatura di evaporazione e condensazione, la potenza scambiata all'evaporatore e al condensatore, la potenza assorbita dal compressore e dai ventilatori, i coefficienti prestazionali (COP o EER a seconda del funzionamento dell'impianto in modalità pompa di calore o chiller), la portata di refrigerante, il rendimento isoentropico del compressore e infine la temperatura di uscita dell'acqua.

**Tabella 4.1. Condizioni operative durante le prove sperimentali con R134a realizzate da ENEA (modalità pompa di calore).**

Input per il modello	Valore
Fluido operativo	R134a
$SH$ [°C]	7,8
$SC$ [°C]	9,7
$t_{air}$ [°C]	6,9
$t_{w,in}$ [°C]	40
$\dot{m}_w$ [kg/s]	0,194
$f_{comp}$ [Hz]	60

Si è inoltre verificato il bilancio termico alla pompa di calore considerando le dissipazioni termiche al compressore  $P_{diss_{comp}}$  e al separatore dell'olio  $P_{diss_{sep}}$ :

$$P_{el_{comp}} + Q_{evap} = Q_{cond} + P_{diss_{sep}} + P_{diss_{comp}} \quad (4.1)$$

Osservando i risultati in Tabella 4.2 si nota che la variabile che percentualmente si discosta maggiormente dal valore misurato sperimentalmente è la potenza assorbita dal ventilatore. Questo può essere dovuto al fatto che nel modello la potenza assorbita dal ventilatore è stimata a partire dalle perdite di carico nella batteria e dalle curve fornite dal costruttore del ventilatore.



**Tabella 4.2. Confronto tra dati sperimentali e i risultati ottenuti come output dal modello (R134a, modalità pompa di calore).**

	<b>DATI SPERIMENTALI ENEA</b>	<b>RISULTATI DEL MODELLO</b>
$t_{evap}$ [°C]	-5,12	-5,03
$t_{cond}$ [°C]	50,31	50,26
$Q_{evap}$ [kW]	3,32	3,21
$Q_{cond}$ [kW]	4,09	4,11
$P_{el,comp}$ [kW]	1,47	1,57
$P_{ass,vent}$ [kW]	0,27	0,16
$COP$ [-]	2,35	2,37
$\dot{m}_f$ [g/s]	20,76	20,70
$\eta_{is}$ [-]	0,79	0,79
$t_{w,out}$ [°C]	45,03	45,07

#### 4.2 Funzionamento in modalità chiller

Allo stesso modo di quanto fatto nella Sez. 4.1, nelle Tabelle 4.3 e 4.4 sono riportate rispettivamente le condizioni caratterizzanti la prova sperimentale con R134a (input per il modello) e il confronto tra i dati sperimentali e gli output del modello.

**Tabella 4.3. Condizioni operative durante le prove sperimentali con R134a realizzate in ENEA (modalità chiller).**

<b>Input per il modello</b>	<b>Valore</b>
Fluido operativo	R134a
$SH$ [°C]	6
$SC$ [°C]	15
$t_{air}$ [°C]	29,72
$t_{w,in}$ [°C]	13,04
$\dot{m}_w$ [kg/s]	0,15
$f_{comp}$ [Hz]	50

**Tabella 4.4. Confronto tra dati sperimentali e i risultati ottenuti come output dal modello (R134a, modalità chiller).**

	<b>DATI SPERIMENTALI ENEA</b>	<b>RISULTATI DEL MODELLO</b>
$t_{evap}$ [°C]	1,30	1,15
$t_{cond}$ [°C]	48,10	48,22
$Q_{evap}$ [kW]	3,65	3,55
$Q_{cond}$ [kW]	4,58	4,51
$P_{el,comp}$ [kW]	1,34	1,46
$P_{ass,vent}$ [kW]	0,27	0,14
$EER$ [-]	2,27	2,23
$\dot{m}_f$ [g/s]	21,88	21,84
$\eta_{is}$ [-]	0,70	0,70
$t_{w,out}$ [°C]	7,16	7,15

## 5 Progettazione della pompa di calore (Prototipo #1) operante con R1234ze(E)

Dopo aver realizzato e validato il modello della pompa di calore invertibile si vogliono, attraverso l'utilizzo di questo strumento di calcolo, determinare le modifiche necessarie da apportare al Prototipo #1 (inizialmente progettato per R134a) in modo da poter utilizzare come fluido operativo R1234ze(E). Come specifiche di progetto si dovrà utilizzare un compressore di tipo alternativo semiermetico (guidato da inverter) e inoltre la macchina operante con R1234ze(E) dovrà essere in grado di garantire (nelle condizioni nominali) la stessa capacità in riscaldamento e in raffreddamento che aveva il Prototipo #1 funzionante con R134a.

### 5.1 Condizioni di progetto

Le condizioni di progetto alle quali viene eseguita l'analisi sono le stesse utilizzate nel Capitolo 4 per la validazione del modello. Di seguito vengono riportate le principali grandezze caratterizzanti le condizioni di progetto nel funzionamento in modalità pompa di calore e chiller.

**Tabella 5.1. Condizioni di progetto (input per il modello) in modalità pompa di calore (a sinistra) e chiller (a destra).**

POMPA DI CALORE	
Input	Valori
Fluido operativo	R134a
$SH$ [°C]	7,8
$SC$ [°C]	9,7
$t_{air}$ [°C]	6,9
$t_{w,in}$ [°C]	40
$\dot{m}_w$ [kg/s]	0,194
$f_{comp}$ [Hz]	60

CHILLER	
Input	Valori
Fluido operativo	R134a
$SH$ [°C]	6
$SC$ [°C]	15
$t_{air}$ [°C]	29,72
$t_{w,in}$ [°C]	13,04
$\dot{m}_w$ [kg/s]	0,15
$f_{comp}$ [Hz]	50

## 5.2 Scelta del compressore

Il Prototipo #1 funzionante con R134a è equipaggiato con un compressore alternativo semiermetico prodotto dall'azienda Dorin®, modello H200CC. Le principali caratteristiche geometriche sono riportate in Tabella 5.2.

**Tabella 5.2. Caratteristiche geometriche compressore Dorin® H200CC.**

Modello	N° pistoni	Corsa [mm]	Alesaggio [mm]	Spostamento volumetrico a 50 Hz [m <sup>3</sup> /h]	Spostamento volumetrico a 60 Hz [m <sup>3</sup> /h]
H200CC	2	32	44	8,47	10,16

Il compressore era stato selezionato per operare con R134a. Si è quindi inizialmente valutata la possibilità di mantenere lo stesso compressore anche per il fluido R1234ze(E). Non si riscontrano problemi per quanto riguarda l'olio, essendo utilizzabile il medesimo lubrificante POE entrambi i fluidi. Inoltre entrambi i refrigeranti operano a medie pressioni, non superando mai il limite massimo di pressione di mandata del compressore pari a 30,5 bar. Va tuttavia sottolineata una differenza tra R134a e R1234ze(E) che risiede nella categoria di appartenenza, in accordo con la classificazione ASHRAE [22]. Il refrigerante R134a è un idrofluorocarburo classificato come A1 ossia *practically non-flammable*, senza propagazione di fiamma a 60°C e 1 atm. Il refrigerante R1234ze(E) è un'idrofluoroolefina classificata A2L, *mildly flammable*, (LFL Limite Inferiore di Infiammabilità maggiore di 3,5%, Potere Calorifico Inferiore PCI minore di 19 MJ/kg e velocità di propagazione di fiamma inferiore a 10 cm/s). Si rende quindi necessario l'impiego di un compressore della serie ATEX con caratteristiche costruttive e di sicurezza che ne consentono l'impiego con questi refrigeranti. Considerando le condizioni di design nelle modalità di funzionamento come pompa di calore e come chiller, è stato selezionato il compressore alternativo semiermetico dell'azienda Frascold® modello B1.5-9.1AXY.

**Tabella 5.3. Caratteristiche geometriche compressore Frascold® B1.5-9.1AXY.**

Modello	N° pistoni	Spostamento volumetrico a 50 Hz [m <sup>3</sup> /h]	Spostamento volumetrico a 60 Hz [m <sup>3</sup> /h]
B1.5-9.1AXY	2	8,96	10,8

Il nuovo compressore, come verrà illustrato in seguito, è stato scelto al fine di mantenere la stessa capacità (in riscaldamento e in raffreddamento) della macchina operante con R134a.

### 5.2.1 Scelta dell’inverter

Al fine di analizzare il funzionamento della pompa di calore anche ai carichi parziali si è scelto di guidare il nuovo compressore con un inverter in modo tale da poter regolare la velocità di rotazione del compressore e controllare così la portata di refrigerante elaborata. La ricerca è stata effettuata considerando i seguenti requisiti:

- Metodo di controllo U/f (tensione/frequenza);
- Corrente di uscita continuativa dell’inverter pari al MRA (massima corrente di funzionamento del motore) moltiplicata per 1.1 o superiore;
- Frequenza minima del compressore 30 Hz;
- Frequenza massima del compressore 87 Hz;
- Frequenza di commutazione uguale o maggiore a 4 kHz;
- Corrente di picco all’avvio pari a 2 volte la corrente nominale;
- Massima rampa da 0 Hz alla minima frequenza pari a 1 secondo;
- Minima rampa dalla minima alla massima frequenza e viceversa pari a 15 secondi.

Considerando la serie di vincoli appena elencati si è selezionato l’inverter Danfoss® modello VLT Automation Drive FC302P4K0T5 di cui vengono riportate le principali caratteristiche.

**Tabella 5.4. Caratteristiche dell’inverter Danfoss® FC302P4K0T5**

Modello	Tensione di alimentazione [V]	Frequenza di alimentazione [Hz]	Potenza tipica all'albero [kW]	Corrente in ingresso massima [A]	Corrente nominale in uscita [A]	Frequenza in uscita [Hz]	Rendimento
FC302P4K0	380-500	50	4,0	9	10	0-590	0,97

### 5.3 Verifiche sulla compatibilità degli altri componenti d’impianto

Analizzando i vari componenti che costituiscono il Prototipo #1, a parte il compressore, non si sono riscontrate significative variazioni da apportare all’impianto. Come riportato in seguito, l’utilizzo del modello della pompa di calore ha permesso anche di verificare gli scambiatori di calore. Essendo la capacità delle due macchine a R134a e a R1234ze(E) simile, non si è dovuta modificare la geometria degli scambiatori di calore.

Non si riscontra alcuna incompatibilità a livello chimico tra il nuovo refrigerante e i materiali che compongono l’intero impianto. L’unico componente che richiede una verifica più specifica è costituito dalla valvola di espansione elettronica che verrà analizzata in dettaglio in 5.3.1. La Tabella 5.5 riporta i valori massimi di pressione e temperatura ammissibili per ogni componente della macchina.

**Tabella 5.5. Limiti operativi per i componenti dell'impianto.**

Componente	$p_{max}$ [bar]	$t_{max}$ [°C]
Compressore H200CC	30,5	n.d.
Separatore d'olio	45	130
Valvola a 4 vie	47	120
Batteria alettata		
Scambiatore rigenerativo	28	120
Scambiatore a piastre	31	185
Separatore di liquido	34	120
Ricevitore di liquido	33	120

I valori riportati in Tabella 5.5 non determinano problemi per l'utilizzo del nuovo fluido nell'impianto e non ne limitano il campo operativo.

### 5.3.1 Valvola di espansione elettronica

La valvola di espansione elettronica attualmente presente nel Prototipo #1 operante a R134a è il modello E2V11BSF00 prodotto dall'azienda Carel®. La prima parte della sigla indica la tipologia di valvola e le principali caratteristiche tecniche. In particolare le lettere "E2V" indicano *Electronic Expansion Valve*, il numero "11" indica la taglia del componente e le ultime lettere "BSF00" indicano la famiglia di appartenenza e le principali caratteristiche di collegamento all'impianto. Nello specifico, questa valvola è di tipo ermetico, bidirezionale, per applicazioni standard, saldata direttamente sull'impianto. Nella Tabella 5.6 vengono riportate le principali caratteristiche tecniche.

**Tabella 5.6. Caratteristiche tecniche della valvola di espansione elettronica Carel® E2V11BSF00**

Modello	Tipologia	MWP [barg]	MOPD [bar]	Temperatura refrigerante [°C]	Temperatura ambiente [°C]	Refrigeranti
E2V11BSF00	ermetica, bidirezionale, applicazioni standard, saldata	45(UL) 60(PED)	35	-40÷70	-30÷70	R1234ze, R134a, R22, R404A, R407C, R407H, R410A, R417A, R427A, R448A, R449A, R450A, R507A, R452A, R513A, R744, R1234yf, R32, R290, R600, R600a, R452B, R454A, R454B, R454C, R455A

Le sigle MWP e MOPD indicano rispettivamente la *Maximum Working Pressure* e la *Maximum Operating Pressure Difference*. Il refrigerante R1234ze(E) compare tra i fluidi compatibili con questo modello di valvola e inoltre, anche in termini di pressione di esercizio, differenza di pressione ai capi della valvola, temperatura del refrigerante e temperatura ambiente non si riscontrano problematiche.

Ciò che rimane da verificare è la taglia della valvola che deve risultare appropriata per il funzionamento dell'impianto con il nuovo fluido. La verifica viene fatta seguendo la procedura descritta dall'azienda produttrice. La capacità di laminazione della valvola è determinata dalla differenza di pressione ai suoi capi e perciò, tra le prove disponibili con R134a, è stata selezionata la condizione caratterizzata dal salto di pressione minimo (Tabella 5.7) e relativa alla prova 4 [23].

**Tabella 5.7. Condizioni utilizzate per la verifica della valvola di espansione (R134a).**

N° prova	Fluido	Compressore	G <sub>w</sub> [kg/h]	t <sub>out,w</sub> [°C]	t <sub>cc</sub> [°C]	f <sub>comp</sub> [Hz]
4	R134a	H200CC	850	18	27	50

A partire da queste condizioni di test realizzate con R134a, utilizzando il modello della macchina, sono state poi calcolate le nuove condizioni operative dell'impianto con il fluido R1234ze(E). Vengono riportati in Tabella 5.8 i principali output ottenuti dalla simulazione e necessari per il dimensionamento della valvola con R1234ze(E).

**Tabella 5.8. Risultati ottenuti dal modello e necessari per effettuare la verifica della valvola di espansione elettronica con R1234ze(E).**

Variabile	Valore
t <sub>cond</sub> [°C]	45,07
t <sub>evap</sub> [°C]	11,52
Q <sub>evap</sub> [kW]	4,06
Δp <sub>H</sub> [bar]	0,30
Δp <sub>L</sub> [bar]	0,34
t <sub>4</sub> [°C]	39,63
Δp <sub>comp</sub> [bar]	6,09
t <sub>sat,asp</sub> [°C]	8,39

Le variabili riportate indicano rispettivamente, le temperature di condensazione ed evaporazione, la potenza scambiata all'evaporatore, le cadute di pressione lato alta e bassa pressione, la temperatura del liquido in ingresso alla valvola, la differenza di pressione tra mandata e aspirazione del compressore e la temperatura di saturazione all'aspirazione. Il procedimento da seguire è il seguente:

1. Si determina il salto di pressione tra mandata e aspirazione del compressore.
2. Viene calcolata la differenza di pressione a monte e valle della valvola come:

$$\Delta p_V = \Delta p_{comp} - \Delta p_H - \Delta p_L + 0,1 * \Delta H \quad (5.1)$$

Il fattore ΔH rappresenta il dislivello tra la posizione del condensatore e quella della valvola. Nel caso in cui il condensatore si trovi ad una altezza superiore a quella della valvola il termine è positivo, viceversa il termine risulta negativo. Essendo il dislivello presente nell'impianto inferiore a 4 metri, il termine può essere trascurato, in accordo con quanto riportato dal costruttore.

3. Nota la temperatura di ingresso del liquido nella valvola, si determina, grazie a delle tabelle specifiche fornite dal costruttore, il Fattore di Correzione CF che considera l'influenza della

temperatura all'ingresso sulla capacità frigorifera. Ad una temperatura di 40 °C corrisponde un valore di CF pari a 1,02;

4. Viene calcolata la variabile RATING pari a:

$$RATING = Q_{evap}CF \quad (5.2)$$

5. Dalla conoscenza delle grandezze  $\Delta P_V$ ,  $t_{sat,asp}$  e  $RATING$ , sfruttando delle apposite tabelle, si verifica che il valore del  $RATING$  sia inferiore alla massima capacità che la valvola modello E2V11B è in grado di fornire in condizioni di massima apertura:

$$RATING = 4,14 < 4,41 \text{ kW} = RATING_{max} \quad \checkmark \quad (5.3)$$

La valvola attualmente installata sul Prototipo #1 risulta verificata anche per l'impiego con R1234ze(E).

#### 5.4 Previsione delle prestazioni della macchina in modalità pompa di calore

Nella Tabella 5.9 vengono elencate le condizioni di progetto utilizzate per il Prototipo #1 operante con R1234ze(E). Queste condizioni corrispondono anche alle condizioni dei test effettuati con il fluido R134a.

**Tabella 5.9. Condizioni di progetto (input per il modello) in modalità pompa di calore.**

Input	Valori
$SH$ [°C]	7,8
$SC$ [°C]	9,7
$t_{air}$ [°C]	6,9
$t_{w,in}$ [°C]	40
$\dot{m}_w$ [kg/s]	0,194
$f_{comp}$ [Hz]	60

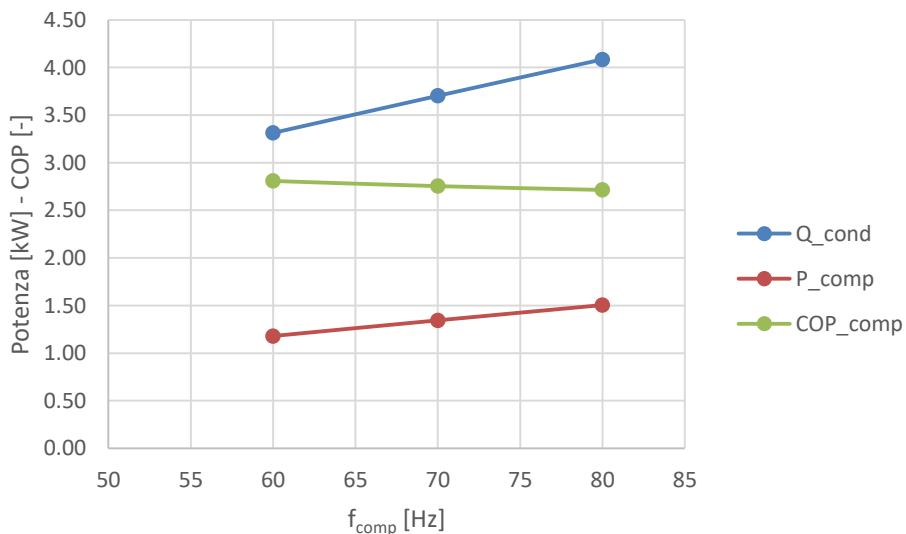
Nella Tabella 5.10 sono confrontati i risultati sperimentali ottenuti con il Prototipo #1 (fluido R134a e compressore Dorin® H200CC) nelle condizioni indicate in Tabella 5.9 e i risultati delle simulazioni ottenuti con il fluido R1234ze(E). Si è considerato, per il momento, di mantenere lo stesso compressore Dorin® H200CC anche con il refrigerante R1234ze(E).

Si nota un calo del flusso termico scambiato al condensatore con una diminuzione del 19%. La spiegazione è da ricercarsi nel calo della portata elaborata dal compressore (18,48 g/s anziché 20,76 g/s) dovuto alle proprietà fisiche del nuovo refrigerante che rispetto a R134a presenta una densità all'aspirazione ridotta del 20%. La riduzione dei flussi termici agli scambiatori comporta un aumento della temperatura di evaporazione e una lieve riduzione della temperatura di condensazione. La diminuzione di potenza al condensatore implica una riduzione della temperatura di uscita dell'acqua dallo scambiatore a piastre. Il valore del coefficiente di effetto utile (COP, Coefficient of Performance) riportato in tabella considera solo il consumo del compressore, tralasciando i consumi aggiuntivi legati ai ventilatori e al quadro elettrico. Questa scelta è stata fatta in quanto gli assorbimenti appena citati rimangono pressoché costanti nel passaggio da un fluido refrigerante all'altro. Il COP previsto con R1234ze(E) è leggermente superiore rispetto a quello misurato con R134a ma il flusso termico scambiato al condensatore è diminuito.

Si è inoltre calcolata la frequenza necessaria al compressore per ottenere con R1234ze(E) la stessa potenza termica in riscaldamento ottenuta con R134a.

**Tabella 5.10. Confronto tra i dati sperimentali misurati con R134a e i risultati ottenuti tramite modello con R1234ze(E). Dati sperimentali e simulazioni con il compressore Dorin® H200CC.**

	<b>DATI SPERIMENTALI ENEA - R134a</b>	<b>RISULTATI DEL MODELLO - R1234ze(E)</b>
$t_{evap}$ [°C]	-5,12	-2,91
$t_{cond}$ [°C]	50,31	50,01
$Q_{evap}$ [kW]	3,32	2,67
$Q_{cond}$ [kW]	4,09	3,31
$P_{el,comp}$ [kW]	1,47	1,18
$COP_{comp}$ [-]	2,78	2,81
$\dot{m}_f$ [g/s]	20,76	18,48
$\eta_{is}$ [-]	0,79	0,80
$t_{w,out}$ [°C]	45,03	44,09
$\rho_{asp}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	10,25	8,22



**Figura 5.1. Potenza termica al condensatore, potenza assorbita dal compressore e COP della pompa di calore al variare della frequenza.**

Come si può notare dalla Fig. 5.1, per mantenere il valore di 4,09 kW al condensatore è necessario incrementare la frequenza da 60 Hz a 80 Hz, nel passaggio da R134a a R1234ze(E). Così facendo, la potenza assorbita al compressore aumenta mentre il valore del COP diminuisce leggermente.



**Tabella 5.11. Confronto tra i dati misurati con R134a nelle condizioni di progetto e i valori attesi dal modello con R1234ze(E) ad una frequenza di 80 Hz (compressore Dorin® H200CC).**

	<b>DATI SPERIMENTALI ENEA - R134a</b>	<b>RISULTATI DEL MODELLO - R1234ze(E)</b>
$f_{comp}$ [Hz]	60	80
$t_{evap}$ [°C]	-5,12	-4,38
$t_{cond}$ [°C]	50,31	50,45
$Q_{evap}$ [kW]	3,32	3,16
$Q_{cond}$ [kW]	4,09	4,09
$P_{el,comp}$ [kW]	1,47	1,51
$COP_{comp}$ [-]	2,78	2,71

Considerata la necessità di impiegare compressori di tipo ATEX con R1234ze(E) e considerato il fatto che, per ottenere il flusso termico di progetto, il compressore Dorin® H200CC dovrebbe operare a regimi di rotazione elevati (e non permettendo quindi di salire ulteriormente con la potenza termica al condensatore), si è scelto di sostituire il compressore installato con un compressore certificato ATEX e avente una cilindrata maggiore. Si è quindi selezionato il compressore Frascold® B1.5-9.1AXY, caratterizzato da uno spostamento volumetrico a 60 Hz pari a 10,8 m<sup>3</sup>/h anziché 10,16 m<sup>3</sup>/h. I risultati del confronto tra i dati sperimentali ottenuti con R134a e compressore Dorin® H200CC e i valori ottenuti dal modello con il compressore Frascold® B1.5-9.1AXY installato nel Prototipo #1 sono riportati in Tabella 5.12.

**Tabella 5.12. Confronto tra i dati misurati con R134a (compressore Dorin® H200CC) nelle condizioni di progetto e i valori ottenuti dal modello con R1234ze(E) (compressore Frascold® B1.5-9.1AXY).**

	<b>DATI SPERIMENTALI ENEA - R134a</b>	<b>RISULTATI DEL MODELLO - R1234ze(E)</b>
compressore	Dorin – H200CC	Frascold - B1.5-9.1AXY
Spostamento volumetrico [m <sup>3</sup> /h]	10,16	10,8
$f_{comp}$ [Hz]	60	60
$t_{evap}$ [°C]	-5,12	-4,09
$t_{cond}$ [°C]	50,31	50,38
$Q_{evap}$ [kW]	3,32	3,07
$Q_{cond}$ [kW]	4,09	4,04
$P_{el,comp}$ [kW]	1,47	1,20
$COP_{comp}$ [-]	2,78	3,37

### 5.5 Previsione delle prestazioni della macchina in modalità chiller

Un'analisi simile è stata condotta anche nel caso di funzionamento del Prototipo #1 in modalità chiller. Si presenta inizialmente il confronto tra le prestazioni misurate con il fluido R134a e le prestazioni calcolate con il fluido sostitutivo R1234ze(E) a parità di condizioni (stesso compressore Dorin® H200CC).

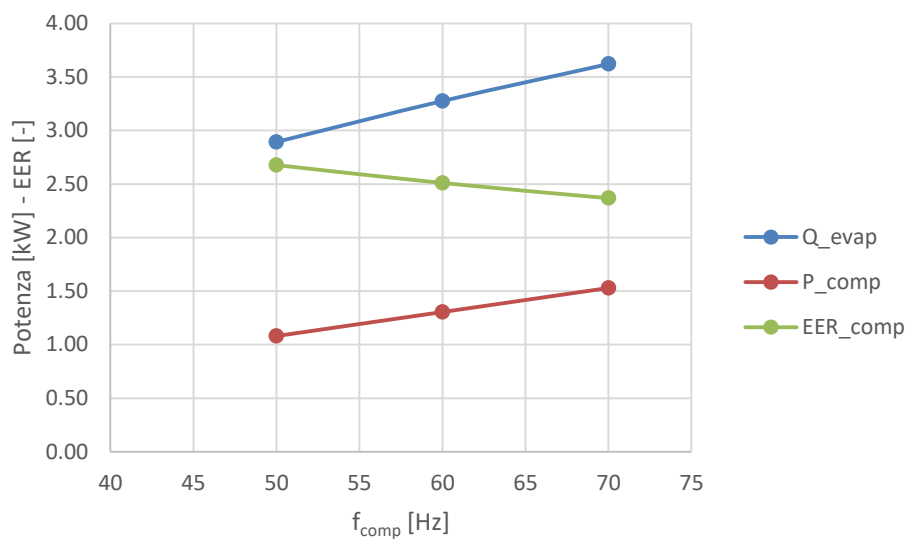
**Tabella 5.13. Condizioni di progetto (modalità chiller).**

Input	Valori
$SH$ [°C]	6
$SC$ [°C]	15
$t_{air}$ [°C]	29,72
$t_{w,in}$ [°C]	13,04
$\dot{m}_w$ [kg/s]	0,15
$f_{comp}$ [Hz]	50

**Tabella 5.14. Confronto tra i dati sperimentali misurati con R134a e i risultati ottenuti tramite modello con R1234ze(E). Dati sperimentali e simulazioni con il compressore Dorin® H200CC.**

	DATI SPERIMENTALI ENEA - R134a	RISULTATI DEL MODELLO - R1234ze(E)
$t_{evap}$ [°C]	1,30	2,42
$t_{cond}$ [°C]	48,10	46,22
$Q_{evap}$ [kW]	3,65	2,89
$Q_{cond}$ [kW]	4,58	3,66
$P_{el,comp}$ [kW]	1,34	1,08
$EER_{comp}$ [-]	2,72	2,68
$\dot{m}_f$ [g/s]	21,88	18,91
$\eta_{is}$ [-]	0,70	0,62
$t_{w,out}$ [°C]	7,16	8,25
$\rho_{asp}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	12,19	10,64

Nel caso di funzionamento dell'impianto in modalità chiller si riscontra un comportamento analogo a quanto osservato nel caso precedente. Si ha una riduzione della capacità frigorifera del 21% all'evaporatore dovuta alle differenti proprietà del fluido. La diminuzione di potenza all'evaporatore comporta un conseguente aumento della temperatura di uscita dell'acqua dallo scambiatore a piastre. Per raggiungere nuovamente la temperatura di 7°C dell'acqua in uscita è necessario incrementare la frequenza del compressore da 50 a 70 Hz.



**Figura 5.2. Capacità frigorifera all'evaporatore, potenza assorbita dal compressore e EER della macchina al variare della frequenza.**

**Tabella 5.15. Confronto tra i dati misurati con R134a nelle condizioni di progetto e i valori attesi dal modello con R1234ze(E) ad una frequenza di 70 Hz (compressore Dorin® H200CC).**

	<b>DATI SPERIMENTALI ENEA - R134a</b>	<b>RISULTATI DEL MODELLO - R1234ze(E)</b>
$f_{comp}$ [Hz]	50	70
$t_{evap}$ [°C]	1,30	1,28
$t_{cond}$ [°C]	48,10	49,28
$Q_{evap}$ [kW]	3,65	3,62
$Q_{cond}$ [kW]	4,58	4,75
$P_{el,comp}$ [kW]	1,34	1,53
$EER_{comp}$ [-]	2,72	2,37

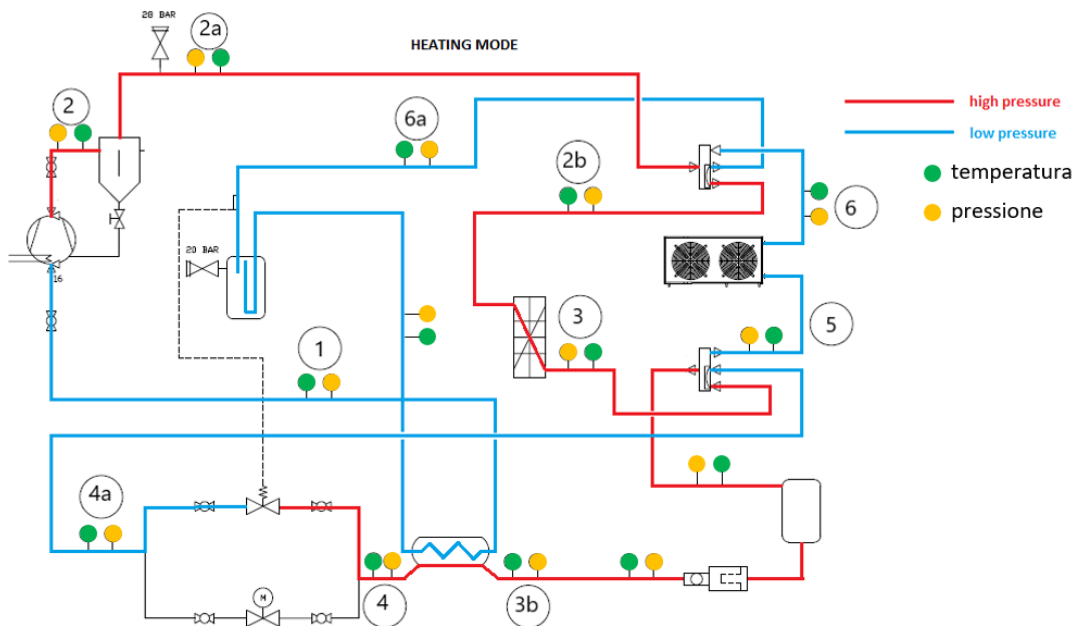
Come evidenziato anche nel caso precedente con funzionamento in modalità pompa di calore, la scelta più opportuna consiste nell'adottare un compressore di taglia maggiore che permette anche il raggiungimento di capacità frigorifere più elevate di quella nominale. Si è quindi confermata la scelta di sostituire il compressore esistente Dorin® H200CC con il compressore Frascold® B1.5-9.1AXY. I risultati del confronto tra i dati sperimentali ottenuti con R134a e compressore Dorin® H200CC e i valori ottenuti dal modello con il compressore Frascold® B1.5-9.1AXY installato nel Prototipo #1 sono riportati in Tabella 5.16 (funzionamento in modalità chiller).

**Tabella 5.16. Confronto tra i dati misurati con R134a (compressore Dorin® H200CC) nelle condizioni di progetto e i valori ottenuti dal modello con R1234ze(E) (compressore Frascold® B1.5-9.1AXY).**

	<b>DATI SPERIMENTALI ENEA - R134a</b>	<b>RISULTATI DEL MODELLO - R1234ze(E)</b>
Compressore	Dorin – H200CC	Frascold - B1.5-9.1AXY
Spostamento volumetrico [m <sup>3</sup> /h]	8,47	8,96
$f_{comp}$ [Hz]	50	50
$t_{evap}$ [°C]	1,30	1,36
$t_{cond}$ [°C]	48,10	48,62
$Q_{evap}$ [kW]	3,65	3,54
$Q_{cond}$ [kW]	4,58	4,48
$P_{el,comp}$ [kW]	1,34	1,10
$COP_{comp}$ [-]	2,72	3,22

**5.6 Nuova configurazione della macchina e installazione degli strumenti di misura**

In conclusione, ad eccezione del compressore che deve essere sostituito, i risultati dell’analisi hanno dimostrato che non sono necessari altri cambiamenti nel Prototipo #1 per sostituire il fluido R134a con R1234ze(E). Nelle medesime condizioni di progetto, sostituendo il compressore, si ottengono le stesse capacità termiche e frigorifere e inoltre un miglioramento del COP (o ERR). La geometria degli scambiatori di calore può essere mantenuta inalterata. Lo schema di impianto rimane quindi invariato. Nelle Fig. 5.3 e 5.4 sono riportati gli schemi di impianto con evidenziati i punti di misura (pressione e temperatura) necessari per la caratterizzazione del ciclo termodinamico della macchina durante i test che verranno fatti in camera climatica.



**Figura 5.3. Schema d’impianto in modalità pompa di calore. Sono evidenziati i punti di misura necessari per la pressione e la temperatura del refrigerante.**

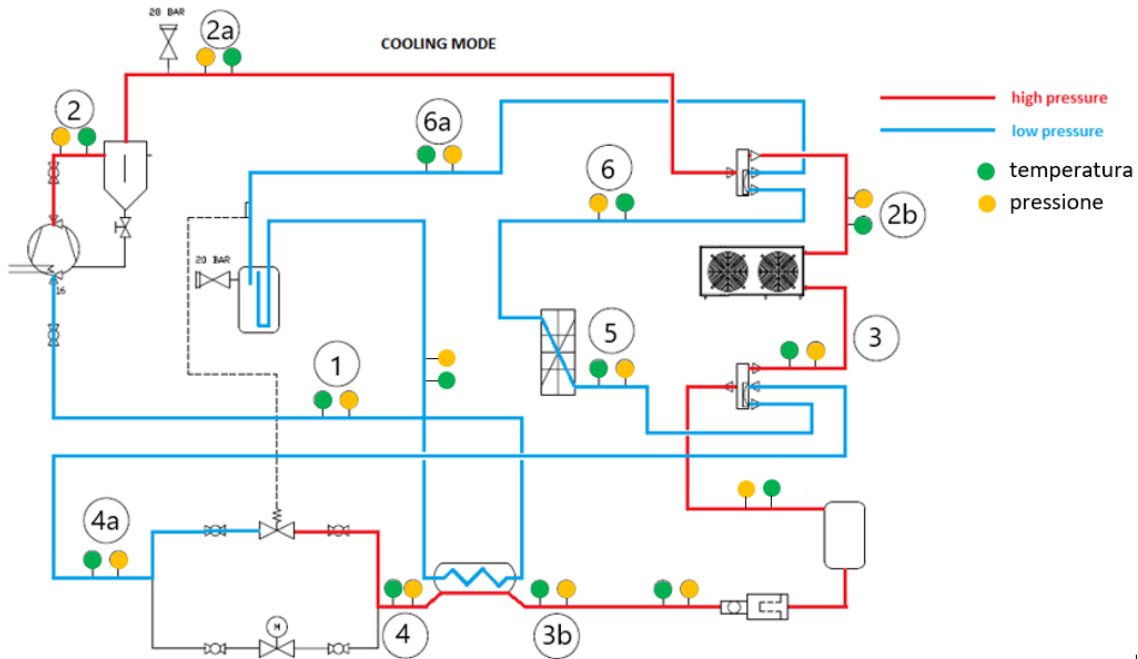


Figura 5.4. Schema d'impianto in modalità chiller. Sono evidenziati i punti di misura necessari per la pressione e la temperatura del refrigerante.

## 6 Progettazione della pompa di calore (Prototipo #2) operante con R410A e suoi sostituti

Si vogliono ora determinare le modifiche necessarie da apportare al Prototipo #2 (inizialmente progettato per operare con R290) in modo da poter utilizzare come fluidi operativi R410A, R452B e R454B. Dalle specifiche di progetto si dovrà utilizzare un compressore di tipo alternativo semiermetico (guidato da inverter) e inoltre la macchina operante con questi tre fluidi dovrà essere in grado di garantire (nelle condizioni nominali) una simile capacità in riscaldamento e in raffreddamento rispetto al Prototipo #1 funzionante con R134a.

### 6.1 Condizioni di progetto

Le condizioni di progetto alle quali viene eseguita l'analisi in modalità pompa di calore e macchina frigorifera sono riportate in Tabella 6.1.

**Tabella 6.1. Condizioni di progetto (input per il modello) per il Prototipo #2 in modalità pompa di calore (a sinistra) e chiller (a destra) con i fluidi R410A, R452B e R454B.**

POMPA DI CALORE		CHILLER	
Input	Valori	Input	Valore
Fluido operativo	R410A, R452B, R454B	Fluido operativo	R410A, R452B, R454B
$SH$ [°C]	6	$SH$ [°C]	6
$SC$ [°C]	3	$SC$ [°C]	3
$t_{air}$ [°C]	7	$t_{air}$ [°C]	30
$t_{w,in}$ [°C]	25	$t_{w,in}$ [°C]	12
$f_{comp}$ [Hz]	50	$f_{comp}$ [Hz]	50

## 6.2 Scelta del compressore

Il Prototipo #2 era stato inizialmente progettato per operare con propano e presenta lo stesso schema d’impianto del Prototipo #1. Attualmente nel Prototipo #2 è installato un compressore semiermetico a pistoni dell’azienda Dorin®, modello HEX150CC. Le principali caratteristiche geometriche sono riportate in Tabella 6.2.

**Tabella 6.2. Caratteristiche geometriche del compressore Dorin® HEX150CC.**

Modello	N° pistoni	Corsa [mm]	Alesaggio [mm]	Spostamento volumetrico a 50 Hz [m <sup>3</sup> /h]	Spostamento volumetrico a 60 Hz [m <sup>3</sup> /h]
HEX150CC	2	28	42	6,75	8,10

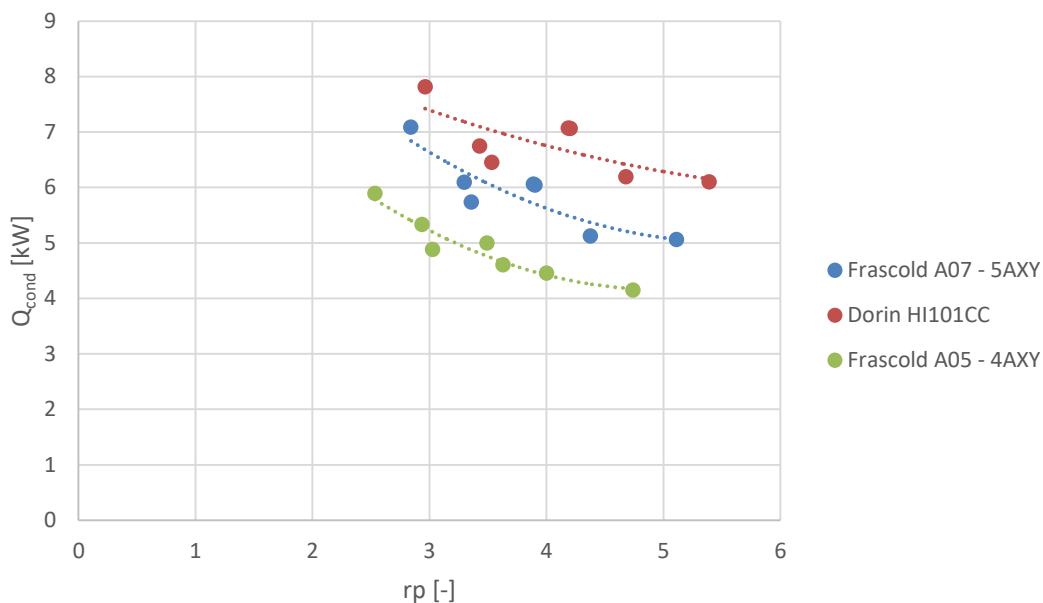
Nell’adeguare il funzionamento della pompa di calore invertibile ai tre nuovi fluidi vanno tenute in considerazione le differenti proprietà termodinamiche tra il fluido R290 e il refrigerante R410A (preso come riferimento per i tre nuovi fluidi). A parità di pressione e in condizioni di vapore saturo, la densità del propano risulta circa un terzo comparata con quella di R410A. Per questo, a parità di capacità della pompa di calore, la taglia del compressore richiesta per il funzionamento con R410A risulta minore. Si rende quindi necessaria la sostituzione del compressore Dorin® HEX150CC con un nuovo compressore della stessa tipologia (alternativo e semiermetico) ma di taglia inferiore allo scopo di mantenere la potenza termica della pompa di calore in condizioni di progetto intorno a 4 kW. Il nuovo compressore, dovendo operare anche con le miscele R452B e R454B, classificate A2L, sarà selezionato in versione ATEX. La scelta del compressore è stata fatta andando a simulare il funzionamento della macchina con il modello precedentemente sviluppato e considerando tre diversi compressori disponibili in commercio:

1. Compressore Dorin® HI101CC, spostamento volumetrico a 50 Hz pari a 5,53 m<sup>3</sup>/h;
2. Compressore Frascold® A07-5AXY, spostamento volumetrico a 50 Hz pari a 4,93 m<sup>3</sup>/h;
3. Compressore Frascold® A05-4AXY, spostamento volumetrico a 50 Hz pari a 3,95 m<sup>3</sup>/h.

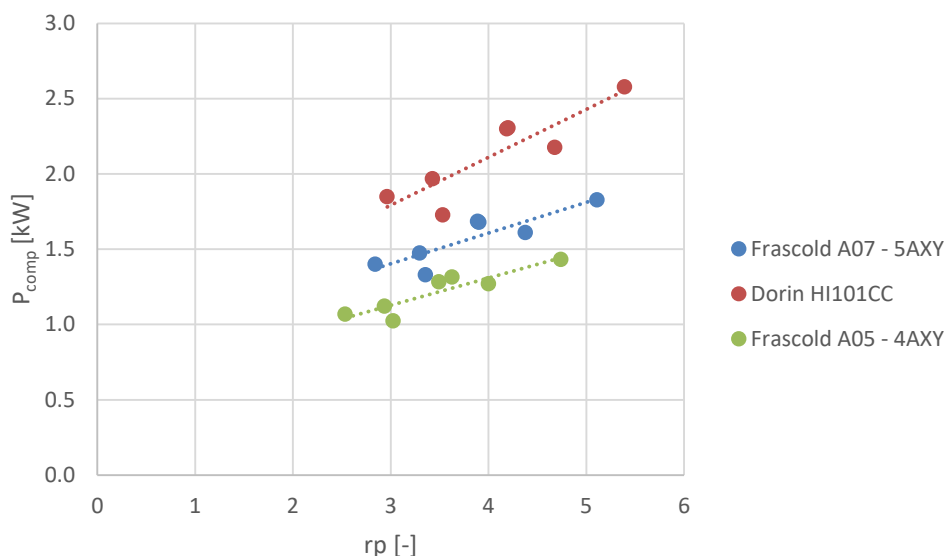
Come condizioni di progetto alle quali simulare il funzionamento del Prototipo #2 in modalità pompa di calore con i tre diversi compressori sono state considerate le condizioni indicate in Tabella 6.3. La maggior parte di queste condizioni corrispondono a quelle adottate durante le prove sperimentali in camera climatica presso ENEA con il Prototipo #1 e il fluido R134a. La frequenza del compressore è pari a 50 Hz, con livelli di surriscaldamento e sottoraffreddamento rispettivamente di 6 °C e 3 °C. Si considera come fluidi di riferimento per il confronto tra i tre compressori il refrigerante R410A. I risultati ottenuti dalle simulazioni sono riportati nelle Figure 6.1-6.3.

**Tabella 6.3. Condizioni operative utilizzate per la simulazione del funzionamento del Prototipo #2 con i tre compressori in modalità pompa di calore.**

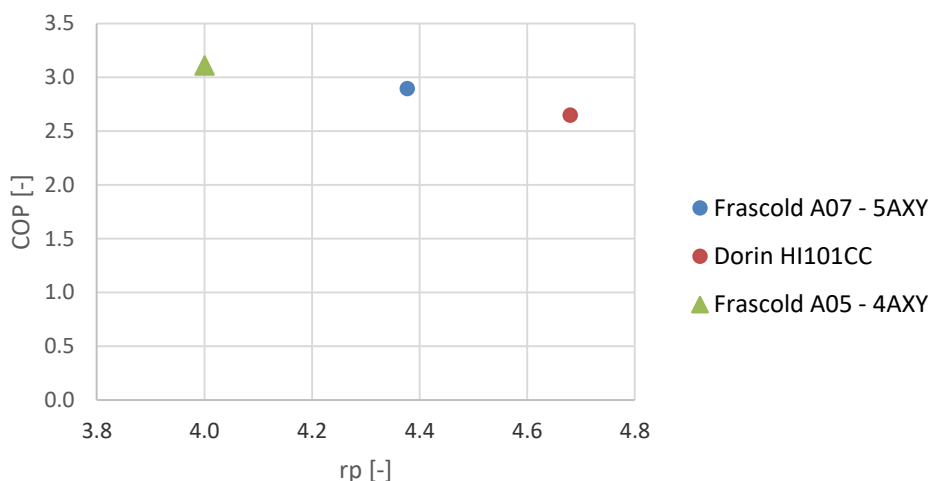
n° prova	$t_{cc}$ [°C]	$t_{w,out}$ [°C]	$G_w$ [kg/h]	$t_{w,in}$ [°C]
1	7	30	-	25
2	12	35	572	-
3	12	45	595	-
4	7	45	-	40
5	12	45	530	-
6	15	25	-	20
7	7	55	-	50



**Figura 6.1. Potenza termica resa al condensatore in funzione del rapporto di pressione per i diversi modelli di compressore considerati.**



**Figura 6.2. Potenza elettrica assorbita dal compressore in funzione del rapporto di pressione per i diversi modelli di compressore considerati.**



**Figura 6.3. COP calcolato nelle condizioni specifiche della prova n°4 per diversi tipi di compressore.**

Dall’analisi condotta si nota come la scelta più appropriata in termini di potenza scambiata al condensatore è costituita dal compressore Frascold® A05-4AXY. Adottando questo modello si permette il funzionamento della pompa di calore nell’intorno della potenza di progetto pari a 4 kW. Considerando la Fig. 6.3, nella condizione di prova n°4, si può vedere come il Prototipo #2 con il compressore Frascold® A05-4AXY presenta il valore di COP più elevato. Bisogna però considerare che il confronto è stato fatto a parità di numero di giri del compressore e lasciando invariate le geometrie degli scambiatori. Quindi, essendo la cilindrata dei compressori diversa, la potenza termica resa al condensatore nei tre casi considerati sarà anch’essa diversa come pure le temperature di evaporazione e condensazione. Infatti con il compressore Frascold® A05-4AXY si ottengono 4.45 kW al condensatore, con il compressore Frascold® A07-5AXY si ottengono 5.12 kW mentre con il compressore Dorin® HI101CC si ottengono 6.19 kW (Fig. 6.1).

### 6.2.1 Scelta dell’inverter

Anche in questo caso si è scelto di equipaggiare il compressore con un inverter al fine di analizzare il funzionamento dell’impianto ai carichi parziali. L’inverter è stato scelto a partire dai dati del compressore Frascold® A05-4AXY ed in particolare si sono ricercate le seguenti caratteristiche nell’inverter:



- Metodo di controllo U/f (tensione/frequenza);
- Corrente di uscita continuativa dell'inverter pari alla massima corrente di funzionamento del motore elettrico (MRA) moltiplicata per 1.1 o superiore;
- Frequenza minima del compressore 30 Hz;
- Frequenza massima del compressore 87 Hz;
- Frequenza di commutazione uguale o maggiore a 4 kHz;
- Corrente di picco all'avvio pari a 2 volte la corrente nominale;
- Massima rampa da 0 Hz alla minima frequenza pari a 1 secondo;
- Minima rampa dalla minima alla massima frequenza e viceversa pari a 15 secondi.

Considerando i requisiti elencati, si è optato per l'inverter Danfoss® modello VLT Automation Drive FC302P3K0T5 di cui vengono riportate nella Tabella 6.4 le principali caratteristiche.

**Tabella 6.4. Caratteristiche dell'inverter Danfoss® FC302P3K0T5**

Modello	Tensione di alimentazione [V]	Frequenza di alimentazione [Hz]	Potenza tipica all'albero [kW]	Corrente in ingresso massima [A]	Corrente in uscita [A]	Frequenza in uscita [Hz]	Rendimento
FC302P3K0	380-500	50	3,0	6,5	7,2	0-590	0,97

### 6.3 Verifiche sulla compatibilità degli altri componenti d'impianto

I due prototipi di pompe di calore sono costituiti, a meno del compressore, dagli stessi componenti. Per questo motivo valgono le considerazioni fatte precedentemente nella Sez. 5.3. Non si riscontra alcuna incompatibilità tra i nuovi refrigeranti e i materiali che compongono l'impianto. L'unico componente che richiede una verifica più specifica è costituito dalla valvola di espansione elettronica che verrà analizzata in dettaglio nel paragrafo 6.3.1. In Tabella 6.5 sono riportati i valori massimi di temperatura e pressione operativa per i componenti d'impianto.

**Tabella 6.5. Limiti operativi per i componenti d'impianto.**

Componente	$p_{max}$ [bar]	$t_{max}$ [°C]
Compressore A05-4AXY	30	n.d.
Separatore d'olio	45	130
Valvola a 4 vie	47	120
Scambiatore rigenerativo	28	120
Scambiatore a piastre	31	185
Separatore di liquido	34	120
Ricevitore di liquido	33	120

A differenza di quanto visto nel caso di R1234ze(E), i valori riportati in Tabella 6.5 limitano parzialmente il funzionamento della macchina. Utilizzando infatti fluidi a più alta pressione, è necessario che questa non ecceda la massima pressione ammissibile per i vari componenti dell'impianto. Il vincolo sul valore massimo di pressione è dettato dal compressore (30 bar) dato che lo scambiatore rigenerativo (28 bar) può essere eventualmente sostituito con uno scambiatore in grado di operare a pressione maggiore. Non sarà perciò possibile lavorare a temperature di condensazione superiori a 49 °C nel caso di R410A. Il compressore, oltre a limitare l'operatività dell'impianto dal punto di vista delle pressioni massime, ne limita il funzionamento

anche a causa della massima corrente che può essere assorbita (che si traduce in una potenza massima assorbita del motore elettrico pari a 1570 W). Vengono perciò riportate in seguito le Tabelle 6.6 e 6.7. In queste tabelle si sono considerate le condizioni operative realizzate in camera climatica con il Prototipo #1 e il fluido R134a e, utilizzando il modello, si sono determinate la pressione di condensazione e la potenza al compressore che si otterrebbero con il Prototipo #2 funzionante a R410A nelle medesime condizioni. I valori fanno riferimento al funzionamento dell'impianto con R410A che risulta il fluido più critico in termini di pressione di esercizio e potenza assorbita al compressore. Le righe evidenziate in rosso costituiscono le prove più critiche da eseguire con i nuovi fluidi e in particolare con il refrigerante R410A. Per i vincoli imposti dal compressore in termini di pressione massima ammissibile e potenza massima assorbita non sarà possibile eseguire le prove evidenziate in rosso con le tre miscele.

**Tabella 6.6. Pressione di condensazione e potenza assorbita al compressore nel caso del Prototipo #2 funzionante in modalità pompa di calore con R410A. I valori in rosso evidenziano il superamento delle condizioni di massima pressione o di massima potenza del motore elettrico.**

n° prova	$f_{comp}$ [Hz]	$t_{w,in}$ [°C]	$t_{w,out}$ [°C]	$G_w$ [kg/h]	$t_{cc}$ [°C]	$p_2$ [bar]	$P_{comp}$ [kW]
1	50	30	35	-	7	< 30	<1,57
2	50	-	35	700	12	< 30	<1,57
3	50	-	35	700	2	< 30	<1,57
4	50	-	35	700	-7	< 30	<1,57
5	50	40	45	-	7	< 30	<1,57
7	50	-	45	595	2	< 30	<1,57
8	50	-	45	595	-7	< 30	<1,57
9	50	-	45	595	12	< 30	<1,57
10	50	25	30	-	7	< 30	<1,57
11	50	-	35	700	-15	< 30	<1,57
12	60	30	35	-	7	< 30	<1,57
13	60	-	35	770	2	< 30	<1,57
14	60	-	35	770	-15	< 30	<1,57
15	60	-	35	770	-15	< 30	<1,57
16	60	-	35	770	12	< 30	<1,57
17	40	30	35	-	7	< 30	<1,57
18	40	-	35	570	2	< 30	<1,57
19	40	-	35	570	-7	< 30	<1,57
20	40	-	35	700	15	< 30	<1,57
21	40	-	35	572	12	< 30	<1,57
22	50	-	45	595	-15	< 30	<1,57
23	60	40	45	-	7	< 30	<1,57
24	60	-	45	700	2	< 30	<1,57
25	60	-	45	700	-7	< 30	<1,57
26	60	-	45	700	-15	< 30	<1,57
27	60	-	45	700	12	< 30	1,61
28	40	40	45	-	7	< 30	<1,57
29	40	-	45	533	-7	< 30	<1,57
30	40	-	45	533	-15	< 30	<1,57
31	40	-	45	530	12	< 30	<1,57

**Tabella 6.7. Pressione di condensazione e potenza assorbita al compressore nel caso del Prototipo #2 funzionante in modalità chiller con R410A. I valori in rosso evidenziano il superamento delle condizioni di massima pressione o di massima potenza del motore elettrico.**

n° prova	$f_{comp}$ [Hz]	$t_{w,in}$ [°C]	$t_{w,out}$ [°C]	$G_w$ [kg/h]	$t_{cc}$ [°C]	$p_2$ [bar]	$P_{comp}$ [kW]
1	50	23	18	-	35	35	1,7
2	50	12	7	-	35	31,7	<1,57
3	50	-	7	590	27	< 30	<1,57
4	50	-	18	850	27	30,7	<1,57
5	50	13	7	-	30	< 30	<1,57
6	50	-	7	590	25	< 30	<1,57
7	50	-	7	590	20	< 30	<1,57
8	50	13,5	8,5	-	30	< 30	<1,57
9	50	15	10	-	25	< 30	<1,57
10	50	16,5	11,5	-	20	< 30	<1,57

### 6.3.1 Valvola di espansione elettronica

La valvola di espansione elettronica attualmente presente nell'impianto è la medesima descritta in Sez. 5.3.1 (modello E2V11BSF00 prodotto dell'azienda Carel®). Nella Tabella 6.8 vengono riportate le principali caratteristiche tecniche.

**Tabella 6.8. Caratteristiche tecniche della valvola Carel® E2V11BSF00.**

Modello	Tipologia	MWP [barg]	MOPD [bar]	Temperatura refrigerante [°C]	Temperatura ambiente [°C]	Refrigeranti
E2V11BSF00	ermetica, bidirezionale, applicazioni standard, saldata	45(UL) 60(PED)	35	-40÷70	-30÷70	R1234ze, R134a, R22, R404A, R407C, R407H, R410A, R417A, R427A, R448A, R449A, R450A, R507A, R452A, R513A, R744, R1234yf, R32, R290, R600, R600a, R452B, R454A, R454B, R454C, R455A

I refrigeranti di interesse in questo studio compaiono tra i fluidi compatibili con il modello di valvola e inoltre anche in termini di pressione di esercizio, differenza di pressione ai capi della valvola, temperatura del refrigerante e temperatura ambiente non si riscontrano problemi. Ciò che rimane da verificare è la taglia della valvola che deve risultare appropriata per il funzionamento dell'impianto con i nuovi fluidi. La verifica viene fatta seguendo la procedura già descritta nella Sez. 5.3.1.

Si riscontra che la valvola attualmente installata sul Prototipo #2 risulta verificata anche per l'impiego con le miscele R410A, R452B e R454B.

### 6.4 Previsione delle prestazioni della macchina in modalità pompa di calore

Vengono di seguito riportati nella Tabella 6.9 i dati di progetto (grandezze di input) per la stima delle prestazioni del Prototipo #2 con il compressore Frascold® A05-4AXY nella modalità pompa di calore. I risultati delle simulazioni ottenuti utilizzando il modello presentato nella Sez. 3 del presente report sono riportati in Tabella 6.10 per tutti e tre i fluidi di interesse.

**Tabella 6.9. Condizioni di progetto (input per il modello) utilizzate per la simulazione delle prestazioni del Prototipo #2 in modalità pompa di calore (compressore Frascold® A05-4AXY).**

POMPA DI CALORE	
Input	Valori
Fluido operativo	R410A, R452B, R454B
$SH$ [°C]	6
$SC$ [°C]	3
$t_{air}$ [°C]	7
$t_{w,in}$ [°C]	25
$f_{comp}$ [Hz]	50

**Tabella 6.10. Prestazioni calcolate dal modello con il Prototipo #2 funzionante in modalità pompa di calore (compressore Frascold® A05-4AXY).**

	R410A	R452B	R454B
$t_{evap}$ [°C]	-6,38	-5,64	-5,47
$t_{cond}$ [°C]	31,35	30,56	30,40
$Q_{evap}$ [kW]	3,80	3,70	3,67
$Q_{cond}$ [kW]	4,67	4,53	4,49
$P_{el,comp}$ [kW]	1,03	0,98	0,97
$COP_{comp}$ [-]	4,53	4,62	4,63
$\dot{m}_f$ [g/s]	20,52	16,80	16,33
$\eta_g$ [-]	0,69	0,69	0,69
$\dot{m}_w$ [kg/s]	0,224	0,216	0,216
$t_{w,out}$ [°C]	29,98	30,01	29,97
$\rho_{asp}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	22,04	18,09	17,64

Dai risultati riportati in Tabella 6.10, per tutte e tre le miscele considerate (R410A e i suoi possibili sostituti R452B e R454B) non si osservano significative variazioni in termini di potenza termica al condensatore e di COP della pompa di calore. In particolare, la potenza termica ceduta al condensatore, comparata al valore ottenuto con il fluido R410A, si riduce rispettivamente del 3 e 4% con i refrigeranti R452B e R454B. Il COP previsto per la macchina operante con R452B e R454B è invece superiore circa del 2% rispetto al caso con R410A. Lo scostamento maggiore che si registra tra il funzionamento con R410A e con le nuove miscele è legato alla portata elaborata dal compressore. Si riscontra infatti un calo del 18% nel caso dell'R452B e del 20% nel funzionamento con R454B. Questo effetto è causato dalle proprietà termodinamiche dei nuovi

fluidi R452B e R454B, che comparati all'R410A, presentano una densità all'aspirazione ridotta rispettivamente del 18 e 20%. Nonostante la diminuzione marcata della portata circolante nell'impianto, i valori dei flussi termici a condensatore ed evaporatore rimangono pressoché invariati in quanto l'effetto legato alla riduzione della portata è compensato da un incremento del calore latente, mediamente maggiore del 20% rispetto al valore associato a R410A.

### 6.5 Previsione delle prestazioni della macchina in modalità chiller

Considerando il funzionamento della macchina nel periodo estivo si presenta il confronto tra le prestazioni ottenute tra il fluido R410A e i fluidi R452B e R454B a parità di condizioni operative.

**Tabella 6.11. Condizioni di progetto (dati di input per il modello) utilizzate per la simulazione delle prestazioni del Prototipo #2 in modalità chiller (compressore Frascold® A05-4AXY).**

CHILLER	
Input	Valori
Fluido operativo	R410A, R452B, R454B
$SH$ [°C]	6
$SC$ [°C]	3
$t_{air}$ [°C]	30
$t_{w,in}$ [°C]	12
$f_{comp}$ [Hz]	50

**Tabella 6.12. Prestazioni calcolate dal modello con il Prototipo #2 funzionante in modalità chiller (compressore Frascold® A05-4AXY).**

	R410A	R452B	R454B
$t_{evap}$ [°C]	1,95	2,29	2,40
$t_{cond}$ [°C]	46,74	45,97	45,83
$Q_{evap}$ [kW]	4,00	3,88	3,86
$Q_{cond}$ [kW]	5,13	4,96	4,92
$P_{el,comp}$ [kW]	1,36	1,29	1,27
$EER_{comp}$ [-]	2,94	3,01	3,04
$\dot{m}_f$ [g/s]	24,77	19,85	19,28
$\eta_g$ [-]	0,67	0,67	0,67
$\dot{m}_w$ [kg/s]	0,195	0,183	0,183
$t_{w,out}$ [°C]	7,11	6,94	6,98
$\rho_{asp}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	29,87	24,09	23,43

In modo simile a quanto fatto per il caso di funzionamento in pompa di calore, si è utilizzato il modello della macchina per predire le prestazioni del Prototipo #2 funzionante in modalità chiller (produzione di acqua fredda per la climatizzazione estiva) con i tre refrigeranti R410A, R452B e R454B. Vengono riportati nella Tabella 6.11 le grandezze di input (dati di progetto) per la verifica delle prestazioni del Prototipo #2 con il compressore Frascold® A05-4AXY nella modalità chiller. I risultati (output) delle simulazioni sono riportati in Tabella 6.12 considerando come condizioni di input le grandezze in Tabella 6.11. L'analisi è stata condotta per tutti e tre i fluidi di interesse.

Le considerazioni fatte nel caso del Prototipo #2 operante come pompa di calore valgono anche per la modalità chiller. Non si osservano significative variazioni in seguito alla sostituzione del refrigerante R410A con le nuove miscele a più basso GWP. In particolare la potenza frigorifera all'evaporatore, comparata al valore ottenuto con il fluido R410A, diminuisce rispettivamente del 3% e 4% con i refrigeranti R452B e R454B. Lo scostamento maggiore che si osserva tra il funzionamento con R410A e le nuove miscele è dovuto alla minore portata elaborata dal compressore. Si riscontra infatti un calo del 19% nel caso di R452B e del 22% nel funzionamento con R454B: questo è dovuto alla minore densità all'aspirazione del compressore, ridotta rispettivamente del 18 e 20%. Nonostante la diminuzione della portata di refrigerante circolante nell'impianto, i flussi termici scambiati rimangono all'incirca costanti in quanto R452B e R454B presentano un calore latente mediamente maggiore del 20 % rispetto a R410A. Con i nuovi fluidi ci si attende un valore di EER superiore del 2-3% rispetto al caso con R410A.

### 6.6 Nuova configurazione della macchina e installazione degli strumenti di misura

L'analisi ha evidenziato che per poter utilizzare il Prototipo #2 con i fluidi R410A, R452B e R454 è necessaria la sostituzione del compressore e del suo inverter. La geometria degli scambiatori di calore può invece essere mantenuta invariata. Con questa nuova configurazione si ottiene una macchina che in termini di potenza termica resa in modalità pompa di calore e di capacità frigorifera in modalità chiller presenta valori simili al Prototipo #1 operante con R1234ze(E). Questo consentirà un confronto tra le due macchine durante i test in camera climatica.

Lo schema d'impianto rimane invariato. Utilizzando fluidi a più alta pressione è richiesto l'innalzamento del livello di intervento del pressostato di alta pressione a 30 bar per permettere il raggiungimento della temperatura di 45 °C dell'acqua in uscita dal condensatore. Nella Fig. 6.4 e nella Fig. 6.5 sono riportati gli schemi d'impianto nel caso di funzionamento in modalità pompa di calore e in modalità chiller con evidenziati i punti di misura (pressione e temperatura) necessari per la caratterizzazione del ciclo termodinamico della macchina durante i test che verranno fatti in camera climatica.

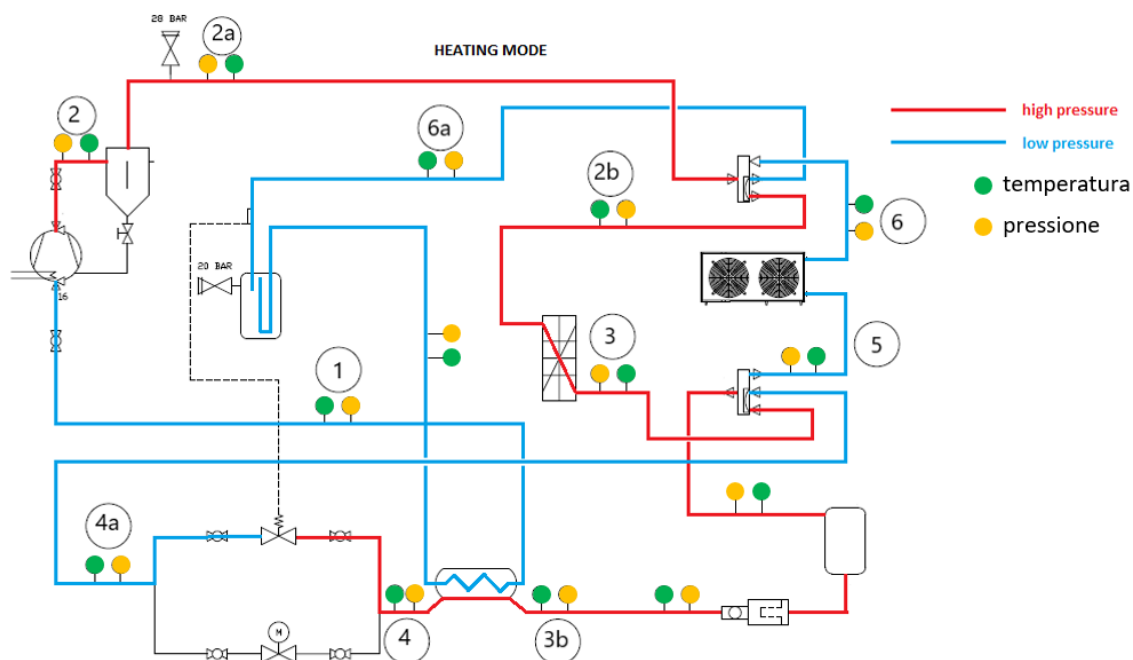


Figura 6.4. Schema di impianto in modalità pompa di calore. Sono evidenziati i punti di misura necessari per la pressione e la temperatura del refrigerante.

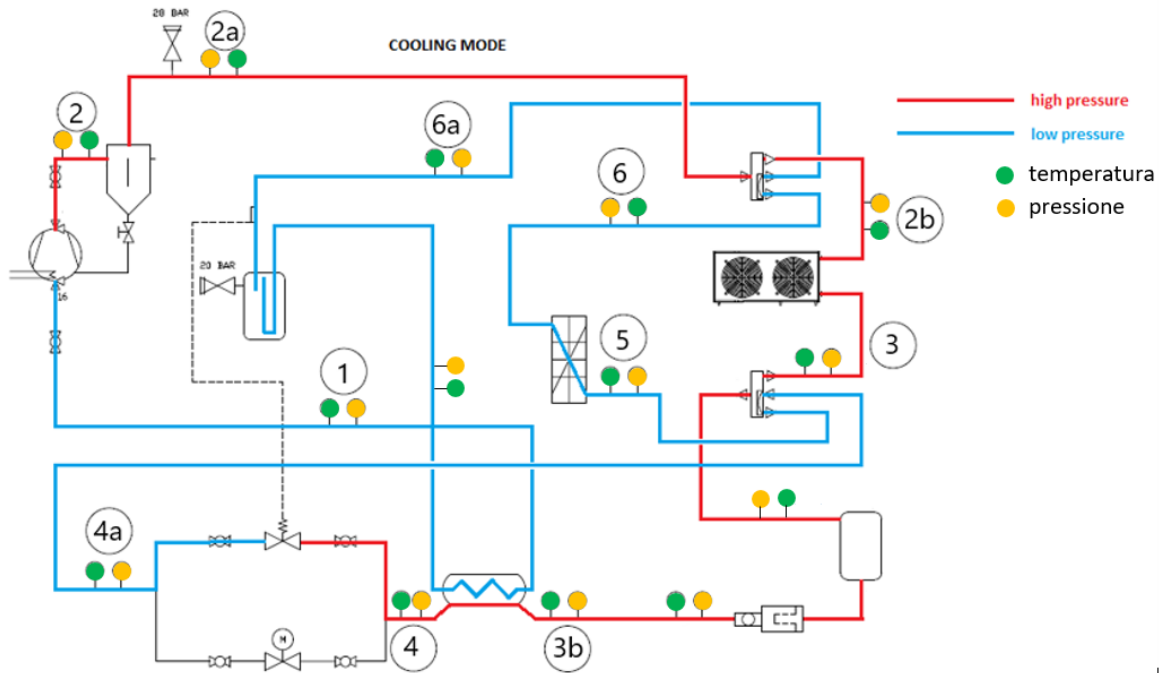


Figura 6.5. Schema di impianto in modalità chiller. Sono evidenziati i punti di misura necessari per la pressione e la temperatura del refrigerante.

## 7 Conclusioni

In questo report sono stati presentati i risultati dell'attività di ricerca condotta presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova che ha avuto come scopo la progettazione e la modellazione di due prototipi di pompe di calore invertibili aria-acqua (per applicazioni domestiche) operanti con fluidi a basso *Global Warming Potential* (GWP).

Partendo da due prototipi di pompe di calore disponibili presso ENEA – Casaccia, si sono modellizzate le due macchine in modo da ottenere due pompe di calore aventi stessa capacità nominale in riscaldamento e in raffreddamento ma in grado di operare con nuovi fluidi sintetici a basso GWP. In particolare, per il prototipo originariamente funzionante con R134a (Prototipo #1), sono state determinate le modifiche necessarie per utilizzare R1234ze(E) ( $GWP_{100\text{-years}} < 1$ ) mentre, per il prototipo originariamente funzionante con propano (Prototipo #2), sono stati individuati i necessari cambiamenti per poter operare con i seguenti tre fluidi: R410A ( $GWP_{100\text{-years}} = 1923$ ), R452B ( $GWP_{100\text{-years}} = 676$ ) e R454B ( $GWP_{100\text{-years}} = 467$ ).

Per la riprogettazione delle due macchine si è quindi realizzato in codice Matlab® un modello fisico della pompa di calore che permette di valutare l'effetto dei principali componenti (compressore, scambiatori di calore) e del refrigerante impiegato sulle prestazioni della pompa di calore, consentendo di operare una scelta sui componenti che devono essere modificati.

I risultati principali possono essere riassunti nei seguenti punti.

- Il modello della pompa di calore è stato validato a partire dai dati sperimentali ottenuti in precedenza da ENEA con R134a (Report RdS/PAR2013/164). Confrontando i risultati delle simulazioni con i dati sperimentali durante il funzionamento in modalità pompa di calore e in modalità chiller, si sono osservate deviazioni intorno al 2% per quanto riguarda sia la capacità (in riscaldamento/raffrescamento) sia i coefficienti prestazionali della macchina.

- Si è analizzata la configurazione attuale dei due prototipi di pompa di calore procedendo con l'identificazione di tutti i componenti presenti e delle loro specifiche tecniche. Come condizioni di design per le macchine operanti con i nuovi fluidi si sono mantenute le medesime condizioni operative adottate in precedenza con R134a, per consentire un confronto con i dati già disponibili.

- Si sono quindi valutati i cambiamenti necessari per l'impiego dei nuovi fluidi. Le principali modifiche riguardano i compressori e i relativi inverter. La geometria degli scambiatori di calore è stata verificata e può essere mantenuta invariata. Considerando i prodotti attualmente disponibili sul mercato e la capacità desiderata per le due macchine, sono stati scelti i due nuovi compressori (di tipo alternativo semiermetico e guidati da inverter) da installare sui prototipi.

- Nel caso del Prototipo #1 che dovrà operare con R1234ze(E), dai risultati ottenuti dal modello si è individuato il compressore Frascold® B1.5-9.1AXY guidato dall'inverter Danfoss® VLT Automation Drive FC-302P4K0T5. In funzionamento pompa di calore (60 Hz, temperatura dell'aria esterna 7 °C e produzione di acqua calda 40 °C/45 °C), la potenza termica stimata al condensatore è pari a 4 kW. In modalità chiller (50 Hz, temperatura dell'aria esterna 30 °C e produzione di acqua fredda nell'intervallo di temperatura 13 °C/7 °C) la potenza frigorifera resa è pari a 3.6 kW. La capacità ottenuta, sia in riscaldamento che in raffreddamento, soddisfa i requisiti di progetto (dati con R134a) ed è inoltre stimato un aumento in termini di COP e EER.

- Nel caso del Prototipo #2 che dovrà operare con i fluidi R410A, R452B e R454B, dai risultati ottenuti dal modello si è individuato il compressore Frascold® A05-4AXY guidato dall'inverter Danfoss® VLT Automation Drive FC302P3K0T5. In funzionamento pompa di calore (50 Hz, temperatura dell'aria esterna 7°C e produzione di acqua calda 25 °C/30 °C), la potenza termica fornita al condensatore è stimata intorno al valore di 4.5 kW per tutti e tre i refrigeranti. In modalità chiller (50 Hz, con temperatura dell'aria esterna 30 °C e produzione di acqua fredda 12 °C/7 °C) la potenza termica all'evaporatore calcolata è di circa 4 kW.



I risultati ottenuti nel presente lavoro consentono di adeguare gli impianti esistenti e far partire la campagna sperimentale con i nuovi fluidi. Le future attività di ricerca riguarderanno la validazione del modello della pompa di calore a partire dai dati sperimentali che saranno ottenuti con i nuovi refrigeranti.

## 8 Riferimenti bibliografici

1. EurObserv'ER consortium. The state of renewable energies in Europe, 19th Ed., EurObserv'ER Report (2019). <https://www.isi.fraunhofer.de/content/dam/isi/dokumente/ccx/2020/The-state-of-renewable-energies-in-Europe-2019.pdf>
2. G. Myhre et al., "Anthropogenic and Natural Radiative Forcing", Climate Change 2013: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change (2013). Stocker, T.F., et al. (Eds.), Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA.
3. E.W. Lemmon, I.H. Bell, M.L. Huber, M.O. McLinden, NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties (REF-PROP), Version 10.0 (2018). National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg (USA)
4. E. Navarro-Peris, J.M. Corberan, L. Falco, I. O. Martinez-Galvan, "New non-dimensional performance parameters for the characterization of refrigeration compressors", International Journal of Refrigeration, 36 (2013), pp. 1951-1964.
5. Pierre, B., 1982. Kylteknik, Allman Kurs. Inst. Mekanisk Va Rmeteor Och Kylteknik. KTH, Stockholm (in Swedish).
6. L. Friedel, "Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two phase pipe flow", European two phase flow group meeting, Paper E2, Ispra, Italia, 1979.
7. S.Z. Rouhani, "Subcooled void fraction", AB Atomenergi, Svezia, Rept. AWE-RTV-841, 1969.
8. S. W. Churchill, "Friction-Factor Equation Spans all Fluid-Flow Regimes", Chemical Engineering, 84 (1977), pp. 91-92.
9. V. Gnielinski, "On heat transfer in tubes", International Journal of Heat and Mass Transfer, 63 (2013), pp. 134-140.
10. A. Cavallini, D. Del Col, L. Doretti, M. Matkovic, L. Rossetto, C. Zilio, G. Censi, "Condensation in Horizontal Smooth Tubes: A New Heat Transfer Model for Heat Exchanger Design", Heat Transfer Engineering, 27(8) (2006), pp. 31-38.
11. D. G. Rich, "The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row, smooth plate fin-and-tube heat exchangers", ASHRAE Trans., vol. 79 (1973), pp. 137-145.
12. M. Abu Madi, R. A. Johns, M. R. Heikal, "Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers", International Journal of Refrigeration, vol. 21 (1998), No. 7, pp. 507-517.
13. K. E. Gungor, R. H. S. Winterton, "A general correlation for flow boiling in tubes and annuli", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 29 (1986), No. 3, pp. 351-358.
14. J.R. Thome, L. Wojtan, T. Ursenbacher, "Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I—A new diabatic two-phase flow pattern map", International Journal of Heat and Mass Transfer, 48 (2005), pp. 2955-2969.
15. J. L. Threlkeld, "Thermal Environmental Engineering", 2ed. (1970), New York USA: Prentice Hall Inc.
16. J. Wang, E. Hihara "Prediction of air coil performance under partially wet and totally wet cooling conditions using equivalent dry-bulb temperature method", International Journal of Refrigeration, 26 (2003), pp. 293-301.
17. V. D. Donowski, S. G. Kandlikar, "Correlating evaporation heat transfer coefficient of

- refrigerant R-134a in a plate heat exchanger”, Engineering Foundation Conference on Pool and Flow Boiling, Alaska, 2000.
18. R. L. Amalfi, F. Vakili-Farahani, J. R. Thome, “Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 2: Comparison of literature methods to database and new prediction methods”, International Journal of Refrigeration, 61 (2016), pp 185-203.
  19. H. Martin, “A theoretical approach to predict the performance of chevron-type heat exchangers”, Chemical Engineering and Processing, 35 (1996), pp. 301-310.
  20. R. L. Webb, “Convective Condensation of Superheated Vapor”, Journal of Heat Transfer, vol. 120 (2), 1998, pp. 418-421.
  21. G. A. Longo, G. Righetti, C. Zilio, “A new computational procedure for refrigerant condensation inside herringbone-type Brazed Plate Heat Exchangers”, International Journal of Heat and Mass Transfer, 82 (2015), pp. 530-536.
  22. ANSI/ASHRAE Standard 34 (2013), “Designation and Safety Classification of Refrigerants”

## 9 Nomenclatura

<i>A</i>	area, m <sup>2</sup>
<i>C</i>	capacità termica, kW K <sup>-1</sup>
<i>C<sub>im</sub></i>	coefficiente polinomiale per il calcolo della portata elaborata dal compressore
<i>C<sub>ip</sub></i>	coefficiente polinomiale per il calcolo della potenza assorbita al compressore
<i>CF</i>	fattore correttivo capacità valvola di espansione
<i>COP</i>	coefficient of performance
<i>D</i>	diametro, m
<i>Ė</i>	power consumption, kW
<i>Ė'</i>	non dimensional power consumption
<i>EER</i>	energy efficiency ratio
<i>F</i>	parametro utilizzato nel modello di Navarro-Peris
<i>f</i>	frequenza, Hz
<i>Ġ</i>	portata di acqua, kg h <sup>-1</sup>
<i>h</i>	entalpia specifica, kJ kg <sup>-1</sup>
<i>HTC</i>	coefficiente di scambio termico, W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
<i>k</i>	parametro utilizzato nel modello di Navarro-Peris
<i>K</i>	coefficiente globale di scambio termico, W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
<i>k'</i>	parametro utilizzato nel modello di Navarro-Peris
<i>L</i>	lunghezza, m
<i>ṁ</i>	portata massica, kg s <sup>-1</sup>
<i>ṁ'</i>	non dimensional mass flow rate
<i>N</i>	numero suddivisioni
<i>NTU</i>	numero di unità di trasporto
<i>P</i>	potenza, kW
<i>p</i>	pressione, kPa
<i>Q</i>	flusso termico, kW
<i>RATING</i>	capacità valvola di laminazione elettronica, kW
<i>rp</i>	rapporto di pressione
<i>SC</i>	sottoraffreddamento, °C

$SH$	surriscaldamento, °C
$t$	temperatura, °C
$t_o$	temperatura di evaporazione, °C
$t_c$	temperatura di condensazione, °C
$t_p$	temperatura di parete, °C
$T$	temperatura, K
$UR$	umidità relativa, %
$V$	spostamento volumetrico, $m^3 s^{-1}$
$x$	titolo di vapore
$\Delta h$	differenza di entalpia, $kJ kg^{-1}$
$\Delta H$	dislivello tra condensatore e valvola di laminazione, m
$\Delta p$	differenza di pressione, kPa
$\Delta t$	differenza di temperatura, °C

### **lettere greche**

$\varepsilon$	efficienza dello scambio termico
$\eta$	rendimento
$\lambda$	conducibilità termica, $W m^{-1} K^{-1}$
$\rho$	densità, $kg m^{-3}$

### **pedici**

<i>air</i>	aria
<i>asp</i>	aspirazione
<i>ass</i>	assorbita
<i>cond</i>	condensazione
<i>comp</i>	compressore
<i>C</i>	calcolato
<i>CC</i>	camera climatica
<i>condSH</i>	condensazione di vapore surriscaldato
<i>d</i>	desiderato
<i>deSH</i>	desurriscaldamento
<i>diss</i>	dissipato
<i>DO</i>	dry-out
<i>dry</i>	dry-out
<i>e</i>	esterno
<i>eff</i>	effettivo
<i>el</i>	elettrico
<i>elem</i>	elementino
<i>evap</i>	evaporazione
<i>f</i>	fluido
<i>g</i>	globale
<i>gas</i>	lato vapore
<i>H</i>	zona di alta pressione
<i>i</i>	interno
<i>in</i>	ingresso
<i>ing</i>	ingresso

<i>is</i>	isoentropico
<i>L</i>	zona di bassa pressione
<i>liq</i>	lato liquido
<i>max</i>	massimo
<i>min</i>	minimo
<i>ml</i>	media logaritmica
<i>mod</i>	modificata
<i>mwc</i>	media acqua all'evaporatore
<i>mwe</i>	media acqua al condensatore
<i>new</i>	nuova
<i>out</i>	uscita
<i>P</i>	Navarro-Peris
<i>r</i>	rango
<i>rig</i>	rigenerativo
<i>sat</i>	saturazione
<i>SC</i>	sottoraffreddamento
<i>sep</i>	separatori d'olio
<i>SH</i>	surriscaldamento
<i>suct</i>	aspirazione
<i>t</i>	tubo
<i>TOT</i>	totale
<i>valve</i>	valvola a 4 vie
<i>vap</i>	vaporizzazione
<i>vent</i>	ventilatore
<i>vol</i>	volumetrico
<i>w</i>	acqua
<i>z</i>	asse orizzontale

## 10 Appendice A: dettaglio dei risultati ottenuti dalle simulazioni

Tabella 10.1. Risultati delle simulazioni ottenuti nelle condizioni di design (Prototipo #1, compressore H200CC alla frequenza di 60 Hz) con R1234ze(E) in modalità pompa di calore.  $t_{air} = 6,9 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{w,in} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m}_w = 0,194 \text{ kg/s}$ ; sottoraffreddamento 9,7 K; surriscaldamento 7,8 K.

$m_f$ [g/s]	$Q_{evap}$ [kW]	$Q_{cond}$ [kW]	$P_{comp}$ [kW]
18,48	2,67	3,31	1,18

$t$ [°C]	valore	$p$ [bar]	valore
$t_1$	15,52	$p_1$	1,65
$t_2$	78,75	$p_2$	10,13
$t_{2a}$	71,02	$p_{2a}$	9,97
$t_{2b}$	67,70	$p_{2b}$	9,97
$t_3$	40,30	$p_3$	9,96
$t_{3b}$	37,23	$p_{3b}$	9,96
$t_4$	32,94	$p_4$	9,95
$t_{4a}$	-2,88	$p_{4a}$	1,95
$t_5$	-2,88	$p_5$	1,95
$t_6$	4,87	$p_6$	1,77
$t_{6a}$	8,72	$p_{6a}$	1,69

Tabella 20.2. Risultati delle simulazioni ottenuti nelle condizioni di design (Prototipo #1, compressore H200CC alla frequenza di 80 Hz) con R1234ze(E) in modalità pompa di calore.  $t_{air} = 6,9 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{w,in} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m}_w = 0,194 \text{ kg/s}$ ; sottoraffreddamento 9,7 K; surriscaldamento 7,8 K.

$m_f$ [g/s]	$Q_{evap}$ [kW]	$Q_{cond}$ [kW]	$P_{comp}$ [kW]
22,59	3,16	4,09	1,51

$t$ [°C]	valore	$p$ [bar]	valore
$t_1$	13,70	$p_1$	1,44
$t_2$	79,68	$p_2$	10,25
$t_{2a}$	73,04	$p_{2a}$	10,08
$t_{2b}$	69,89	$p_{2b}$	10,08
$t_3$	40,73	$p_3$	10,07
$t_{3b}$	39,59	$p_{3b}$	10,07
$t_4$	35,47	$p_4$	10,06
$t_{4a}$	-4,34	$p_{4a}$	1,84
$t_5$	-4,34	$p_5$	1,84
$t_6$	3,41	$p_6$	1,57
$t_{6a}$	7,10	$p_{6a}$	1,49

Tabella 10.3. Risultati delle simulazioni ottenuti nelle condizioni di design (Prototipo #1, compressore B1.5-9.1AXY alla frequenza di 60 Hz) con R1234ze(E) in modalità pompa di calore.  $t_{air} = 6,9 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{w,in} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m}_w = 0,194 \text{ kg/s}$ ; sottoraffreddamento 9,7 K; surriscaldamento 7,8 K.

$m_f$ [g/s]	$Q_{evap}$ [kW]	$Q_{cond}$ [kW]	$P_{comp}$ [kW]
21,82	3,07	4,04	1,20

$t$ [°C]	valore	$p$ [bar]	valore
$t_1$	14,22	$p_1$	1,48
$t_2$	83,80	$p_2$	10,22
$t_{2a}$	76,97	$p_{2a}$	10,07
$t_{2b}$	73,59	$p_{2b}$	10,07
$t_3$	40,65	$p_3$	10,05
$t_{3b}$	39,16	$p_{3b}$	10,05
$t_4$	35,04	$p_4$	10,04
$t_{4a}$	-4,13	$p_{4a}$	1,86
$t_5$	-4,13	$p_5$	1,86
$t_6$	3,73	$p_6$	1,61
$t_{6a}$	7,67	$p_{6a}$	1,53

Tabella 10.4. Risultati delle simulazioni ottenuti nelle condizioni di design (Prototipo #1, compressore H200CC alla frequenza di 60 Hz) con R1234ze(E) in modalità pompa di calore.  $t_{air} = 6,9 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{w,in} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m}_w = 0,194 \text{ kg/s}$ ; sottoraffreddamento 3 K; surriscaldamento 6 K.

$m_f$ [g/s]	$Q_{evap}$ [kW]	$Q_{cond}$ [kW]	$P_{comp}$ [kW]
19,55	2,72	3,35	1,16

$t$ [°C]	valore	$p$ [bar]	valore
$t_1$	14,75	$p_1$	1,66
$t_2$	73,23	$p_2$	9,10
$t_{2a}$	65,62	$p_{2a}$	9,05
$t_{2b}$	62,56	$p_{2b}$	9,05
$t_3$	43,26	$p_3$	9,05
$t_{3b}$	40,69	$p_{3b}$	9,05
$t_4$	35,91	$p_4$	9,05
$t_{4a}$	-2,41	$p_{4a}$	1,98
$t_5$	-2,41	$p_5$	1,98
$t_6$	3,58	$p_6$	1,79
$t_{6a}$	7,07	$p_{6a}$	1,70

Tabella 10.5. Risultati delle simulazioni ottenuti nelle condizioni di design (Prototipo #1, compressore H200CC alla frequenza di 50 Hz) con R1234ze(E) in modalità chiller.  $t_{air} = 29,72$  °C;  $t_{w,in} = 13,04$  °C;  $\dot{m}_w = 0,15$  kg/s; sottoraffreddamento 15 K; surriscaldamento 6 K.

$m_f$ [g/s]	$Q_{evap}$ [kW]	$Q_{cond}$ [kW]	$P_{comp}$ [kW]
18,91	2,89	3,66	1,08

$t$ [°C]	valore	$p$ [bar]	valore
$t_1$	15,60	$p_1$	2,11
$t_2$	77,30	$p_2$	9,24
$t_{2a}$	70,02	$p_{2a}$	9,07
$t_{2b}$	67,29	$p_{2b}$	9,05
$t_3$	31,17	$p_3$	9,02
$t_{3b}$	31,17	$p_{3b}$	9,02
$t_4$	28,14	$p_4$	9,01
$t_{4a}$	2,50	$p_{4a}$	2,37
$t_5$	2,50	$p_5$	2,37
$t_6$	8,29	$p_6$	2,36
$t_{6a}$	10,92	$p_{6a}$	2,14

Tabella 10.6. Risultati delle simulazioni ottenuti nelle condizioni di design (Prototipo #1, compressore H200CC alla frequenza di 70 Hz) con R1234ze(E) in modalità chiller.  $t_{air} = 29,72$  °C;  $t_{w,in} = 13,04$  °C;  $\dot{m}_w = 0,15$  kg/s.; sottoraffreddamento 15 K; surriscaldamento 6 K.

$m_f$ [g/s]	$Q_{evap}$ [kW]	$Q_{cond}$ [kW]	$P_{comp}$ [kW]
24,58	3,62	4,75	1,53

$t$ [°C]	valore	$p$ [bar]	valore
$t_1$	14,28	$p_1$	2,17
$t_2$	81,18	$p_2$	10,02
$t_{2a}$	75,11	$p_{2a}$	9,82
$t_{2b}$	72,45	$p_{2b}$	9,78
$t_3$	34,27	$p_3$	9,75
$t_{3b}$	34,27	$p_{3b}$	9,75
$t_4$	31,33	$p_4$	9,74
$t_{4a}$	1,39	$p_{4a}$	2,28
$t_5$	1,39	$p_5$	2,28
$t_6$	6,79	$p_6$	2,27
$t_{6a}$	9,78	$p_{6a}$	2,22

Tabella 10.7. Risultati delle simulazioni ottenuti nelle condizioni di design (Prototipo #1, compressore B1.5-9.1AXY alla frequenza di 50 Hz) con R1234ze(E) in modalità chiller.  $t_{air} = 29,72$  °C;  $t_{w,in} = 13,04$  °C;  $\dot{m}_w = 0,15$  kg/s.; sottoraffreddamento 15 K; surriscaldamento 6 K.

$m_f$ [g/s]	$Q_{evap}$ [kW]	$Q_{cond}$ [kW]	$P_{comp}$ [kW]
23,80	3,54	4,48	1,10

$t$ [°C]	valore	$p$ [bar]	valore
$t_1$	14,36	$p_1$	2,16
$t_2$	75,24	$p_2$	9,86
$t_{2a}$	69,01	$p_{2a}$	9,67
$t_{2b}$	66,56	$p_{2b}$	9,63
$t_3$	33,63	$p_3$	9,58
$t_{3b}$	33,63	$p_{3b}$	9,58
$t_4$	30,69	$p_4$	9,58
$t_{4a}$	1,46	$p_{4a}$	2,28
$t_5$	1,46	$p_5$	2,28
$t_6$	7,17	$p_6$	2,27
$t_{6a}$	9,86	$p_{6a}$	2,21

Tabella 10.8. Risultati delle simulazioni ottenuti nelle condizioni di design (Prototipo #1, compressore H200CC alla frequenza di 50 Hz) con R1234ze(E) in modalità chiller.  $t_{air} = 29,72$  °C;  $t_{w,in} = 13,04$  °C;  $\dot{m}_w = 0,15$  kg/s; sottoraffreddamento 3 K; surriscaldamento 6 K.

$m_f$ [g/s]	$Q_{evap}$ [kW]	$Q_{cond}$ [kW]	$P_{comp}$ [kW]
18,92	2,70	3,43	1,04

$t$ [°C]	valore	$p$ [bar]	valore
$t_1$	17,25	$p_1$	2,09
$t_2$	75,57	$p_2$	8,35
$t_{2a}$	68,28	$p_{2a}$	8,20
$t_{2b}$	65,57	$p_{2b}$	8,18
$t_3$	39,35	$p_3$	8,13
$t_{3b}$	39,35	$p_{3b}$	8,13
$t_4$	35,13	$p_4$	8,12
$t_{4a}$	2,07	$p_{4a}$	2,34
$t_5$	2,07	$p_5$	2,34
$t_6$	7,99	$p_6$	2,33
$t_{6a}$	10,58	$p_{6a}$	2,12



Tabella 10.9. Risultati delle simulazioni ottenuti nelle condizioni di design (Prototipo #2, compressore A05-4AXY alla frequenza di 50 Hz) con R410A in modalità pompa di calore.  $t_{air} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{w,in} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m}_w = 0,224 \text{ kg/s}$ ; sottoraffreddamento 3 K; surriscaldamento 6 K.

$m_f$ [g/s]	$Q_{evap}$ [kW]	$Q_{cond}$ [kW]	$P_{comp}$ [kW]
20,52	3,80	4,67	1,03

$t$ [°C]	valore	$p$ [bar]	valore
$t_1$	8,25	$p_1$	6,32
$t_2$	79,05	$p_2$	19,72
$t_{2a}$	71,58	$p_{2a}$	19,57
$t_{2b}$	68,28	$p_{2b}$	19,57
$t_3$	28,35	$p_3$	19,55
$t_{3b}$	28,35	$p_{3b}$	19,55
$t_4$	25,41	$p_4$	19,55
$t_{4a}$	-6,42	$p_{4a}$	6,47
$t_5$	-6,52	$p_5$	6,47
$t_6$	-0,34	$p_6$	6,39
$t_{6a}$	3,18	$p_{6a}$	6,33

Tabella 10.10. Risultati delle simulazioni ottenuti nelle condizioni di design (Prototipo #2, compressore A05-4AXY alla frequenza di 50 Hz) con R452B in modalità pompa di calore.  $t_{air} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{w,in} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m}_w = 0,216 \text{ kg/s}$ ; sottoraffreddamento 3 K; surriscaldamento 6 K.

$m_f$ [g/s]	$Q_{evap}$ [kW]	$Q_{cond}$ [kW]	$P_{comp}$ [kW]
16,80	3,70	4,53	0,98

$t$ [°C]	valore	$p$ [bar]	valore
$t_1$	9,86	$p_1$	6,00
$t_2$	86,02	$p_2$	18,50
$t_{2a}$	78,10	$p_{2a}$	18,33
$t_{2b}$	74,23	$p_{2b}$	18,33
$t_3$	27,56	$p_3$	18,33
$t_{3b}$	27,56	$p_{3b}$	18,33
$t_4$	24,50	$p_4$	18,32
$t_{4a}$	-5,61	$p_{4a}$	6,16
$t_5$	-6,70	$p_5$	6,16
$t_6$	0,43	$p_6$	6,08
$t_{6a}$	4,55	$p_{6a}$	6,02

Tabella 10.11. Risultati delle simulazioni ottenuti nelle condizioni di design (Prototipo #2, compressore A05-4AXY alla frequenza di 50 Hz) con R454B in modalità pompa di calore.  $t_{air} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{w,in} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m}_w = 0,216 \text{ kg/s}$ ; sottoraffreddamento 3 K; surriscaldamento 6 K.

$m_f$ [g/s]	$Q_{evap}$ [kW]	$Q_{cond}$ [kW]	$P_{comp}$ [kW]
16,33	3,67	4,49	0,97

$t$ [°C]	valore	$p$ [bar]	valore
$t_1$	10,15	$p_1$	5,95
$t_2$	86,85	$p_2$	18,28
$t_{2a}$	78,78	$p_{2a}$	18,10
$t_{2b}$	74,84	$p_{2b}$	18,10
$t_3$	27,40	$p_3$	18,08
$t_{3b}$	27,40	$p_{3b}$	18,08
$t_4$	24,34	$p_4$	18,08
$t_{4a}$	-5,50	$p_{4a}$	6,09
$t_5$	-6,76	$p_5$	6,09
$t_6$	0,53	$p_6$	6,02
$t_{6a}$	4,70	$p_{6a}$	5,95

Tabella 10.12. Risultati delle simulazioni ottenuti nelle condizioni di design (Prototipo #2, compressore A05-4AXY alla frequenza di 50 Hz) con R410A in modalità chiller.  $t_{air} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{w,in} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m}_w = 0,195 \text{ kg/s}$ ; sottoraffreddamento 3 K; surriscaldamento 6 K.

$m_f$ [g/s]	$Q_{evap}$ [kW]	$Q_{cond}$ [kW]	$P_{comp}$ [kW]
24,77	4,00	5,13	1,36

$t$ [°C]	valore	$p$ [bar]	valore
$t_1$	14,36	$p_1$	8,47
$t_2$	94,09	$p_2$	28,90
$t_{2a}$	88,06	$p_{2a}$	28,52
$t_{2b}$	85,29	$p_{2b}$	28,47
$t_3$	43,73	$p_3$	28,45
$t_{3b}$	43,73	$p_{3b}$	28,45
$t_4$	40,62	$p_4$	28,44
$t_{4a}$	1,98	$p_{4a}$	8,50
$t_5$	1,91	$p_5$	8,50
$t_6$	7,95	$p_6$	8,48
$t_{6a}$	8,64	$p_{6a}$	8,48

Tabella 10.13. Risultati delle simulazioni ottenuti nelle condizioni di design (Prototipo #2, compressore A05-4AXY alla frequenza di 50 Hz) con R452B in modalità chiller.  $t_{air} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{w,in} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m}_w = 0,183 \text{ kg/s}$ ; sottoraffreddamento 3 K; surriscaldamento 6 K.

$m_f$ [g/s]	$Q_{evap}$ [kW]	$Q_{cond}$ [kW]	$P_{comp}$ [kW]
19,85	3,88	4,96	1,29

$t$ [°C]	valore	$p$ [bar]	valore
$t_1$	16,19	$p_1$	7,94
$t_2$	102,51	$p_2$	27,03
$t_{2a}$	95,43	$p_{2a}$	26,77
$t_{2b}$	92,17	$p_{2b}$	26,73
$t_3$	43,00	$p_3$	26,69
$t_{3b}$	43,00	$p_{3b}$	26,69
$t_4$	39,51	$p_4$	26,69
$t_{4a}$	2,31	$p_{4a}$	7,96
$t_5$	1,39	$p_5$	7,96
$t_6$	8,29	$p_6$	7,96
$t_{6a}$	9,76	$p_{6a}$	7,96

Tabella 10.14. Risultati delle simulazioni ottenuti nelle condizioni di design (Prototipo #2, compressore A05-4AXY alla frequenza di 50 Hz) con R454B in modalità chiller.  $t_{air} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{w,in} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m}_w = 0,183 \text{ kg/s}$ ; sottoraffreddamento 3 K; surriscaldamento 6 K.

$m_f$ [g/s]	$Q_{evap}$ [kW]	$Q_{cond}$ [kW]	$P_{comp}$ [kW]
19,28	3,86	4,92	1,27

$t$ [°C]	valore	$p$ [bar]	valore
$t_1$	16,48	$p_1$	7,86
$t_2$	103,31	$p_2$	26,67
$t_{2a}$	96,11	$p_{2a}$	26,42
$t_{2b}$	92,80	$p_{2b}$	26,38
$t_3$	42,87	$p_3$	26,34
$t_{3b}$	42,87	$p_{3b}$	26,34
$t_4$	39,34	$p_4$	26,34
$t_{4a}$	2,42	$p_{4a}$	7,88
$t_5$	1,36	$p_5$	7,88
$t_6$	8,40	$p_6$	7,87
$t_{6a}$	9,97	$p_{6a}$	7,87

## 11 Appendice B: curriculum scientifico del gruppo di lavoro.

**Stefano Bortolin** è Ricercatore a tempo determinato di tipo B presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova dove insegna il corso di Fisica Tecnica per la Laurea in Ingegneria Meccanica. Ha conseguito il Dottorato di Ricerca in Ingegneria Industriale, Indirizzo Fisica Tecnica, nel 2010 (Università degli Studi di Padova). Nel 2017 è stato Visiting Researcher presso il Laboratoire Plasma et Conversion d'Energie, Università di Tolosa III Paul Sabatier. La sua attività di ricerca riguarda lo studio sperimentale e numerico dello scambio termico durante la condensazione e la vaporizzazione. Ha investigato l'effetto della gravità durante la condensazione collaborando a due esperimenti realizzati in volo parabolico (ESA, European Space Agency). Si è inoltre interessato allo studio della vaporizzazione all'interno di microcanali in silicio per raffreddamento di componenti elettronici (in collaborazione con CERN, Genève). Si sta occupando della promozione della condensazione a gocce su superfici con bagnabilità modificata. Ha inoltre lavorato alla modellizzazione e progettazione di pompe di calore innovative. È autore di oltre 100 articoli scientifici pubblicati su riviste internazionali e negli atti di congressi e di due capitoli su libro.

**Damiano Menegon** è dottorando presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova (Corso di dottorato in Industrial Engineering). Laureato con il massimo dei voti nell'aprile 2020, attualmente è membro del gruppo di ricerca S.T.E.T., Sustainable Thermal Energy Technology coordinato dal prof. Davide Del Col. Il suo ambito di ricerca è focalizzato sullo studio dello scambio termico con fluidi refrigeranti a basso impatto ambientale, modellazione di pompe di calore e misura della bagnabilità di superfici con fluidi a bassa tensione superficiale.

**Lorenzo Moro** consegue la laurea in Ingegneria Civile presso l'Università di Padova con il punteggio 110 / 110 e la lode ed inizia una collaborazione con il Dipartimento di Fisica Tecnica nello studio della modellistica dei materiali isolanti. Nel Maggio 1996 partecipa al Concorso per Ricercatore presso l'Università degli Studi di Padova. Risultato vincitore, entra in servizio presso il Dipartimento di Fisica Tecnica dell'Università degli Studi di Padova in data 20 Luglio 1996. Nel Luglio 1997 consegue il titolo di Dottore di Ricerca in Energetica (IX ciclo). Svolge ininterrottamente dal 1998 attività di insegnamento presso il Dipartimento di Fisica Tecnica per affidamento e aggregazione del corso di Fisica Tecnica Ambientale per allievi ingegneri edili. A partire dal 2003 ha ricevuto l'affidamento del modulo di Fisica Tecnica nel corso di laurea specialistica in Architettura per la città e del paesaggio presso lo IUAV di Venezia. Lorenzo Moro è autore o co-autore di numerosi articoli scientifici pubblicati su riviste nazionali ed internazionali o presentate a convegni nazionali ed internazionali. La maggior parte dell'attività di ricerca è stata sviluppata nell'ambito di programmi di ricerca nazionali (Progetti di ricerca scientifica di rilevante interesse nazionale - MURST ex 40%) o programmi di ricerca finanziati dall'Unione Europea.

**Davide Del Col** è professore ordinario all'Università di Padova, dove insegna il corso di Energie rinnovabili alla Laurea magistrale in Ingegneria energetica e il corso di Refrigeration and heat pump technology ad Ingegneria meccanica. Dottore di Ricerca in Energetica, Università di Padova, dal 20/1/1999. Visiting Scholar presso Pennsylvania State University, USA, 1998. Membro di Commission B1 (Thermodynamics & transfer processes), International Institute of Refrigeration, Parigi. Membro di Committee K-13 (Multiphase Heat Transfer), ASME (American Society of Mechanical Engineers). Membro del Comitato Direttivo e Segretario di UIT (Unione Italiana Termofluidodinamica). Responsabile del Laboratorio di Trasmissione del calore con fluidi in cambiamento di fase presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università di Padova. Responsabile del Laboratorio di conversione di energia solare, Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università di Padova. Coordinatore scientifico del progetto internazionale dell'ESA su Condensazione in microgravità (16 partner da Europa e Canada). Dal 2020 è presidente del corso di studio della laurea magistrale in Ingegneria Energetica. Autore di oltre 200 pubblicazioni scientifiche con oltre 150 documenti citati su Scopus e h\_index=34.