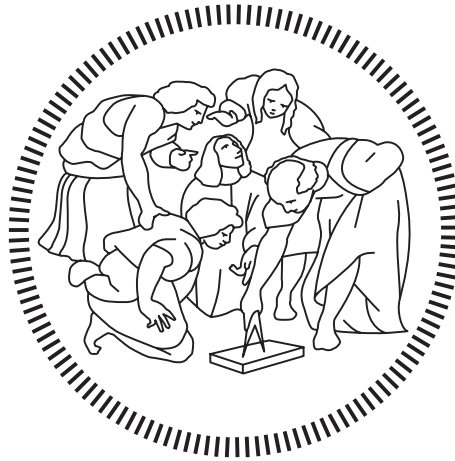


POLITECNICO DI MILANO

Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica



**ANALISI TEORICA E SPERIMENTALE DELLE
PRESTAZIONI DI FLUIDI REFRIGERANTI SECONDARI
PER POMPE DI CALORE ARIA-ACQUA**

Relatore:

Prof. Tommaso Toppi

Correlatore:

Prof. Marcello Aprile

Tesi di Laurea Magistrale di:

Simone La Bella – 898497

Anno accademico 2019 – 2020

Ringraziamenti

Desidero ringraziare il professor Tommaso Toppi per avermi guidato nella stesura di questo lavoro di tesi e per la sua straordinaria disponibilità e gentilezza avuta nei miei confronti.

Ringrazio il professor Marcello Aprile per avermi dato la possibilità di svolgere questo elaborato e per il supporto fornitomi.

Ringrazio tutto lo staff del gruppo di ricerca RELab per avermi fatto sentire a mio agio e parte del gruppo fin dal primo momento. In particolar modo ringrazio l'Ing. Lorenzo Pistocchini e l'Ing. Andrea Storoni per avermi guidato durante le prove sperimentali, aver risposto a qualsiasi mio dubbio a riguardo con estrema disponibilità e per il supporto costante fornitomi.

Ringrazio inoltre le aziende TEMPER e TYFO per avermi fornito il materiale per svolgere le prove di laboratorio.

Desidero ringraziare mia nonna Rosanna , i miei cugini Alessandro, Federico e Lorenzo, i miei zii Paolo e in particolar modo mio nonno Mario per avermi fatto presente di studiare e tirare dritto in ogni momento.

Ringrazio gli amici di sempre Francesco, Daniele, Michele, Giuseppe, Asia e tutti gli altri che non riesco a citare per essere stati un punto fermo durante questi anni.

Ringrazio i miei coinquilini Andrea, Francesco, Alberto e Rodolfo per i bei momenti passati a Milano.

Ringrazio il mio amico e compagno di corso e di numerosi progetti Tommaso per esserci supportati a vicenda anche nei momenti di difficoltà..

Ringrazio i miei amici del Politecnico Paolo, Virgilio e Giovanni per avermi alleggerito le lunghe giornate in Ateneo.

Il mio ringraziamento più grande infine va ai miei genitori Loredana e Flavio e mia sorella Lucrezia per avermi dato la possibilità di affrontare questo percorso, spronandomi a dare sempre il massimo e sorreggendomi nei momenti più difficili lungo il mio cammino universitario.

Sintesi

L'obiettivo di questo elaborato di tesi è quello di analizzare teoricamente e sperimentalmente dei possibili fluidi refrigeranti secondari alternativi alle classiche miscele acquose di glicole etilenico o glicole propilenico utilizzate in sistemi indiretti, con lo scopo di aumentare l'efficienza globale del sistema di cui ne fanno parte.

A tale proposito è stata svolta una ricerca bibliografica per trovare dei possibili fluidi termovettori, svolgendo una prima scrematura analizzando le loro proprietà termofisiche, di tossicità e di sicurezza.

Scelti i possibili candidati costituiti dalle miscele acquose di alcol etilico, alcol metilico, acetato di potassio, acetato/formiato di potassio e formiato di potassio, oltre alle classiche miscele acquose di glicole etilenico e glicole propilenico, sono state svolte delle prove sperimentali tramite un banco prova dedicato per poter misurare e verificare le principali proprietà termofisiche possedute da tali fluidi a diverse temperature e confrontarle con i dati della letteratura.

Attraverso un'analisi qualitativa mediante dei grafici è stato ipotizzato come possibile fluido alternativo al glicole etilenico la miscela acquosa di alcol etilico, in quanto possiede delle buone caratteristiche termofisiche. Inoltre a pari capacità termica e potenza scambiata rispetto a tutte le altre miscele otteneva i più bassi valori di perdite di carico e di consumi legati alla movimentazione del fluido secondario nel circuito di prova.

Sono state quindi condotte delle ulteriori prove sperimentali focalizzate sullo scambio termico per le miscele composte da glicole etilenico e alcol etilico, con lo scopo di analizzare il coefficiente di scambio termico globale posseduto. In modo tale da analizzare anche questo aspetto importante oltre che alle sole proprietà termofisiche.

Si è notato però come la scelta di un fluido secondario che possa fornire una valida alternativa alle classiche miscele anticongelanti è complicata in quanto le proprietà termofisiche e di scambio termico dei fluidi dipendono da molti fattori.

A tal proposito sono state svolte delle simulazioni tramite un modello matematico costituito da una pompa di calore aria-acqua in modalità riscaldamento con due differenti temperature dell'acqua in mandata in diverse condizioni operative per il clima del nord Italia.

Dalle simulazioni è emerso come in realtà la miscela di alcol etilico fosse il fluido meno prestante di tutti, con i minori valori di COP_{sys} per tutte le prove svolte. I risultati migliori, con delle differenze percentuali in termini di prestazioni globali del sistema maggiori che variano dal 7.5% circa all'1% circa per le varie condizioni operative simulate, sono stati ottenuti utilizzando la miscela di acetato/formiato di potassio e la miscela di formiato di potassio, le quali erano state scartate come possibili alternative ai

glicoli a causa dei loro bassi valori di calore specifico e ai problemi ancora non del tutto noti legati alla sicurezza nel loro utilizzo.

Con tali prove è stato dunque confermato come ci sono delle reali possibilità di sostituire glicole etilenico e glicole propilenico come fluidi termovettori nei sistemi indiretti.

Nonostante ciò per le simulazioni con temperature operative basse in condizioni di progetto e in condizioni di carico parziale i valori delle performance del sistema relativi all'utilizzo di tutte le miscele possiedono delle differenze irrisorie, pari a meno dell'1% alimentando ancora una volta i dubbi sulla possibilità di sostituire le classiche miscele acquose anticongelanti.

Dunque il prossimo passo dovrà essere quello di effettuare dei confronti tra le varie miscele analizzando anche i problemi legati alla corrosione e alla compatibilità dei materiali, alla sicurezza, alla tossicità, alla durata e stabilità della miscela all'interno del circuito secondario e ai costi legati all'impianto e alla manutenzione, ottenendo così un quadro completo per le varie miscele e poter affermare con assoluta certezza se vi è o no la possibilità e la convenienza di sostituire le miscele di glicole etilenico e glicole propilenico.

Parole chiave: fluidi refrigeranti secondari, fluidi termovettori, pompa di calore, sistemi indiretti, proprietà termofisiche

Overview

The objective of this thesis is to analyze theoretically and experimentally possible secondary refrigerant fluids alternative to the classic aqueous mixtures of ethylene glycol or propylene glycol usable in indirect systems, with the aim of increasing the overall efficiency of the system they are part of.

In this regard, a bibliographic research was carried out to find possible heat transfer fluids, carrying out a first skimming by analyzing their thermophysical, toxicity and security properties.

Chosen the possible candidates consisting of aqueous mixtures of ethyl alcohol, methyl alcohol, potassium acetate, acetate/formate potassium and potassium formate, in addition to the classic aqueous mixtures of ethylene glycol and propylene glycol, experimental tests were carried through a dedicated test bench, in order to measure and verify the main thermophysical properties possessed by these fluids at different temperatures and compare them with the literature data.

Through a qualitative analysis using graphs, the aqueous mixture of ethyl alcohol was hypothesized as a possible alternative fluid to ethylene glycol, as it owns good thermophysical characteristics. Furthermore, at equal heat capacity and power exchanged with respect to all the other mixtures, it obtained the lowest pressure drop and consumption values related to the movement of the secondary fluid in the test circuit.

Further experimental tests were carried out, focusing on the heat exchange of mixtures composed of ethylene glycol and ethyl alcohol, with the aim of analyzing the overall heat transfer coefficient possessed. In order to analyze also this important aspect, in addition to the thermophysical properties only.

However, it has been noted that the choice of a secondary fluid that can provide a valid alternative to the classic antifreezing mixtures is complicated since the thermophysical and heat exchange properties of the fluids depend on many factors.

In this regard, simulations were carried out using a mathematical model consisting of an air-water heat pump in heating mode with two different delivery water temperatures in different operating conditions for the climate of northern Italy.

Simulations showed that, in reality, the ethyl alcohol mixture was the least performing fluid of all, with the lowest values of COP_{sys} for all the tests carried out.

The best results, with greater percentage differences in terms of overall system performance ranging from about 7.5% to about 1% for the various simulated operating conditions, were obtained using the mixture of acetate/formate potassium and the mixture of potassium formate, which had been discarded as possible alternatives to glycols, due to their low specific heat values and to the still not entirely known problems related to safety in their use.

With these tests it has therefore been confirmed that there are real possibilities to replace ethylene glycol and propylene glycol as heat transfer fluids in indirect systems.

Despite this, for simulations with low operating temperatures in design conditions and under partial load conditions, the system's performance values related to the use of all the mixtures have negligible differences, equal to less than 1%, feeding once again doubts about the possibility of replacing the classic antifreeze water mixtures.

So, the next step will be to make comparisons between the various mixtures, also analyzing the problems related to corrosion and material's compatibility, safety, toxicity, duration and stability of the mixture within the secondary circuit and to costs related to installation and maintenance, thus obtaining a complete picture for the various mixtures and being able to say with absolute certainty whether or not there is the possibility and the convenience of replacing the mixtures of ethylene glycol and propylene glycol.

Key words: secondary cooling fluids, heat transfer fluids, heat pump, indirect systems, thermophysical properties

Indice

Capitolo 1: Introduzione.....	1
1.1 Contesto	1
1.2 Obiettivi del lavoro	4
1.3 Approccio	5
Capitolo 2: Ricerca fluidi secondari alternativi.....	7
2.1 Principali fluidi secondari.....	7
2.1.1 Acqua.....	7
2.1.2 Glicole Etilenico (GE)	8
2.1.3 Glicole propilenico (GP).....	10
2.2 Possibili fluidi secondari alternativi.....	11
2.2.1 Alcol etilico (AE)	12
2.2.2 Alcol metilico (MA)	14
2.2.3 Acetato di potassio (AP)	15
2.2.4 Formiato di potassio (FP).....	17
2.2.5 Acetato e formiato di potassio (AFP)	18
2.2.6 Cloruro di calcio (CC)	19
2.2.7 Cloruro di litio.....	20
2.2.8 Cloruro di sodio.....	20
2.2.9 Ammoniaca	20
2.2.10 Glicerina/glicerolo	20
2.2.11 Carbonato di potassio (CP)	21
2.3 Dati letteratura riassuntivi	22
Capitolo 3: Misura sperimentale delle proprietà termofisiche dei fluidi selezionati	25
3.1 Metodologia.....	26
3.2. Descrizione dell'apparato sperimentale.....	29
3.2.1 Pompe di circolazione.....	31
3.2.2 Flussimetro massico:	32
3.2.3 Misuratore di pressione differenziale:	33

3.2.4 Scambiatore di calore a piastre.....	34
3.2.5 Resistenza elettrica	36
3.2.6 Termoresistenze.....	36
3.2.7 Manometro	37
3.2.8 Pompa manuale	37
3.2.9 Banco prova definitivo.....	38
3.3 Incertezza delle misure	40
3.3.1 Incertezza relativa alle prove $\Delta P - \rho$	41
3.3.2 Incertezza relativa alle prove cp	43
3.4 Preparazione delle miscele campione	45
3.5. Misure sperimentali delle proprietà termofisiche	49
3.5.1 Misure sperimentali ΔP e densità	49
3.5.2 Misure sperimentali calore specifico	53
3.6 Differenze percentuali dati con letteratura	56
3.7 Confronto tra i diversi fluidi.....	59
Capitolo 4: Misure sperimentali di scambio termico.....	69
4.1 Metodologia.....	69
4.2 Risultati e grafici prove sperimentali scambio di calore	71
Capitolo 5: Benchmark per il confronto dei refrigeranti secondari	79
5.1 Metodologia.....	79
5.2 Modello di calcolo e relazioni di scambio termico	84
5.2.1 Modello di calcolo	84
5.2.3: Relazioni di scambio termico.....	87
5.3: Libreria dei fluidi	90
5.4 Analisi dei risultati	90
5.4.1 Prove in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura.....	91
5.4.2 Prove in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura.....	94
5.4.3 Prove in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura.....	98
5.4.4 Prove in condizioni di progetto con acqua a bassa temperatura.....	101
5.4.5 Prove in condizioni di carico parziale con acqua a alta temperatura	104

5.4.5 Prove in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura	106
5.4.5 Analisi conclusive.....	109
Capitolo 6: Conclusioni.....	113
Bibliografia	117
Appendice	121

Elenco delle figure

Figura 1.1: Sistema completamente indiretto per pompa di calore aria-acqua	3
Figura 2.1: Temperatura di congelamento di una miscela acqua e glicole etilenico al variare della percentuale in massa di glicole etilenico	9
Figura 3.1: Schema funzionale banco prova per misurazione proprietà termofisiche refrigeranti secondari	30
Figura 3.2: Pompe Wilo RS15/7.0-PWM1 in serie utilizzate per la movimentazione del fluido analizzato	31
Figura 3.3: Flussimetro massico ad effetto Coriolis	32
Figura 3.4: Pressostato differenziale per misurare la differenza di pressione a cavallo dello scambiatore	33
Figura 3.5: Scambiatore di calore a piastre collegato al calorimetro da 20kW a disposizione del laboratorio “RELab”	34
Figura 3.6: Disegno 3D scambiatore a piastre Alfa Laval utilizzato nel banco prova	35
Figura 3.7: Resistenza elettrica da 6kW con alimentazione a 320V	36
Figura 3.8: Manometro per il controllo della pressione nel circuito	37
Figura 3.9: Banco prova definitivo in attesa del collegamento al calorimetro	38
Figura 3.10: Camere climatiche e calorimetro da 20kW a disposizione del laboratorio	39
Figura 3.11: Immagine del sistema di controllo del calorimetro da 20kW presente nel laboratorio del politecnico di Milano “Relab”	40
Figura 3.12: Miscela acquosa di glicole etilenico al 32.5% in massa(a), di alcol etilico al 24.5% in massa (b), di alcol metilico al 20% in massa (c) per ottenere una temperatura di congelamento pari a -15 °C create in laboratorio	48
Figura 3.13: Miscela acquosa pronta all’uso di acetato e formiato di potassio (a) e di glicole monopropilenico (b) con una temperatura di congelamento di -15°C dell’azienda svedese TEMPER	48
Figura 3.14: Miscela acquosa pronta all’uso di acetato di potassio con una temperatura di congelamento di -20°C dell’azienda tedesca TYFO	49
Figura 3.15: Grafico relativo alle prove ΔP per i sette fluidi analizzati alla temperatura di prova di 10 °C	60

Figura 3.16: Grafico relativo alle prove ΔP per i sette fluidi analizzati alla temperatura di prova di 0 °C	60
Figura 3.17: Grafico relativo alle prove ΔP per i sette fluidi analizzati alla temperatura di prova di -10 °C	61
Figura 3.18: Grafico relativo alle prove c_p per i sette fluidi analizzati alle varie temperature di prova	62
Figura 3.19: Grafico con i valori del prodotto $\rho \cdot c_p$ per i sette fluidi analizzati alle varie temperature di prova	63
Figura 3.20: Grafico relativo ai dati ΔP - $m \cdot c_p$ per i sette fluidi analizzati alla temperatura di prova di 10 °C	64
Figura 3.21: Grafico relativo ai dati ΔP - $m \cdot c_p$ per i sette fluidi analizzati alla temperatura di prova di 0 °C.....	64
Figura 3.22: Grafico relativo ai dati ΔP - $m \cdot c_p$ per i sette fluidi analizzati alla temperatura di prova di -10 °C	65
Figura 3.23: Grafico relativo ai dati P_{pompa} - $\dot{Q}_{scambiata}$ per i sette fluidi analizzati alla temperatura di prova di 10 °C.....	66
Figura 3.24: Grafico relativo ai dati P_{pompa} - $\dot{Q}_{scambiata}$ per i sette fluidi analizzati alla temperatura di prova di 0 °C.....	67
Figura 3.25: Grafico relativo ai dati P_{pompa} - $\dot{Q}_{scambiata}$ per i sette fluidi analizzati alla temperatura di prova di -10 °C	67
Figura 4.1:Grafico relativo alle prove di scambio termico ad “alta temperatura” $m \cdot c_p$ -UA	75
Figura 4.2: Grafico relativo alle prove di scambio termico a “bassa temperatura” $m \cdot c_p$ -UA	75
Figura 4.3: Grafico relativo alle prove di scambio termico ad “alta temperatura” P_{pompa} - UA	76
Figura 4.4: Grafico relativo alle prove di scambio termico a “bassa temperatura” P_{pompa} - UA	77
Figura 5.1: Schema funzionale pompa di calore aria-acqua utilizzata nel modello di calcolo	80

Figura 5.2: Schema a blocchi per il funzionamento del modello matematico	83
Figura 5.3: Grafico funzione f_4 (a) e mappa 3D funzione f_5 (b) utilizzate nel modello.....	89
Figura 5.4: Grafici funzione g_3 (a) e funzione g_4 (b) utilizzate nel modello per il calcolo delle perdite di carico attribuite alla batteria alettata e all'evaporatore	89
Figura 5.5: Output modello GE in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di glicole etilenico come refrigerante secondario.....	91
Figura 5.6: Output modello AE in condizioni di rating con acqua alta temperatura relativo all'utilizzo di alcol etilico come refrigerante secondario.....	92
Figura 5.7: Output modello AFP in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di acetato e formiato di potassio come refrigerante secondario	92
Figura 5.8: Output modello GE in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di glicole etilenico come refrigerante secondario.....	95
Figura 5.9: Output modello AE in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di alcol etilico come refrigerante secondario	95
Figura 5.10: Output modello AFP in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di acetato e formiato di potassio come refrigerante secondario	96
Figura 5.11: Output modello GE in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di glicole etilenico come refrigerante secondario.....	98
Figura 5.12: Output modello AE in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di alcol etilico come refrigerante secondari	99
Figura 5.13: Output modello AFP in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di acetato e formiato di potassio come refrigerante secondario	99
Figura 5.14: Output modello GE in condizioni di progetto con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di glicole etilenico come refrigerante secondario.....	101
Figura 5.15: Output modello AE in condizioni di progetto con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di alcol etilico come refrigerante secondario	102
Figura 5.16: Output modello AFP in condizioni di progetto con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di acetato e formiato di potassio come refrigerante secondario	102
Figura 5.17: Output modello GE in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di glicole etilenico come refrigerante secondario.....	104
Figura 5.18: Output modello AE in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di alcol etilico come refrigerante secondario.....	105

Figura 5.19: Output modello AFP in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di acetato e formiato di potassio come refrigerante secondario	105
Figura 5.20: Output modello GE in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di glicole etilenico come refrigerante secondario	107
Figura 5.21: Output modello AE in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di alcol etilico come refrigerante secondario	107
Figura 5.22: Output modello AFP in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di acetato e formiato di potassio come refrigerante secondario	108
Figura 6.1: Output modello AM in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di alcol metilico come refrigerante secondario	121
Figura 6.2: Output modello MPG in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di glicole monopropilenico come refrigerante secondario	121
Figura 6.3: Output modello AP in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di acetato di potassio come refrigerante secondario	121
Figura 6.4: Output modello FP in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di formiato di potassio come refrigerante secondario	121
Figura 6.5: Output modello AM in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di alcol metilico come refrigerante secondario	122
Figura 6.6: Output modello MPG in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di glicole monopropilenico come refrigerante secondario	122
Figura 6.7: Output modello AP in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di acetato di potassio come refrigerante secondario	123
Figura 6.8: Output modello FP in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di formiato di potassio come refrigerante secondario	123
Figura 6.9: Output modello AM in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di alcol metilico come refrigerante secondario	124
Figura 6.10: Output modello MPG in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di glicole monopropilenico come refrigerante secondario	124

Figura 6.11: Output modello AP in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di acetato di potassio come refrigerante secondario..... 125

Figura 6.12: Output modello FP in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di formiato di potassio come refrigerante secondario 125

Figura 6.13: Output modello AM in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di alcol metilico come refrigerante secondario..... 126

Figura 6.14: Output modello MPG in condizioni di progetto con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di glicole monopropilenico come refrigerante secondario 126

Figura 6.15: Output modello AP in condizioni di progetto con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di acetato di potassio come refrigerante secondario..... 127

Figura 6.16: Output modello FP in condizioni di progetto con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di formiato di potassio come refrigerante secondario 127

Figura 6.17: Output modello AM in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di alcol metilico come refrigerante secondario..... 128

Figura 6.18: Output modello MPG in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di glicole monopropilenico come refrigerante secondario 128

Figura 6.19: Output modello AP in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di acetato di potassio come refrigerante secondario..... 129

Figura 6.20: Output modello FP in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di formiato di potassio come refrigerante secondario 129

Figura 6.21: Output modello AM in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di alcol metilico come refrigerante secondario..... 130

Figura 6.22: Output modello MPG in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di glicole monopropilenico come refrigerante secondario 130

Figura 6.23: Output modello AP in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di acetato di potassio come refrigerante secondario..... 131

Figura 6.24: Output modello FP in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di formiato di potassio come refrigerante secondario 131

Elenco delle tabelle

Tabella 1.1 : Indici GWP per alcuni fluidi refrigeranti.....	2
Tabella 2.1: Proprietà termofisiche dell'acqua a 20 °C	7
Tabella 2.2: Proprietà termofisiche GE e H2O alla temperatura di 20°C	8
Tabella 2.3: Proprietà termofisiche miscela acquosa di glicole etilenico con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C	9
Tabella 2.4: Proprietà termofisiche miscela acquosa di glicole propilenico con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C	10
Tabella 2.5: Confronto proprietà termofisiche miscela acquose di glicole etilenico e propilenico con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C	11
Tabella 2.6: Proprietà termofisiche dell'alcol etilenico puro e di una miscela acquosa di alcol etilenico con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C.....	13
Tabella 2.7: Confronto proprietà termofisiche miscela acquose di glicole etilenico e alcol etilico con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C.....	13
Tabella 2.8: Proprietà termofisiche alcol metilico puro e miscela acquosa con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C	14
Tabella 2.9: Confronto proprietà termofisiche miscela acquose di glicole etilenico e alcol metilico con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C ..	15
Tabella 2.10: Proprietà termo fisiche miscela acquosa di acetato di potassio con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C	16
Tabella 2.11: Confronto proprietà termofisiche miscela acquose di glicole etilenico e acetato di potassio con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C	16
Tabella 2.12: Proprietà termofisiche miscela acquosa di formiato di potassio con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C	17

Tabella 2.13: Confronto proprietà termofisiche miscela acquose di glicole etilenico e formiato di potassio con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C	17
Tabella 2.14: Proprietà termofisiche miscela acquosa di acetato e formiato di potassio con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C	18
Tabella 2.15: Confronto proprietà termofisiche miscela acquose di glicole etilenico e di acetato e formiato di potassio con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C	18
Tabella 2.16: Proprietà termofisiche miscela acquosa di cloruro di calcio con temperatura di congelamento di -17.4 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C	19
Tabella 2.17: Confronto proprietà termofisiche miscela acquose di glicole etilenico e di cloruro di calcio con temperatura di congelamento di -15 °C e -17.4 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C	19
Tabella 2.18: Proprietà termofisiche miscela acquosa di carbonato di potassio con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C	21
Tabella 2.19: Confronto proprietà termofisiche miscela acquose di glicole etilenico e di carbonato di potassio con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C	21
Tabella 2.20: Riassunto proprietà termofisiche delle miscele anticongelanti analizzate in letteratura	22
Tabella 3.1: Campagna prove ΔP per una miscela acquosa di glicole etilenico al 32.5% in massa con una temperatura di congelamento di -15 °C	50
Tabella 3.2: Campagna prove ΔP per una miscela acquosa di alcol etilico al 24.5% in massa con una temperatura di congelamento di -15 °C	50
Tabella 3.3: Campagna prove ΔP per una miscela acquosa di alcol metilico al 20% in massa con una temperatura di congelamento di -15 °C	51
Tabella 3.4: Campagna prove ΔP per una miscela acquosa di acetato di potassio con una temperatura di congelamento di -20 °C	51
Tabella 3.5: Campagna prove ΔP per una miscela acquosa di acetato e formiato di potassio con una temperatura di congelamento di -15 °C	52

Tabella 3.6: Campagna prove ΔP per una miscela acquosa di formiato di potassio con una temperatura di congelamento di $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$	52
Tabella 3.7: Campagna prove ΔP per una miscela acquosa di glicole monopropilenico con una temperatura di congelamento di $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$	53
Tabella 3.8: Campagna prove calore specifico per una miscela acquosa di glicole etilenico al 32.5% in massa con una temperatura di congelamento pari a $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$	54
Tabella 3.9: Campagna prove calore specifico per una miscela acquosa di alcol etilico al 24.5% in massa con una temperatura di congelamento pari a $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$	54
Tabella 3.10: Campagna prove calore specifico per una miscela acquosa di alcol metilico al 20% in massa con una temperatura di congelamento pari a $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$	54
Tabella 3.11: Campagna prove calore specifico per una miscela acquosa di acetato di potassio con una temperatura di congelamento pari a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$	55
Tabella 3.12: Campagna prove calore specifico per una miscela acquosa di acetato e formiato di potassio con una temperatura di congelamento pari a $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$	55
Tabella 3.13: Campagna prove calore specifico per una miscela acquosa di formiato di potassio con una temperatura di congelamento pari a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$	55
Tabella 3.14: Campagna prove calore specifico per una miscela acquosa di glicole monopropilenico con una temperatura di congelamento pari a $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$	56
Tabella 3.15: Differenze percentuali tra i dati misurati e di letteratura relativi a densità e calore specifico per la miscela acquosa di glicole etilenico	56
Tabella 3.16: Differenze percentuali tra i dati misurati e di letteratura relativi a densità e calore specifico per la miscela acquosa di alcol etilico	57
Tabella 3.17: Differenze percentuali tra i dati misurati e di letteratura relativi a densità e calore specifico per la miscela acquosa di alcol metilico	57
Tabella 3.18: Differenze percentuali tra i dati misurati e di letteratura relativi a densità e calore specifico per la miscela acquosa di acetato di potassio	57
Tabella 3.19: Differenze percentuali tra i dati misurati e di letteratura relativi a densità e calore specifico per la miscela acquosa di acetato e formiato di potassio.....	58
Tabella 3.20: Differenze percentuali tra i dati misurati e di letteratura relativi a densità e calore specifico per la miscela acquosa di formiato di potassio.....	58
Tabella 3.21: Differenze percentuali tra i dati misurati e di letteratura relativi a densità e calore specifico per la miscela acquosa di glicole propilenico.....	58

Tabella 4.1: Dati misurati e calcolati relativi alla prova ad alta T e alta m.....	71
Tabella 4.2: Dati misurati e calcolati relativi alla prova ad alta T e bassa m.....	72
Tabella 4.3: Dati misurati e calcolati relativi alla prova ad bassa T e alta m.....	73
Tabella 4.4: Dati misurati e calcolati relativi alla prova ad bassa T e bassa m.....	74
Tabella 5.1: Dati di output simulazioni in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura per i vari fluidi refrigeranti	93
Tabella 5.2: Dati di output simulazioni in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura per i vari fluidi refrigeranti	97
Tabella 5.3: Dati di output simulazioni in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura per i vari fluidi refrigeranti	100
Tabella 5.4: Dati di output simulazioni in condizioni di progetto con acqua a bassa temperatura per i vari fluidi refrigeranti	103
Tabella 5.5: Dati di output simulazioni in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura per i vari fluidi refrigeranti	106
Tabella 5.6: Dati di output simulazioni in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura per i vari fluidi refrigeranti	109
Tabella 5.7: Differenze percentuali COPsys per le simulazioni effettuate	110

Capitolo 1: Introduzione

1.1 Contesto

La produzione di energia termica e frigorifera, grande fetta del consumo nazionale, europeo e mondiale di energia nel comparto industriale [GSE, 2016], necessita sempre più di sistemi all'avanguardia, sicuri ed efficienti, per fronteggiare i problemi di natura ambientale ed energetica da essa generati.

In termini di efficienza la tecnologia raggiunta nell'ideazione di macchine a compressione di vapore per scopi di riscaldamento e refrigerazione ha toccato alti livelli con l'utilizzo di fluidi refrigeranti sintetici dalle ottime performance di scambio termico e di sicurezza, i quali però causano fenomeni d'inquinamento non riconosciuti immediatamente.

I fluidi refrigeranti CFC o HCFC intaccano lo strato di ozono nell'atmosfera, mentre i fluidi HCF contribuiscono all'effetto serra intrappolando calore. [Bolaji, 2005] [Simmonds, Rigby, McCulloch, 2017]

Per molti anni questi fluidi sono stati utilizzati nell'industria senza prestare attenzione agli effetti ambientali provocati dal loro utilizzo. [Nicola Rossi, 2014]

Gli accordi a livello internazionale per giungere a una limitazione o al bando dei fluidi CFC e HCFC si sono susseguiti negli anni. Durante la conferenza di Copenaghen (25 novembre 1992) sono stati banditi i fluidi refrigeranti CFC a partire dal 31 dicembre 1995 mentre in Europa il regolamento vigente (EEC, n.3093/94) ha previsto il bando totale degli HCFC a partire dal 31 dicembre 2014. [Nicola Rossi, 2014]

Negli ultimi anni inoltre con l'applicazione della direttiva F-gas [D.P.R. n. 146, 16 novembre 2018], si sta cercando di attuare una riduzione della quantità di refrigerante HFC all'interno degli impianti a compressione di vapore in modo tale da limitare il loro impatto sull'ambiente. [Velders, Solomon, Daniel, 2014]

I fluidi frigoriferi HFC, o F-gas, vengono classificati dal punto di vista della tossicità, dell'infiammabilità e dalla loro pericolosità ambientale in termini di riscaldamento globale. Uno degli indici per la classificazione ambientale diventato protagonista in questi ultimi anni è l'indice GWP. Il Global Warming Potential, ovvero il potenziale di riscaldamento globale, è usato per indicare in che entità un gas è in grado di riscaldare l'atmosfera, ovvero di contribuire all'aumento del riscaldamento globale.

Si assegna un valore alla quantità di calore intrappolata da una massa simile di anidride carbonica in un determinato periodo di tempo, 20, 50 o 100 anni. La CO₂ è stata scelta come gas di riferimento e le è stato assegnato un GWP pari a 1. [ARPA, 2009]

Con l'aumento dell'interesse mondiale alla lotta contro l'effetto serra è stato fissato un limite per l'indice GWP dei fluidi refrigeranti utilizzati in nuovi impianti, pari 150 per il 2022. [Regolamento UE n. 517, 2014]

Tabella 1.1 : Indici GWP per alcuni fluidi refrigeranti

Refrigerante	GWP
R507	3985
R404a	3922
R410a	2088
R407a	2107
R134a	1430
R32	675
HCF1234yf	4
Hydrocarbons	4
CO2	1
Ammoniaca	0

Dalla tabella 1.1 [Centro studi Galileo, 2019] possiamo notare come fluidi refrigeranti naturali quali ammoniaca e idrocarburi abbiano un indice GWP bassissimo rispetto a fluidi sintetici come l'R134a o l'R32.

A seguito di tali direttive una possibile alternativa all'uso dei refrigeranti sintetici è dunque l'impiego di fluidi refrigeranti naturali che tuttavia, a loro volta, possono avere problemi di sicurezza, campi di impiego e compatibilità con i materiali, come ad esempio l'ammoniaca. [Ayub, 2006]

Un modo per ottenere ottimi risultati dal punto di vista ambientale e ridurre la quantità di refrigerante presente nell'impianto, in modo tale da attenersi a tutte le normative presenti e future in termini di riscaldamento globale, è l'utilizzo di sistemi indiretti. Sistemi che utilizzano un fluido termovettore, anche definito fluido secondario o fluido intermedio. Tale fluido permette di effettuare lo scambio ed il trasporto di calore tra le macchine per la produzione di energia termica e/o frigorifera e i terminali ambiente, pozzi o sorgenti dell'impianto termotecnico di cui ne fanno parte.

I sistemi indiretti presentano numerosi vantaggi rispetto ai classici sistemi ad espansione diretta.

Tramite l'utilizzo di un fluido termovettore è possibile confinare il fluido refrigerante nel solo macchinario, limitando la dimensione del ciclo frigorifero e di conseguenza la quantità di refrigerante nell'impianto, alleggerendo il lavoro del compressore presente nella macchina.

In questo modo si utilizzano delle macchine termiche e frigorifere compatte, con la possibilità di isolarle in appositi locali dotati di tutti i sistemi di sicurezza del caso, con benefici dal punto di vista ambientale, della sicurezza e limitando notevolmente le possibili perdite di refrigerante in ambiente.

Inoltre a livello impiantistico la posa delle tubazioni per il refrigerante secondario avviene in maniera più semplice rispetto alle tubazioni per i fluidi refrigeranti dei sistemi diretti. In Svezia, ad esempio, questi tipi di impianti sono ampiamente utilizzati per pompe di calore residenziali e per piste di pattinaggio. Al giorno d'oggi inoltre stanno prendendo sempre più piede anche nel settore alimentare, ottenendo un ruolo di rilievo nella catena del freddo per la conservazione del derrate alimentare. [Melinder, 2000]

Gli svantaggi derivanti dall'utilizzo di un sistema indiretto consistono nella complessità dell'impianto, sia in termini di manutenzione e di costi operativi. Le prestazioni dei sistemi indiretti, in termini di efficienza energetica, sono inferiori rispetto ad una macchina a compressione di vapore ad espansione diretta [Llopis, Sanchez, Cabello, 2018], dove in quest'ultima il fluido refrigerante evapora e condensa nei terminali ambiente, pozzi o sorgenti. Al contrario, nei sistemi indiretti la presenza di un fluido termovettore secondario, con caratteristiche termofisiche modeste e variabili in base alla temperatura di utilizzo, causa dei ΔT aggiuntivi all'interno dell'impianto. I quali complicano e rendono più oneroso il dimensionamento dell'impianto, l'acquisto di scambiatori di calore adatti e i costi legati alla movimentazione del fluido di scambio. [Melinder, 2009]

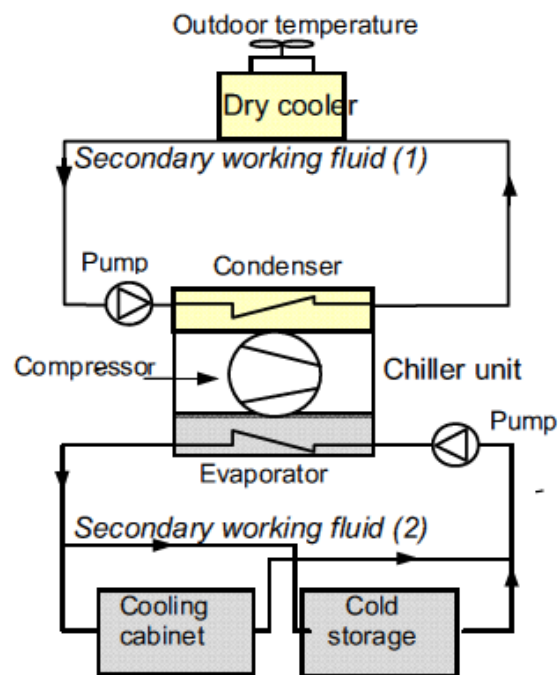


Figura 1.1: Sistema completamente indiretto per pompa di calore aria-acqua

La figura 1.1 [Melinder, 2009] mostra un sistema completamente indiretto per una pompa di calore aria-acqua utilizzata per scopi di refrigerazione in un supermercato. Si notano immediatamente i circuiti secondari nei quali circola il fluido termovettore adibito al trasporto e allo scambio di energia nel sistema. I fluidi termovettori secondari perciò svolgono un compito cruciale all'interno di un sistema indiretto.

Risulta dunque necessario ricercare dei fluidi secondari con caratteristiche termofisiche più performanti rispetto ai classici fluidi secondari utilizzati fino ad ora, in modo tale da aumentare l'efficienza di scambio termico e diminuire i consumi di pompaggio, così che l'intero sistema ne possa trarre beneficio.

1.2 Obiettivi del lavoro

Identificare il miglior fluido secondario per una determinata applicazione è un'interessante sfida.

Il principale problema legato alla scelta di questi fluidi utilizzati nei sistemi indiretti è la penalizzazione dell'efficienza energetica, causata da ΔT aggiuntivi presenti negli scambiatori di calore dell'impianto.

Essi sono legati alle proprietà termofisiche possedute dai fluidi termovettori, le quali sono inadeguate in termini di densità, calore specifico, viscosità dinamica e conduttività termica rispetto ai fluidi refrigeranti utilizzati nella macchina a compressione di vapore per la produzione di energia termica e frigorifera. La penalizzazione causata dalle inadeguate proprietà termofisiche aumenta al decrescere delle temperature di impiego per il duplice fatto che servono quantità via via maggiori di fluido antigelo quando le temperature sono inferiori a 0 °C e le proprietà termofisiche di tali fluidi peggiorano al diminuire della temperatura di impiego gravando sull'efficienza dell'intero impianto.

E' ben noto come il fluido termovettore per eccellenza sia l'acqua, in quanto possiede delle caratteristiche di scambio termico e delle proprietà termofisiche ottime, conosciute a tutti.

La limitazione principale nell'utilizzo dell'acqua come fluido secondario è legata al suo punto di congelamento. Infatti, per applicazioni nelle quali sono presenti temperature operative inferiori agli 0 °C non può essere utilizzata.

Si utilizzano dunque soluzioni acquose con aggiunta di un fluido anticongelante, in modo tale da abbassare il punto di congelamento e renderne possibile il suo impiego anche con temperature sotto lo zero. Queste miscele sono solitamente formate da acqua e glicole etilenico o glicole propilenico, fluidi antigelo ben noti alla comunità scientifica e utilizzati in tutto il mondo da molti anni.

Le soluzioni acquose presentano sì un punto di congelamento inferiore a 0 °C ma hanno lo svantaggio di possedere delle proprietà di scambio termico e trasporto di energia inferiori all'acqua.

La scelta del fluido termovettore da utilizzare impatta sulle prestazioni della macchina di produzione e sui consumi degli apparecchi ausiliari. Più la miscela acquosa presenta alte proprietà termofisiche minore sarà il ΔT all'interno degli scambiatori di calore, ottenendo così uno scambio più efficace oltre che uno scambiatore più compatto, abbattendo i costi di

produzione e manutenzione dell'impianto. Inoltre i consumi degli ausiliari, in questo caso le pompe per la circolazione del fluido secondario, diminuiscono andando ad aumentare l'efficienza globale dell'impianto termotecnico.

L'obiettivo di questo elaborato di tesi dunque è quello di ricercare una miscela acquosa con migliori caratteristiche termofisiche rispetto alle classiche miscele di glicole etilenico o propilenico tutt'ora utilizzate, migliorando le prestazioni di scambio termico e trasporto dell'energia nei sistemi indiretti. In modo tale da aumentare il più possibile l'efficienza energetica di questi impianti.

1.3 Approccio

L'approccio per l'identificazione di un possibile fluido secondario alternativo in questo elaborato di tesi è stato suddiviso in cinque passi.

Il primo è stato quello di effettuare una analisi di letteratura alla ricerca delle proprietà termofisiche, di tossicità e di sicurezza di alcuni possibili fluidi alternativi al glicole etilenico e propilenico. (Capitolo 2)

Dopo questa analisi sono stati scelti i possibili sostituti poiché dotati di proprietà termofisiche promettenti.

Il passo successivo è stato quello di effettuare una misura e verifica sperimentale delle principali proprietà termofisiche possedute dai fluidi candidati tramite un circuito di prova che simulasse il circuito secondario di un sistema indiretto. Questo a causa dell'esperienza maturata all'interno del gruppo di ricerca RELab del Politecnico di Milano nella collaborazione con produttori di pompe di calore, dove si è appurato che i valori effettivi delle proprietà termofisiche delle soluzioni acquose potevano differire da quelli disponibili nelle schede tecniche dei fornitori.

Le proprietà dei fluidi misurabili in maniera semplice ed efficace sono state la densità e il calore specifico, oltre che a una misura relativa alle perdite di carico nello scambiatore di calore del circuito di prova nei quali sono stati testati i fluidi in modo tale da verificare indirettamente l'effetto della viscosità dinamica della miscela acquosa. Per quanto riguarda la misurazione della conduttività termica e della viscosità dinamica si è fatto riferimento ai dati di letteratura, in quanto sono proprietà per le quali non era disponibile l'attrezzatura necessaria per effettuare misure accurate.

Una volta terminate le prove sperimentali e avendo a disposizione i dati relativi a densità, calore specifico e perdite di carico a varie temperature di prova dei fluidi candidati, è stata effettuata una prima analisi qualitativa tramite dei grafici che mettersero in risalto le proprietà dei fluidi analizzati. (Capitolo 3).

Identificato il possibile sostituto o i possibili sostituiti a glicole etilenico o propilenico, nella fase successiva sono state effettuate delle ulteriori prove sperimentali per ottenere un'analisi delle proprietà di scambio termico all'interno dello scambiatore a piastre del circuito, in particolare analizzando il coefficiente di scambio termico globale. In questo modo si è riusciti a valutare i fluidi analizzati non solamente dal punto di vista delle proprietà termofisiche misurate ma anche dello scambio di calore in una situazione reale. (Capitolo 4)

Si è notato fin da subito come la scelta di un sostituto sulla base di un semplice confronto delle proprietà termofisiche e di una analisi dal punto di vista dello scambio termico fosse difficile, poiché nessun fluido ha mostrato un vantaggio evidente rispetto agli altri in termini di proprietà termofisiche.

Pertanto, è stato necessario effettuare un'analisi più accurata che considerasse il comportamento del fluido in un contesto rappresentativo dell'uso dei fluidi in esame.

Il modo migliore per intraprendere questa analisi sarebbe stato quello di testare i fluidi prescelti su un impianto reale, in modo tale da ottenere dei dati sulle prestazioni dell'intero impianto. Tale verifica non è però facilmente realizzabile.

Dunque è stato intrapreso un confronto relativo alle prestazioni di un impianto indiretto attraverso un'analisi numerica tramite un modello di calcolo legato a una pompa di calore indiretta aria-acqua così da ottenere una comparazione efficace dei fluidi testati. In modo tale da poter ottenere dei risultati confrontabili e poter affermare con certezza se vi sono possibili fluidi secondari alternativi a glicole etilenico e propilenico. (Capitolo 5)

Capitolo 2: Ricerca fluidi secondari alternativi

2.1 Principali fluidi secondari

I principali fluidi secondari utilizzati in impianti indiretti sono l'acqua e le miscele acquose anticongelanti composte da glicole etilenico o glicole propilenico.

2.1.1 Acqua

E' il fluido termovettore per eccellenza. Oltre ad essere disponibile in grande quantità in natura, possiede delle caratteristiche termofisiche di scambio termico e pompaggio eccellenti come elencato nella tabella 2.1.

Tabella 2.1: Proprietà termofisiche dell'acqua a 20 °C

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	$T_{freezing}$
	°C	kg/m ³	kJ/kgK	mPas	W/mK	°C
H ₂ O	20	997	4.186	1.01	0.6	0

L'acqua presenta un elevato calore specifico, un'elevata conduttività termica e una viscosità dinamica bassa che determinano consumi di pompaggio minori rispetto ad altri fluidi e delle eccellenti proprietà di scambio termico.

Possiede però un grande limite applicativo, ovvero la temperatura di congelamento. Se si vuole trasferire, per esempio, il freddo ottenuto dall'evaporazione del fluido frigorifero nell'evaporatore di una pompa di calore ad una temperatura inferiore a 0 °C, bisognerà fare ricorso a miscele di acqua e fluido anticongelante come fluido intermedio, così da avere una temperatura di congelamento opportuna per l'applicazione desiderata. [Antonio Nigro, 2020]

La miscela di acqua e fluido antigelo è normalmente composta da acqua e glicole etilenico o glicole propilenico. In base alla quantità di fluido congelante miscelato con acqua la soluzione possiede una temperatura di congelamento inferiore agli zero gradi. L'enorme svantaggio è la diminuzione drastica delle proprietà termofisiche del fluido rispetto all'acqua. Tale diminuzione aumenta con il diminuire della temperatura posseduta dalla miscela.

2.1.2 Glicole Etilenico (GE)

Il glicole etilenico è un liquido incolore, inodore, dal sapore dolciastro, igroscopico dotato di bassa viscosità e bassa volatilità.

Miscibile con acqua in tutte le proporzioni. E' tossico per l'uomo. La tossicità si può rivelare fatale se il glicole viene ingerito dall'organismo. Per quanto riguarda la possibile inalazione, contatto con la pelle e spruzzi negli occhi non presenta preoccupazioni rilevanti. [SDS glicole etilenico, 2019]

Dal punto di vista della sicurezza è ottimo. Per questi motivi è un fluido antigelo molto conosciuto ed utilizzato in tutto il mondo.

Tabella 2.2: Proprietà termofisiche GE e H2O alla temperatura di 20°C

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	$T_{freezing}$
	°C	kg/m ³	kJ/kgK	mPas	W/mK	°C
H ₂ O	20	997	4.186	1.01	0.600	0
GE	20	1113	3.140	0.16	0.250	-12.6
H ₂ O+GE _(32,5%w/w)	20	1046	3.647	2.20	0.445	-15

Nella tabella 2.2 sono elencate le principali caratteristiche termofisiche dell'acqua, del glicole etilenico puro e di una miscela acqua e glicole etilenico al 32.5% in massa. [Engineering and Operating Guide, 2008]

Quest'ultima possiede una temperatura di congelamento di -15°C, valore comune in molte applicazioni nei settori civili e industriali per le soluzioni acquose anticongelanti utilizzate come fluidi secondari nei sistemi indiretti. [Melinder, 2009]

Dalla tabella si evince come l'acqua possiede le caratteristiche termofisiche migliori in tutti gli aspetti alla temperatura di 20°C.

Osserviamo come il glicole puro abbia una viscosità dinamica minore rispetto all'acqua, ma una volta miscelato con essa aumenti considerevolmente. Si nota inoltre come la temperatura di congelamento del glicole puro sia solo di -12.6°C, mentre una volta miscelato raggiunge temperature notevolmente più basse come possiamo osservare in figura 2.1 [MEGlobal, 2008]. Infatti, una miscela composta dal 44% di acqua e dal 56% di glicole etilenico in massa ha un punto di congelamento addirittura di -45°C.

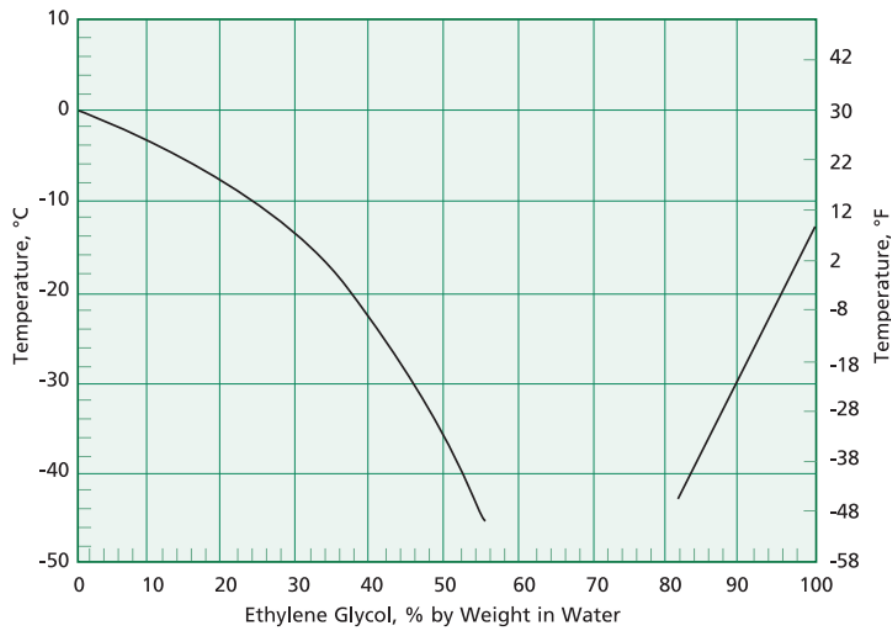


Figura 2.1: Temperatura di congelamento di una miscela acqua e glicole etilenico al variare della percentuale in massa di glicole etilenico

In aggiunta, si nota come una soluzione di acqua e glicole etilenico al 32.5% in massa con una temperatura di congelamento di -15°C possiede delle proprietà termofisiche inferiori all'acqua.

Questo divario aumenta quando le temperature del fluido termovettore si abbassano, come possiamo vedere dalla tabella 2.3.

Tabella 2.3: Proprietà termofisiche miscela acquosa di glicole etilenico con temperatura di congelamento di -15°C alle temperature di 20°C e -10°C

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	$T_{freezing}$
	$^{\circ}\text{C}$	kg/m^3	kJ/kgK	mPas	W/mK	$^{\circ}\text{C}$
$\text{H}_2\text{O}+\text{GE}_{(32,5\% \text{ w/w})}$	20	1046	3.647	2.20	0,445	-15
$\text{H}_2\text{O}+\text{GE}_{(32,5\% \text{ w/w})}$	-10	1056	3,562	6,19	0,411	-15

Dalla tabella emerge il peggioramento delle proprietà termofisiche nella soluzione acquosa a bassa temperatura. Il calore specifico subisce una riduzione importante, così come la conduttività termica. Queste proprietà comportano un peggioramento dello scambio termico, mentre si ha un aumento della viscosità dinamica e della densità aumentando così i consumi di pompaggio.

2.1.3 Glicole propilenico (GP)

Il glicole propilenico o 1,2-propandiolo è un composto chimico di formula $C_3H_8O_2$ o $HO-CH_2-CHOH-CH_3$. È un liquido inodore e incolore, chiaro e viscoso, dal sapore dolciastro, altamente igroscopico e miscibile con acqua.

Come per il glicole etilenico, il punto di congelamento del glicole propilenico si abbassa se miscelato con acqua a causa della rottura dei legami di idrogeno. A differenza del glicole etilenico, il glicole propilenico ha una tossicità molto bassa ed è estremamente biodegradabile. [SDS glicole propilenico, 2020]

Le proprietà termofisiche a 20 °C e -10 °C per una soluzione acquosa di glicole monopropilenico con una temperatura di congelamento di -15°C sono elencate nella tabella 2.4. [Temper ECO MPG, 2016]

Tabella 2.4: Proprietà termofisiche miscela acquosa di glicole propilenico con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	$T_{freezing}$
	°C	kg/m^3	kJ/kgK	$mPas$	W/mK	°C
H ₂ O+GP	20	1031	3,849	3,37	0,451	-15
H ₂ O+GP	-10	1043	3,804	14,6	0,438	-15

Si osserva la presenza di un buon valore delle proprietà di calore specifico e conduttività termica poco variabili con temperature della miscela differenti. Il glicole propilenico possiede una elevata viscosità dinamica che assume un valore elevato a basse temperature, il pompaggio sarà perciò penalizzato.

Andando a confrontare questi dati con una miscela di glicole etilenico con la stessa temperatura di congelamento scopriamo alcune differenze.

Tabella 2.5: Confronto proprietà termofisiche miscela acquose di glicole etilenico e propilenico con temperatura di congelamento di $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ alle temperature di $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	$T_{freezing}$
	$^{\circ}\text{C}$	kg/m^3	kJ/kgK	mPas	W/mK	$^{\circ}\text{C}$
H ₂ O+GP	20	1031	3,849	3,37	0,451	-15
H ₂ O+GE _(32,5% m/m)	20	1058	3,726	3,40	0,445	-15
H ₂ O+GP	-10	1043	3,804	14,60	0,438	-15
H ₂ O+GE _(32,5% m/m)	-10	1067	3,562	6,19	0,411	-15

Il glicole propilenico possiede delle caratteristiche termofisiche molto simili al glicole etilenico alla temperatura di $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Si nota però l'elevata differenza nella viscosità dinamica al diminuire della temperatura che porta a preferire il glicole etilenico come fluido anticongelante da miscelare con acqua rispetto al glicole propilenico.

Riassumendo, quando le temperature operative dell'impianto termotecnico lo concedono, viene utilizzata l'acqua come fluido intermedio per i motivi sopra citati. Quando è necessario utilizzare miscele acquose con glicole etilenico o propilenico, le performance dal punto di vista dello scambio termico ed i costi determinati dai consumi per la movimentazione del fluido sono penalizzati.

Dunque un passo verso l'obiettivo di un'efficienza energetica maggiore nei sistemi indiretti è la ricerca di un fluido termovettore alternativo al glicole etilenico o propilenico con migliori caratteristiche termofisiche in modo tale da aumentare l'efficienza energetica dell'intero impianto.

2.2 Possibili fluidi secondari alternativi

Il primo passo affrontato per la ricerca di fluidi candidati a sostituire la famiglia dei glicoli è stato quello di una ricerca nella letteratura per poter trovare delle valide alternative.

La ricerca di fluidi termovettori alternativi si basa su miscele acquose con elevate proprietà di scambio termico in termini di calore specifico e conduttività termica in modo tale da rendere più efficiente lo scambio termico. Esse dovranno inoltre possedere delle buone caratteristiche dal punto di vista della densità e della viscosità dinamica così da diminuire i costi e di conseguenza i consumi di pompaggio rendendo più efficiente tutto il sistema impianto.

Altre proprietà non meno importanti sono la temperatura di congelamento e la questione per la sicurezza e la tossicità.

La ricerca di un fluido alternativo è complessa visto che le proprietà termofisiche di un fluido dipendono da molti fattori, come la concentrazione di liquido anticongelante nella miscela che ne determina la temperatura di congelamento e la temperatura a cui si trova il fluido analizzato.

Imponiamo che le miscele analizzate dovranno possedere tutte una temperatura di congelamento di $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatura di congelamento utilizzata in molte applicazioni [Melinder, 2009] che utilizzano delle miscele anticongelanti, così da poter confrontare le proprietà termofisiche dei vari fluidi a una determinata temperatura, per esempio a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ come fatto in precedenza per acqua e le miscele acqua e glicole etilenico, che prendiamo come fluido di riferimento, e acqua e glicole propilenico.

Attraverso un'analisi di letteratura i fluidi alternativi al glicole etilenico e propilenico che hanno colto il mio interesse sono:

- Alcol etilico;
- Alcol metilico;
- Acetato di potassio;
- Formiato di potassio;
- Acetato e formiato di potassio;
- Cloruro di calcio;
- Cloruro di litio;
- Cloruro di sodio;
- Ammoniaca;
- Glicerina;
- Carbonato di potassio;

2.2.1 Alcol etilico (AE)

L'etanolo, o alcol etilico, è un alcol a catena alchilica lineare, la cui formula di struttura condensata è $\text{CH}_3\text{CH}_2\text{OH}$. A temperatura ambiente si presenta come un liquido incolore dall'odore caratteristico e pungente, dal gusto leggermente dolce e bruciante. Possiede una solubilità completa con acqua. L'alcol etilico considerato è denaturato.

Riguardo la tossicità l'alcol etilico non presenta grandi problemi per l'uomo se ingerito in piccole quantità o se si entra in contatto con pelle o occhi. E' però raccomandato l'utilizzo di tutti i sistemi di protezione individuale quando viene utilizzato come guanti, indumenti protettivi e occhiali di protezione. Per quanto riguarda la sicurezza bisognerà prestare attenzione durante il suo utilizzo a causa della sua elevata volatilità e infiammabilità, evitando fonti di calore, scintille, fiamme libere o altre fonti di accensione [SDS alcol etilico, 2020].

Nella tabella 2.6 sono elencate le proprietà termofisiche dell'etanolo puro e di una miscela acqua e alcol etilico per avere una temperatura di congelamento di $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ed essere confrontabile con la miscela di acqua e glicole etilenico. [Melinder, 2009]

Tabella 2.6: Proprietà termofisiche dell'alcol etilenico puro e di una miscela acquosa di alcol etilenico con temperatura di congelamento di $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ alle temperature di $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	$T_{freezing}$
	$^{\circ}\text{C}$	kg/m^3	kJ/kgK	mPas	W/mK	$^{\circ}\text{C}$
AE puro	20	789	2,460	1,20	0,156	-114
H ₂ O+AE _(24,6% w/w)	20	963	4,292	2,42	0,440	-15
H ₂ O+AE _(24,6% w/w)	-10	975	4,127	11,16	0,393	-15

Come si nota dalla tabella 2.6 l'alcol etilico puro ha delle caratteristiche termofisiche insufficienti dal punto di vista dello scambio termico in quanto ha un basso calore specifico e una bassa conducibilità termica, possiede però una bassa densità e viscosità dinamica.

Osservando le caratteristiche per una miscela di acqua e etanolo al 24.6% in massa, con la quale si ottiene una temperatura di congelamento pari a $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, il calore specifico supera quello relativo all'acqua e possiede una buona conduttività termica. Notiamo però come la viscosità sia più del doppio rispetto all'acqua pura. Possiamo immaginare che a temperature basse inferiori a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ la viscosità dinamica aumenti rapidamente passando da una temperatura del fluido di $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ a una di $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Le rimanenti proprietà termofisiche sono ottime.

Confrontiamo ora questi dati con i dati della miscela acqua e glicole etilenico alle temperature di 20°C e -10°C .

Tabella 2.7: Confronto proprietà termofisiche miscela acquose di glicole etilenico e alcol etilico con temperatura di congelamento di $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ alle temperature di $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	$T_{freezing}$
	$^{\circ}\text{C}$	kg/m^3	kJ/kgK	mPas	W/mK	$^{\circ}\text{C}$
H ₂ O+ AE (24,6% w/w)	20	963	4,292	2,42	0,440	-15
H ₂ O + GE(32,5% m/m)	20	1058	3,726	3,40	0,445	-15
H ₂ O + AE (24,6% w/w)	-10	975	4,127	11,16	0,393	-15
H ₂ O + GE (32,5% m/m)	-10	1067	3,562	6,19	0,411	-15

Dalla tabella 2.7 notiamo immediatamente come il calore specifico della miscela con alcol etilico siano maggiori rispetto a quella con il glicole, sia ad alta temperatura ($20\text{ }^{\circ}\text{C}$) sia a bassa temperatura ($-10\text{ }^{\circ}\text{C}$). Anche la densità risulta migliore, più bassa per la miscela di etanolo rispetto a quella con il glicole. La conducibilità termica è quasi identica ai $20\text{ }^{\circ}\text{C}$

mentre risulta più alta per la miscela di glicole a -10 °C. Un'ulteriore dettaglio che si nota immediatamente è la differenza nei valori della viscosità dinamica. A 20°C la miscela con etanolo ha una viscosità minore, diminuendo la temperatura posseduta dalle miscele aumenta considerevolmente, andando a superare più del doppio il valore della viscosità della miscela di glicole alla temperatura di -10 °C.

L'alcool etilico sembrerebbe quindi un buon sostituto in quando possiede delle eccellenti caratteristiche termofisiche per lo scambio termico, avrà però un impatto maggiore sui consumi di pompaggio, anche se non è ancora valutabile. Questo poiché avendo migliori proprietà di scambio termico a pari potenza scambiata si userà una quantità minore di miscela acquosa con etanolo e si potrebbero avere anche dei vantaggi dal punto di vista dei consumi delle pompe.

2.2.2 Alcol metilico (MA)

L'alcol metilico, o metanolo, è il più semplice degli alcolici, la sua formula chimica è CH₃OH. A temperatura ambiente, si presenta come un liquido incolore dall'odore caratteristico. È molto volatile ed estremamente infiammabile. La fiamma di metanolo è invisibile. È completamente solubile in molti solventi organici quali l'acqua. Il metanolo è tossico e induce depressione del sistema nervoso centrale mentre crea danni al nervo ottico e alla retina se a contatto con gli occhi. La dose letale per un essere umano varia da 0,3 g ad 1 g per kg di peso corporeo. Inoltre, è da evitare una possibile inalazione e il contatto con la pelle. Bisognerà prestare attenzione durante il suo utilizzo, utilizzando tutti i dispositivi di protezione individuale come guanti, mascherina, indumenti protettivi e occhiali. [SDS alcol metilico, 2019]

Nella tabella 2.8 sono mostrate le principali caratteristiche termo fisiche del metanolo puro e di una miscela acquosa di metanolo al 20% in massa con temperatura di congelamento di -15 °C. [Ignatowicz, Melinder, Palm, 2017]

Tabella 2.8: Proprietà termofisiche alcol metilico puro e miscela acquosa con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	T_f
	°C	kg/m ³	kJ/kgK	mPas	W/mK	°C
MA puro	20	790	2,500	0,55	0,170	-97
H ₂ O+MA(20% w/w)	20	964	4,320	1,59	0,456	-15
H ₂ O+MA(20% w/w)	-10	971	4,161	4,87	0,440	-15

Dalla tabella 2.9 si nota che rispetto all'etanolo puro l'alcol metilico possiede delle proprietà fisiche equivalenti con però una viscosità dinamica minore, soprattutto a basse temperature.

Tabella 2.9: Confronto proprietà termofisiche miscela acquose di glicole etilenico e alcol metilico con temperatura di congelamento di $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ alle temperature di $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	T_f
	$^{\circ}\text{C}$	kg/m^3	kJ/kgK	mPas	W/mK	$^{\circ}\text{C}$
$\text{H}_2\text{O}+\text{MA}_{(20\% \text{ w/w})}$	20	964	4,320	1,59	0,456	-15
$\text{H}_2\text{O} + \text{GE}_{(32,5\% \text{ m/m})}$	20	1058	3,726	3,40	0,445	-15
$\text{H}_2\text{O}+\text{MA}_{(20\% \text{ w/w})}$	-10	971	4,161	4,87	0,440	-15
$\text{H}_2\text{O} + \text{GE}_{(32,5\% \text{ m/m})}$	-10	1067	3,562	6,19	0,411	-15

Rispetto alla miscela di glicole etilenico il metanolo possiede delle caratteristiche termofisiche migliori, sia nel caso a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ che nel caso a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Rispetto all'alcool etilico le sue caratteristiche sono molto simili, ha il vantaggio però di possedere una viscosità dinamica inferiore. Il problema principale dell'alcool metilico rispetto all'etilico è che possiede delle caratteristiche di tossicità maggiori per l'uomo, bisognerà tenerne conto durante il suo possibile utilizzo.

Questi due possibili fluidi sembrano essere dei possibili fluidi termovettori alternativi negli impianti di interesse.

2.2.3 Acetato di potassio (AP)

L'acetato di potassio è il sale di potassio dell'acido acetico. A temperatura ambiente si presenta come un solido bianco dall'odore tenue di acido acetico. Presenta una solubilità di $2530 \frac{\text{g}}{\text{l}}$ con l'acqua. Dal punto di vista della tossicità e della sicurezza non sembra avere problemi se durante l'utilizzo vengono utilizzati sistemi di protezione adatti come occhiali, mascherine e guanti per non entrare in contatto con gocce o vapori della sostanza. Attualmente non sono noti sintomi ed effetti a breve e a lungo termine sull'uomo. [SDS acetato di potassio, 2016]

Non si riportano le caratteristiche termofisiche relative all'acetato di potassio puro in quanto si trova allo stato solido e deve essere miscelato con acqua per avere la funzione di anticongelante.

Le caratteristiche termofisiche per una miscela acqua e acetato di potassio con una temperatura di congelamento di $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ sono riportate nella tabella 2.10. [Tyfo, 2020]

Tabella 2.10: Proprietà termofisiche miscela acquosa di acetato di potassio con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	$T_{freezing}$
	°C	kg/m ³	kJ/kgK	mPas	W/mK	°C
H ₂ O+AP _(60% v/v)	20	1150	3,300	2,42	0,499	-15
H ₂ O+AP _(60% v/v)	-10	1162	3,230	6,36	0,478	-15

Notiamo come tutte le caratteristiche termofisiche non varino molto tra i 20 °C e i -10 °C, cosa molto positiva. Aumenta però la viscosità dinamica quando le temperature del fluido di abbassano.

Possiede un'elevata densità e viscosità dinamica, come anche un modesto calore specifico e un'ottima conduttività termica.

Le proprietà termofisiche rispetto alla miscela di glicole etilenico sono mostrate in tabella 2.11.

Tabella 2.11: Confronto proprietà termofisiche miscela acquose di glicole etilenico e acetato di potassio con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	$T_{freezing}$
	°C	kg/m ³	kJ/kgK	mPas	W/mK	°C
H ₂ O+AP _(60% v/v)	20	1150	3,300	2,42	0,499	-15
H ₂ O + GE _(32,5% w/w)	20	1058	3,726	3,40	0,445	-15
H ₂ O+AP _(60% v/v)	-10	1162	3,230	6,36	0,478	-15
H ₂ O + GE _(32,5% w/w)	-10	1067	3,562	6,19	0,411	-15

Si nota come la densità, la viscosità dinamica e la conduttività sono molto simili per le due miscele. La miscela di glicole etilenico però a pari temperatura mostra un calore specifico maggiore.

Non sembra avere molte chance di sostituire il glicole etilenico e il glicole propilenico.

2.2.4 Formiato di potassio (FP)

Il formiato di potassio è il sale di potassio dell'acido formico. A temperatura ambiente si presenta come un solido bianco inodore. Non si riportano le caratteristiche termofisiche relative all'acetato di potassio puro in quanto si trova allo stato solido e deve essere miscelato con acqua per avere la funzione di anticongelante. Dal punto di vista della sicurezza e della tossicità ha degli effetti irritanti, bisogna quindi evitare l'inalazione di vapori e il contatto con occhi e pelle. [SDS formiato di potassio, 2017]

Le caratteristiche di una miscela acqua/formiato di potassio per ottenere una temperatura di congelamento di $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ alle temperature di $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ sono riportate nella tabella 2.12. [Dynalene, 2020]

Tabella 2.12: Proprietà termofisiche miscela acquosa di formiato di potassio con temperatura di congelamento di $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ alle temperature di $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	$T_{freezing}$
	$^{\circ}\text{C}$	kg/m^3	kJ/kgK	mPas	W/mK	$^{\circ}\text{C}$
H ₂ O+FP	20	1222	3,200	1,67	0,545	-15
H ₂ O+FP	-10	1234	3,170	3,22	0,512	-15

Si notano immediatamente i bassi valori, e quindi ottimi, di viscosità dinamica, sia alla temperatura di $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ che alla temperatura di $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Inoltre possiede elevati valori di conduttività termica. Presenta però una densità elevata e un calore specifico modesto.

Le caratteristiche rispetto al glicole etilenico alle medesime temperature sono riportate in tabella 2.13.

Tabella 2.13: Confronto proprietà termofisiche miscela acquose di glicole etilenico e formiato di potassio con temperatura di congelamento di $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ alle temperature di $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	$T_{freezing}$
	$^{\circ}\text{C}$	kg/m^3	kJ/kgK	mPas	W/mK	$^{\circ}\text{C}$
H ₂ O+FP	20	1222	3,200	1,67	0,545	-15
H ₂ O+GE(32,5% m/m)	20	1058	3,726	3,40	0,445	-15
H ₂ O+FP	-10	1234	3,170	3,22	0,512	-15
H ₂ O+GE(32,5% m/m)	-10	1067	3,562	6,19	0,411	-15

Notiamo una grande differenza in tutte le caratteristiche termofisiche.

La soluzione con formiato di potassio presenta una maggiore densità, un minore calore specifico, una minore viscosità e una maggiore conduttività termica. Alle basse temperature queste differenze si ampliano ulteriormente.

Questo tipo di soluzione sembra promettente per quanto riguarda i consumi di pompaggio, molto meno dal punto di vista dello scambio termico visto il suo calore specifico ridotto.

2.2.5 Acetato e formiato di potassio (AFP)

In letteratura sono presenti anche delle miscele di acetato e formiato di potassio combinati. Le sue caratteristiche sono riportate in tabella 2.14. [Temper, 2016]

Tabella 2.14: Proprietà termofisiche miscela acquosa di acetato e formiato di potassio con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	$T_{freezing}$
	°C	kg/m ³	kJ/kgK	mPas	W/mK	°C
H ₂ O+AFP	20	1114	3,447	1,62	0,525	-15
H ₂ O+AFP	-10	1121	3,375	4,55	0,483	-15

La miscela possiede un buona conduttività termica, un discreto calore specifico e viscosità dinamica. Possiede però un'elevata densità.

Le caratteristiche rispetto a una miscela di acqua e glicole etilenico sono riportate nella tabella 2.15.

Tabella 2.15: Confronto proprietà termofisiche miscela acquose di glicole etilenico e di acetato e formiato di potassio con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	$T_{freezing}$
	°C	kg/m ³	kJ/kgK	mPas	W/mK	°C
H ₂ O+AFP	20	1114	3,447	1,62	0,525	-15
H ₂ O+GE(32,5% m/m)	20	1058	3,726	3,40	0,445	-15
H ₂ O+AFP	-10	1121	3,375	4,55	0,483	-15
H ₂ O+GE(32,5% m/m)	-10	1067	3,562	6,19	0,411	-15

Notiamo come rispetto al glicole la miscela di acetato e formiato di potassio abbia valori maggiori in termini di conducibilità termica e di minor viscosità. Possiede però un calore specifico inferiore e una densità più alta.

Sembra un fluido promettente dal punto di vista della proprietà di scambio termico e pompaggio. In modo minore rispetto alla questione corrosione, sicurezza e tossicità, in quanto i problemi per l'acetato e il formiato di potassio si sommano.

2.2.6 Cloruro di calcio (CC)

Il cloruro di calcio è il sale di calcio dell'acido cloridrico; la sua formula chimica è CaCl_2 . A temperatura ambiente si presenta come polvere cristallina bianca, igroscopica, molto solubile in acqua. Per sicurezza e tossicità bisogna prestare attenzione alle gravi irritazioni cutanee che può provocare. Si consiglia di utilizzare guanti, indumenti protettivi e occhiali di protezione. [SDS cloruro di calcio, 2020]

Le proprietà termofisiche di una miscela di acqua e cloruro di calcio sono elencate nella tabella 2.16. I dati reperiti dalla letteratura sono riferiti a una miscela con punto di congelamento a -17.4°C . [Tyfo, 2016]

Tabella 2.16: Proprietà termofisiche miscela acquosa di cloruro di calcio con temperatura di congelamento di -17.4°C alle temperature di 20°C e -10°C

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	$T_{freezing}$
	$^\circ\text{C}$	kg/m^3	kJ/kgK	mPas	W/mK	$^\circ\text{C}$
$\text{H}_2\text{O}+\text{CC}$ (54,5% v/v)	20	1180	3,123	1,94	0,562	-17,4
$\text{H}_2\text{O}+\text{CC}$ (54,5% v/v)	-10	1190	3,048	4,59	0,522	-17,4

Le proprietà a 20°C e -10°C non differiscono di molto, l'unica degna di nota è la viscosità che aumenta considerevolmente con il diminuire della temperatura. Possiede un'elevata conducibilità termica ma un basso calore specifico.

Confrontiamo allora questi dati con quelli di una miscela di glicole etilenico.

Tabella 2.17: Confronto proprietà termofisiche miscela acquose di glicole etilenico e di cloruro di calcio con temperatura di congelamento di -15°C e -17.4°C alle temperature di 20°C e -10°C

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	$T_{freezing}$
	$^\circ\text{C}$	kg/m^3	kJ/kgK	mPas	W/mK	$^\circ\text{C}$
$\text{H}_2\text{O}+\text{CC}$ (54,5% v/v)	20	1180	3,123	1,94	0,562	-17,4
$\text{H}_2\text{O}+\text{GE}$ (32,5% m/m)	20	1058	3,726	3,40	0,445	-15
$\text{H}_2\text{O}+\text{CC}$ (54,5% v/v)	-10	1190	3,048	4,59	0,522	-17,4
$\text{H}_2\text{O}+\text{GE}$ (32,5% m/m)	-10	1067	3,562	6,19	0,411	-15

Notiamo come la soluzione considerata sia differente in tutte le proprietà elencate. La differenza negativa più lampante si osserva sul calore specifico, molto più basso rispetto alla soluzione di glicole. Le differenze positive si osservano sulla viscosità dinamica e sulla conducibilità termica.

C'è da sottolineare però che una soluzione di cloruro di calcio presenta un'azione corrosiva molto potente in presenza di ossigeno, nella soluzione possono essere presenti degli inibitori di corrosione, i quali possono essere fonti di rischio per la sicurezza. Inoltre

presenta dei sintomi acuti di irritazione a contatto con gli occhi e problemi di tossicità se ingerito. [SDS cloruro di calcio, 2019]

Per questo motivo la soluzione di cloruro di calcio viene accantonata a priori.

2.2.7 Cloruro di litio

Il cloruro di litio è il sale di litio dell'acido cloridrico. A temperatura ambiente si presenta come un solido incolore, inodore. È un composto nocivo, irritante.

A causa delle problematiche legate alla sicurezza e alla tossicità viene scartato come possibile fluido termovettore. [SDS cloruro di litio, 2018]

2.2.8 Cloruro di sodio

Il cloruro di sodio è il sale sodico dell'acido cloridrico. A temperatura ambiente si presenta come un solido cristallino incolore e con un odore e un sapore caratteristico. Come il cloruro di litio e di calcio presenta un'elevata corrosione in presenza di ossigeno. Viene quindi scartato come alternativa al glicole etilenico. [SDS cloruro di sodio, 2019]

2.2.9 Ammoniaca

Un altro possibile fluido è l'ammoniaca. Miscelata in piccole quantità possiede delle caratteristiche termofisiche ottime. Però come ben si sa l'ammoniaca è tossica per l'uomo ed estremamente pericolosa anche in piccole quantità. E' inoltre volatile ed estremamente infiammabile. Per questo motivo avendo degli impianti in luoghi frequentati da civili è meglio non utilizzarla e viene scartata. Il suo utilizzo viene preferito come fluido refrigerante all'interno di macchine a compressione di vapore. [SDS ammoniaca, 2019]

2.2.10 Glicerina/glicerolo

Da una prima lettura si scopre che la glicerina presenta un'elevatissima viscosità a basse temperature e non viene quindi presa in considerazione come fluido alternativo al glicole etilenico. [González, Corti, Longinotti, 2011]

2.2.11 Carbonato di potassio (CP)

Il carbonato di potassio, o potassa, è il sale di potassio dell'acido carbonico. A temperatura ambiente si presenta come un solido bianco inodore. È un composto nocivo se inalato e comporta gravi irritazioni cutanee e agli occhi. Per il suo utilizzo vanno predisposti tutti i sistemi di protezione individuale del caso. [SDS carbonato di potassio, 2017]

Alla temperatura di 20 °C e -10 °C in una soluzione acquosa con limite di congelamento di -15 °C possiede queste proprietà termofisiche. [Karbosol, 2017]

Tabella 2.18: Proprietà termofisiche miscela acquosa di carbonato di potassio con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	$T_{freezing}$
	°C	kg/m ³	kJ/kgK	mPas	W/mK	°C
H ₂ O+CP (63% v/v)	20	1290	2,964	2,10	0,561	-15
H ₂ O+CP (63% v/v)	-10	1305	2,897	7,30	0,511	-15

Rispetto a una miscela di glicole con lo stesso punto di congelamento osserviamo le sue proprietà nella tabella 2.19.

Tabella 2.19: Confronto proprietà termofisiche miscela acquose di glicole etilenico e di carbonato di potassio con temperatura di congelamento di -15 °C alle temperature di 20 °C e -10 °C

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	$T_{freezing}$
	°C	kg/m ³	kJ/kgK	mPas	W/mK	°C
H ₂ O+CP (63% v/v)	20	1290	2,964	2,10	0,561	-15
H ₂ O+GE (32,5% w/w)	20	1058	3,726	3,40	0,445	-15
H ₂ O+CP (63% v/v)	-10	1305	2,897	7,30	0,511	-15
H ₂ O+GE (32,5% w/w)	-10	1067	3,562	6,19	0,411	-15

Dalla tabella sopra riportata notiamo come il glicole etilenico abbiamo migliori proprietà termofisiche in termini di calore specifico, densità e viscosità alle basse temperature. La miscela di carbonato di potassio presenta solamente un miglior valore di conducibilità termica.

Per questi motivi, oltre alle questioni di sicurezza e tossicità il carbonato di potassio non viene preso in considerazione come fluido alternativo al glicole.

2.3 Dati letteratura riassuntivi

Nella tabella 2.20 vengono riassunte le proprietà delle miscele considerate alle temperature di 20 °C e -10 °C.

Tabella 2.20: Riassunto proprietà termofisiche delle miscele anticongelanti analizzate in letteratura

Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	T_{freezing}
	°C	kg/m ³	kJ/kgK	mPas	W/mK	°C
H ₂ O	20	997	4.186	1.01	0.600	0
H ₂ O+GE _(32,5% w/w)		1046.4	3.647	2.20	0.445	-15
H ₂ O+ AE _(24,6% w/w)		963	4.292	2.42	0.440	-15
H ₂ O+MA _(20% w/w)		964	4.320	1.59	0.456	-15
H ₂ O+AP _(60% v/v)		1150	3.300	2.42	0.499	-15
H ₂ O+FP		1222	3.200	1.67	0.545	-20
H ₂ O+AFP		1114	3,447	1,62	0,525	-15
H ₂ O+CC _(54,5% v/v)		1180	3.123	1.94	0.562	-17.4
H ₂ O+GP		1031	3.849	3.37	0.451	-15
H ₂ O+CP _(63% v/v)		1290	2.964	2.10	0.561	-15
Fluido	T	ρ	c_p	μ	k	T_{freezing}
	°C	kg/m ³	kJ/kgK	mPas	W/mK	°C
H ₂ O+GE _(32,5% w/w)	-10	1056	3,562	6,19	0,411	-15
H ₂ O+ AE _(24,6% w/w)		975	4.127	12.22	0.393	-15
H ₂ O+MA _(20% w/w)		971	4.161	4.87	0.440	-15
H ₂ O+AP _(60% v/v)		1162	3.230	6.36	0.478	-15
H ₂ O+FP		1234	3.170	3.22	0.512	-20
H ₂ O+AFP		1121	3,375	4,55	0,483	-15
H ₂ O+CC _(54,5% v/v)		1190	3.048	4.59	0.522	-17.4
H ₂ O+GP		1043	3.804	14.60	0.438	-15
H ₂ O+CP _(63% v/v)		1305	2.897	7.30	0.511	-15

Osservando i dati alle temperature di 20 °C e di -10 °C i fluidi più promettenti per sostituire le soluzioni acquose di glicole etilenico e propilenico come fluido termovettore sono le miscele di alcol etilico e metilico.

Le miscele acquose appartenenti alla famiglia degli alcol presentano un calore specifico molto elevato ma anche una viscosità dinamica maggiore rispetto a quella della miscela di glicole etilenico o propilenico, la quale diventa molto elevata per l'alcol etilico alle basse temperature. La viscosità dinamica rimane modesta per la miscela di metanolo.

Anche acetato e formiato di potassio possono essere candidati interessanti poiché presentano elevati valori di conduttività termica e bassi valori di viscosità dinamica che potrebbero sopperire al basso calore specifico.

Per quanto riguarda invece la famiglia del potassio tutti e tre i fluidi possiedono un calore specifico basso, una viscosità dinamica contenuta sia a 20 °C che a -10 °C ed inoltre una conduttività termica molto elevata.

In base a queste caratteristiche si è deciso di effettuare una misura sperimentale delle principali proprietà termofisiche di questi fluidi, in modo tale da verificare i risultati ricavati dalla letteratura e poter affermare con certezza quale sia il miglior fluido termovettore alternativo al glicole etilenico o propilenico.

Capitolo 3: Misura sperimentale delle proprietà termofisiche dei fluidi selezionati

Con i fluidi individuati attraverso la ricerca bibliografica si è proceduto, tramite una campagna di prove sperimentali, alla misura e verifica delle proprietà termofisiche indicate nelle schede tecniche per i fluidi candidati.

Le prove sono state condotte nel laboratorio RELab del Politecnico di Milano, dove vengono messe a disposizione strumentazioni di eccellenza, tarate presso centri accreditati e costantemente verificate e mantenute.

Si è ritenuto necessario effettuare queste verifiche in quanto attività pregresse del gruppo di ricerca RELab del Politecnico di Milano avevano riscontrato incongruenze tra le proprietà teoriche e quelle reali possedute dai fluidi commerciali.

Le proprietà oggetto di misura e verifica sono state densità e calore specifico.

La misura della densità può essere di tipo diretta o indiretta.

La misura diretta viene effettuata tramite una bilancia con la quale viene misurata la massa del fluido da analizzare contenuta in un volume noto. Effettuando il rapporto tra la massa e il volume del fluido si ottiene il valore della densità.

Questo metodo però è di difficile applicazione quando si vuole misurare la densità di un fluido a una determinata temperatura diversa da quella ambiente.

Un ulteriore metodo per la misurazione della densità è quello di utilizzare un flussimetro massico, il quale oltre a misurare la portata massica ci fornisce indirettamente la misurazione della densità del fluido grazie al suo funzionamento.

La misurazione del calore specifico è di tipo indiretto. Il metodo più semplice ed intuitivo è quello di utilizzare l'equazione $\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$.

Per fare ciò bisognerà possedere la misura della portata massica e fornire al fluido in esame una certa potenza in modo tale da ottenere un ΔT e poter misurare il valore del calore specifico posseduto dal fluido.

La viscosità dinamica non è stata misurata e verificata nelle prove sperimentali in quanto non sono presenti in laboratorio gli strumenti di misura adatti. Sono stati però valutati i suoi effetti in base al consumo della pompa per la movimentazione del fluido e le perdite di carico misurate nel circuito di prova. I valori di confronto per la viscosità dinamica sono stati reperiti tramite i dati di letteratura.

Per quanto riguarda la conduttività termica non è stata verificata in quanto la sua misurazione è complessa e dipende da molti fattori. Si farà riferimento ai dati di letteratura per effettuare un confronto tra i vari fluidi.

Le prove sperimentali hanno previsto la misurazione e verifica di densità, calore specifico e gli effetti provocati dalla viscosità dinamica, per cinque fluidi candidati a sostituire glicole etilenico (GE) o glicole propilenico (GP) come fluido antigelo nelle soluzioni acquose.

I fluidi candidati sono i seguenti:

- Alcol etilico (AE);
- Alcol metilico (AM);
- Acetato di potassio (AP);
- Formiato di potassio (FP);
- Acetato e formiato di potassio (AFP);

Le prove sperimentali sono state effettuate anche per le miscele di glicole etilenico e propilenico in modo da misurare e verificare le loro proprietà termofisiche.

3.1 Metodologia

Come detto in precedenza le proprietà termofisiche dei fluidi analizzati che sono state misurate tramite prove sperimentali sono densità e calore specifico, oltre alla valutazione della viscosità dinamica tramite il consumo della pompa per la movimentazione e le perdite di carico subite dal fluido.

La misurazione della densità è stata effettuata tramite un flussimetro massico ad effetto Coriolis a disposizione del laboratorio. Oltre alla misura della portata massica tale flussimetro effettua una misura indiretta della densità grazie al suo funzionamento.

Il calore specifico è stato misurato indirettamente tramite l'equazione $\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$. Una volta nota la portata massica del fluido all'interno del circuito è bastato fornire alla miscela una determinata potenza tramite una resistenza elettrica. Misurando i valori della temperatura a cavallo della resistenza si è risaliti facilmente al valore di calore specifico posseduto dal fluido.

La viscosità dinamica non è stata misurata tramite degli strumenti di misura in quanto non disponibili ma è stata valutata in funzione degli effetti che il fluido subisce in termini di consumo elettrico della pompa per la movimentazione del fluido e per i valori delle perdite di carico nel circuito di prova.

La conduttività termica non è stata misurata in quanto è di difficile applicazione e dipende da molti fattori. Per un confronto tra le varie miscele acquose testate sono stati utilizzati i dati trovati in letteratura.

Una volta definita la modalità per effettuare la misurazione delle proprietà termofisiche volute si sono valute le modalità relative alle prove sperimentali da effettuare per determinare tali proprietà.

La campagna di prove sperimentali si divideva per ogni fluido analizzato in tre temperature:

- Prove a 10 °C;
- Prove a 0 °C;
- Prove a -10 °C,

In questo modo è stato possibile valutare le proprietà termofisiche misurabili a diverse temperature in modo tale da ottenere più riscontri possibili con i dati bibliografici.

Ogni campagna di prova relativa ad una temperatura comprendeva al suo interno quattro prove.

Tre legate alla perdite di carico sullo scambiatore in modo da valutare l'effetto della viscosità dinamica e misurare la densità delle miscele a temperature differenti mentre la quarta prova era legata alla misurazione del calore specifico.

Le prime tre consistevano nel misurare la portata trattata, la differenza di pressione utilizzando una pompa per la circolazione del fluido e la densità posseduta dalla miscela acquosa in una delle tre temperature di prova.

Il primo dei tre test per ogni temperatura di prova era ottenuto utilizzando una sola pompa alla massima velocità, ottenendo quindi la massima portata sviluppata e le massime perdite di carico maturate. Per le due prove successive si andava a modificare il numero di giri della pompa in modo da fissare la differenza di pressione a cavallo dello scambiatore pari a 200 mbar e 100 mbar. In modo tale da poter capire se differenti portate incidevano sulla viscosità dinamica e quindi sulle perdite di carico subite dal fluido analizzato.

Le prove sono state così definite:

- Prova ΔP_{max} ;
- Prova ΔP_{200} ;
- Prova ΔP_{100} ;

La quarta e ultima prova, per ogni temperatura relativa alle campagne considerate, ha previsto l'utilizzo della resistenza elettrica per poter misurare il calore specifico del fluido.

Per fare ciò veniva imposta una determinata potenza elettrica alla resistenza con un determinato voltaggio. Per questa prova la resistenza era dotata di 230 V sviluppando una potenza elettrica di circa 6 kW. La resistenza cedeva calore al fluido tramite effetto Joule creando una differenza di temperatura a cavallo di essa.

Sapendo che la potenza scambiata è data dall'equazione:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T ; \quad (1)$$

oppure dall'equazione:

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T ; \quad (2)$$

Dove:

- \dot{Q} : potenza fornita al fluido tramite la resistenza elettrica [kW];
- \dot{m} : portata massica [kg/s];
- \dot{V} : portata volumetrica [m³/s];
- ρ : densità del fluido presente nel circuito [kg/m³];
- c_p : calore specifico del fluido analizzato [kJ/kg*K];
- ΔT : differenza di temperatura tra ingresso e uscita della resistenza [K];

Avendo a disposizione la portata massica o volumetrica in base al flussimetro in dotazione, la densità misurata del fluido analizzato, le temperature a cavallo della resistenza tramite delle termoresistenze e la potenza ceduta dalla resistenza al fluido si è potuto misurare il calore specifico dei fluidi alla temperatura media a cavallo della resistenza.

La prova relativa al calore specifico veniva ripetuta per tutte le temperature della campagna di prova, in modo tale da ottenere tre distinti valori di calore specifico in base alla temperatura media a cavallo della resistenza elettrica.

Con queste tipologie di prove è stato possibile misurare la densità e il calore specifico delle soluzioni analizzate. Inoltre è stato possibile verificare gli effetti provocati dalla viscosità dinamica in un circuito in termini di perdite di carico e come consumo relativo alla pompa per la sua circolazione.

Per effettuare questa campagna di prove è stato utilizzato un banco prova dedicato, la sua descrizione è riportata nel sottocapitolo successivo.

3.2. Descrizione dell'apparato sperimentale

Per poter portare a termine la campagna sperimentale il circuito di prova per la misurazione delle proprietà termofisiche è stato dotato di:

- una o più pompe per la circolazione del fluido;
- uno scambiatore di calore a piastre per poter simulare lo scambio di calore tra la miscela anticongelante da analizzare e il fluido refrigerante, pozzo o sorgente, dove nel nostro caso sarà il fluido Brine del calorimetro, in modo tale da portare il fluido termovettore alla temperatura voluta per la misura delle sue proprietà;
- delle termoresistenze per verificare le temperature possedute dal fluido all'interno del circuito di prova;
- un flussimetro per la misurazione della portata di fluido all'interno del circuito;
- una resistenza elettrica in modo da creare una differenza di temperatura a cavallo di essa, tale da poter misurare il calore specifico avendo a disposizione il valore della portata misurata con un flussimetro e la potenza fornita dalla resistenza al fluido;
- un misuratore di perdita di pressione a cavallo dello scambiatore, così da valutare le perdite di carico subite dal fluido all'interno di esso e poter valutare l'effetto della viscosità dinamica;

In figura 3.1 viene mostrato un disegno schematico del banco prova, per visualizzare in modo rapido la disposizione degli strumenti di misura utilizzati durante le prove:

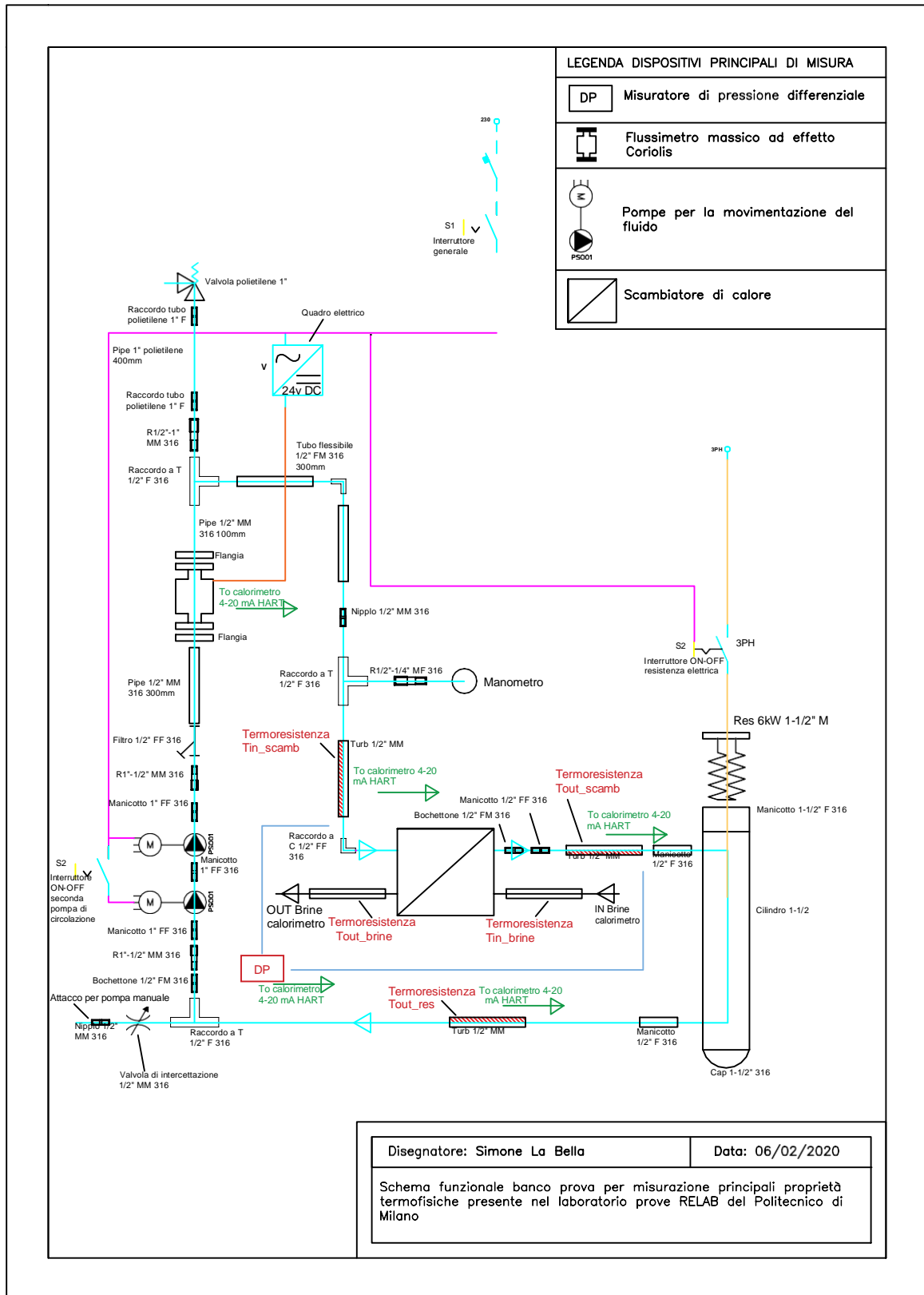


Figura 3.1: Schema funzionale banco prova per misurazione proprietà termofisiche refrigeranti secondari

Andiamo ora ad elencare gli strumenti a disposizione del laboratorio utilizzati per il circuito del banco prova:

3.2.1 Pompe di circolazione



Figura 3.2: Pompe Wilo RS15/7.0-PWM1 in serie utilizzate per la movimentazione del fluido analizzato

Le pompe utilizzate per la movimentazione del fluido sono quelle mostrate in figura, posizionate in serie.

In dettaglio sono delle Wilo RS15/7.0-PWM1, una delle due controllata in PWM per poter regolare il suo numero di giri e di conseguenza la portata trattata, in modo tale da effettuare le prove relative alle perdite di carico. La seconda, controllata con semplice ON-OFF, veniva azionata solamente per la prova di misurazione del calore specifico per avere la massima portata trattabile e una misura delle temperature ottimali creando più turbolenza possibile nelle tubazioni.

3.2.2 Flussimetro massico:



Figura 3.3: Flussimetro massico ad effetto Coriolis

Il flussimetro messo a disposizione dal laboratorio RELab è un flussimetro massico ad effetto Coriolis. Nel dettaglio è il flussimetro Micromotion CMF025H dell'omonima azienda.

Il misuratore di portata massico Coriolis si presenta nella versione standard come in figura. Composto da due tubi racchiusi in una forma ad omega Ω : la portata fluida entra all'interno del misuratore mentre l'elettronica induce una forza oscillante facendo vibrare i tubi. Il fluido invece induce una rotazione, o meglio una torsione, che a causa della forza di Coriolis è sempre opposta di verso su entrambi i lati di applicazione delle forze. Questa torsione crea una differenza di fase, o sfasatura temporale, fra l'ingresso e l'uscita del misuratore e questa sfasatura è direttamente proporzionale alla massa del fluido che passa nel tubo. Oltre alla portata massica tale flussimetro misura indirettamente anche la densità. Tale strumento presenta un'elevatissima accuratezza, sia per la misurazione della portata massica ($\pm 0.10\%$), sia per la misurazione della densità ($\pm 0.5 \frac{kg}{m^3}$).

3.2.3 Misuratore di pressione differenziale:

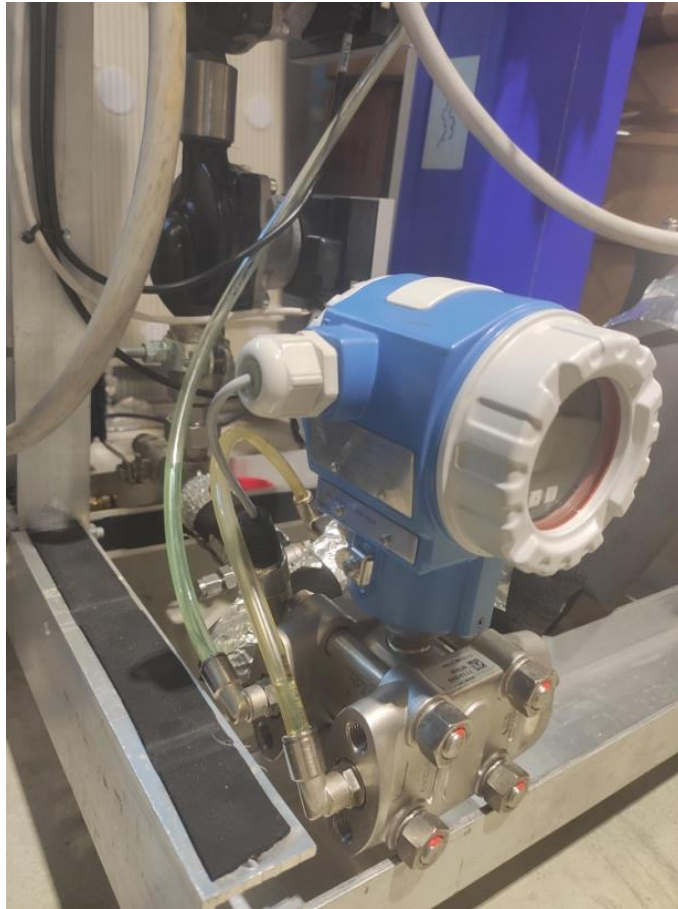


Figura 3.4: Pressostato differenziale per misurare la differenza di pressione a cavallo dello scambiatore

Lo strumento per la misura della pressione è un pressostato differenziale. Ovvero misura la caduta di pressione tra due punti del circuito. Nel nostro caso i punti saranno a cavallo dello scambiatore di calore così da misurare la caduta di pressione che si ha in base al fluido analizzato.

Il modello utilizzato è un Deltabar s PMD75 dell'azienda Endress+Hauser con un fondo scala di 500 mbar con accuratezza pari allo 0.05%.

3.2.4 Scambiatore di calore a piastre



Figura 3.5: Scambiatore di calore a piastre collegato al calorimetro da 20kW a disposizione del laboratorio "Relab"

Lo scambiatore di calore utilizzato è uno scambiatore a piastre Alfa Laval AlfaNova 52/HP 52/XP52, 100% in acciaio inossidabile.

Lo scambiatore presenta 10 piastre, ovvero 9 canali. In 5 di essi scorrerà il Brine di laboratorio mentre nei restanti 4, in controcorrente, scorrerà la miscela anticongelante analizzata. Essi sono una delle tecnologie per lo scambio di calore più efficienti. La sua funzione serve a trasferire calore da un fluido ad un altro fluido attraverso l'utilizzo di lastre metalliche, dette piastre. Queste piastre costituite con un materiale ad elevata conducibilità termica ci permettono di scambiare calore facilmente tra due fluidi. I vantaggi dell'utilizzo di questi scambiatori sono la loro compattezza, flessibilità di utilizzo e la facilità di pulizia e di manutenzione. Gli svantaggi si possono riassumere in lunghe guarnizioni che possono deteriorarsi e rompersi, perdite di calore dettate dal sistema, il loro costo di esercizio e di investimento.

Lo scambiatore di calore in figura servirà per simulare lo scambio di calore tra il fluido analizzato e il fluido refrigerante della macchina a compressione di vapore oltre che

portare il fluido alla temperatura voluta per le prove sperimentali di misura delle sue proprietà termofisiche.

Si riporta qui sotto un disegno 3D dello scambiatore “nudo” in questione.



Figura 3.6: Disegno 3D scambiatore a piastre Alfa Laval utilizzato nel banco prova

3.2.5 Resistenza elettrica



Figura 3.7: Resistenza elettrica da 6kW con alimentazione a 320V

La resistenza elettrica è una resistenza da 6 kW con un alimentazione a 320 V. La potenza così elevata fornita risulta necessaria per poter creare un ΔT significativo a cavallo di essa in modo tale da poter misurare il calore specifico del fluido analizzato.

3.2.6 Termoresistenze

Le termoresistenze sono un sensore di temperatura che sfrutta la variazione della resistività di alcuni materiali al variare della temperatura a cui sono sottoposti.

Le termoresistenze utilizzate prendono il nome di Pt100, ovvero sono composte da platino (Pt) in cui la resistenza alla temperatura di 0°C è pari a 100 Ω , possiedono accuratezza 1/10 DIN per il modello utilizzato nel banco prova.

3.2.7 Manometro



Figura 3.8: Manometro per il controllo della pressione nel circuito

Il manometro è lo strumento di misura della pressione relativa dei fluidi. Questo tipo di manometro è detto manometro Bourdon a causa dell'effetto che viene utilizzato per la misura della pressione. Possiede un fondo scala pari a 25 bar. Nel banco prova ha svolto solamente la funzione di controllare la pressione nel circuito al fine di non far cavitare le pompe per la circolazione.

3.2.8 Pompa manuale

Pompa a stantuffo manuale con la quale viene immessa nel circuito la miscela anticongelante fino a raggiungere una pressione di circa 2 bar, controllata tramite il manometro, in modo tale da avere la certezza di non avere cavitazione nelle pompe durante il loro utilizzo.

3.2.9 Banco prova definitivo

Il banco prova ottenuto è rappresentato nella foto sottostante.



Figura 3.9: Banco prova definitivo in attesa del collegamento al calorimetro

Si possono osservare, oltre al circuito compiuto dai fluidi, le due pompe in serie per la circolazione, il flussimetro massico, lo scambiatore di calore, la resistenza elettrica e il misuratore di pressione differenziale.

Una volta operativo tutto il circuito è stato ricoperto con della coibentazione PHE per evitare perdite termiche indesiderate ed ottenere delle misurazioni precise senza dover utilizzare la camera climatica per avere temperatura e umidità fissate.

Il circuito del banco prova verrà poi collegato al calorimetro da 20kW presente nel laboratorio ReLab, tramite lo scambiatore di calore e tramite i collegamenti elettrici degli strumenti di misura.

Il calorimetro in questione è composto da due camere climatiche (camera interna e camera esterna) che consentono di riprodurre le condizioni operative, in termini di temperatura e umidità, degli ambienti esterno e interno (abitativo, commerciale, tecnico) nei quali tipicamente si trovano installate le unità in prova, nei range di tolleranza prescritti dalle norme. In camera interna le temperature dell'aria possono variare da 0°C a 60°C; in camera esterna da -30°C fino a 60°C.

Le camere possono essere usate separatamente, per macchine monoblocco, o contemporaneamente per macchine con unità separate (interno/esterno) o che prevedono condizioni di prova canalizzate. Oltre alle regolazioni dell'aria, il calorimetro consente di gestire anche le temperature e le portate dei fluidi (acqua e/o brine) alle macchine in prova e funzionali alle prove di unità dotate di interfaccia idronica.

Il laboratorio mette a disposizione strumentazione di eccellenza, tarata presso centri accreditati e costantemente verificata. Ogni misura è duplicata per consentire una verifica costante e un'analisi più approfondita dei dati monitorati.



Figura 3.10: Camere climatiche e calorimetro da 20kW a disposizione del laboratorio

Per le prove sperimentali condotte non è servito utilizzare la camera climatizzata in quanto temperatura e umidità dell'ambiente non danno problemi nel tipo di banco prova utilizzato. Il calorimetro sarà collegato allo scambiatore di calore del banco prova così da fornire una portata di fluido termovettore (Brine) in modo da imporre al fluido in esame la temperatura voluta per la prova. Vengono inoltre misurate portata, densità, perdita di pressione e temperature tramite le letture digitali o analogiche degli strumenti di misura presenti nel banco prova.

Dalla sala di controllo, posta nelle vicinanze delle camere climatiche, si controllerà la portata e la temperatura del fluido Brine utilizzato per simulare il fluido frigorifero, pozzo o sorgente nello scambiatore a piastre, in modo da portare la miscela analizzata alla temperatura voluta per le varie prove.

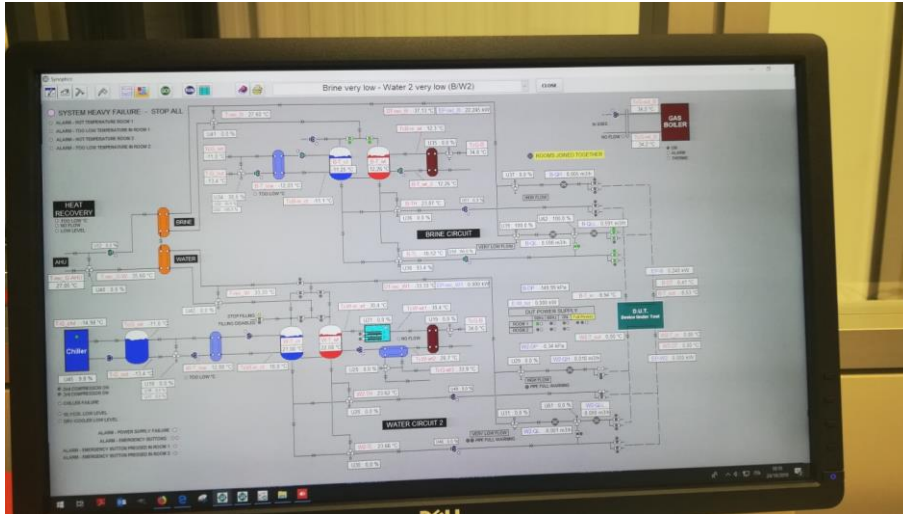


Figura 3.11: Immagine del sistema di controllo del calorimetro da 20kW presente nel laboratorio del politecnico di Milano RELab”

In figura 3.11 viene mostrato il software per il controllo del calorimetro dalla sala di controllo.

3.3 Incertezza delle misure

L’incertezza di misura viene definita come “*parametro, associato al risultato di una misurazione, che caratterizza la dispersione dei valori ragionevolmente attribuibili al misurando*” [UNI CEI ENV 13005, 2000] ed è un aspetto fondamentale quando vengono svolte delle misurazioni di tipo sperimentale.

In questo specifico caso è stato utilizzato un banco prova dedicato alla misurazione e verifica delle principali proprietà termofisiche di alcune soluzioni acquose anticongelanti, calcolando l’incertezza della misurazione di tali proprietà possiamo confermare la loro validità.

Il calcolo dell’incertezza di misura viene effettuato tramite il calcolo dell’incertezza relativa con la seguente formula:

$$\varepsilon = \frac{\delta_x}{|x|}; \quad (1)$$

Dove:

- ε : incertezza relativa dello strumento;
- δ_x : incertezza assoluta dello strumento di misura;
- $|x|$: valore medio della misurazione;

I valori delle proprietà misurate sono molteplici e differenti per ogni prova, in quanto i fluidi analizzati sono diversi, è stato quindi definito un intervallo di incertezza relativa per ogni proprietà misurata. In modo tale da definire un'incertezza massima e minima per la misurazione dove è possibile.

Il calcolo dell'incertezza relativa delle proprietà misurate nelle varie prove viene divisa in due, in base al tipo di prove effettuate.

3.3.1 Incertezza relativa alle prove $\Delta P - \rho$

Per quanto riguarda le prove relative alla misurazione della perdita di pressione e della densità si è proceduto al calcolo dell'incertezza di misura nelle misure sperimentali riguardanti ΔP , densità, portata massica e temperatura, i quali sono i dati di nostro interesse.

- ΔP : Per il calcolo dell'incertezza in questa misura facciamo riferimento al valore minimo pari a 99.96 mbar e massimo pari a 412.90 mbar misurati durante le prove sperimentali.

Prendiamo in considerazione per comodità solamente l'incertezza di riferimento del produttore e l'incertezza dovuta alla risoluzione dello strumento.

L'incertezza di riferimento è pari allo 0.05% della lettura in quando il calcolo del turndown (TD) è minore di 15:1. [Endress+Hauser, 2020]

Il TD nel nostro caso vale 1:1 in quanto non è stato impostato durante le prove, quindi i valori di TD calcolato sono inferiori a 15, sia per la misurazione di 99.96 mbar che per la misurazione di 412.90 mbar.

Per tali valori corrisponde una incertezza relativa di riferimento pari allo 0.05% della lettura.

L'incertezza assoluta di riferimento per la misurazione di 99.96 mbar è pari a ± 0.05 mbar mentre per la misurazione di 412.90 mbar è pari a ± 0.21 mbar.

In aggiunta consideriamo l'incertezza assoluta causata della risoluzione, calcolata con la seguente formula:

$$\delta_{\Delta P, \text{risoluzione}} = \frac{0.01}{2 \cdot \sqrt{3}}; \quad (2)$$

Tramite la seguente formula per la propagazione dell'errore andiamo a calcolare l'incertezza assoluta per le due misurazioni:

$$\delta_{\Delta P} = \sqrt{(\delta_{\Delta P, \text{riferimento}})^2 + (\delta_{\Delta P, \text{risoluzione}})^2}; \quad (3)$$

Otteniamo un valore pari a ± 0.05 mbar per la misurazione di 99.96 mbar e pari a ± 0.21 mbar per la misurazione di 412.90 mbar.

L'incertezza relativa calcolata con l'equazione (1) è pari allo 0.05% per tutte e due le misurazioni.

- ρ : Per il calcolo dell'incertezza della densità facciamo riferimento al valore minimo pari a $970.14 \frac{kg}{m^3}$ e massimo pari a $1234.72 \frac{kg}{m^3}$ misurati dal flussimetro massico ad effetto Coriolis.

- L'accuratezza dello strumento di misura è pari a $\pm 0.5 \frac{kg}{m^3}$ relativa a ogni lettura. [Micro Motion, 2019]

Il valore dell'incertezza di misura ottenuto tramite la formula dell'incertezza relativa è pari a 0.041% per il valore massimo misurato e 0.052% per il valore minimo misurato.

- \dot{m} : Per l'incertezza relativa della misurazione della portata massica facciamo riferimento al valore minimo pari a $90.93 \frac{kg}{h}$ e massimo pari a $357.07 \frac{kg}{h}$ misurati dal flussimetro massico ad effetto Coriolis.

La sensibilità del flussimetro, ottenuta tramite dati del produttore [Micro Motion, 2019], è pari a $\pm 0.10\%$ del flusso misurato.

Di conseguenza si ottiene un'incertezza relativa pari a 0.10%, la quale vale per ogni misura della portata effettuata.

- T : Per la misurazione della temperatura all'interno del banco prova sono state utilizzate delle termoresistenze Pt100 1/10 DIN.

Esse hanno un'incertezza pari a ± 0.03 °C a 0 °C per ottenere una misurazione molto accurata delle temperatura, visto che le proprietà termofisiche dei fluidi sono dipendenti dalla temperatura a cui si trova la miscela.

A 100 °C l'incertezza assoluta per la termoresistenza è pari a ± 0.08 °C. Supponendo lineare l'andamento dell'incertezza assoluta per le termoresistenze, per la misura a 10 °C otteniamo un'incertezza assoluta pari a ± 0.035 °C.

A -50 °C l'incertezza assoluta è pari a ± 0.04 °C, supponendo un andamento lineare otteniamo un'incertezza assoluta pari a ± 0.032 °C per la misura a -10 °C. [Sterling Sensor, 2019]

Per ottenere un valore più preciso andiamo ad utilizzare la propagazione dell'errore, usando la seguente formula per il calcolo dell'incertezza assoluta nella misurazione della temperatura.

$$\delta_T = \sqrt{(\delta_{riferimento})^2 + (\delta_{bed})^2 + (\delta_{risoluzione})^2}; \quad (4)$$

Dove:

- $\delta_{riferimento}$: incertezza assoluta di riferimento;
- δ_{bed} : contributo di incertezza assoluta relativa al “miglior sensore esistente”; [DT-09-DT, 2019]
- $\delta_{risoluzione}$: incertezza assoluta dovuta alla risoluzione dello strumento di misura; [DT-09-DT, 2019]

Per la misurazione a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ l'incertezza assoluta vale $\pm 0.036\text{ }^{\circ}\text{C}$, per la misurazione a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ vale $\pm 0.03\text{ }^{\circ}\text{C}$ e per la misurazione a $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ vale $\pm 0.04\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Le termoresistenze sono disposte in prossimità dello scambiatore di calore in modo tale da verificare la temperatura posseduta dalla miscela acquosa nella misurazione della densità e delle perdite di carico.

3.3.2 Incertezza relativa alle prove c_p

Per quanto riguarda le prove relative alla misurazione e al calcolo del calore specifico si è proceduto al calcolo dell'incertezza di misura nelle misure sperimentali riguardanti portata massica, potenza elettrica, ΔT a cavallo della resistenza e infine l'incertezza composta per il calore specifico.

- \dot{m} : Per l'incertezza relativa della misurazione della portata massica facciamo riferimento al valore minimo pari a $400.47\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{h}}$ e massimo pari a $507.6\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{h}}$ misurato dal flussimetro massico ad effetto Coriolis durante tale prova. La sensibilità del flussimetro, ottenuta tramite dati del produttore è pari a $\pm 0.10\%$ del flusso misurato. Di conseguenza si ottiene un'incertezza relativa pari a 0.10% , la quale vale per ogni misura della portata effettuata.
- Potenza elettrica: La misurazione della potenza elettrica, come in generale l'incertezza per la misure elettriche è molto precisa. Per la resistenza elettrica utilizzata nel banco prova è pari a $\pm 5\text{ W}$. La potenza fornita dalla resistenza dal fluidi è costante pari a 6.85 kW , alla quale corrisponde un'incertezza relativa pari allo 0.073% .
- ΔT : Per la misurazione della temperatura all'interno del banco prova sono state utilizzate delle termoresistenze Pt100 con un'accuratezza 1/10 DIN. Esse hanno un'incertezza assoluta pari a $\pm 0.03\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ e di $\pm 0.12\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ per ottenere una misurazione accurata delle temperatura.

Le termoresistenze utilizzate per il calcolo del ΔT sono posizionate a cavallo dello scambiatore di calore.

Il valore minimo di ΔT misurato a cavallo della resistenza è pari a 13.08 °C mentre quello massimo è pari a 16.80 °C.

L'incertezza per la misurazione della temperatura viene calcolata nel seguente modo, utilizzando la propagazione dell'errore:

$$\delta_T = \sqrt{(\delta_{\text{riferimento}})^2 + (\delta_{\text{bed}})^2 + (\delta_{\text{risoluzione}})^2} \quad (5)$$

Per il calcolo dell'incertezza relativa delle misurazioni a cavallo dello scambiatore si fa riferimento al formulario relativo alla propagazione dell'incertezza del professor Pier Ruggero Spina (Ruggero Spina, 2020).

La formula utilizzata per il calcolo dell'incertezza relativa alla misurazione del ΔT è la seguente:

$$\delta_{\Delta T} = \sqrt{(\delta_{T1})^2 + (\delta_{T2})^2} \quad (6)$$

L'incertezza assoluta per la misurazione del ΔT pari a 13.08 °C vale dunque ± 0.073 °C, a cui equivale un'incertezza relativa pari allo 0.56%.

Per il ΔT pari a 16.80 °C l'incertezza assoluta vale ± 0.052 °C, con un'incertezza relativa pari allo 0.31%.

- Calore specifico: La valutazione dell'incertezza nel calcolo del calore specifico sarà di tipo composto in quanto viene utilizzata la seguente formula per il suo calcolo:

$$c_p = \frac{\dot{Q}}{\dot{m} \cdot \Delta T} \quad (7)$$

Per la misurazione dell'incertezza relativa per il calore specifico utilizziamo la seguente formula ricavata dal formulario del professor Spina:

$$\frac{\delta_{c_p}}{|c_p|} = \sqrt{\left(\frac{\delta_{\dot{Q}}}{|\dot{Q}|}\right)^2 + \left(\frac{\delta_{\dot{m}}}{|\dot{m}|}\right)^2 + \left(\frac{\delta_{\Delta T}}{|\Delta T|}\right)^2} \quad (8)$$

L'intervallo di incertezza relativa per il calcolo del calore specifico sarà pari allo 0.334% e allo 0.572%.

3.4 Preparazione delle miscele campione

Il passo successivo è stato quello di reperire i campioni delle miscele da analizzare da produttori commerciali di fluidi termovettori oppure crearle opportunamente in laboratorio.

Le miscele acquose di alcool etilico, alcool metilico e glicole etilenico sono state create in laboratorio tramite delle analisi di letteratura per poter trovare la concentrazione del fluido antigelo nella soluzione in modo tale da ottenere una temperatura di congelamento di $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Per l'alcol etilico e metilico avendo a disposizione campioni di liquido puro al 100% è stato semplice ottenere la miscela voluta.

Per esempio, per l'alcol etilico, la soluzione con una temperatura di congelamento di $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ è data dalla presenza del 24.6% in massa di etanolo [Melinder, 2009].

Tramite una bilancia è stata pesata l'acqua e aggiunta la giusta quantità di alcol. Per una soluzione dal peso di 4000 g, 984 g saranno di alcol mentre il restante di acqua. Lo stesso procedimento è stato utilizzato per produrre la miscela acquosa di alcol metilico al 20% in massa per ottenere la temperatura di congelamento voluta. [Ignatowicz, Melinder, Palm, 2017]

L'accuratezza della bilancia utilizzata, nel dettaglio una Kern 100k0.5, è pari a $\pm 0.5\text{ g}$. Pesando una soluzione acquosa di 4000 g al 24.6% in massa di alcol etilico otteniamo un'incertezza relativa pari allo 0.017% per la massa d'acqua pari a 3016 g e un'incertezza relativa pari allo 0.051% per la massa di alcol etilico pari a 984 g.

L'incertezza assoluta relativa alla somma delle masse viene calcolata tramite la seguente formula relativa alla propagazione dell'errore:

$$\delta \dot{m}_{tot} = \sqrt{(\delta \dot{m}_{AE})^2 + (\delta \dot{m}_{H_2O})^2} \quad (9)$$

Otteniamo così un'incertezza assoluta pari a $\pm 0.71\text{ g}$.

L'incertezza relativa della soluzione del peso di 4000 g al 24.6% in massa di alcol etilico è pari allo 0.02%.

Per quanto riguarda l'incertezza relativa alla percentuale di alcol nella soluzione utilizziamo la seguente formula:

$$\varepsilon_{\%AE\ 24.6\%} = \sqrt{\left(\frac{\delta \dot{m}_{AE}}{|\dot{m}_{AE}|}\right)^2 + \left(\frac{\delta \dot{m}_{TOT}}{|\dot{m}_{TOT}|}\right)^2} \quad (10)$$

Visto che la percentuale del 24.6% in massa di alcol etilico nel nostro caso è ottenuta dalla divisione di 984 g di alcol e i 4000 g di soluzione totale ed essi hanno una incertezza relativa pari rispettivamente allo 0.051% e allo 0.02%. L'incertezza relativa su una soluzione al 24.6% in massa di alcol etilico è pari allo 0.058%.

Tutte queste considerazioni possono essere fatte allo stesso modo anche per la miscela di alcol metilico al 20% in massa.

Per la miscela di glicole è stato più complicato visto che il glicole etilenico in laboratorio non era puro ma era una soluzione acquosa al 58.8% in massa.

Tramite una proporzione è stato possibile calcolare la quantità di acqua da aggiungere alla soluzione per portare la % in massa di glicole al 32.5 così da avere una temperatura di congelamento di -15°C. [Engineering and Operating Guide, 2008]

La proporzione utilizzata è la seguente:

$$(a - b) * x = b * y \quad (11)$$

Dove:

- a: percentuale della miscela di glicole etilenico a disposizione del laboratorio;
- b: percentuale della miscela di glicole etilenico da ottenere;
- x: massa della miscela a;
- y: massa di acqua da aggiungere alla miscela a per ottenere la miscela di composizione ;

La bilancia utilizzata per ottenere la soluzione acquosa di glicole etilenico è sempre una Kern 100k0.5 con accuratezza di $\pm 0.5 g$.

Per prima cosa è stata pesata una massa pari a 2500 g della miscela al 58.8% in massa di glicole etilenico con un'incertezza relativa pari allo 0.02%.

Tramite la proporzione è stata pesata la quantità di acqua per raggiungere l'obiettivo di avere una soluzione al 32.5% in massa di glicole. La massa d'acqua da aggiungere è pari a 2023 g con un'incertezza relativa nella misurazione pari allo 0.025%.

L'incertezza assoluta relativa alla somma delle masse è dalla seguente equazione:

$$\delta \dot{m}_{tot} = \sqrt{(\delta \dot{m}_{GE\ 58.8\%})^2 + (\delta \dot{m}_{H_2O})^2} \quad (12)$$

L'incertezza assoluta sulla massa totale sarà pari a $\pm 0.71 g$.

L'incertezza relativa della soluzione pesata di 4523 g è pari allo 0.016%.

Per calcolare l'incertezza relativa alla concentrazione della soluzione ipotizziamo prima di tutto di ottenere la miscela al 58.8% in massa di glicole etilenico dal peso di 2500 g tramite la miscelazione di 1470 g di glicole puro e di 1030 g di acqua, ottenendo un'incertezza relativa rispettivamente dello 0.034% e 0.049%.

Dalla formula (3) sappiamo che per raggiungere la diluizione al 32.5% in massa di glicole etilenico vanno aggiunti altri 2023 g di acqua.

Il 32.5% di massa di glicole etilenico nella soluzione è ottenuto dalla divisione di 1470 g di glicole e di 4523 g di soluzione totale andiamo a calcolare l'incertezza relativa alla concentrazione nel seguente modo:

$$\varepsilon_{\%GE\ 32.5\%} = \sqrt{\left(\frac{\delta\dot{m}_{GE,puro}}{|\dot{m}_{GE,puro}|}\right)^2 + \left(\frac{\delta\dot{m}_{TOT}}{|\dot{m}_{TOT}|}\right)^2} \quad (13)$$

Dove l'incertezza assoluta per la pesata di glicole puro è pari a ± 0.5 g, mentre l'incertezza assoluta della pesata relativa alla massa totale viene calcolata con la formula della propagazione relativa alla somma delle masse:

$$\delta\dot{m}_{TOT} = \sqrt{\left(\delta\dot{m}_{GE,puro}\right)^2 + \left(\delta\dot{m}_{H_2O,1}\right)^2 + \left(\delta\dot{m}_{H_2O,2}\right)^2} \quad (14)$$

Dove:

- $\delta\dot{m}_{GE,puro}$: incertezza assoluta relativa alla pesata di glicole puro;
- $\delta\dot{m}_{H_2O,1}$: incertezza assoluta relativa alla pesata di acqua per ottenere la miscela al 58.8% in massa di glicole etilenico;
- $\delta\dot{m}_{H_2O,2}$: incertezza assoluta relativa alla pesata di acqua per la diluizione al 32.5% in massa di glicole etilenico;

Otteniamo un'incertezza assoluta relativa alla massa totale pari a ± 0.87 g.

Applicando l'equazione (13) otteniamo un'incertezza relativa per la concentrazione al 32.5% in massa di glicole dello 0.04%.

Di seguito vengono riportate le figure delle taniche delle miscele antigelo create in laboratorio.

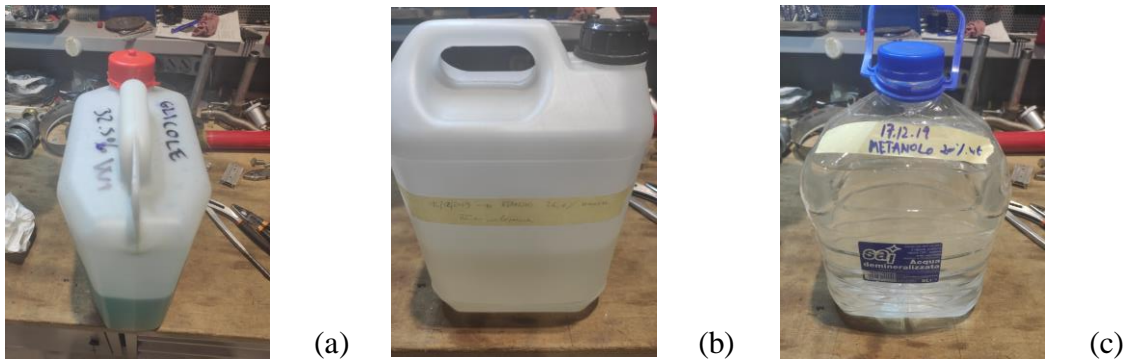


Figura 3.12: Miscela acquosa di glicole etilenico al 32.5% in massa (a), di alcol etilico al 24.5% in massa (b), di alcol metilico al 20% in massa (c) per ottenere una temperatura di congelamento pari a $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ create in laboratorio

Per le miscele acquose relative a acetato, formiato e acetato/formiato di potassio sono state reperite presso alcune aziende estere produttrici di fluidi termovettori già in commercio.

La miscela di acetato e formiato di potassio (nome commerciale TEMPER) è stata gentilmente concessa dalla società svedese “TEMPER” in un campione di 5 litri già pronto all’uso.

Oltre al fluido “TEMPER” è stato possibile ottenere, sempre dalla stessa società svedese, un campione di 5 litri pronto all’uso di glicole monopropilenico ottenuto così da poter testare le proprietà anche su una miscela acquosa di glicole propilenico tramite il banco prova.

Nelle figure sottostanti si possono vedere le taniche dei campioni consegnate al laboratorio.

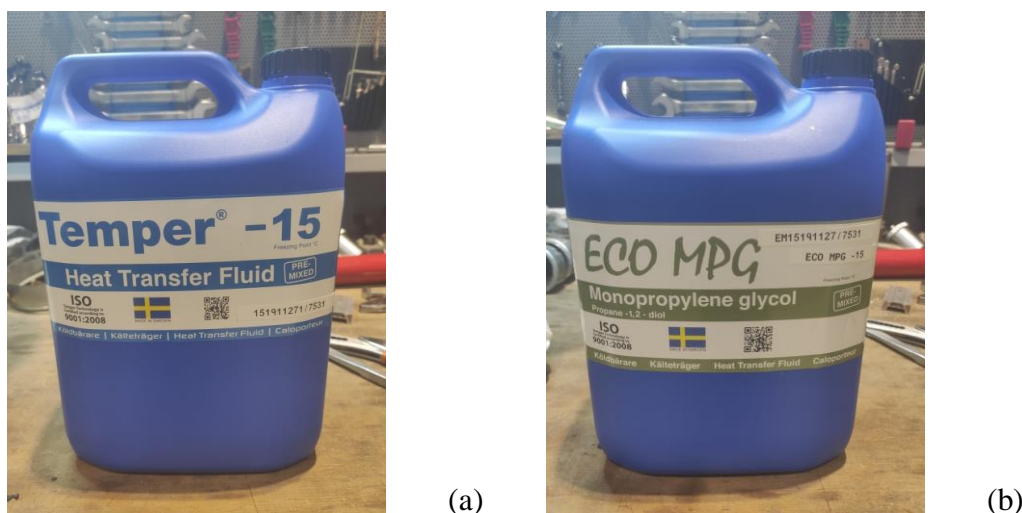


Figura 3.13: Miscela acquosa pronta all’uso di acetato e formiato di potassio (a) e di glicole monopropilenico (b) con una temperatura di congelamento di $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ dell’azienda svedese TEMPER

La miscela di acetato di potassio è stata fornita dall'azienda tedesca "TYFO" sempre in un campione di 5 litri pronto all'uso. Il nome commerciale del prodotto è TYFOXIT 1.15.

A causa di un errore di comunicazione con i produttori la miscela ha però un limite di congelamento pari a -20°C .

Nella figura sottostante viene mostrato il campione consegnato in laboratorio dall'azienda.



Figura 3.14: Miscela acquosa pronta all'uso di acetato di potassio con una temperatura di congelamento di -20°C dell'azienda tedesca TYFO

La miscela di formiato di potassio è stata fornita dall'azienda americana "DYNALENE" con un campione di 5 litri pronto all'uso. Nome commerciale DYNALENE HC. Questa miscela però non era disponibile per una temperatura di congelamento di -15°C , ma per un limite operativo fino a -20°C .

Una volta ottenute tutte le miscele campione da testare viene riempito il circuito di prova con circa 3 litri con una delle miscele da analizzare in modo tale da poter avviare le prove sperimentali descritte nel sottocapitolo relativo alla metodologia.

3.5. Misure sperimentali delle proprietà termofisiche

Come descritto nel paragrafo 3.1 Metodologia avendo a disposizione il banco prova definitivo e le miscele campione dei fluidi da analizzare sono state svolte le prove per la differenza di pressione e il calore specifico alle temperature stabilite.

3.5.1 Misure sperimentali ΔP e densità

I risultati delle prove ΔP per i sette fluidi sono riportati nelle tabelle sottostanti.

Per ogni fluido sono riportate le tre temperature di prova, con al loro interno le tre prove riguardanti le perdite di carico, ovvero la prova a ΔP_{max} , ΔP_{200} e ΔP_{100} con le relative portate sviluppate dalla pompa di circolazione nel banco di prova. Viene inoltre presentata la misurazione della densità per le tre temperature di prova.

Tabella 3.1: Campagna prove ΔP per una miscela acquosa di glicole etilenico al 32.5% in massa con una temperatura di congelamento di $-15\text{ }^\circ\text{C}$

Glicole etilenico 32,5% w/w			
T	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^\circ\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{kg}{h}$	$\frac{kg}{m^3}$
10	390,30	310,53	1048
	200,33	215,27	1048
	100,70	148,43	1048
T	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^\circ\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{kg}{h}$	$\frac{kg}{m^3}$
0	382,03	297,95	1050
	200,16	208,36	1050
	100,17	140,43	1050
T	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^\circ\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{kg}{h}$	$\frac{kg}{m^3}$
-10	357,53	273,82	1052
	199,87	194,87	1052
	100,22	128,44	1052

 Tabella 3.2: Campagna prove ΔP per una miscela acquosa di alcol etilico al 24.5% in massa con una temperatura di congelamento di $-15\text{ }^\circ\text{C}$

Alcol etilico 24,5% w/w			
T	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^\circ\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{kg}{h}$	$\frac{kg}{m^3}$
10	364,23	284,91	970
	200,72	206,64	970
	100,30	139,79	970
T	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^\circ\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{kg}{h}$	$\frac{kg}{m^3}$
0	353,02	268,18	973
	200,04	193,65	973
	100,24	128,74	973
T	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^\circ\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{kg}{h}$	$\frac{kg}{m^3}$
-10	321,31	231,06	974
	200,42	172,99	974
	100,44	112,63	974

Tabella 3.3: Campagna prove ΔP per una miscela acquosa di alcol metilico al 20% in massa con una temperatura di congelamento di $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$

Alcol metilico 20% wt/wt			
T	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^{\circ}\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
10	372,23	290,01	974
	200,67	207,65	974
	100,29	142,01	974
T	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^{\circ}\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
0	365,64	278,97	976
	200,27	200,21	976
	100,14	135,13	976
T	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^{\circ}\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
-10	351,90	259,75	976
	200,44	188,37	976
	100,47	124,27	976

Tabella 3.4: Campagna prove ΔP per una miscela acquosa di acetato di potassio con una temperatura di congelamento di $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$

Acetato di potassio - TYFOXIT 1.15			
T	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^{\circ}\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
10	400,23	332,12	1155
	200,52	228,59	1155
	100,19	155,57	1155
T	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^{\circ}\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
0	390,81	320,08	1158
	200,05	221,55	1158
	100,33	148,87	1158
T	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^{\circ}\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
-10	376,84	302,65	1160
	200,21	209,39	1160
	100,79	138,98	1160

Tabella 3.5: Campagna prove ΔP per una miscela acquosa di acetato e formiato di potassio con una temperatura di congelamento di $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$

Acetato/formiato di potassio - TEMPER			
T	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^{\circ}\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
10	411,81	331,34	1109
	200,51	225,02	1109
	100,64	154,64	1109
T	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^{\circ}\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
0	402,24	319,18	1113
	200,03	218,32	1113
	100,23	148,78	1113
T	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^{\circ}\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
-10	390,73	303,60	1114
	200,33	208,99	1114
	100,71	140,69	1114

Tabella 3.6: Campagna prove ΔP per una miscela acquosa di formiato di potassio con una temperatura di congelamento di $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$

Formiato di potassio - DYNALENE			
T	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^{\circ}\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
10	411,34	357,08	1230
	199,93	242,76	1230
	100,11	166,59	1230
T	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^{\circ}\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
0	403,36	345,06	1233
	200,54	236,72	1233
	100,28	162,26	1233
T	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^{\circ}\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
-10	412,90	340,34	1235
	200,62	230,31	1235
	100,09	155,43	1235

Tabella 3.7: Campagna prove ΔP per una miscela acquosa di glicole monopropilenico con una temperatura di congelamento di $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$

Glicole monopropilenico - ECO MPG			
<i>T</i>	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^{\circ}\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
10	362,53	268,67	1036
	200,11	190,32	1036
	100,52	125,78	1036
<i>T</i>	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^{\circ}\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
0	321,60	228,77	1039
	200,75	171,86	1039
	100,62	111,54	1039
<i>T</i>	ΔP	\dot{m}	ρ_{fluido}
$^{\circ}\text{C}$	<i>mbar</i>	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
-10	274,98	179,42	1041
	199,64	146,02	1041
	99,96	90,93	1041

3.5.2 Misure sperimentali calore specifico

Vengono ora riportati nelle seguenti sette tabelle i dati ottenuti con la prova relativa al calore specifico per le tre temperature della campagna di prova.

Per ogni temperatura, lato fluido analizzato, viene visualizzata la portata sviluppata dalle due pompe a massimo regime, le temperature prima dello scambiatore, prima della resistenza, dopo la resistenza e la temperatura media a cavallo di essa. Viene mostrata inoltre la potenza fornita dalla resistenza elettrica ed infine il calore specifico calcolato tramite la potenza fornita al fluido dalla resistenza elettrica, la portata misurata dal flussimetro massico e il ΔT a cavallo della resistenza.

Lato brine viene mostrata la temperatura all'ingresso e all'uscita dello scambiatore di calore, oltre che alla potenza scambiata dal brine nello scambiatore .

Tabella 3.8: Campagna prove calore specifico per una miscela acquosa di glicole etilenico al 32.5% in massa con una temperatura di congelamento pari a -15 °C

Glicole etilenico 32,5% w/w										
Lato fluido analizzato								Lato brine calorimetro		
T_{prova}	$c_p(T_m)$	\dot{m}	\dot{Q}_{res}	T_{in_scamb}	T_{in_res}	T_{out_res}	T_{m_res}	T_{in_brine}	T_{out_brine}	\dot{Q}_{brine}
°C	$\frac{kJ}{kgK}$	$\frac{kg}{h}$	kW	°C	°C	°C	°C	°C	°C	kW
10	3.768	457.80	6.84	29.98	15.75	30.03	22.89	9.95	21.20	6.88
0	3.739	449.46	6.86	21.42	6.74	21.44	14.09	0.00	11.50	6.98
-10	3.708	439.34	6.84	13.44	-1.71	13.41	5.85	-9.90	1.79	7.06

Tabella 3.9: Campagna prove calore specifico per una miscela acquosa di alcol etilico al 24.5% in massa con una temperatura di congelamento pari a -15 °C

Alcol etilico 24,5% w/w										
Lato fluido analizzato								Lato brine calorimetro		
T_{prova}	$c_p(T_m)$	\dot{m}	\dot{Q}_{res}	T_{in_scamb}	T_{in_res}	T_{out_res}	T_{m_res}	T_{in_brine}	T_{out_brine}	\dot{Q}_{brine}
°C	$\frac{kJ}{kgK}$	$\frac{kg}{h}$	kW	°C	°C	°C	°C	°C	°C	kW
10	4.407	427.39	6.84	29.61	16.57	29.65	23.11	10.13	21.41	6.89
0	4.406	419.92	6.85	20.90	7.62	20.94	14.28	0.16	11.58	6.94
-10	4.370	407.00	6.86	13.14	-0.76	13.11	6.18	-9.94	1.79	7.08

Tabella 3.10: Campagna prove calore specifico per una miscela acquosa di alcol metilico al 20% in massa con una temperatura di congelamento pari a -15 °C

Alcol metilico 20% w/w										
Lato fluido analizzato								Lato brine calorimetro		
T_{prova}	$c_p(T_m)$	\dot{m}	\dot{Q}_{res}	T_{in_scamb}	T_{in_res}	T_{out_res}	T_{m_res}	T_{in_brine}	T_{out_brine}	\dot{Q}_{brine}
°C	$\frac{kJ}{kgK}$	$\frac{kg}{h}$	kW	°C	°C	°C	°C	°C	°C	kW
10	4.189	427.16	6.85	29.75	15.89	29.67	22.78	10.07	21.31	6.87
0	4.164	421.41	6.85	21.01	6.88	20.93	13.91	0.15	11.58	6.94
-10	4.122	412.23	6.85	12.92	-1.78	12.73	5.48	-10.03	1.71	7.08

Tabella 3.11: Campagna prove calore specifico per una miscela acquosa di acetato di potassio con una temperatura di congelamento pari a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$

Acetato di potassio - TYFOXIT 1.15										
Lato fluido analizzato								Lato brine calorimetro		
T_{prova}	$c_p(T_m)$	\dot{m}	\dot{Q}_{res}	T_{in_scamb}	T_{in_res}	T_{out_res}	T_{m_res}	T_{in_brine}	T_{out_brine}	\dot{Q}_{brine}
$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	kW	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	kW
10	3.277	483.30	6.82	30.69	15.25	30.75	23.00	9.98	21.18	6.84
0	3.259	474.83	6.84	22.01	6.13	22.05	14.09	-0.02	11.41	6.94
-10	3.241	467.13	6.84	13.91	-2.37	13.89	5.76	-9.97	1.72	7.05

 Tabella 3.12: Campagna prove calore specifico per una miscela acquosa di acetato e formiato di potassio con una temperatura di congelamento pari a $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$

Acetato e formiato di potassio - TEMPER										
Lato fluido analizzato								Lato brine calorimetro		
T_{prova}	$c_p(T_m)$	\dot{m}	\dot{Q}_{res}	T_{in_scamb}	T_{in_res}	T_{out_res}	T_{m_res}	T_{in_brine}	T_{out_brine}	\dot{Q}_{brine}
$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	kW	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	kW
10	3.438	479.72	6.86	30.39	15.29	30.27	22.78	10.02	21.31	6.90
0	3.423	470.68	6.86	21.52	6.06	21.39	13.73	-0.04	11.43	6.96
-10	3.405	462.44	6.86	13.30	-2.56	13.12	5.28	-10.03	1.64	7.04

 Tabella 3.13: Campagna prove calore specifico per una miscela acquosa di formiato di potassio con una temperatura di congelamento pari a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$

Formiato di potassio - DYNALENE										
Lato fluido analizzato								Lato brine calorimetro		
T_{prova}	$c_p(T_m)$	\dot{m}	\dot{Q}_{res}	T_{in_scamb}	T_{in_res}	T_{out_res}	T_{m_res}	T_{in_brine}	T_{out_brine}	\dot{Q}_{brine}
$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	kW	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	kW
10	2.950	507.60	6.83	31.36	14.77	31.21	22.99	10.06	21.31	6.88
0	2.930	501.82	6.84	22.41	5.52	22.25	13.89	0.00	11.45	6.95
-10	2.920	500.12	6.83	13.85	-3.14	13.66	5.26	-10.04	1.65	7.05

Tabella 3.14: Campagna prove calore specifico per una miscela acquosa di glicole monopropilenico con una temperatura di congelamento pari a $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$

GLICOLE MONOPROPILENICO ECO MPG										
Lato fluido analizzato								Lato brine calorimetro		
T_{prova}	$c_p(Tm)$	\dot{m}	\dot{Q}_{res}	Tin_{scamb}	Tin_{res}	$Tout_{res}$	Tm_{res}	Tin_{brine}	$Tout_{brine}$	\dot{Q}_{brine}
$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	kW	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	kW
10	3.790	430.23	6.85	31.80	16.70	31.79	24.24	10.00	21.18	6.84
0	3.820	416.95	6.84	23.83	8.00	23.70	15.85	-0.02	11.43	6.94
-10	3.820	400.47	6.86	16.92	0.20	16.75	8.48	-10.01	1.66	7.04

3.6 Differenze percentuali dati con letteratura

Una volta ottenuti i dati delle varie prove è stata verificata l'accuratezza del banco prova utilizzato tramite un confronto con i dati della letteratura.

Il confronto è stato fatto tra le due proprietà termofisiche misurate, densità e calore specifico.

Il risultati sono riportati nelle seguenti sette tabelle, una per ogni soluzione analizzata.

I valori di densità riportati sono una media dei dati ottenuti per le tre prove effettuate per ogni temperatura della campagna di prova, i valori di calore specifico sono riferiti alla temperatura media a cavallo della resistenza elettrica.

Tabella 3.15: Differenze percentuali tra i dati misurati e di letteratura relativi a densità e calore specifico per la miscela acquosa di glicole etilenico

Glicole etilenico 32,5% w/w						
T_{prova}	ρ_{fluido}	$\rho_{letteratura}$	$diff\% - \rho$	$c_{p,fluido}(Tm)$	$c_{p,letteratura}(Tm)$	$diff\% - c_p(Tm)$
$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	-	$\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$	-
10	1042	1048	-0,58%	3,77	3,64	3,40%
0	1045	1051	-0,55%	3,74	3,603	3,63%
-10	1048	1054	-0,56%	3,71	3,574	3,61%

Tabella 3.16: Differenze percentuali tra i dati misurati e di letteratura relativi a densità e calore specifico per la miscela acquosa di alcol etilico

Alcol etilico 24,5% w/w						
T_{prova}	ρ_{fluido}	$\rho_{letteratura}$	$diff\% - \rho$	$c_{p,fluido}(Tm)$	$c_{p,letteratura}(Tm)$	$diff\% - c_p(Tm)$
°C	$\frac{kg}{m^3}$	$\frac{kg}{m^3}$	-	$\frac{kJ}{kgK}$	$\frac{kJ}{kgK}$	-
10	963	962	0,11%	4,407	4,290	2,65%
0	968	967	0,05%	4,406	4,280	2,86%
-10	970	971	-0,10%	4,373	4,270	2,36%

Tabella 3.17: Differenze percentuali tra i dati misurati e di letteratura relativi a densità e calore specifico per la miscela acquosa di alcol metilico

Alcol metilico 20% w/w						
T_{prova}	ρ_{fluido}	$\rho_{letteratura}$	$diff\% - \rho$	$c_{p,fluido}(Tm)$	$c_{p,letteratura}(Tm)$	$diff\% - c_p(Tm)$
°C	$\frac{kg}{m^3}$	$\frac{kg}{m^3}$	-	$\frac{kJ}{kgK}$	$\frac{kJ}{kgK}$	-
10	969	964	0,54%	4,189	4,322	-3,18%
0	973	967	0,57%	4,164	4,286	-2,92%
-10	974	968	0,62%	4,122	4,260	-3,34%

Tabella 3.18: Differenze percentuali tra i dati misurati e di letteratura relativi a densità e calore specifico per la miscela acquosa di acetato di potassio

Acetato di potassio - TYFOXIT 1.15						
T_{prova}	ρ_{fluido}	$\rho_{letteratura}$	$diff\% - \rho$	$c_{p,fluido}(Tm)$	$c_{p,letteratura}(Tm)$	$diff\% - c_p(Tm)$
°C	$\frac{kg}{m^3}$	$\frac{kg}{m^3}$	-	$\frac{kJ}{kgK}$	$\frac{kJ}{kgK}$	-
10	1149	1150	-0,13%	3,277	3,300	-0,71%
0	1152	1154	-0,18%	3,259	3,270	-0,33%
-10	1155	1158	-0,27%	3,241	3,250	-0,29%

Tabella 3.19: Differenze percentuali tra i dati misurati e di letteratura relativi a densità e calore specifico per la miscela acquosa di acetato e formiato di potassio

Acetato e formiato di potassio - TEMPER						
T_{prova}	ρ_{fluido}	$\rho_{letteratura}$	$diff\% - \rho$	$c_{p,fluido}(Tm)$	$c_{p,letteratura}(Tm)$	$diff\% - c_p(Tm)$
°C	$\frac{kg}{m^3}$	$\frac{kg}{m^3}$	-	$\frac{kJ}{kgK}$	$\frac{kJ}{kgK}$	-
10	1105	1114	-0,84%	3,438	3,447	-0,25%
0	1108	1117	-0,80%	3,423	3,427	-0,11%
-10	1111	1119	-0,77%	3,405	3,415	-0,29%

Tabella 3.20: Differenze percentuali tra i dati misurati e di letteratura relativi a densità e calore specifico per la miscela acquosa di formiato di potassio

Formiato di potassio - DYNALENE						
T_{prova}	ρ_{fluido}	$\rho_{letteratura}$	$diff\% - \rho$	$c_{p,fluido}(Tm)$	$c_{p,letteratura}(Tm)$	$diff\% - c_p(Tm)$
°C	$\frac{kg}{m^3}$	$\frac{kg}{m^3}$	-	$\frac{kJ}{kgK}$	$\frac{kJ}{kgK}$	-
10	1221	1237	-1,33%	2,945	3,212	-9,05%
0	1225	1242	-1,41%	2,932	3,188	-8,72%
-10	1227	1248	-1,75%	2,928	3,164	-8,05%

Tabella 3.21: Differenze percentuali tra i dati misurati e di letteratura relativi a densità e calore specifico per la miscela acquosa di glicole propilenico

Glicole monopropilenico - ECO MPG						
T_{prova}	ρ_{fluido}	$\rho_{letteratura}$	$diff\% - \rho$	$c_{p,fluido}(Tm)$	$c_{p,letteratura}(Tm)$	$diff\% - c_p(Tm)$
°C	$\frac{kg}{m^3}$	$\frac{kg}{m^3}$	-	$\frac{kJ}{kgK}$	$\frac{kJ}{kgK}$	-
10	1221	1237	-1,33%	3,791	3,831	-1,05%
0	1225	1242	-1,41%	3,818	3,817	0,04%
-10	1227	1248	-1,75%	3,822	3,804	0,47%

Si osserva dalle tabelle che per i fluidi consegnati da aziende produttrici in campioni pronti

all'uso i valori misurati sono concordi. L'errore percentuali per alcune miscele è addirittura inferiore all'1%.

L'errore percentuale aumenta quando sono state testate miscele acquose di glicole etilenico, alcool etilico e alcool metilico. Tali miscele non sono state prodotte da aziende esterne ma sono state riprodotte in laboratorio. Questo errore riguarda principalmente il calore specifico a causa della sua misura indiretta, mentre i valori di densità misurati dal flussimetro ad effetto Coriolis sono in linea con i dati di letteratura. Errori di miscelazione impercettibili, tanica di contenimento non pulita al 100% potrebbero esserne causa degli errori maggiori riscontrati.

Si nota inoltre che, nella miscela acquosa di formiato di potassio (Dynalene), c'è una differenza marcata tra i valori di calore specifico dichiarati dall'azienda e quelli misurati nelle prove sperimentali.

Tali differenze erano state riscontrate anche in altre prove condotte dal gruppo di ricerca RELab.

Possiamo affermare con una buona certezza che l'azienda ha sovrastimato questa importante proprietà in quanto è stato riscontrata la ripetibilità di tali errori.

In conclusione il banco prova risulta ben strutturato ed organizzato per le misurazioni di densità e calore specifico. Porta a valori delle proprietà termofisiche concordi con quelle ottenute dalla letteratura per tutti i fluidi analizzati.

3.7 Confronto tra i diversi fluidi

Con i dati ottenuti dalle prove sperimentali sono stati creati dei grafici in modo tale da poter visualizzare velocemente le prestazioni delle miscele acquose analizzate, l'una nei confronti dell'altra.

Nei grafici sottostanti possiamo visualizzare i dati della portata sviluppata e delle perdite di carico subite dai vari fluidi per le tre prove ΔP nelle tre temperature indicate.

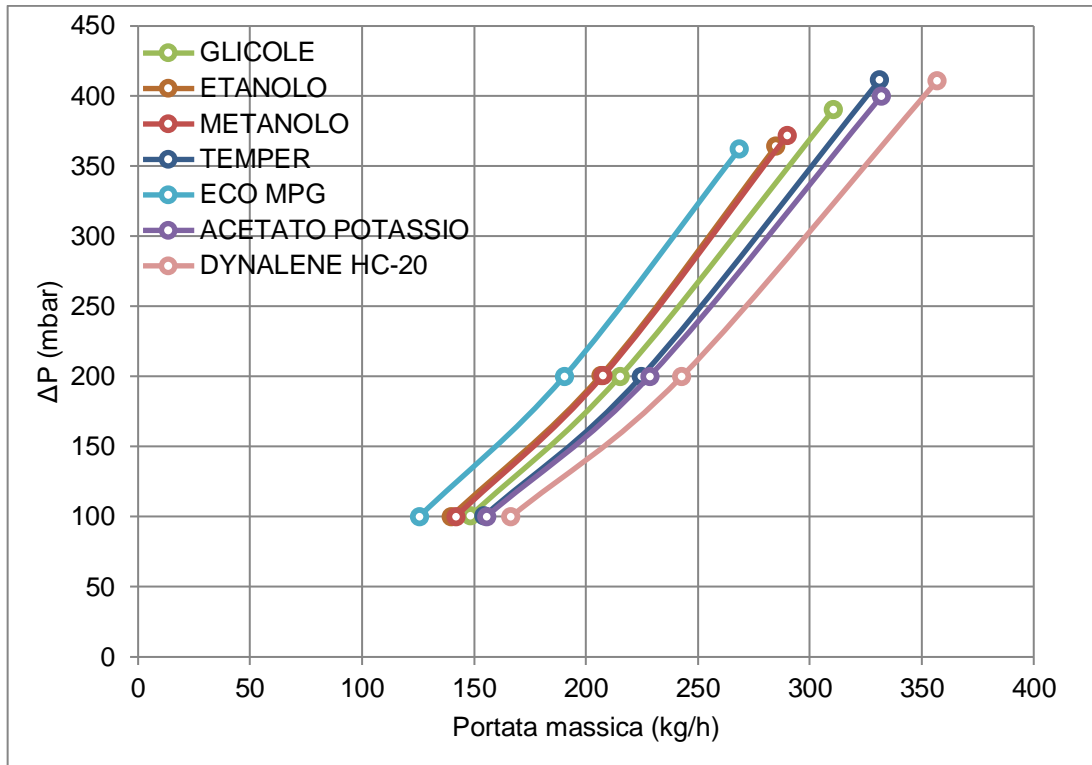


Figura 3.15: Grafico relativo alle prove ΔP per i sette fluidi analizzati alla temperatura di prova di 10 °C

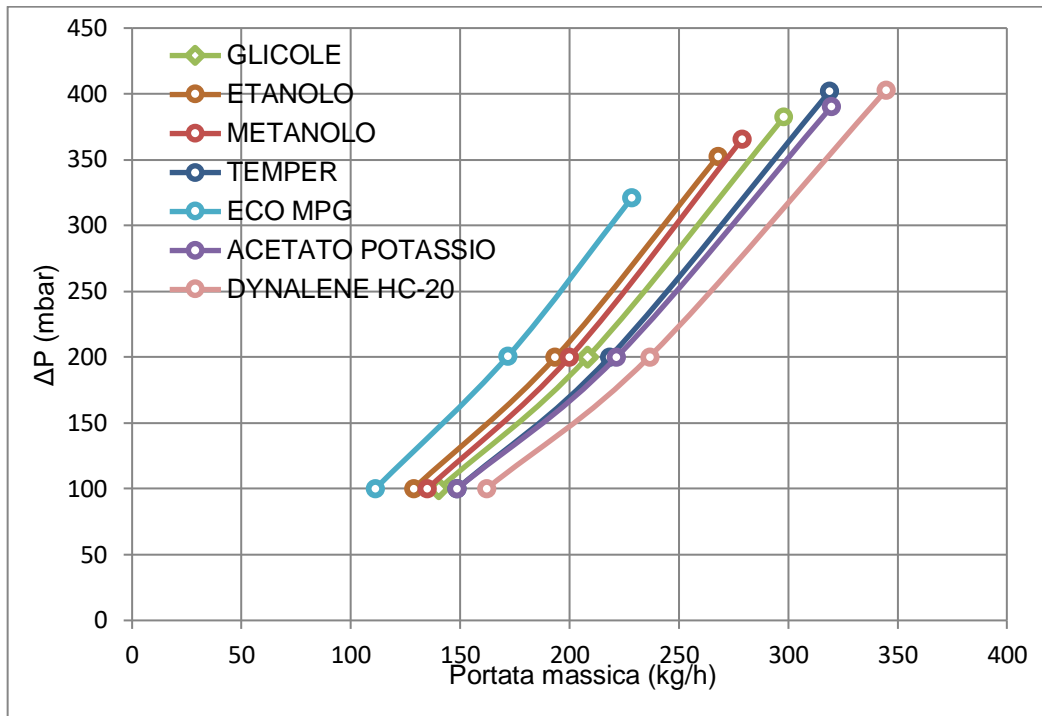


Figura 3.16: Grafico relativo alle prove ΔP per i sette fluidi analizzati alla temperatura di prova di 0 °C

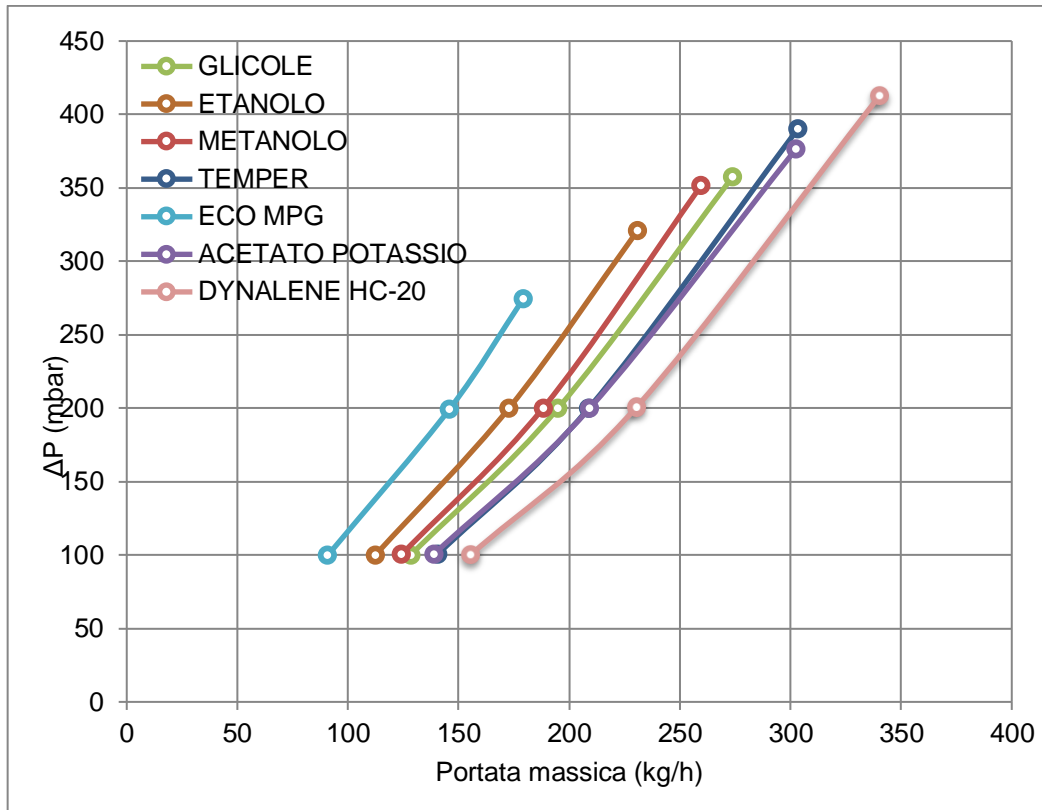


Figura 3.17: Grafico relativo alle prove ΔP per i sette fluidi analizzati alla temperatura di prova di $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Da questi grafici si possono fare delle osservazioni.

La tendenza delle tre prove è molto simile. Notiamo come il glicole monopropilenico sia il peggior fluido dal punto di vista delle perdite di carico, presentava infatti nei dati di letteratura una viscosità dinamica molto elevata, soprattutto a basse temperature. Si osserva facilmente come a pari ΔP corrisponda una portata inferiore a tutti i fluidi analizzati.

Alcol etilico e metilico rimangono nelle ultime posizioni come era prevedibile dai dati di letteratura a causa della loro viscosità dinamica elevata. Si osserva come a $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ i valori perdite di carico e portata trattata sono molto simili. Man mano che la temperatura di prova scende l'etanolo, che presenta una viscosità dinamica da letteratura maggiore del metanolo a basse temperature, si distacca da esso.

Il glicole etilenico si trova a metà delle caratteristiche dei vari fluidi.

La famiglia dei derivati del potassio è la migliore per quanto riguarda la portata trattata a pari ΔP . Il formiato di potassio (Dynalene HC-20) ottiene i migliori risultati. Questo vale per tutte le temperature.

Questi dati rimangono in sintonia con i dati presentati nella tabella riassuntiva 2.20. Nella tabella si vede infatti come i valori della viscosità dinamica rispecchino i risultati presentati nei grafici.

Nella figura sottostante vengono raccolti i valori misurati di calore specifico nelle tre prove alle varie temperature.

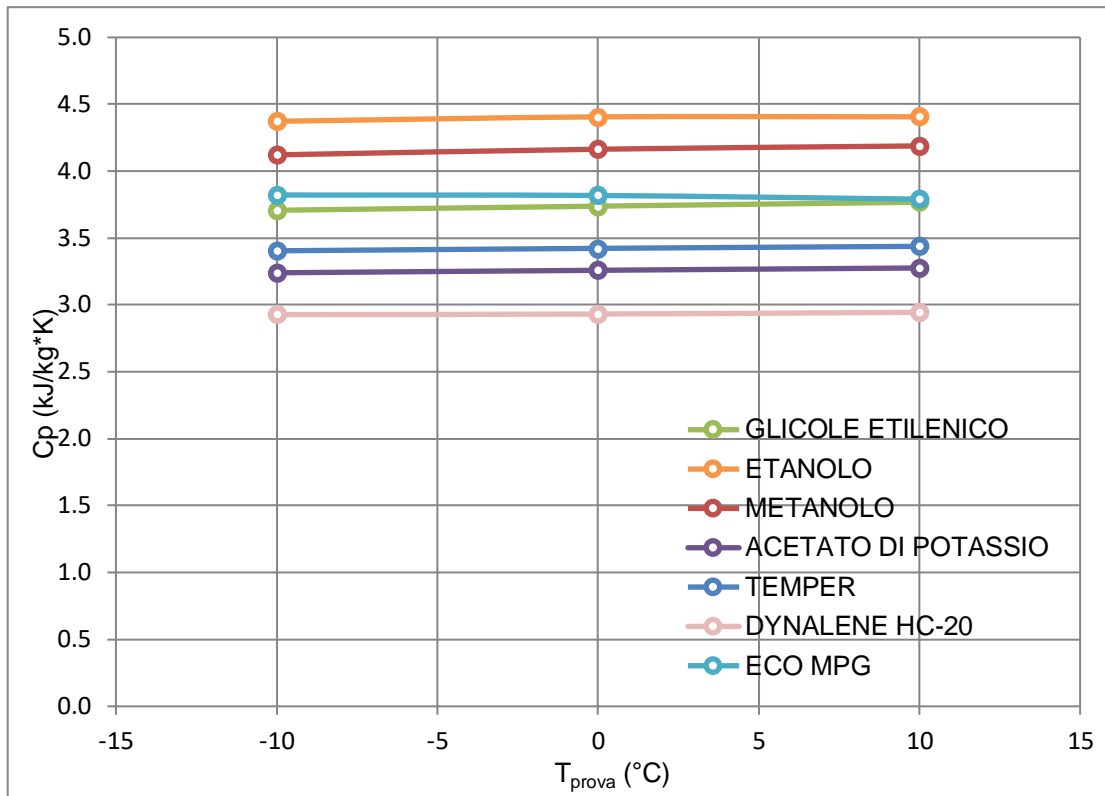


Figura 3.18: Grafico relativo alle prove c_p per i sette fluidi analizzati alle varie temperature di prova

Dal grafico delle prove c_p i risultati sono in linea con i dati della letteratura.

Ovvero alcol etilico e metilico possiedono i valori più elevati rispetto a tutte le miscele analizzate. I derivati del potassio hanno calori specifici contenuti, mentre le due miscele di glicole hanno dei c_p nella media dei fluidi analizzati.

Bisogna far presente che nel grafico 3.18 sull'asse delle ordinate non vengono rappresentate le temperature alle quali è stato misurato il calore specifico come nelle tabelle del sottocapitolo 3.5, ma vengono mostrate per semplicità le temperature del fluido brine in ingresso nello scambiatore durante le tre prove.

I grafici delle prove ΔP e c_p non ci danno delle informazioni lampanti su quale siano dei possibili fluidi alternativi al glicole etilenico in quanto ci danno solamente una conferma delle proprietà termofisiche possedute dai fluidi.

Sono stati quindi creati degli ulteriori grafici con i dati a disposizione in modo da valutare le prestazioni dei fluidi analizzati in termini di scambio termico e consumi della pompa relativi alla circolazione della miscela nel banco prova.

Nel primo grafico che viene mostrato sono presenti sull'asse delle ascisse le temperature di prova, mentre sull'asse delle ordinate viene mostrato il prodotto $\rho \cdot c_p$.

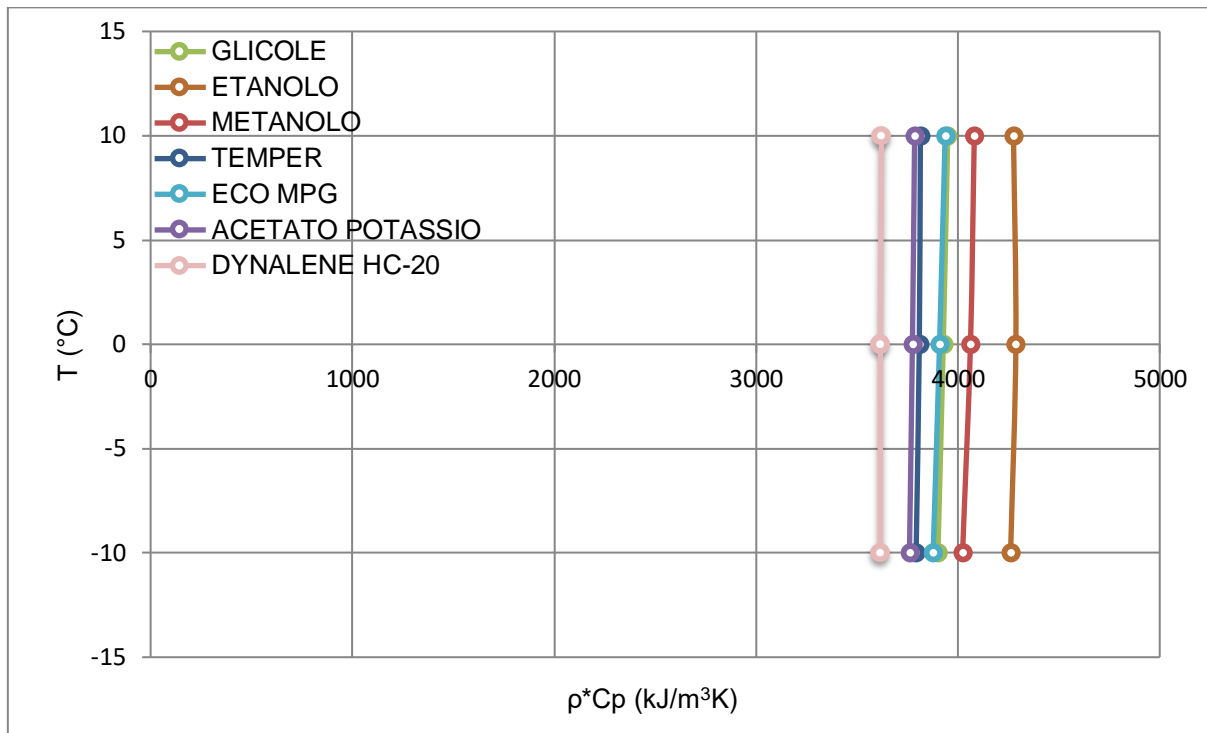


Figura 3.19: Grafico con i valori del prodotto $\rho \cdot c_p$ per i sette fluidi analizzati alle varie temperature di prova

Notiamo che alcol etilico e metilico presentano i valori più elevati per il prodotto $\rho \cdot c_p$ sicuramente causati dagli alti valori di calore specifico che presentano. I derivati del potassio presentano i valori più bassi. Anche se presentano delle densità elevate i loro c_p contenuti fanno sì che presentino i valori più bassi. Le soluzioni di glicole etilenico e propilenico si inseriscono a metà di questi due gruppi.

E' stato creato un ulteriore grafico, riportando sull'asse delle ordinate i valori delle perdite di carico nelle prove alle varie temperature e sull'asse delle ascisse la capacità termica trasportata dal fluido data dal prodotto tra la portata massica misurata dal flussimetro massico nelle prove ΔP e il calore specifico misurato nelle prove c_p .

Otteniamo i seguenti grafici interessanti.

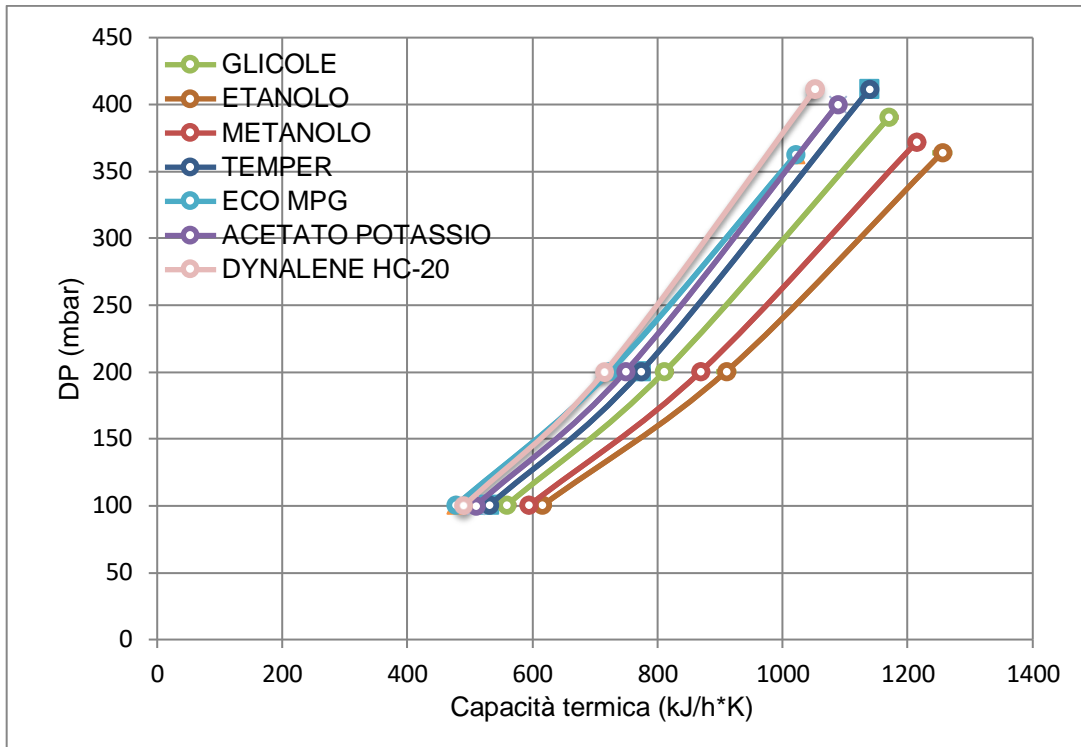


Figura 3.20: Grafico relativo ai dati $\Delta P - \dot{m} \cdot c_p$ per i sette fluidi analizzati alla temperatura di prova di 10 °C

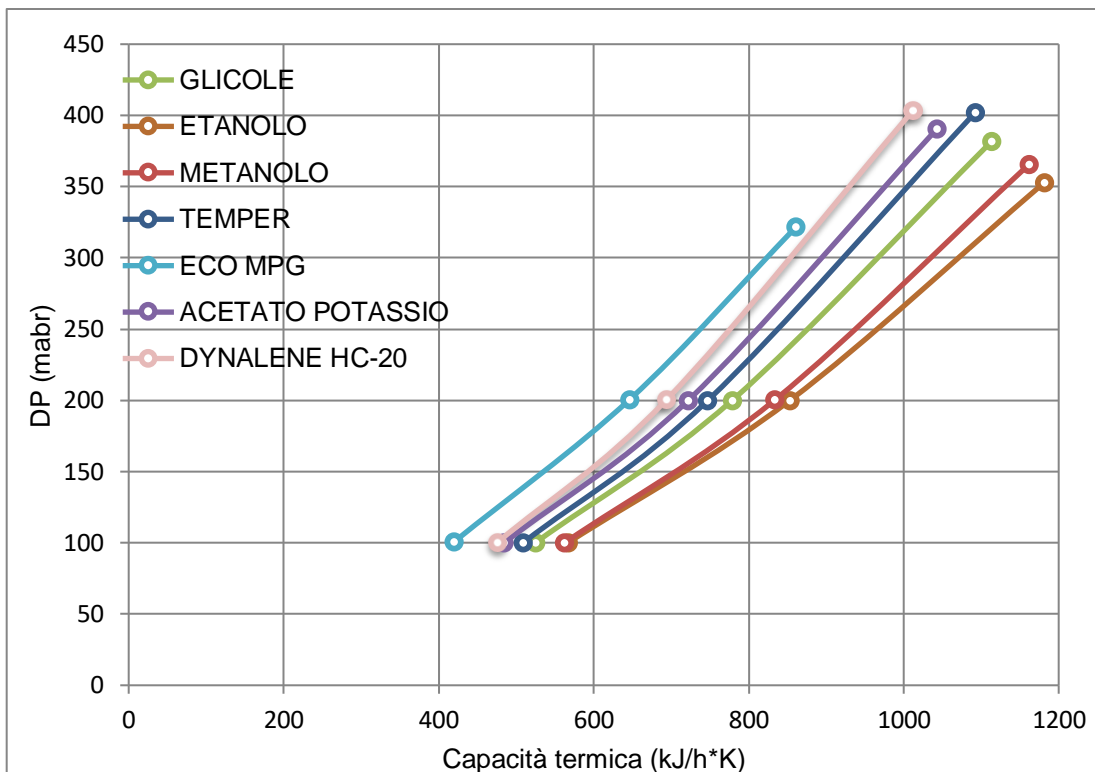


Figura 3.21: Grafico relativo ai dati $\Delta P - \dot{m} \cdot c_p$ per i sette fluidi analizzati alla temperatura di prova di 0 °C

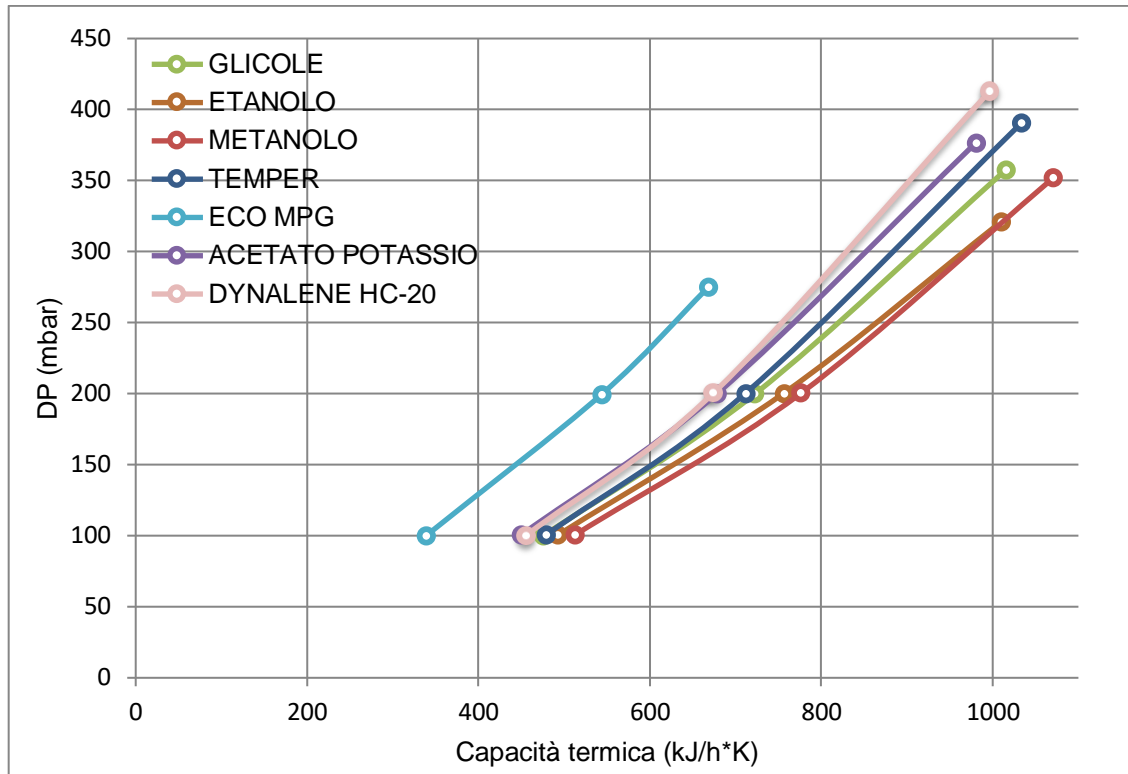


Figura 3.22: Grafico relativo ai dati $\Delta P - \dot{m} \cdot c_p$ per i sette fluidi analizzati alla temperatura di prova di $-10\text{ }^\circ\text{C}$

A pari capacità termica la miscela che presenta minori perdite di carico possiede delle buone caratteristiche di scambio termico ma anche delle buone caratteristiche dal punto di vista della circolazione del fluido nel circuito e quindi minori consumi di pompaggio.

Notiamo come questi tre nuovi grafici risultano specchiati rispetto ai primi tre delle sole prove di ΔP .

A pari capacità termica i fluidi con le minori perdite di carico sono alcol etilico in primis, seguito da alcol metilico. Questo perché i due alcol possiedono un calore specifico molto elevato, dunque a pari capacità termica la loro portata sarà minore e questo causerà delle minori perdite di carico.

Il glicole monopropilenico è il peggior fluido in tutte le prove a causa della viscosità dinamica elevata posseduta.

I derivati del potassio sono i peggiori dopo glicole monopropilenico perché possiedono un calore specifico basso che li penalizza dal punto di vista della portata.

Il glicole etilenico si trova a cavallo degli alcol e dei derivati del potassio.

Un'altra conferma di quanto detto in precedenza arriva da questi ulteriori grafici, nei quali sono stati sostituiti rispetto ai grafici precedenti le perdite di pressione nell'asse delle ordinate con il consumo della pompa dato dalla seguente formula, ipotizzando un rendimento della pompa pari a 0.35.

$$P_{pompa} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta P}{\rho \cdot \eta} [W]$$

Dove:

- \dot{m} : portata massica misurata dal flussimetro massico nelle prove ΔP ;
- ΔP : perdite di carico a cavallo dello scambiatore;
- ρ : densità misurata dal flussimetro massico nelle prove ΔP ;
- η : rendimento della pompa pari a 0.35;

Inoltre con l'ipotesi di un ΔT a cavallo dello scambiatore per la miscela analizzata pari a 5 °C sono state calcolate le potenze scambiate e sostituite alla capacità termica.

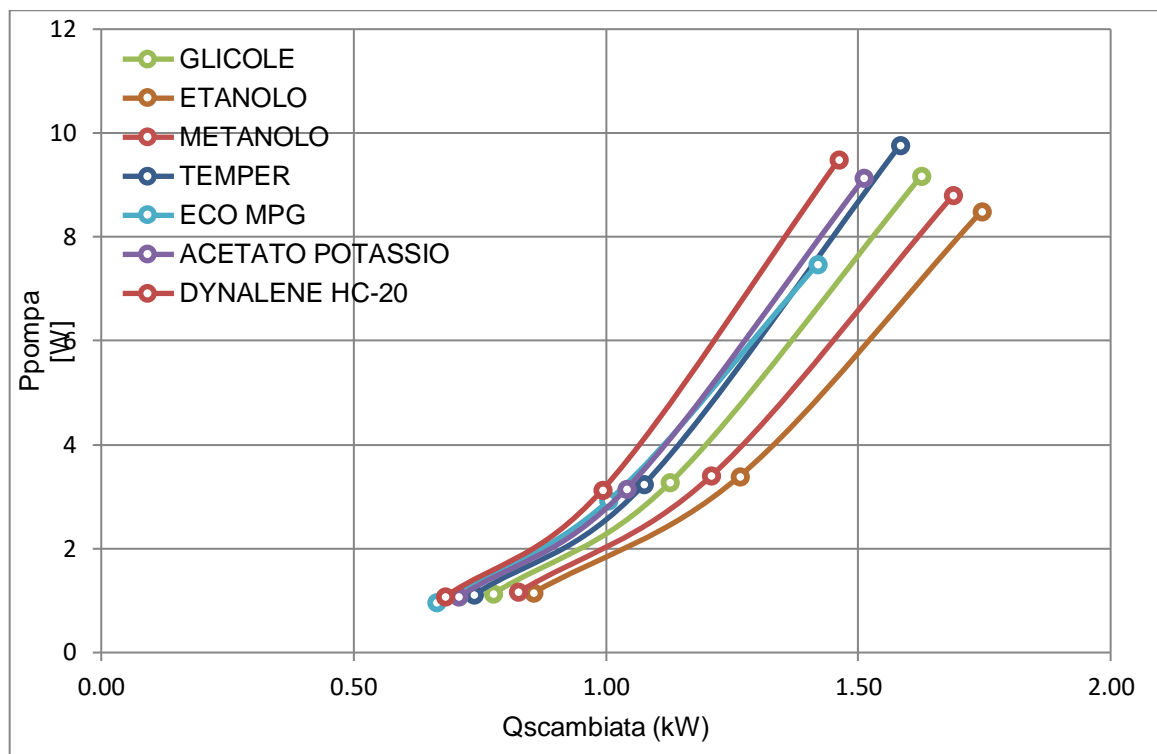


Figura 3.23: Grafico relativo ai dati $P_{pompa} - \dot{Q}_{scambiata}$ per i sette fluidi analizzati alla temperatura di prova di 10 °C

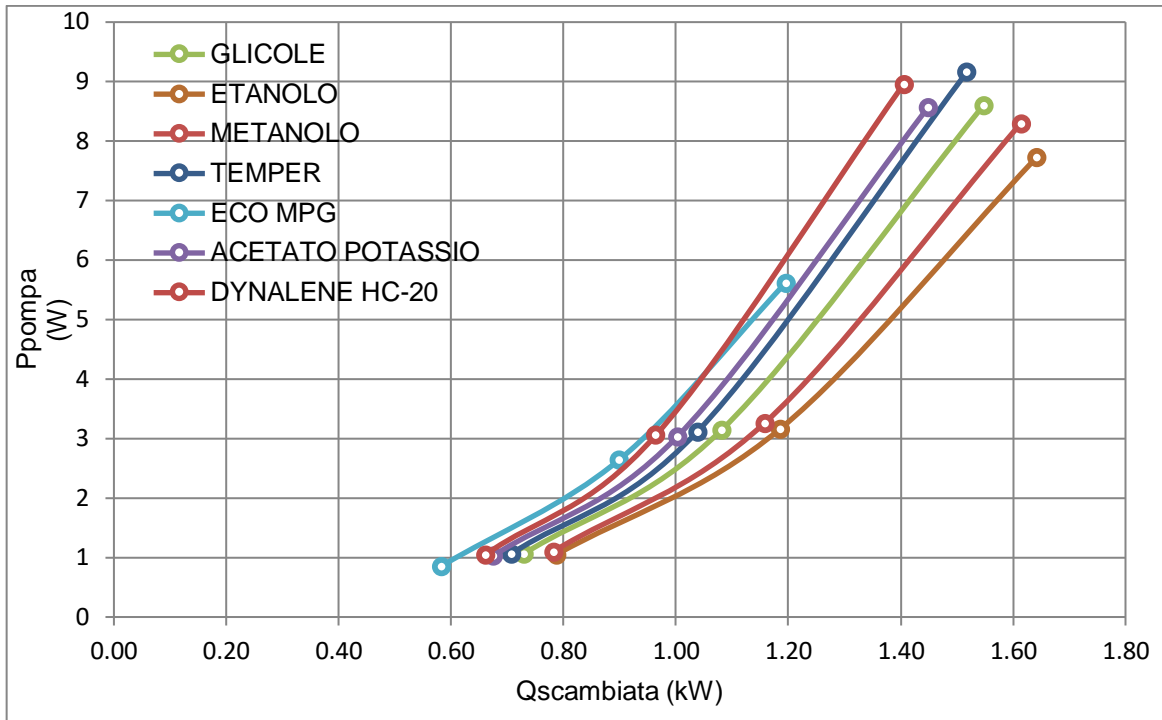


Figura 3.24: Grafico relativo ai dati $P_{pompa} - \dot{Q}_{scambiata}$ per i sette fluidi analizzati alla temperatura di prova di 0 °C

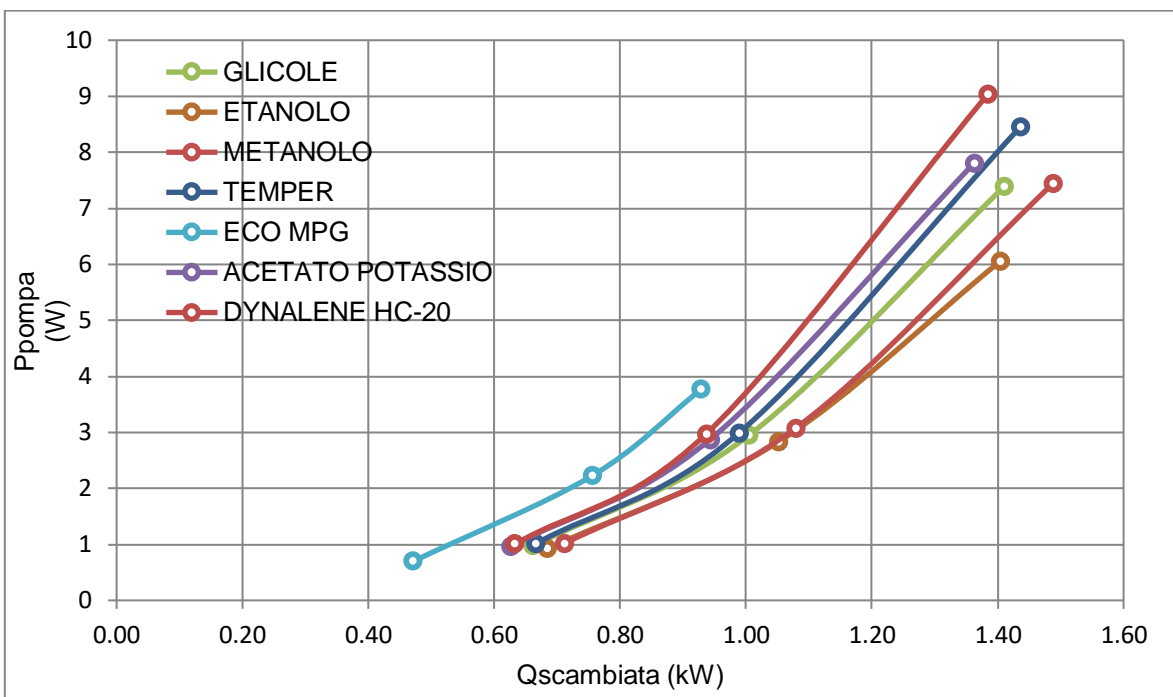


Figura 3.25: Grafico relativo ai dati $P_{pompa} - \dot{Q}_{scambiata}$ per i sette fluidi analizzati alla temperatura di prova di -10 °C

I ragionamenti effettuati con i grafici $\Delta P - \dot{m} \cdot c_p$ sono i medesimi per questi ultimi tre grafici visualizzati.

Le miscele di alcol etilico e metilico ottengono i migliori risultati, seguite dalla miscela di glicole etilenico e dalle miscele di acetato e formiato di potassio, sviluppando i minori consumi relativi alla pompa per la circolazione del fluido per la stessa potenza scambiata. La miscela di glicole propilenico si rivela ancora una volta la peggior miscela testata, soprattutto a basse temperature di prova.

Dai grafici analizzati fin'ora alcol etilico e metilico sembrano essere dei possibili fluidi secondari alternativi al glicole etilenico e propilenico.

Questo tipo di analisi non è però sufficiente ad affermare quanto detto con assoluta certezza.

Infatti non sono stati presi in considerazione dati relativi alla conduttività termica e alla potenza scambiata dai fluidi analizzati nello scambiatore di calore. Tali fattori svolgono un ruolo fondamentale per le prestazioni globali in un impianto reale.

Serviranno quindi delle prove focalizzate sullo scambio termico in modo tale da poter dare ulteriori prove a conferma di quanto detto in precedenza.

Capitolo 4: Misure sperimentali di scambio termico

A questo punto analizzando i dati forniti dalle prove sperimentali fin'ora svolte si è deciso di approfondire lo studio dei fluidi analizzati con delle prove di scambio termico.

Tale scelta è stata ponderata a causa della mancanza di prove focalizzate sullo scambio termico.

Le prove fin'ora svolte erano dedicate alla misurazione e validità delle proprietà termofisiche dei fluidi analizzati, senza prestare attenzione ai molteplici fattori da cui dipende lo scambio termico all'interno di un impianto.

Con tali prove si è cercato di approfondire le prestazioni dei fluidi termovettori analizzati dal punto di vista dello scambiatore di calore.

In modo tale da poter affermare con evidenza se si possa andare a sostituire il glicole etilenico e propilenico come fluidi secondari negli impianti indiretti.

Queste prove di scambio termico sono state eseguite sulle miscele di alcol etilico e glicole etilenico.

La miscela acquosa di alcol etilico è stata scelta poiché presenta delle proprietà termofisiche ottimali e con problemi minimi dal punto di vista della tossicità rispetto alla miscela di alcol metilico. La questione sicurezza, a causa della sua volatilità e infiammabilità, resta però un problema da approfondire.

In questo modo è stato possibile valutare in maniera più precisa la sua possibile sostituzione come fluido secondario in impianti indiretti.

4.1 Metodologia

L'obiettivo delle prove relative allo scambio termico è stato quello di valutare il coefficiente di scambio termico globale dello scambiatore di calore a piastre del circuito di prova. In modo tale da poter ottenere un riscontro delle proprietà dei fluidi anche dal punto di vista dello scambio termico all'interno del banco prova.

La prova di scambio termico consisteva nel modificare la potenza fornita dalla resistenza elettrica al fluido esaminato in modo tale da far fluire la miscela analizzata nello scambiatore a piastre con la stessa temperatura in ingresso, pari a 30 °C o 0 °C in base alla campagna di prova. A sua volta nello scambiatore lato calorimetro veniva imposta una temperatura fissa di ingresso del fluido Brine nello scambiatore, pari a 10 °C o -10 °C in base alla campagna di prova.

Si andava quindi a variare il numero di giri della pompa per poter modificare la portata trattata e ottenere la stessa capacità termica per i due fluidi analizzati.

In questo modo avendo la stessa capacità termica trasportata dai due fluidi ed avendo fisse le temperature di ingresso nello scambiatore si è potuto valutare lo scambio termico nello scambiatore.

Le prove erano di quattro tipi. Una definita ad alta portata pari a $300 \frac{kg}{h}$ circa, svolta per le due temperature in ingresso del fluido analizzato, ed una definita a bassa portata pari a circa $150 \frac{kg}{h}$ circa, svolta anch'essa per le due temperature in ingresso nello scambiatore del fluido analizzato.

Le prove sono così definite:

- Alta temperatura–alta portata: $T_{in,fluido}=30 \text{ }^{\circ}\text{C}$,
 $\dot{m}_{fluido}=300 \frac{kg}{h}$, $T_{in,brine}=10 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- Alta temperatura–bassa portata: $T_{in,fluido}=30 \text{ }^{\circ}\text{C}$,
 $\dot{m}_{fluido}=150 \frac{kg}{h}$, $T_{in,brine}=10 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- Bassa temperatura-alta portata: $T_{in,fluido}=0 \text{ }^{\circ}\text{C}$,
 $\dot{m}_{fluido}=300 \frac{kg}{h}$, $T_{in,brine}= -10 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- Bassa temperatura-bassa portata: $T_{in,fluido}=0 \text{ }^{\circ}\text{C}$,
 $\dot{m}_{fluido}=150 \frac{kg}{h}$, $T_{in,brine}= -10 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

In questo modo si è potuto calcolare il coefficiente di scambio termico globale $UA \left[\frac{W}{K}\right]$, calcolando il $LMTD [K]$ avendo a disposizione le temperature dello scambiatore di calore e la potenza scambiata in modo tale da valutare lo scambio termico utilizzando la semplice formula:

$$\dot{Q}_f = UA * LMTD [kW]$$

Dove:

- \dot{Q}_f : potenza scambiata dal fluido in esame nello scambiatore di calore;
- $LMTD$: temperatura media logaritmica dello scambiatore controcorrente;
- UA : coefficiente di scambio termico globale calcolato;

4.2 Risultati e grafici prove sperimentali scambio di calore

I risultati delle prove di scambio termico sono riassunti nelle seguenti quattro tabelle.

Sono riportati i dati misurati e calcolati nelle prove di scambio termico per le miscele acquose di glicole etilenico e alcol etilico.

All'interno di ogni tabella sono presenti le temperature di ingresso ed uscita dallo scambiatore di calore lato fluido analizzato e lato brine. La portata massica e la densità misurate dal flussimetro, la potenza scambiata dalla miscela nello scambiatore e le perdite di carico subite dal fluido nello scambiatore.

Sono presenti inoltre i dati calcolati relativi alla portata volumetrica, calore specifico, capacità termica, potenza scambiata dalla miscela nello scambiatore, ΔT medio logaritmico per lo scambiatore in controcorrente, consumo della pompa ipotizzando un rendimento pari a 0.35 ed infine il coefficiente di scambio termico globale.

Tabella 4.1: Dati misurati e calcolati relativi alla prova ad alta T e alta \dot{m}

PROVA ALTA T - ALTA \dot{m}			
Dati	Unità di misura	GLICOLE	ETANOLO
T_{in}	°C	30.08	30.06
T_{out}	°C	14.07	14.33
ΔT	°C	16.01	15.73
$T_{b,in}$	°C	9.97	10.07
$T_{b,out}$	°C	19.63	19.55
\dot{m}	$\frac{kg}{s}$	0.100	0.080
c_p	$\frac{kJ}{kgK}$	3.790	4.40
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	1037	962
\dot{V}	$\frac{m^3}{h}$	0.330	0.310
Q_f	kW	5.840	5.740
Capacità termica	$\frac{kW}{K}$	0.360	0.360
$LMTD$	K	6.78	6.92
UA	$\frac{kW}{K}$	0.860	0.83
ΔP	$mbar$	445.41	377.69
P_{pompa}	W	11.82	9.29

Tabella 4.2: Dati misurati e calcolati relativi alla prova ad alta T e bassa \dot{m}

PROVA ALTA T - BASSA M			
Dati	Unità di misura	GLICOLE	ETANOLO
T_{in}	°C	30.01	29.98
T_{out}	°C	11.18	11.51
ΔT	°C	18.83	18.48
$T_{b,in}$	°C	9.98	10.07
$T_{b,out}$	°C	15.68	15.67
\dot{m}	$\frac{kg}{s}$	0.048	0.042
c_p	$\frac{kJ}{kgK}$	3.774	4.398
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	1037	962
\dot{V}	$\frac{m^3}{h}$	0.168	0.155
Q_f	kW	3.430	3.375
Capacità termica	$\frac{kW}{K}$	0.182	0.183
$LMTD$	K	5.30	5.60
UA	$\frac{kW}{K}$	0.647	0.603
ΔP	$mbar$	108.83	105.88
P_{pompa}	W	1.45	1.31

Tabella 4 3: Dati misurati e calcolati relativi alla prova a bassa T e alta \dot{m}

PROVA BASSA T - ALTA M			
Dati	Unità di misura	GLICOLE	ETANOLO
T_{in}	°C	0.02	0.01
T_{out}	°C	-6.77	-6.46
ΔT	°C	6.80	6.47
$T_{b,in}$	°C	-10.03	-10.05
$T_{b,out}$	°C	-5.70	-5.94
\dot{m}	$\frac{kg}{s}$	0.098	0.083
c_p	$\frac{kJ}{kgK}$	3.701	4.341
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	1046	973
\dot{V}	$\frac{m^3}{h}$	0.337	0.309
Q_f	kW	2.463	2.343
Capacità termica	$\frac{kW}{K}$	0.362	0.362
$LMTD$	K	4.37	4.67
UA	$\frac{kW}{K}$	0.563	0.502
ΔP	$mbar$	515.83	455.11
P_{pompa}	W	13.79	11.16

Tabella 4.4: Dati misurati e calcolati relativi alla prova a bassa T e bassa \dot{m}

PROVA BASSA T - BASSA M			
Dati	Unità di misura	GLICOLE	ETANOLO
T_{in}	°C	-0.02	-0.06
T_{out}	°C	-8.58	-8.26
ΔT	°C	8.56	8.20
$T_{b,in}$	°C	-10.02	-10.07
$T_{b,out}$	°C	-7.28	-7.45
\dot{m}	$\frac{kg}{s}$	0.049	0.042
c_p	$\frac{kJ}{kgK}$	3.679	4.317
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	1046	973
\dot{V}	$\frac{m^3}{h}$	0.168	0.154
Q_f	kW	1.536	1.471
Capacità termica	$\frac{kW}{K}$	0.180	0.179
$LMTD$	K	3.59	3.97
UA	$\frac{kW}{K}$	0.428	0.370
ΔP	$mbar$	139.65	141.99
P_{pompa}	W	1.86	1.73

Da questi dati ho sviluppato i seguenti grafici, ponendo sull'asse delle ascisse la capacità termica del fluido e sull'asse delle ordinate il coefficiente globale di scambio termico calcolato.

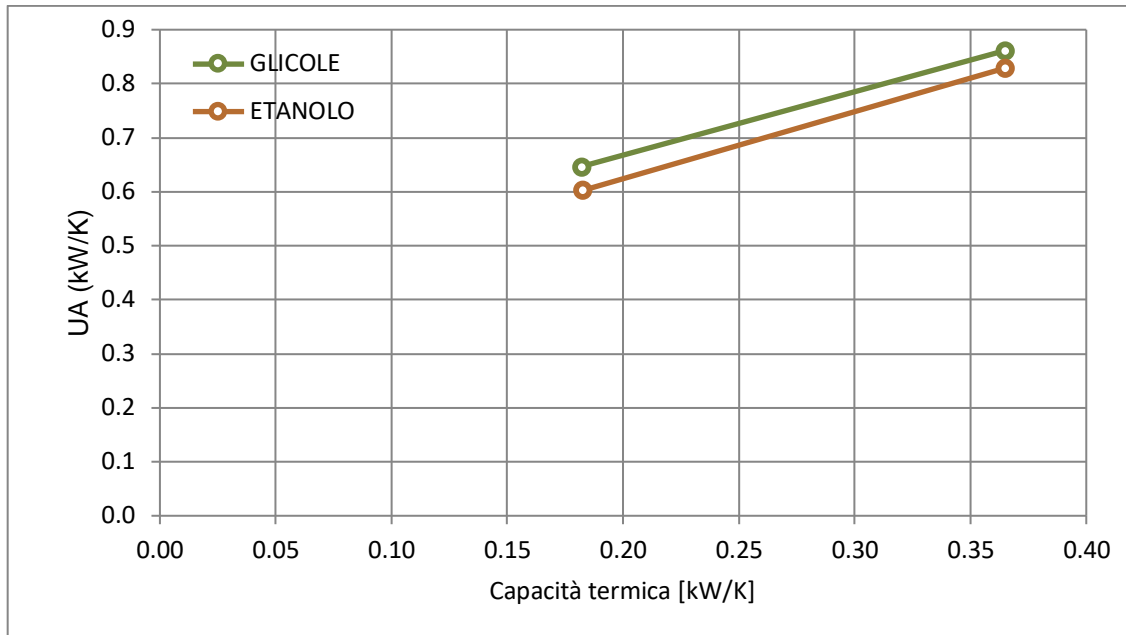


Figura 4.1: Grafico relativo alle prove di scambio termico ad “alta temperatura” $\dot{m} \cdot c_p - UA$

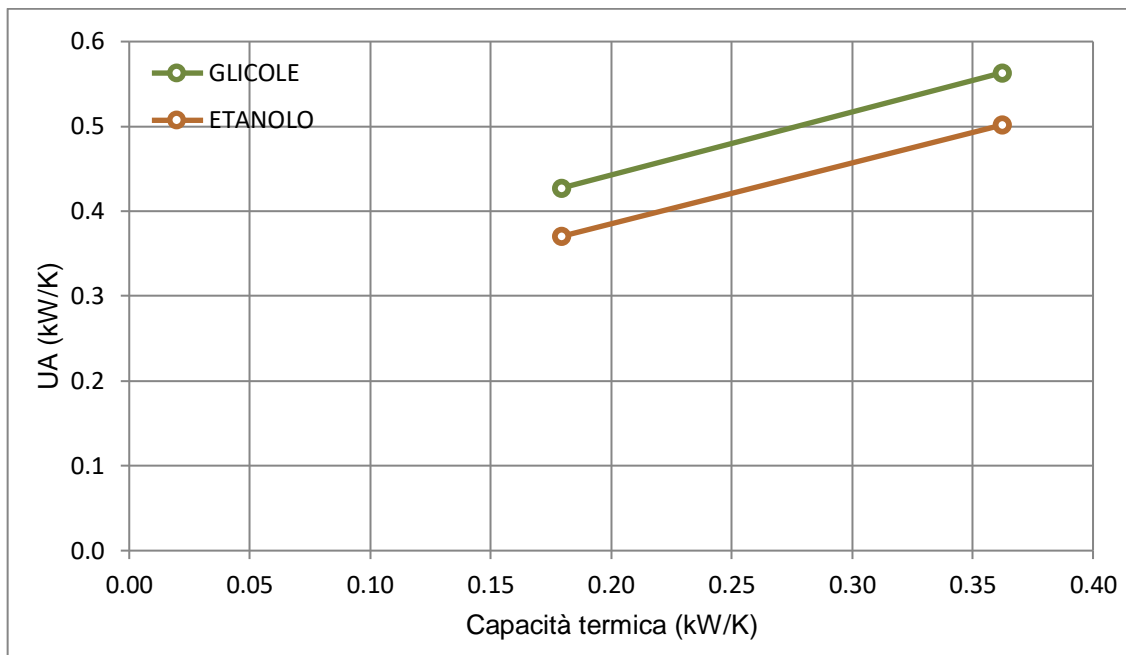


Figura 4.2: Grafico relativo alle prove di scambio termico a “bassa temperatura” $\dot{m} \cdot c_p - UA$

Dai grafici 4.1 e 4.2 si nota immediatamente come la miscela di glicole etilenico a pari capacità termica abbia un coefficiente globale di scambio più elevato rispetto alla miscela di etanolo, sintomo di un migliore scambio termico nello scambiatore a piastre. A bassa temperatura questo divario si amplia.

Questi dati sono quindi in contrasto con quanto affermato nel capitolo 3, dove sembrava che l'alcool etilico fosse migliore rispetto al glicole etilenico.

Tale differenza è riconducibile al coefficiente globale di scambio termico che dipende da molti fattori come la velocità posseduta dal fluido all'interno dello scambiatore e dalla portata volumetrica trattata.

Visto che la miscela di glicole presenta un calore specifico minore rispetto alla miscela di etanolo, per ottenere la stessa capacità termica la portata deve essere superiore come vediamo nelle tabelle sopra. Questo fattore influenza i dati riportati nei grafici.

Inoltre la miscela di glicole etilenico possiede un valore più elevato di conduttività termica rispetto alla miscela di alcol etilico.

E' stato quindi definito un ulteriore grafico, dove al posto della capacità termica in ascissa è stato inserito il consumo della pompa calcolato con la classica forma $P_{pompa} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta P}{\rho \cdot \eta}$ ipotizzando un rendimento pari a 0.35.

I risultati sono interessanti.

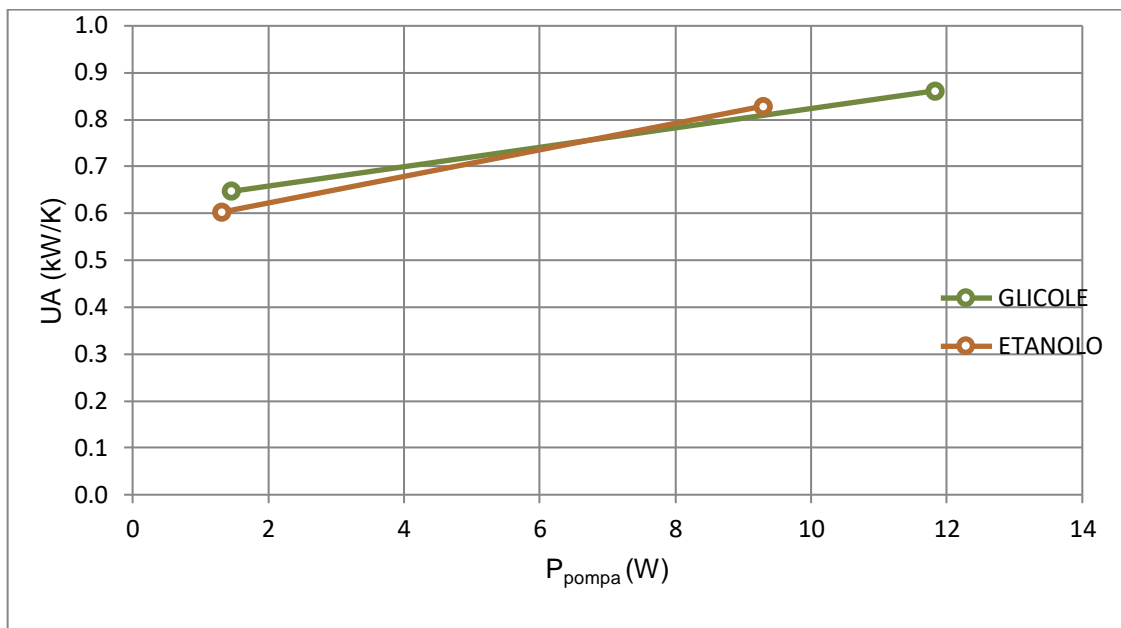


Figura 4.3: Grafico relativo alle prove di scambio termico ad "alta temperatura"
 $P_{pompa} - UA$

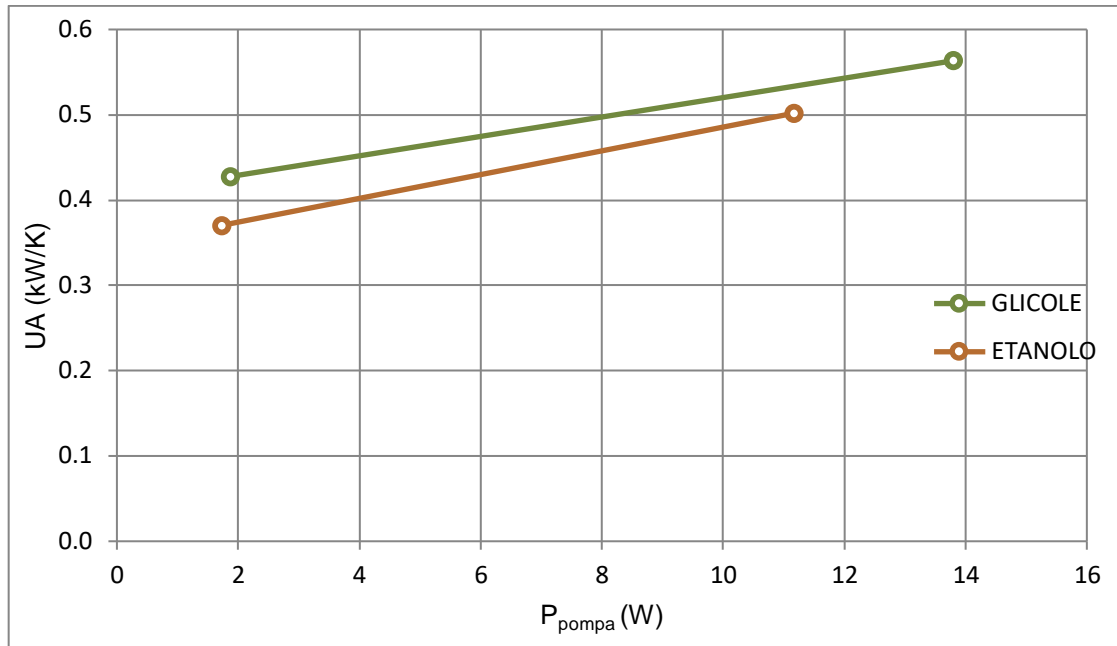


Figura 4.4: Grafico relativo alle prove di scambio termico a “bassa temperatura”
 $P_{pompa} - UA$

Da questi grafici si nota la tendenza della miscela di alcol etilico a superare, per portate elevate di fluido, i valori del coefficiente di scambio termico della miscela di glicole etilenico a pari consumo di pompaggio.

L’inversione si vede nettamente nelle prove ad alte temperature ma anche in quelle a bassa temperatura si evince questa tendenza.

Questo porta a dire che a pari consumo della pompa per portate elevate si ottiene un maggior coefficiente di scambio termico, perciò uno scambio più efficiente, per la miscela di etanolo potendo pertanto ottenere uno scambiatore più compatto ed efficiente.

Queste considerazioni però non sono esaustive ad affermare se il glicole etilenico possa essere sostituito come fluido anticongelante dall’alcol etilico, anzi sono in contrasto tra loro.

Questo perché le proprietà termofisiche dei fluidi e le prestazioni di scambio termico dipendono da molti fattori indipendenti tra loro.

La miscela acquosa di alcol etilico sembra sia un valido sostituto al glicole etilenico nei sistemi indiretti per pompe di calore a compressione di vapore, però anche dopo queste prove non si può affermarlo con assoluta certezza.

Per poterlo affermare con evidenza andrebbe testato o simulato il funzionamento su un impianto indiretto con tutti i fluidi analizzati per essere sicuri di apportare miglioramenti dal punto di vista dello scambio termico, dei consumi di pompaggio e quindi di conseguenza per tutto il sistema.

Per questo motivo è stato intrapreso un confronto numerico tra fluidi tramite un modello matematico per poter ottenere dei risultati forti, simulando un impianto indiretto con pompa di calore aria-acqua ed poter affermare con certezza quale tipo di fluido termovettore sia migliore rispetto ad altri.

Capitolo 5: Benchmark per il confronto dei refrigeranti secondari

Come descritto nei capitoli precedenti le prove sperimentali intraprese per misurare le proprietà termofisiche e di scambio termico dei fluidi termovettori analizzati non sono sufficienti per poter definire con fermezza quale sia il refrigerante secondario adatto a una possibile sostituzione delle miscele acquose di glicole etilenico o glicole propilenico negli impianti indiretti.

L'unica possibilità che si ha per trarre delle conclusioni sensate è quello di andare a testare i fluidi analizzati su un impianto reale, in modo tale da poter osservare e analizzare le prestazioni dell'intero sistema a seconda del fluido termovettore utilizzato.

Tale opzione è però poco pratica, in quanto i tempi per poter rilevare le prestazioni sono lunghi e i fluidi da analizzare sono molti.

E' stato quindi deciso di utilizzare un modello matematico in modo tale da simulare il funzionamento di un impianto indiretto con una pompa di calore aria-acqua, così da ottenere dei risultati concreti relativi alle prestazioni dell'impianto e poterne trarre delle conclusioni di rilevanza scientifica sulle performance dei fluidi secondari analizzati.

5.1 Metodologia

L'obiettivo principale del programma di calcolo è quello di effettuare delle simulazioni relative a un sistema indiretto formato da una pompa di calore aria-acqua in modo tale da considerare le prestazioni totali del sistema in funzione del refrigerante secondario utilizzato. Potendo così definire quale sia il miglior fluido secondario da utilizzare e se i fluidi analizzati in precedenza hanno realmente la possibilità di andare a sostituire il glicole etilenico e propilenico.

Nel caso di interesse, il benchmark è rappresentato da una pompa di calore elettrica a compressione di vapore aria-acqua impiegante refrigerante R410A e operante nelle condizioni tipiche del riscaldamento a due diverse temperature per il clima del nord Italia.

Il sistema è costituito principalmente da compressore, condensatore, valvola di laminazione, evaporatore, batteria di raffreddamento aria esterna, pompa di circolazione refrigerante secondario e circuito idraulico di collegamento tra batteria ad aria ed evaporatore.

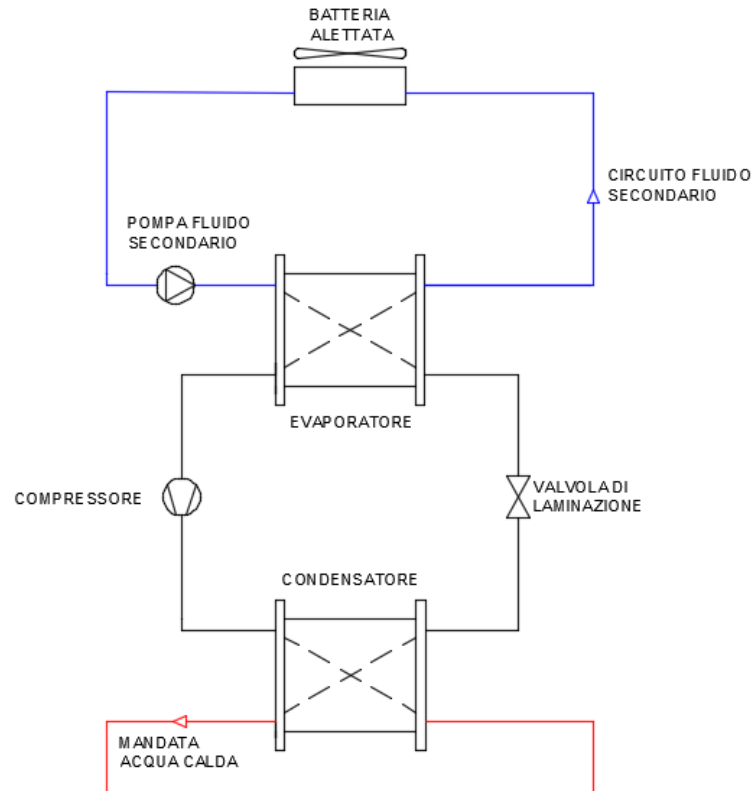


Figura 5.1: Schema funzionale pompa di calore aria-acqua utilizzata nel modello di calcolo

L'impatto del refrigerante secondario è misurabile attraverso il COP_{sys} , ovvero il COP globale del sistema in modalità riscaldamento:

$$\begin{aligned}
 COP_{sys} &= \frac{Q_{cnd}}{W_{fan} + W_{pmp} + W_{cmp}} = \frac{1}{\frac{W_{fan} + W_{pmp}}{Q_{cnd}} + \frac{1}{COP_{hp}}} \\
 &\cong \frac{1}{\frac{W_{fan} + W_{pmp}}{Q_{evp} \cdot \frac{COP_{hp}}{COP_{hp} - 1}} + \frac{1}{COP_{hp}}} \quad (1)
 \end{aligned}$$

Ipotizzando assenza di dispersioni termiche attraverso il circuito idraulico di collegamento batteria/evaporatore e trascurando il calore ceduto al refrigerante secondario dal circolatore, i termini presenti nell'equazione (1) assumono il seguente significato:

- Q_{evp} : potenza termica scambiata dalla batteria e dall'evaporatore;
- COP_{hp} : COP in riscaldamento della sola pompa di calore acqua-acqua;
- W_{fan} : potenza elettrica assorbita dal ventilatore;

- W_{pmp} : potenza elettrica assorbita dalla pompa di circolazione;

Tramite i valori di COP_{sys} è possibile identificare quale sia il miglior fluido secondario utilizzato nell'impianto di interesse.

E' stato quindi necessario definire un schema per le simulazioni da effettuare, in modo tale esplorare diverse condizioni di funzionamento.

Lo schema proposto è il seguente:

1. Prove in condizioni di rating: $T_{aria,esterna} = 7\text{ °C}$, $T_{water,mandata} = 55\text{ °C}$ oppure $T_{water,mandata} = 35\text{ °C}$ utilizzando due potenze diverse al compressore al fine di ottenere circa 3 kW all'evaporatore;
2. Prove in condizioni di progetto: $T_{aria,esterna} = -6\text{ °C}$, $T_{water,mandata} = 55\text{ °C}$ oppure $T_{water,mandata} = 35\text{ °C}$ mantenendo costante la potenza al compressore scelta per le prove in condizioni di rating;
3. Prove in condizioni di carico parziale: $T_{aria,esterna} = 2\text{ °C}$, $T_{water,mandata} = 55\text{ °C}$ oppure $T_{water,mandata} = 35\text{ °C}$ utilizzando il compressore al 50% della sua potenza scelta per le prove in condizioni di rating;

In questo modo è possibile definire due diverse pompe di calore, una operante ad alta temperatura con $T_{water,mandata} = 55\text{ °C}$ e un'altra operante a bassa temperatura con $T_{water,mandata} = 35\text{ °C}$, analizzando così diverse condizioni operative, ovvero alta potenza e aria relativamente calda, condizioni di progetto per molte località del Nord Italia, con potenza richiesta elevata e aria fredda e carico parziale.

Il modello matematico utilizzato per la simulazione dei fluidi refrigeranti secondari per la pompa di calore aria-acqua è di tipo iterativo.

Per prima cosa vengono inseriti dei dati di input noti fin dall'inizio.

Viene calcolato quindi il range di portata del refrigerante secondario da utilizzare nella simulazione andando a calcolare la potenza all'evaporatore tramite una correlazione matematica partendo da una temperatura di evaporazione pari a -10 °C e una temperatura di condensazione pari a 55 °C o 35 °C in base alla pompa di calore simulata.

Ipotizzando un ΔT a cavallo dell'evaporatore pari a 1 °C o a 10 °C si trovano le portate massime e minime del fluido vettore all'interno del circuito secondario. Tale range viene diviso in diversi punti, in modo tale da svolgere più simulazioni per varie portate di refrigerante.

A questo punto partendo dalla portata minima si sfrutta il modello termico e le relazioni di scambio termico del programma andando ad utilizzare una temperatura di evaporazione e una temperatura di entrata del fluido refrigerante nell'evaporatore, le quali saranno l'output del modello, di primo tentativo pari a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Il programma risolve il modello matematico descritto nel capitolo successivo e va a verificare che il bilancio all'evaporatore e al circuito idraulico siano rispettati.

Se non lo sono vengono cambiate la temperatura di evaporazione e di ingresso del refrigerante secondario all'evaporatore fino a quando i bilanci non vengono rispettati.

Una volta che i bilanci sono rispettati dal modello si ottengono la temperatura di evaporazione e la temperatura di ingresso del refrigerante secondario all'evaporatore.

Con questi dati si può andare a calcolare il COP_{sys} per il valore di portata considerata.

Una volta ultimati gli ultimi calcoli si rifanno tutte le operazioni elencate con una portata successiva, fino alla portata massima, per ottenere i valori di COP_{sys} relativi a tutte le portate considerate.

In questo modo si possono costruire dei grafici rispetto alle varie portate di refrigerante secondario simulate, in modo tale da stabilire i valori di COP_{hp} , COP_{sys} , \dot{Q}_{evap} , \dot{Q}_{cond} , T_{cwi} , T_{cwo} e T_{evap} .

Viene mostrato uno schema a blocchi per il funzionamento del modello matematico.

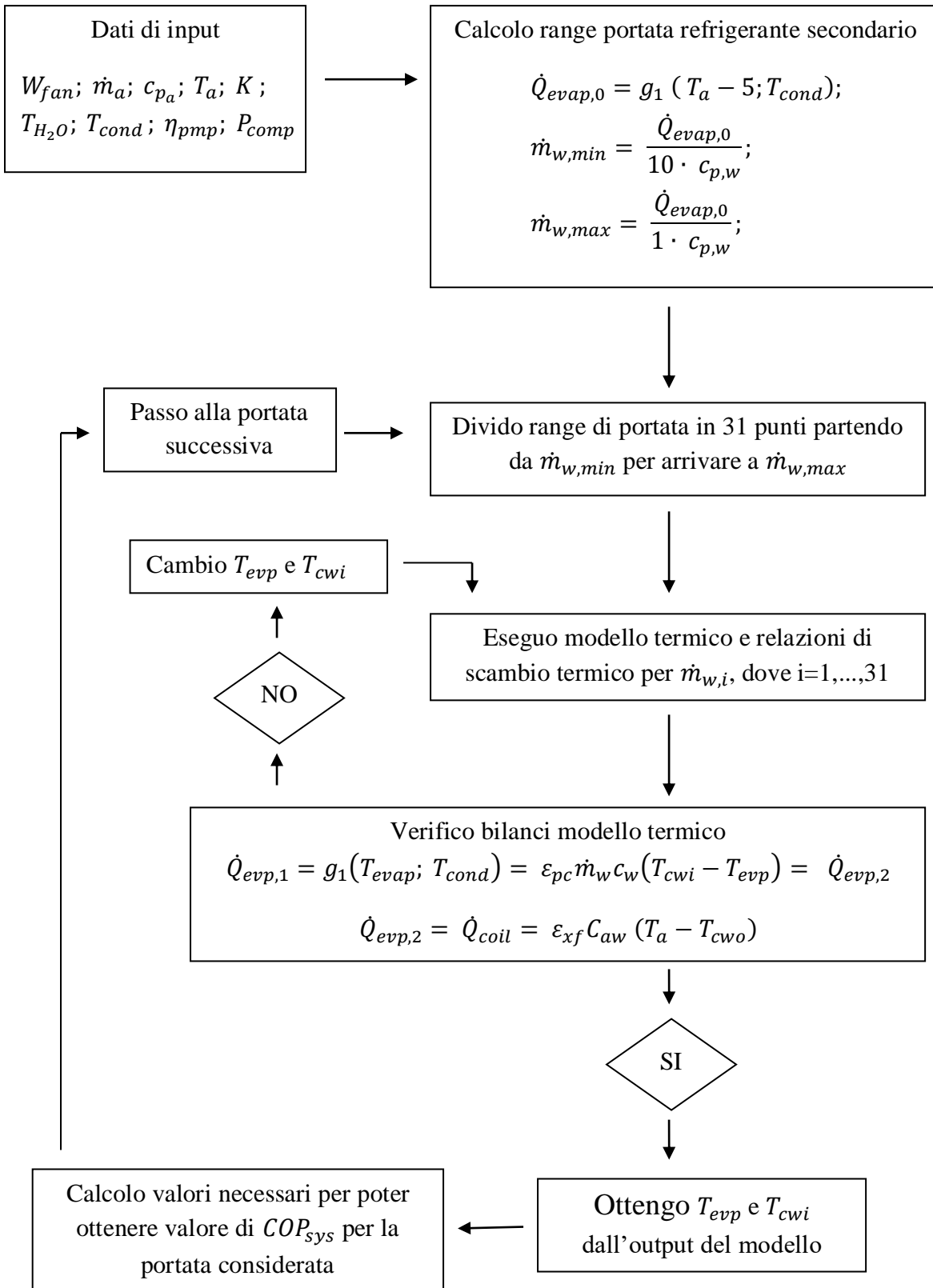


Figura 5.2: Schema a blocchi per il funzionamento del modello matematico

5.2 Modello di calcolo e relazioni di scambio termico

In questo paragrafo viene descritto il modello di calcolo e le relazioni di scambio termico alla base del programma utilizzato.

5.2.1 Modello di calcolo

La potenza scambiata dall'evaporatore è stata definita tramite la seguente espressione:

$$Q_{evp} = \dot{m}_r (h_{ro} - h_{ri}) \quad (2)$$

Dove:

- \dot{m}_r : portata massica di refrigerante (R410A);
- h_{ri} : entalpia del refrigerante a monte della valvola di laminazione, ipotesi $T=55\text{ °C}$ oppure $T=35\text{ °C}$, pari alla temperatura di mandata dell'acqua calda, e refrigerante liquido, sottoraffreddato di 5 K;
- h_{ro} : entalpia del refrigerante a valle dell'evaporatore, con temperatura di evaporazione incognita, output del modello, e refrigerante vapore, surriscaldato di 5 K.

Sebbene un modello stazionario del ciclo in pompa di calore non comporti calcoli particolarmente complessi, in questa sede si è deciso di usare un approccio semplificato basato sui dati di prestazione di una pompa di calore commerciale, nel dettaglio una AERMEC ANLI modello H, avendo cura di scalare i valori di potenza termica sulla taglia della batteria in prova.

Da tali dati sono state ricavate per interpolazione semplici correlazioni della potenza termica scambiata all'evaporatore e del COP della pompa di calore in riscaldamento a pieno carico:

$$Q_{evp} = f_1(T_{cwo}, T_{hwo}) = g_1(T_{evp}, T_{cnd}) = P_{comp} \cdot g_2(T_{evp}, T_{cnd}) \quad (3)$$

$$COP_{hp} = f_2(T_{cwo}, T_{hwo}) = g_2(T_{evp}, T_{cnd}) \quad (4)$$

Dove:

- T_{cwo} : temperatura refrigerante secondario in uscita dall'evaporatore, pari alla temperatura di evaporazione più una differenza di temperatura ipotizzata pari a 2 K, $T_{cwo} = T_{evp} + 2$;

- T_{hwo} : temperatura acqua calda di mandata, pari alla temperatura di condensazione T_{cnd} ;

Di seguito viene mostrata la mappa 3D dalla quale è stata estrapolata la funzione g_2 per il calcolo del COP per la pompa di calore acqua-acqua di partenza:

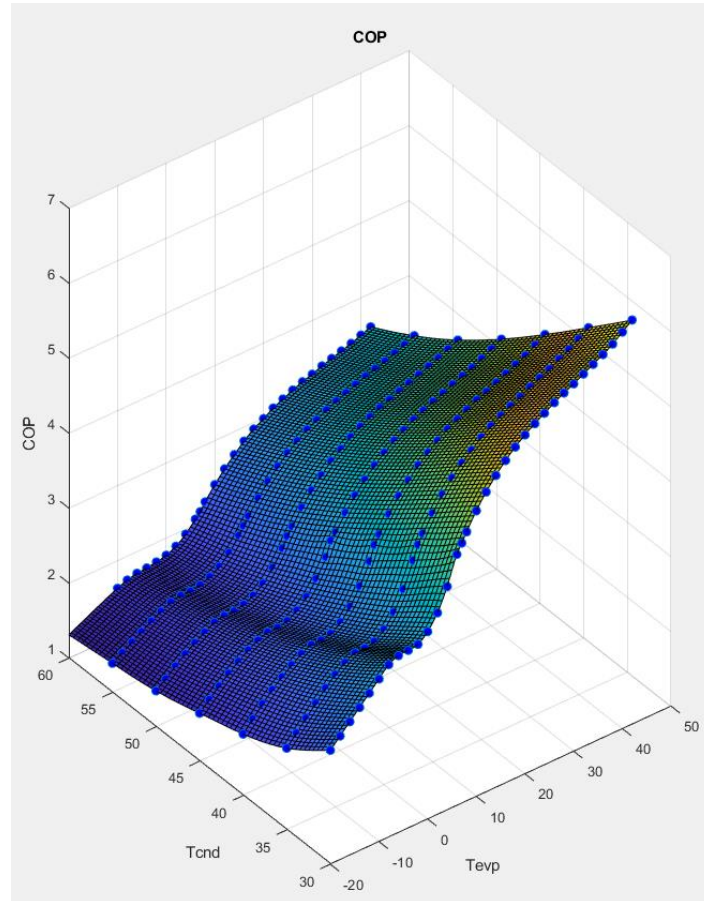


Figura 5.3: Mappa 3D relativa alle prestazioni di una pompa di calore acqua-acqua AERMEC ANLI modello H al variare di T_{evp} e T_{cnd}

Combinando le equazioni (2) e (3) è possibile ricavare la portata di refrigerante, utile per valutare il coefficiente globale di scambio termico dell'evaporatore, da cui ricavare la potenza termica scambiata come:

$$Q_{evp} = \varepsilon_{pc} \dot{m}_w c_w (T_{cwi} - T_{evp}) \quad (5)$$

$$\varepsilon_{pc} = 1 - \exp(-NTU_{wr}) \quad (6)$$

Dove:

- \dot{m}_w : portata refrigerante secondario;
- c_w : calore specifico del refrigerante secondario;
- T_{cwi} : temperatura refrigerante secondario in ingresso all'evaporatore;

- ε_{pc} : efficacia scambiatore con un fluido in cambiamento di fase;
- NTU_{wr} : numero di unità di trasporto per l'evaporatore, pari al rapporto UA_{wr}/C_{wr} ;
- UA_{wr} : coefficiente globale x area di scambio dello scambiatore;

La potenza termica scambiata lato batteria è pari a:

$$Q_{coil} = \varepsilon_{xf} C_{aw} (T_a - T_{cwo}) \quad (7)$$

$$C_{min/max} = \min/\max(\dot{m}_a c_a, \dot{m}_w c_w) \quad (8)$$

$$\varepsilon_{xf} = 1 - \exp\left[\frac{1}{C_r} (NTU_{aw})^{0.22} \{\exp[-C_r (NTU_{aw})^{0.78}] - 1\}\right] \quad (9)$$

Dove:

- \dot{m}_a : portata aria esterna;
- c_a : calore specifico aria esterna (umidità 50%);
- T_a : temperatura aria esterna;
- ε_{xf} : efficacia scambiatore alettato a flusso incrociato;
- NTU_{aw} : numero di unità di trasporto per la batteria, pari al rapporto UA_{aw}/C_{min} ;
- C_r : rapporto C_{min}/C_{max} ;
- UA_{aw} : coefficiente globale x area di scambio della batteria;

Chiudono il modello termico il bilancio energetico all'interno del circuito idraulico,

$$Q_{coil} = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{cwi} - T_{cwo}) \quad (10)$$

$$Q_{coil} = Q_{evp} \quad (11)$$

e le relazioni di scambio per il calcolo dei coefficienti UA, descritte nel prossimo paragrafo.

Attraverso un calcolo iterativo, il modello termico (2–11) consente di determinare la temperatura di evaporazione e la temperatura del refrigerante secondario a partire dalla portata dell'aria e da quella del refrigerante secondario.

La portata del refrigerante secondario è la variabile indipendente del problema, che viene utilizzata per ciascun refrigerante secondario al fine di trovare il valore ottimo del COP_{sys} .

Al fine di calcolare la potenza elettrica consumata dalla pompa di circolazione, si ipotizza un rendimento η_{pmp} pari a 0,35 per cui la potenza elettrica varia con le perdite di carico nel circuito idraulico e la portata del refrigerante secondario:

$$W_{pmp} = \frac{\dot{m}_w \Delta P_f}{\rho_w \eta_{pmp}} \quad (12)$$

Dove:

- ρ_w : densità del refrigerante secondario alla temperatura media tra T_{cwi} e T_{cwo} ;
- ΔP_f : perdite di carico compressive nel circuito;

Il calcolo dettagliato delle perdite di carico nel circuito è discusso nel prossimo paragrafo.

La potenza elettrica consumata dal ventilatore è funzione della portata d'aria, che si mantiene costante. Il valore ricavato sperimentalmente è pari a 150 W.

5.2.3: Relazioni di scambio termico

Derivare per via teorica le relazioni di scambio richiederebbe la conoscenza precisa di diversi parametri geometrici, un modello di calcolo dettagliato a parametri distribuiti, e un'accurata validazione sperimentale.

Per facilità di calcolo, si è deciso di ricorrere a coefficienti di scambio e perdite di carico forniti da strumenti di calcolo sviluppati internamente dal gruppo di ricerca RELab negli anni passati per il dimensionamento delle batterie e degli scambiatori a piastre.

Il metodo adottato consiste nel dimensionare gli scambiatori in base alla taglia della pompa di calore, ricavare i coefficienti di scambio medi in condizioni nominali, ricavare la variazione dei coefficienti di scambio e identificare le funzioni di scambio a partire da una determinata relazione funzionale, ipotizzata in base a note correlazioni di scambio. Nell'ipotesi di variazioni piccole rispetto alle condizioni nominali per tutte le variabili in gioco, dove la variazione dei coefficienti di scambio può essere considerata lineare o parabolica.

Sono state dimensionate batteria e scambiatore a piastre per una ipotetica pompa di calore acqua-acqua di piccola taglia, con circa 3 kW nominali scambiati all'evaporatore.

Usando acqua come fluido termovettore intermedio, R410A per lo scambiatore a piastre e aria umida per la batteria, sono stati calcolati i quattro hA parziali, (1) lato aria, (2) lato fluido intermedio-batteria, (3) lato fluido intermedio-evaporatore e (4) lato refrigerante, e due perdite di carico lato fluido intermedio - batteria ed evaporatore, in condizioni tipiche di portate e temperature.

Trascurando la resistenza nel materiale metallico (rame), i coefficienti UA_{aw} e UA_{wr} sono riconducibili alle espressioni:

$$UA_{aw} = \frac{1}{\frac{1}{hA_{coil,a}} + \frac{1}{hA_{coil,w}}} \quad (13)$$

$$UA_{wr} = \frac{1}{\frac{1}{hA_{evp,w}} + \frac{1}{hA_{ewp,r}}} \quad (14)$$

Facendo variare la portata di acqua, dunque Re_w , e di refrigerante, lavorando su due valori di pressione di evaporazione, corrispondenti a temperature di evaporazione tra -10 e 0°C , i dati ottenuti, coefficienti hA e perdite di carico, hanno consentito di verificare le seguenti dipendenze funzionali, ricavate a partire da note correlazioni di scambio:

$$hA_{coil,w} = \frac{\lambda_w \cdot N_u \cdot A_l}{D_h} \quad (15)$$

$$hA_{coil,a} = \text{costante} \quad (16)$$

$$hA_{evp,w} = f_4(\dot{m}_w/\mu_w)\lambda_w Pr_w^{0.4} \quad (17)$$

$$hA_{evp,r} = f_5(Q_{evp}, P_{evp}) \quad (18)$$

$$\Delta P_{coil,w} = g_3(\dot{m}_w/\mu_w)\dot{m}_w^2/\rho_w \quad (19)$$

$$\Delta P_{evp,w} = g_4(\dot{m}_w/\mu_w)\dot{m}_w^2/\rho_w \quad (20)$$

In tal modo, una volta identificate le funzioni f_4 , g_3 , g_4 , è stato possibile estendere il loro utilizzo a fluidi diversi dall'acqua.

Il coefficiente $hA_{coil,a}$ si presume essere costante in quanto lo sono anche la portata e la temperatura dell'aria.

Il coefficiente $hA_{coil,w}$ da portate e proprietà del fluido è stato calcolato in base alle correlazioni del tipo Tam-Gahjar oppure Gnielinski scelte in base al numero di Reynolds con cui varia il numero di Nusselt e di conseguenza il coefficiente di scambio.

La dipendenza funzionale dei coefficienti $hA_{coil,w}$ e $hA_{evp,w}$ da portate e proprietà del fluido è legata alle correlazioni del tipo Dittus-Boelter con cui varia, in regime turbolento, il coefficiente di scambio.

Il coefficiente $hA_{evp,r}$ dipende dallo scambio termico e dalla pressione, in quanto il coefficiente di scambio in evaporazione è sensibile alle variazioni di flusso termico, portata di refrigerante e titolo di vapore. Mentre la potenza termica scambiata incide contemporaneamente su portata di refrigerante e flusso termico, la pressione ha effetto sul titolo di vapore medio in quanto le condizioni del refrigerante a monte della valvola di espansione sono state ipotizzate costanti.

Di seguito vengono mostrate il grafico ottenuto per estrapolare la funzione f_4 e la mappa 3D per il calcolo della funzione f_5 al variare di Q_{evp} e P_{evp} :

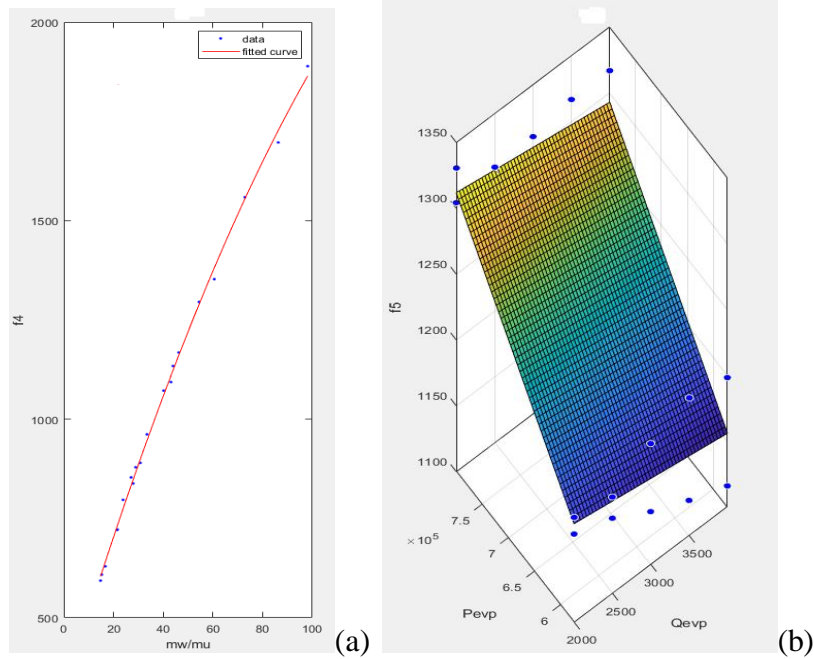


Figura 5.4: Grafico funzione f_4 (a) e mappa 3D funzione f_5 (b) utilizzate nel modello

Le perdite di carico complessive nel circuito sono state calcolate sommando le perdite di carico dovute all'evaporatore e alla batteria alettata ad aria, dimensionate per il modello mediante le funzioni g_3 e g_4 ottenute da dati sperimentali, mentre le perdite del circuito secondario tramite dati di esperienze passate del gruppo di ricerca RELab.

Di seguito vengono mostrati i grafici delle funzioni g_3 e g_4 utilizzate per il calcolo di $\Delta P_{coil,w}$ e di $\Delta P_{evp,w}$ rispettivamente.

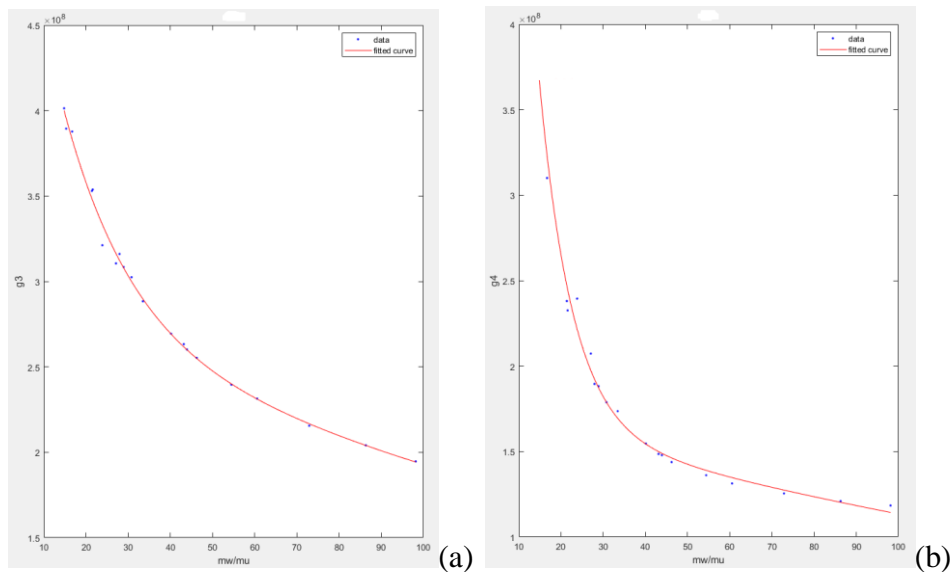


Figura 5.5: Grafici funzione g_3 (a) e funzione g_4 (b) utilizzate nel modello per il calcolo delle perdite di carico attribuite alla batteria alettata e all'evaporatore

5.3: Libreria dei fluidi

Per poter utilizzare il modello di calcolo con fluidi alternativi all'acqua è stata necessaria la creazione di una libreria dei fluidi che comprendesse i fluidi secondari da analizzare.

Tale libreria consisteva nel definire i coefficienti dei polinomi ottenuti dai grafici delle proprietà misurate (densità e calore specifico) e delle proprietà ottenute tramite letteratura (conduttività termica e viscosità dinamica) dei fluidi da analizzare.

In questo modo è stato possibile ricavare facilmente i valori delle proprietà termofisiche in funzione della temperatura a cui si trova la miscela all'interno dell'impianto durante la simulazione e poter analizzare le prestazioni del sistema impianto in base al fluido secondario considerato.

I polinomi utilizzati per definire la libreria sono stati i seguenti:

- densità, polinomio di secondo grado ottenuto tramite i dati sperimentali;
- calore specifico, polinomio di secondo grado ottenuto tramite i dati sperimentali;
- conduttività termica, polinomio di sesto grado ottenuto tramite i dati di letteratura;
- viscosità dinamica, polinomio di sesto grado ottenuto tramite i dati di letteratura;

Avendo così a disposizione tutte le proprietà termofisiche dei fluidi scelti come possibili candidati inseriti nel modello sono state lanciate le simulazioni, secondo lo schema proposto.

5.4 Analisi dei risultati

Una volta lanciate le simulazioni per i fluidi considerati il modello di calcolo restituisce tre grafici:

1. Grafico relativo al COP_{sys} e al COP_{hp} in funzione della portata di refrigerante secondario;
2. Grafico relativo alle potenze scambiate nel sistema da evaporatore e condensatore in funzione della portata di refrigerante secondario;
3. Grafico relativo alle temperature operative dell'impianto, ovvero temperatura aria esterna, temperatura del refrigerante nell'evaporatore, temperatura del refrigerante secondario in ingresso e uscita dall'evaporatore in funzione della portata di refrigerante secondario;

Qui di seguito vengono riportati i grafici per le simulazioni effettuate riguardanti le miscele di glicole etilenico, alcol etilico e acetato/formiato di potassio, mentre i grafici delle ulteriori quattro miscele vengono riportati in appendice.

Tale scelta è dovuta al fatto che gli andamenti per alcune miscele sono molto simili tra loro come esposto in seguito.

5.4.1 Prove in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura

La simulazione per una pompa di calore aria-acqua in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura ha come dati di input principali $T_{aria}=7\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{water,mandata}=55\text{ }^{\circ}\text{C}$ e una potenza al compressore pari a 3.5 kW in modo tale da ottenere una potenza scambiata all'evaporatore di circa 3 kW.

Dalle simulazioni effettuate otteniamo i seguenti grafici:

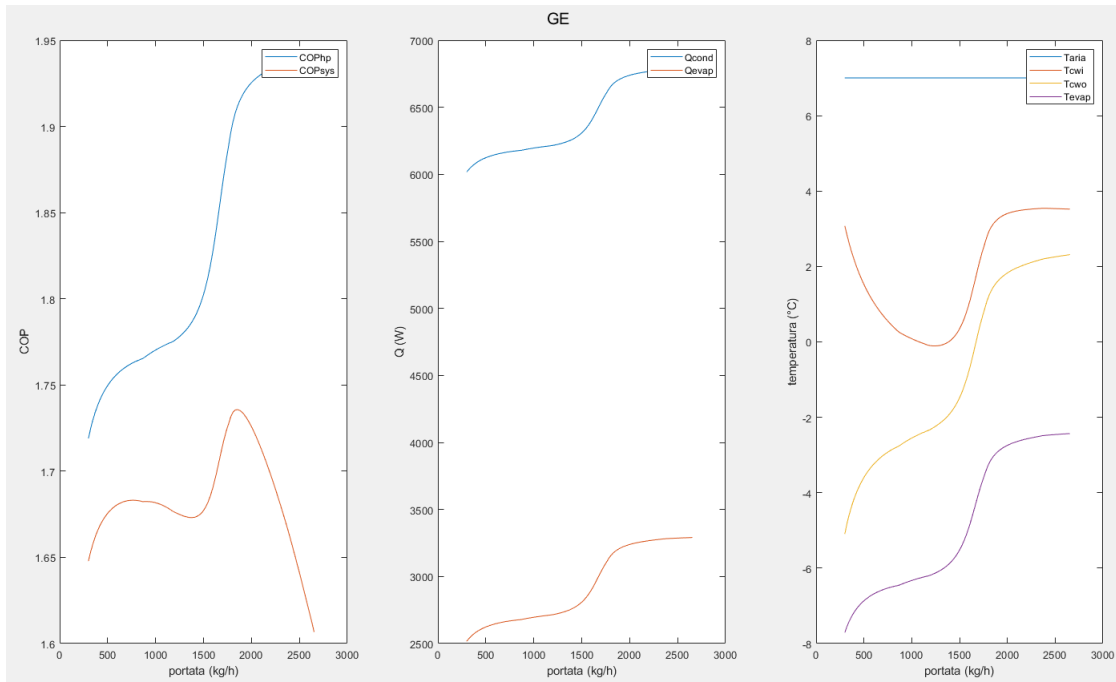


Figura 5.6: Output modello GE in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di glicole etilenico come refrigerante secondario

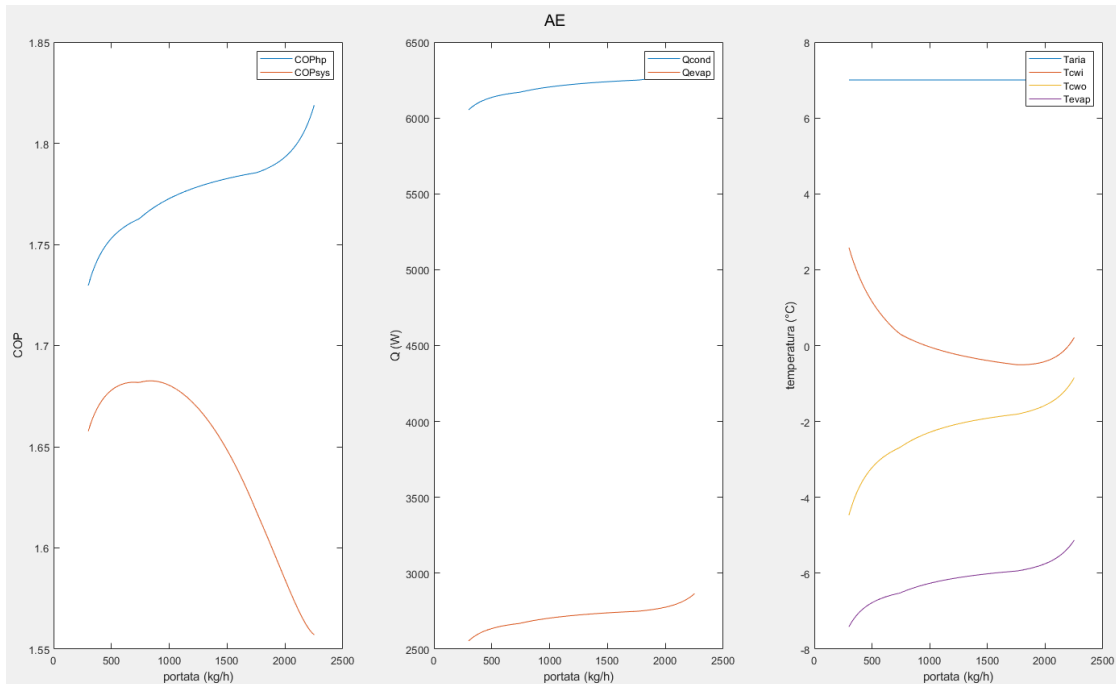


Figura 5.7: Output modello AE in condizioni di rating con acqua alta temperatura relativo all'utilizzo di alcol etilico come refrigerante secondario

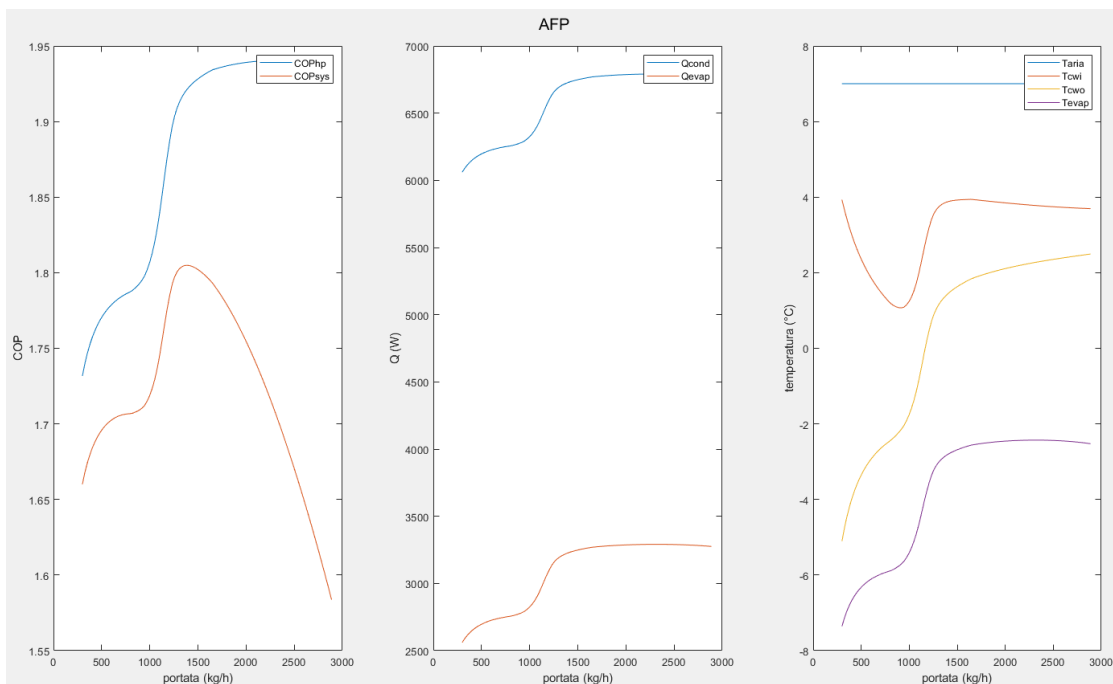


Figura 5.8: Output modello AFP in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di acetato e formiato di potassio come refrigerante secondario

Nelle figure soprastanti vengono mostrati i grafici relativi a COP_{sys} , COP_{hp} , \dot{Q}_{evap} , \dot{Q}_{cond} , T_{aria} , temperatura di ingresso e uscita del refrigerante secondario e T_{evap} al variare della portata di fluido termovettore utilizzato in condizioni di rating con temperatura d'acqua in mandata pari a 55 °C.

Notiamo come per le miscele di glicole etilenico, alcol metilico, acetato di potassio, acetato/formiato di potassio e formiato di potassio l'andamento dei grafici sia molto simile. Tali miscele possedendo dei valori di viscosità dinamica contenuti per le temperature operative a cui si trovano, passando da un regime di transizione a uno turbolento molto velocemente all'aumentare della portata di refrigerante secondario aumentando così lo scambio termico e le performance in termini di COP_{sys} , fino ad arrivare a una stabilizzazione in termini di COP_{hp} , potenze scambiate e temperature.

I valori di COP_{sys} dopo aver raggiunto il massimo all'inizio del passaggio a regime turbolento decrescono molto velocemente a causa del valore elevato di portata trattata e quindi all'aumento delle perdite di carico subite dal fluido secondario.

Al contrario le miscele di alcol etilico e glicole monopropilenico, che possiedono valori di viscosità dinamica elevati, mostrano degli andamenti differenti.

I due fluidi non riescono a raggiungere il regime turbolento per le portate analizzate, infatti non vengono visualizzate le stabilizzazioni delle performance.

Inoltre i valori di COP_{sys} hanno un massimo per portate più basse rispetto alle altre miscele con un peggioramento evidente all'aumentare della portata causato dalle elevate perdite di carico subite. Le potenze scambiate inoltre sono minori e la temperatura di evaporazione più bassa.

Nella tabella 5.1 vengono visualizzati per tutti i fluidi simulati i dati relativi al COP_{sys} massimo, le potenze scambiate da evaporatore e condensatore e le temperature di evaporazione e quelle di entrata e di uscita del fluido termovettore dall'evaporatore in funzione della portata di fluido refrigerante secondario per questa prova.

Tabella 5.1: Dati di output simulazioni in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura per i vari fluidi refrigeranti

<i>Fluido</i>	$\max COP_{sys}$	\dot{m}	\dot{Q}_{evap}	\dot{Q}_{cond}	T_{evap}	$T_{f,out,evap}$	$T_{f,in,evap}$	$\Delta T_{evp-f,out}$	P_{pompa}
-	-	$\frac{kg}{h}$	W	W	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	W
GE	1.736	1853.34	3190	6690	-3.04	1.46	3.31	4.48	204.47
AE	1.683	846.49	2686	6186	-6.40	-2.49	0.15	3.91	26.55
AM	1.786	1447.54	3219	6719	-2.87	1.56	3.51	4.43	112.26
MPG	1.684	747.13	2677	6177	-6.47	-2.71	0.80	3.76	18.33
AP	1.750	1886.34	3199	6699	-2.99	1.40	3.28	4.38	177.55
AFP	1.805	1386.71	3224	6724	-2.83	1.41	3.87	4.24	75.70
FP	1.801	1492.28	3213	6713	-2.90	1.26	3.91	4.17	76.93

Dalla tabella 5.1 si nota che il valore più alto di COP_{sys} riscontrato dalle simulazioni in queste condizioni è posseduto dalle miscele acquose di acetato/formiato di potassio e formiato di potassio, pari a 1.805 e 1.801 rispettivamente, le quali possiedono inoltre le potenze maggiori scambiate nei componenti dell'impianto.

Il ΔT tra temperatura evaporazione ed uscita del fluido refrigerante secondario dall'evaporatore sono i valori più bassi riscontrati per le miscele con flusso turbolento, ovvero glicole etilenico, alcol metilico, acetato di potassio, acetato/formiato di potassio e formiato di potassio, sintomo di un ottimo scambio termico tra fluido e liquido refrigerante all'interno dell'evaporatore, riconducibile all'elevata conduttività termica posseduta dalle miscele come si può notare nella tabella 2.20.

In termini di prestazioni alle due miscele sopracitate seguono rispettivamente alcol metilico, acetato di potassio e glicole etilenico.

I valori che più sorprendono sono quelli relativi alla miscela di alcol etilico, che era stata ipotizzata come possibile sostituto alla miscela di glicole etilenico. Possiede il COP_{sys} peggiore e possiede il valore più basso di potenze scambiate all'evaporatore e al condensatore, dovute probabilmente al basso valore di conduttività termica visualizzabile nella tabella 2.20.

Inoltre la temperatura di evaporazione, insieme alla miscela di glicole propilenico secondo peggior fluido simulato, è più bassa rispetto a tutte le altre miscele. Questo potrebbe essere causato dai valori elevati di viscosità dinamica posseduti dalle miscele che causano una portata di refrigerante secondario bassa e un crollo temperatura di evaporazione per poter scambiare una la potenza voluta all'evaporatore.

La soluzione di glicole etilenico, la quale era la miscela di riferimento, in termini di prestazioni è inferiore alle miscele formate dai derivati del potassio e da alcol metilico.

Per i consumi legati alla movimentazione del fluido secondario si ottengono i migliori risultati per le miscele di acetato/formiato di potassio e formiato di potassio relativamente alle miscele che mostrano un regime turbolento.

I consumi relativi per le miscele di glicole propilenico e alcol etilico sono minori a causa del valore ridotto della portata trattata.

5.4.2 Prove in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura

La simulazione per una pompa di calore aria-acqua in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura ha come dati di input principali $T_{aria}=7\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{water,mandata}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$ e una potenza al compressore pari a 1.6 kW in modo tale da ottenere una potenza all'evaporatore di circa 3 kW.

Dalle simulazioni effettuate otteniamo i seguenti grafici:

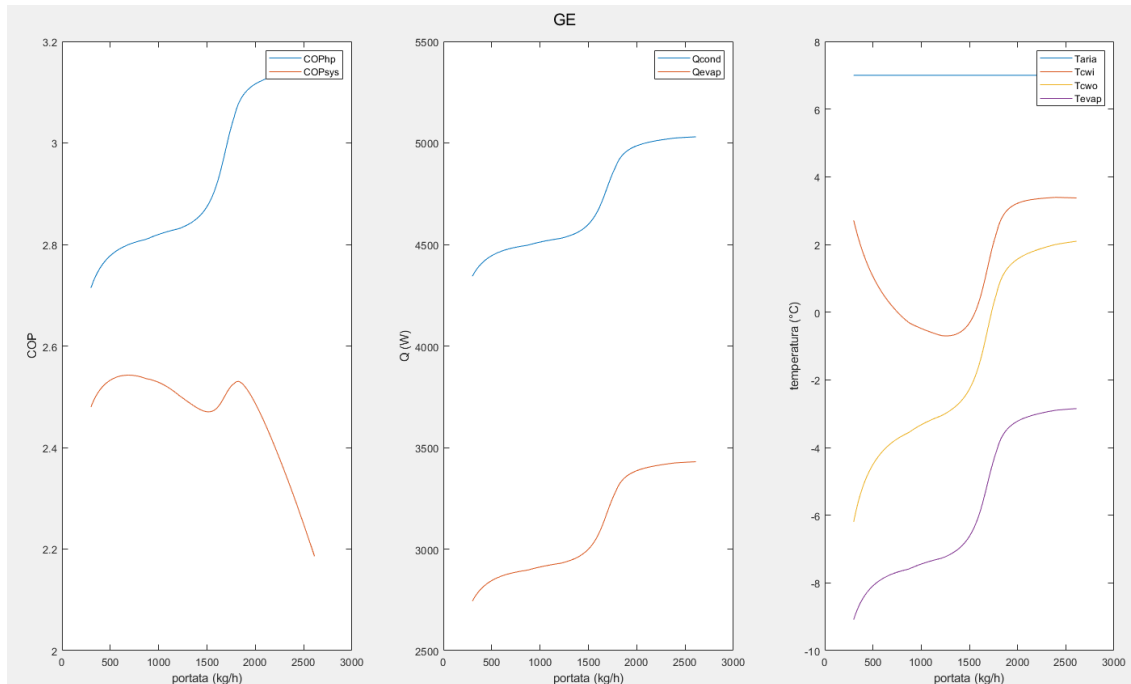


Figura 5.9: Output modello GE in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di glicole etilenico come refrigerante secondario

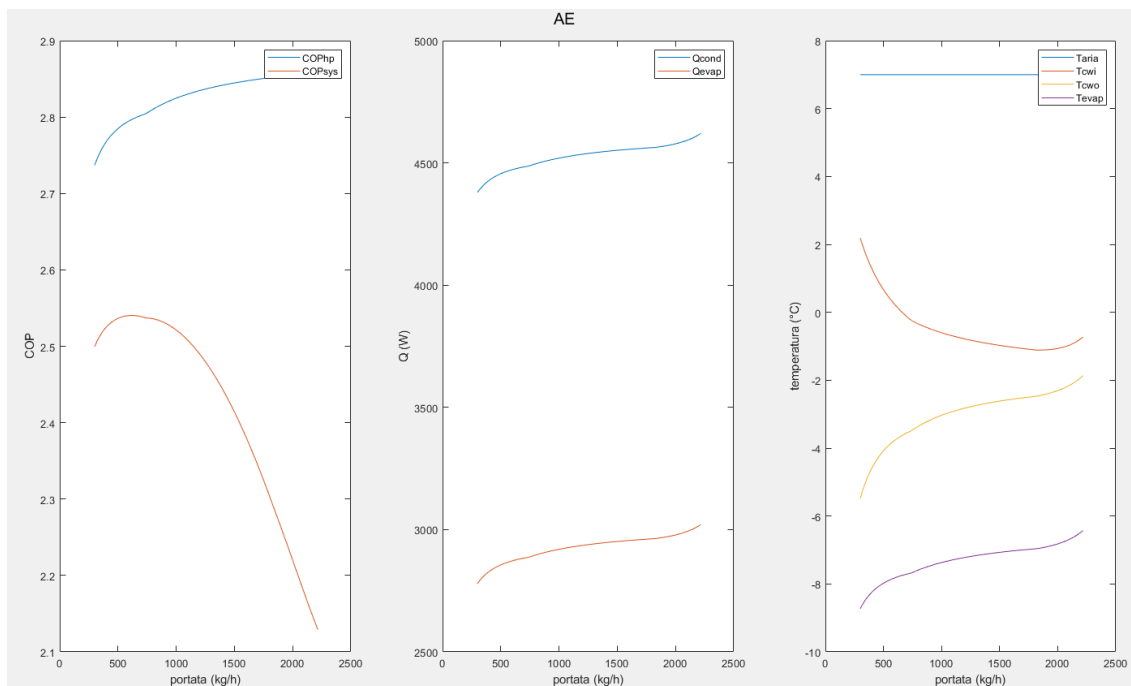


Figura 5.10: Output modello AE in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di alcol etilico come refrigerante secondario

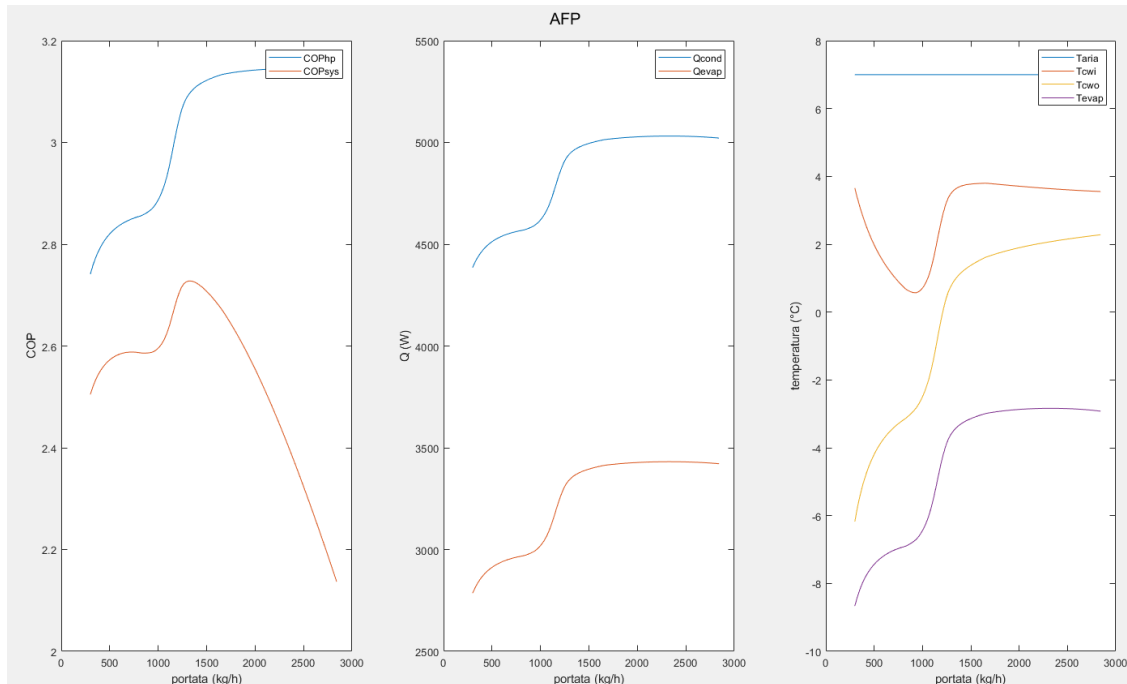


Figura 5.11: Output modello AFP in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di acetato e formiato di potassio come refrigerante secondario

Per i grafici relativi alle simulazioni in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura pari a 35 °C come per le simulazioni in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura per le miscele di acetato/formiato di potassio, formiato di potassio e alcol metilico si osserva il passaggio a regime turbolento con la stabilizzazione delle performance man mano che la portata di refrigerante secondario aumenta.

E' interessante notare come per queste miscele i valori di COP_{SYS} massimo si sviluppano con valori più elevati di portate e con regime turbolento quasi del tutto sviluppato rispetto alle altre miscele analizzate, riconducibile ai bassi valori di viscosità dinamica posseduta dalle due miscele menzionate. Ottenendo così una maggiore potenza scambiata nei componenti dell'impianto e un valore più elevato della temperatura di evaporazione sintomo di un migliore scambio termico nell'evaporatore.

Per le miscele formate da glicole etilenico e acetato di potassio avviene la transizione a regime turbolento ma a causa della viscosità dinamica più elevata i valori di COP_{SYS} massimo si registrano per portate di fluido termovettore minori. Di conseguenza si hanno dei minori valori di potenze scambiate e una minore temperatura di evaporazione. Le prestazioni del sistema diminuiscono a causa dell'aumento delle perdite di carico all'interno del circuito secondario dovute ai valori di viscosità dinamica e all'aumento della portata di fluido refrigerante secondario.

Le miscele costituite da glicole propilenico e alcol etilico non presentano regime turbolento a causa degli elevati valori di viscosità dinamica posseduta, ottenendo così delle performance minori.

Nella tabella 5.2 vengono visualizzati per tutti i fluidi simulati i dati relativi al COP_{sys} massimo, le potenze scambiate da evaporatore e condensatore e le temperature di evaporazione e quelle di entrata e di uscita del fluido termovettore dall'evaporatore in funzione della portata di fluido refrigerante secondario per questa prova.

Tabella 5.2: Dati di output simulazioni in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura per i vari fluidi refrigeranti

Fluido	$\max COP_{sys}$	\dot{m}	\dot{Q}_{evap}	\dot{Q}_{cond}	T_{evap}	$T_{f,out,evap}$	$T_{f,in,evap}$	$\Delta T_{evp-f,out}$	P_{pompa}
-	-	$\frac{kg}{h}$	W	W	°C	°C	°C	°C	W
GE	2.543	693.00	2880	4480	-7.74	-3.86	0.20	3.88	12.05
AE	2.540	625.78	2876	4476	-7.79	-3.70	0.12	4.08	11.91
AM	2.671	1406.40	3351	4951	-3.52	1.10	3.19	4.62	103.40
MPG	2.543	669.85	2886	4486	-7.69	-3.67	0.55	4.02	14.05
AP	2.577	756.84	2942	4542	-7.16	-3.42	0.92	3.74	12.71
AFP	2.728	1316.79	3352	4952	-3.51	0.88	3.57	4.39	65.24
FP	2.720	1441.63	3351	4951	-3.52	0.86	3.67	4.34	69.63

Dalla tabella 5.2 si nota immediatamente come le soluzioni con formiato di potassio e acetato/formiato di potassio abbiamo i più alti valori riscontrati di COP_{sys} , pari a 2.720 e 2.728 rispettivamente.

Rispetto alle altre miscele analizzate, insieme alla miscela di alcol metilico le portate di fluido termovettore AFP e FP sono elevate, consentendo di scambiare potenze più elevate all'evaporatore e al condensatore.

Inoltre la temperatura di evaporazione è più elevata sintomo di un miglior scambio termico all'interno dell'evaporatore, dovuto al regime turbolento che si sviluppa.

Tutte le altre miscele acquose formate da glicole etilenico, alcol etilico, glicole monopropilenico e acetato di potassio hanno performance comparabili tra loro.

I consumi relativi al pompaggio sono ridotti per le miscele che presentano i COP_{sys} massimi per portate ridotte del fluido refrigerante secondario.

Per le soluzioni AFP, FP e AM otteniamo i minori consumi per la miscela di acetato/formiato di potassio.

5.4.3 Prove in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura

La simulazione per una pompa di calore aria-acqua in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura ha come dati di input principali $T_{aria} = -6 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{water,mandata} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ e una potenza al compressore pari a 3.5 kW.

Dalle simulazioni effettuate otteniamo i seguenti grafici:

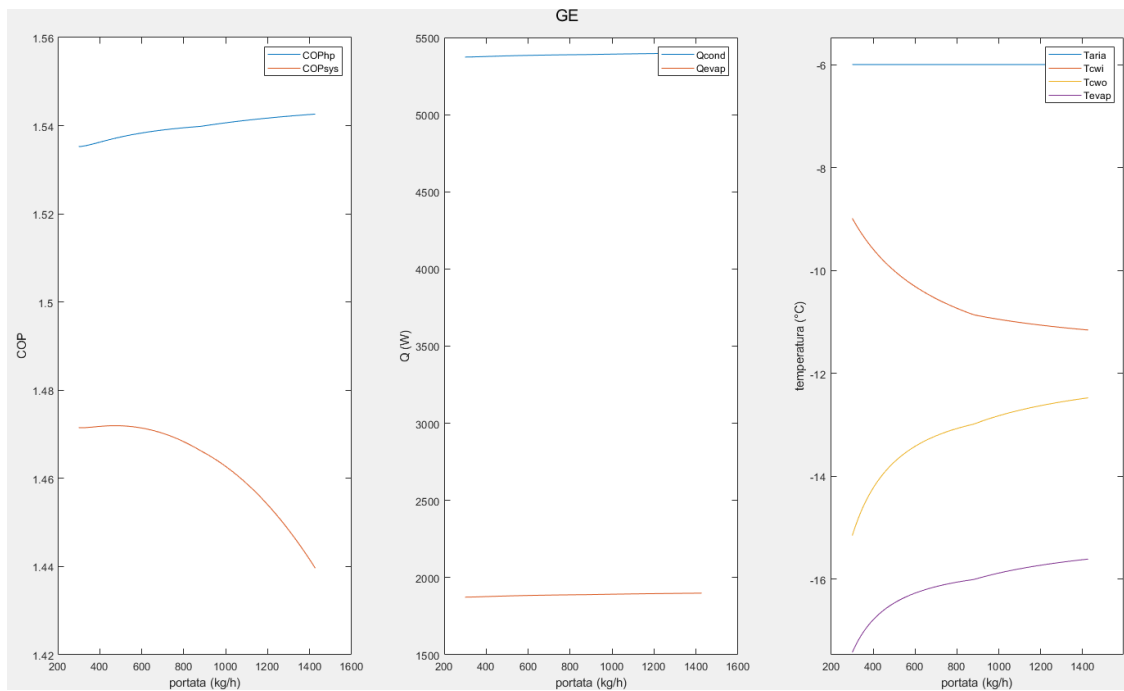


Figura 5.12: Output modello GE in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di glicole etilenico come refrigerante secondario

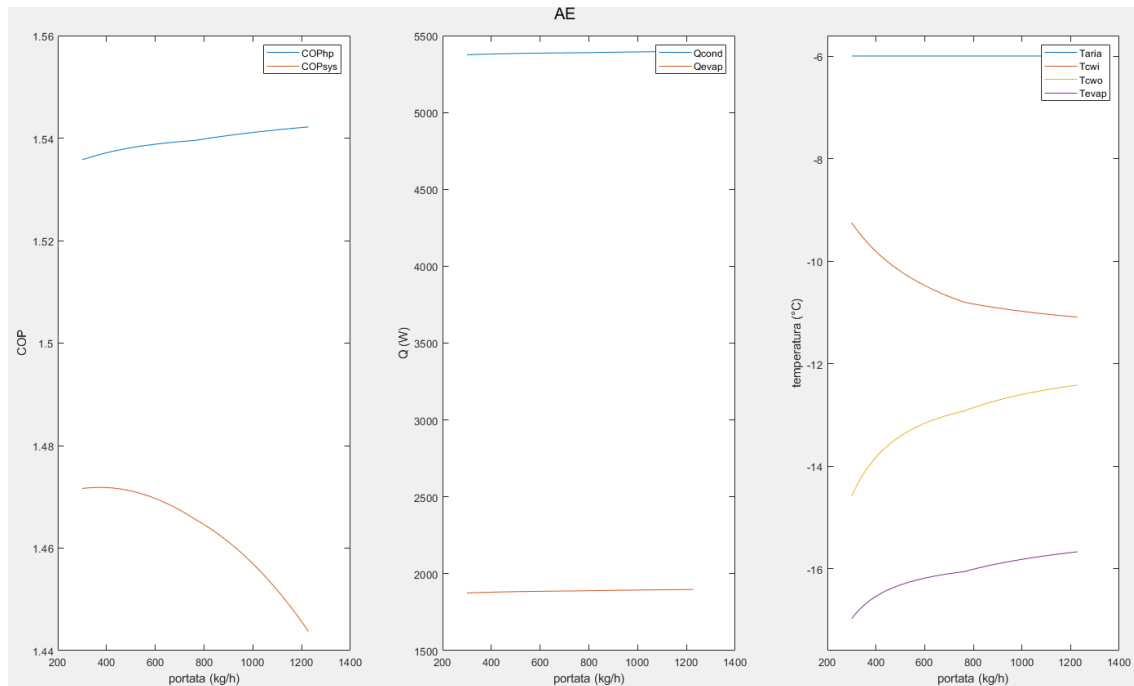


Figura 5.13: Output modello AE in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di alcol etilico come refrigerante secondari

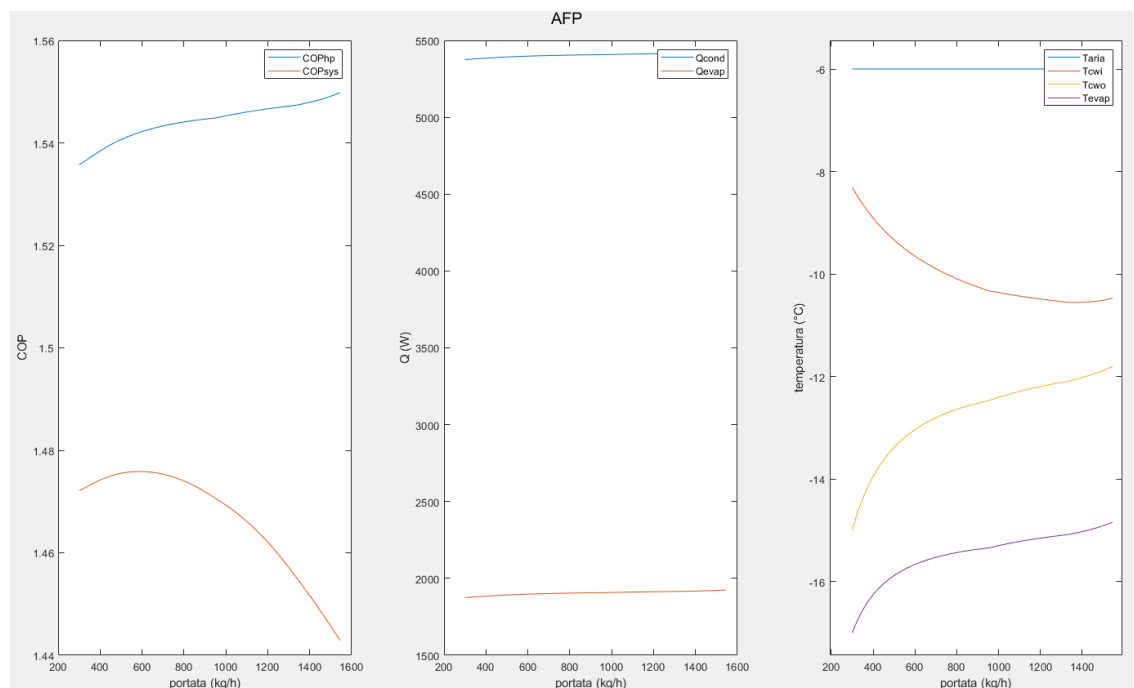


Figura 5.14: Output modello AFP in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di acetato e formiato di potassio come refrigerante secondario

Nelle simulazioni in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura l'andamento dei grafici per le sette miscele analizzate è simile.

A causa delle basse temperature possedute dal fluido refrigerante secondario a causa della temperatura dell'aria esterna vi è un aumento della viscosità dinamica posseduta dalle miscele. Ne consegue che la transizione a regime turbolento non viene visualizzata.

E' possibile visualizzarla solamente per le miscele di acetato/formiato di potassio e formiato di potassio le quali a basse temperature possiedono dei valori di viscosità dinamica minori rispetto alle altre soluzioni analizzate.

I valori di COP_{sys} massimo si riscontrano per portate di fluido refrigerante secondario modeste, in quanto le perdite di carico aumentano con la crescita della portata diminuendo le prestazioni complessive del sistema.

E' possibile visualizzare per la miscela di formiato di potassio un secondo picco nei valori di COP_{sys} , il quale è dovuto alla transizione in regime turbolento che causa un miglior scambio termico. Questo però non è sufficiente a contrastare le perdite di carico subito del fluido che causano comunque dei valori minori di COP_{sys} rispetto al massimo riscontrato.

Nella tabella 5.3 vengono visualizzati per tutti i fluidi simulati i dati relativi al COP_{sys} massimo, le potenze scambiate da evaporatore e condensatore e le temperature di evaporazione e quelle di entrata e di uscita del fluido termovettore dall'evaporatore in funzione della portata di fluido refrigerante secondario per questa prova.

Tabella 5 3: Dati di output simulazioni in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura per i vari fluidi refrigeranti

Fluido	$\max COP_{sys}$	\dot{m}	\dot{Q}_{evap}	\dot{Q}_{cond}	T_{evap}	$T_{f,out,evap}$	$T_{f,in,evap}$	$\Delta T_{evp-f,out}$	P_{pompa}
-	-	$\frac{kg}{h}$	W	W	°C	°C	°C	°C	W
GE	1.472	468.96	1880	5380	-16.55	-13.86	-9.89	2.69	4.90
AE	1.472	374.22	1879	5379	-16.63	-13.98	-9.69	2.65	4.51
AM	1.474	489.21	1888	5388	-16.07	-13.36	-9.89	2.71	5.64
MPG	1.472	402.30	1880	5380	-16.53	-14.02	-9.37	2.51	5.33
AP	1.475	591.29	1894	5394	-15.82	-13.17	-9.57	2.65	7.31
AFP	1.476	586.32	1897	5397	-15.69	-13.08	-9.61	2.61	6.90
FP	1.477	653.29	1901	5401	-15.57	-13.07	-9.51	2.50	7.16

In questa simulazione in condizioni di progetto con aria molto fredda e temperatura dell'acqua in mandata alta con una potenza al compressore pari a 3.5 kW tutte le miscele analizzate hanno performance molto simili tra loro.

Tra tutte le soluzioni spicca di nuovo la miscela acquosa di formiato di potassio, con il COP_{sys} e le potenze scambiate più elevate insieme alla miscela di acetato/formiato di potassio.

I consumi relativi al pompaggio sono ridotti per tutte le soluzioni analizzate.

5.4.4 Prove in condizioni di progetto con acqua a bassa temperatura

La simulazione per una pompa di calore aria-acqua in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura ha come dati di input principali $T_{aria} = -6 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{water,mandata} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ e una potenza al compressore pari a 1.6 kW.

Dalle simulazioni effettuate otteniamo i seguenti grafici:

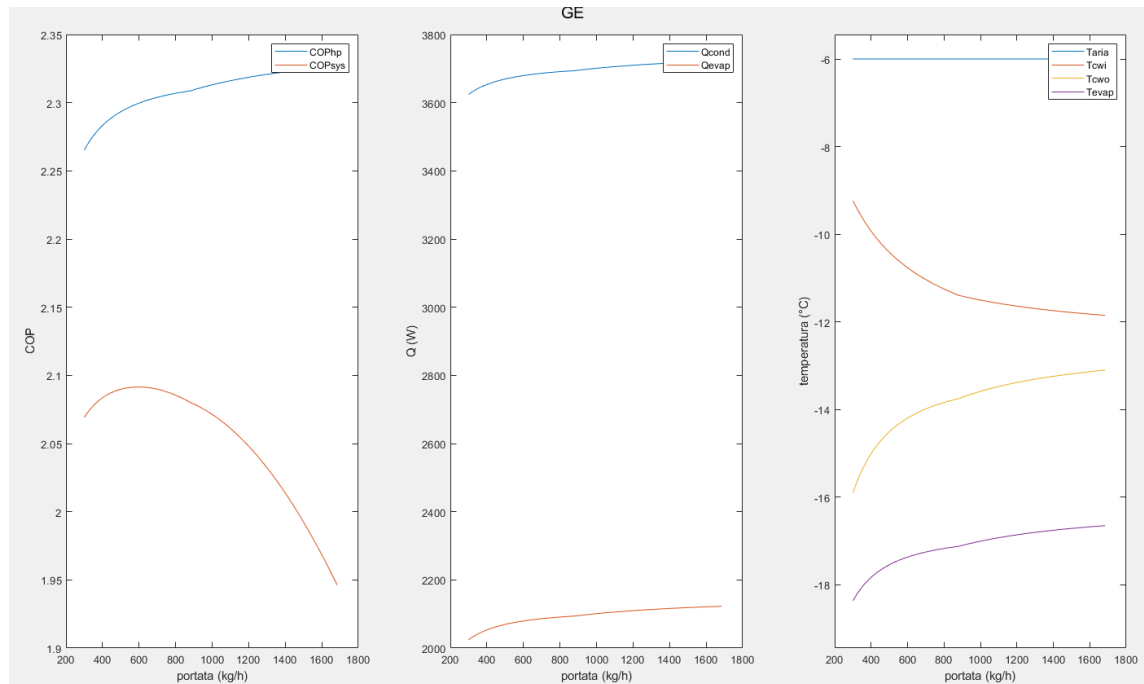


Figura 5.15: Output modello GE in condizioni di progetto con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di glicole etilenico come refrigerante secondario

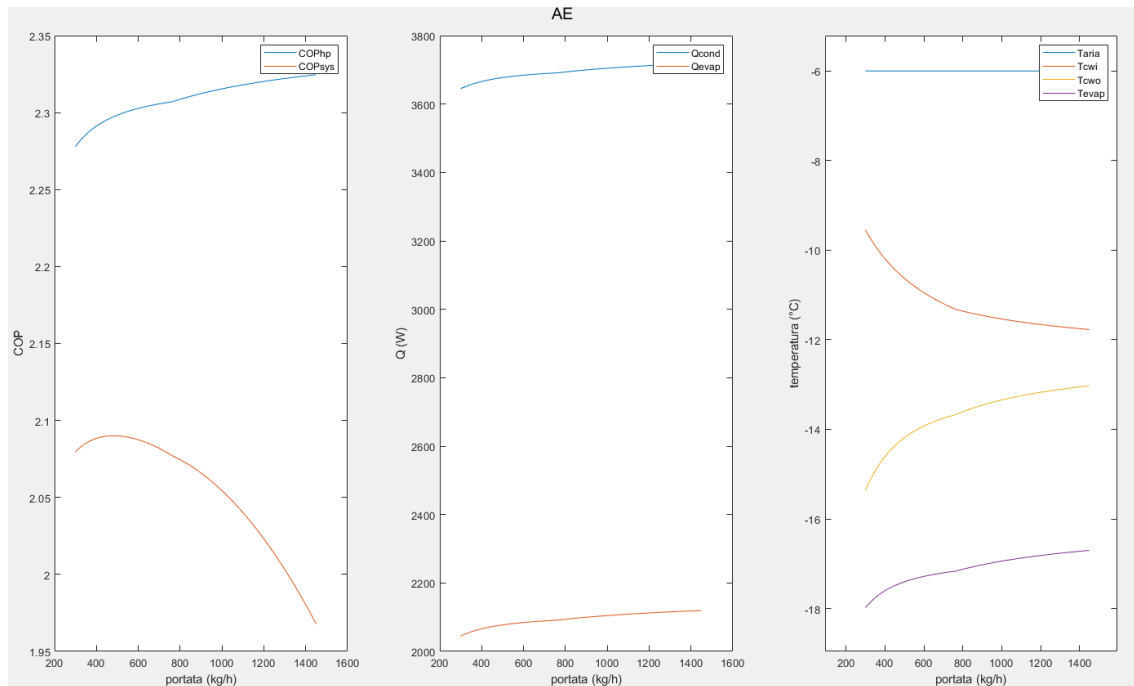


Figura 5.16: Output modello AE in condizioni di progetto con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di alcol etilico come refrigerante secondario

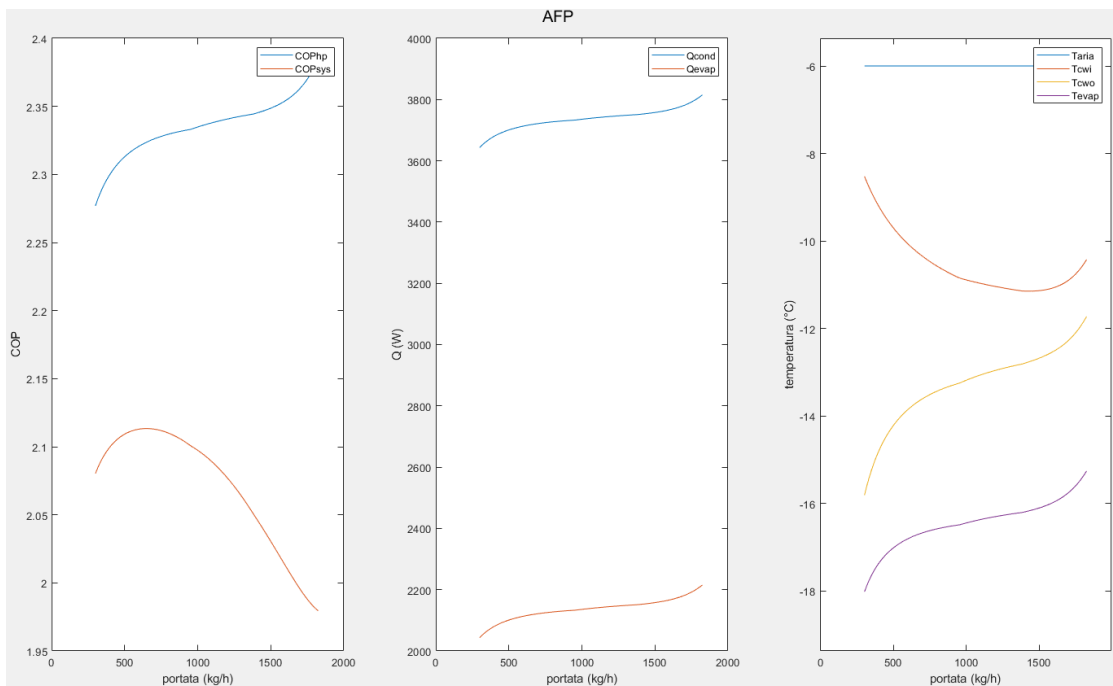


Figura 5.17: Output modello AFP in condizioni di progetto con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di acetato e formiato di potassio come refrigerante secondario

Anche queste simulazioni in condizioni di progetto con acqua a bassa temperatura seguono il trend delle prove in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura.

A causa delle basse temperature del fluido refrigerante secondario i valori di viscosità dinamica possedute dalle miscele sono il collo di bottiglia per le prestazioni globali del sistema.

I valori massimi di COP_{sys} sono attribuiti a portate modeste, con in seguito un crollo dovuto all'aumento delle perdite di carico.

Anche in questo caso le miscele di acetato/formiato di potassio e formiato di potassio presentano il trend tipico della transizione a regime turbolento che causa delle maggiori potenze scambiate e una maggiore temperatura di evaporazione. Non è però abbastanza per i valori di COP_{sys} i quali dipendono fortemente dalle alte perdite di carico dovute ai valori di viscosità dinamica e alla portata del fluido refrigerante secondario.

Nella tabella 5.4 vengono visualizzati per tutti i fluidi simulati i dati relativi al COP_{sys} massimo, le potenze scambiate da evaporatore e condensatore e le temperature di evaporazione e quelle di entrata e di uscita del fluido termovettore dall'evaporatore in funzione della portata di fluido refrigerante secondario per questa prova.

Tabella 5.4: Dati di output simulazioni in condizioni di progetto con acqua a bassa temperatura per i vari fluidi refrigeranti

Fluido	$\max COP_{sys}$	\dot{m}	\dot{Q}_{evap}	\dot{Q}_{cond}	T_{evap}	$T_{f,out,evap}$	$T_{f,in,evap}$	$\Delta T_{evp-f,out}$	P_{pompa}
-	-	$\frac{kg}{h}$	W	W	°C	°C	°C	°C	W
GE	2.092	590.67	2079	3679	-17.38	-14.22	-10.73	3.16	8.91
AE	2.090	483.94	2076	3676	-17.43	-14.24	-10.57	3.19	8.78
AM	2.104	570.60	2099	3699	-17.04	-13.91	-10.59	3.13	8.54
MPG	2.092	509.45	2082	3682	-17.33	-14.28	-10.20	3.05	9.96
AP	2.109	655.86	2111	3711	-16.84	-13.79	-10.17	3.05	9.69
AFP	2.113	650.53	2118	3718	-16.73	-13.71	-10.22	3.02	9.25
FP	2.118	712.22	2125	3725	-16.61	-13.74	-10.08	2.87	9.18

In questa simulazione in condizioni di progetto, con aria molto fredda pari a -6 °C, temperatura dell'acqua in mandata pari a 35 °C e una potenza al compressore pari a 1.6 kW le migliori miscele simulate sono quelle relative alla famiglia del potassio, prima tra tutte ancora una volta la miscela di formiato di potassio con un COP_{sys} pari a 2.118 e le maggiori potenze scambiate all'evaporatore e al condensatore.

Dopo i fluidi formati dai derivati del potassio segue la miscela di alcol metilico, con un buon valore delle performance.

Tutte le altre miscele presentano delle performance minori, con le prestazioni peggiori ottenute dalla simulazione con l'utilizzo di alcol etilico come fluido refrigerante secondario.

I consumi di pompaggio sono contenuti per tutte le miscele a causa dello valore di portata ridotto.

5.4.5 Prove in condizioni di carico parziale con acqua a alta temperatura

La simulazione per una pompa di calore aria-acqua in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura ha come dati di input principali $T_{aria} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{water,mandata} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ e una potenza al compressore pari a 1.75 kW.

Dalle simulazioni effettuate otteniamo i seguenti grafici:

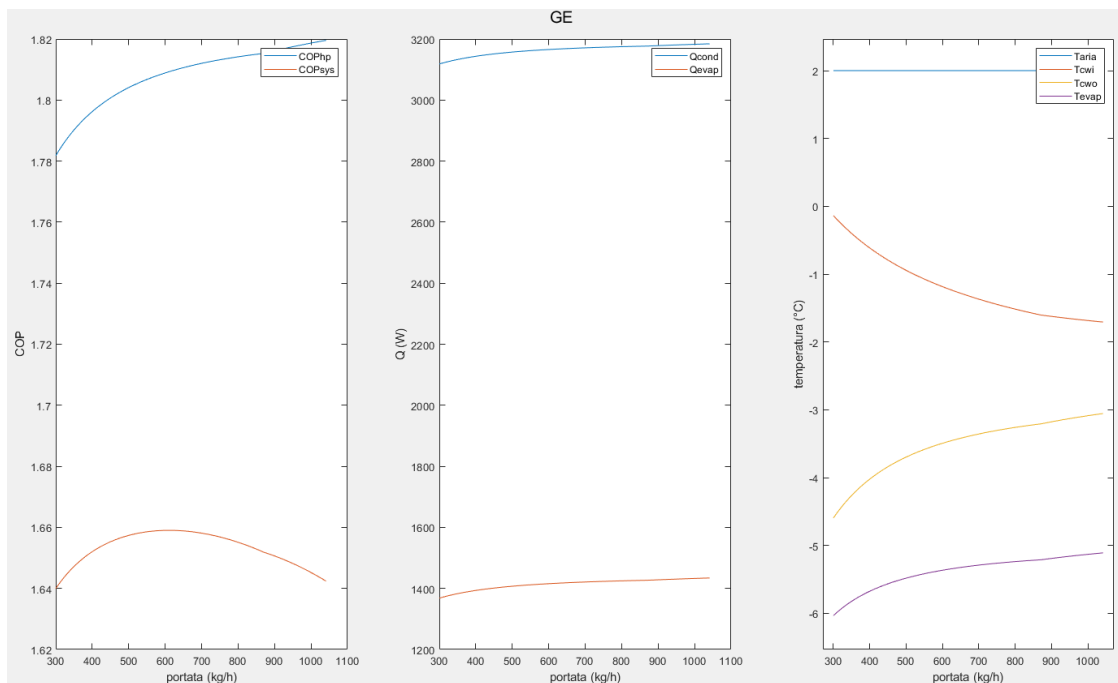


Figura 5.18: Output modello GE in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di glicole etilenico come refrigerante secondario

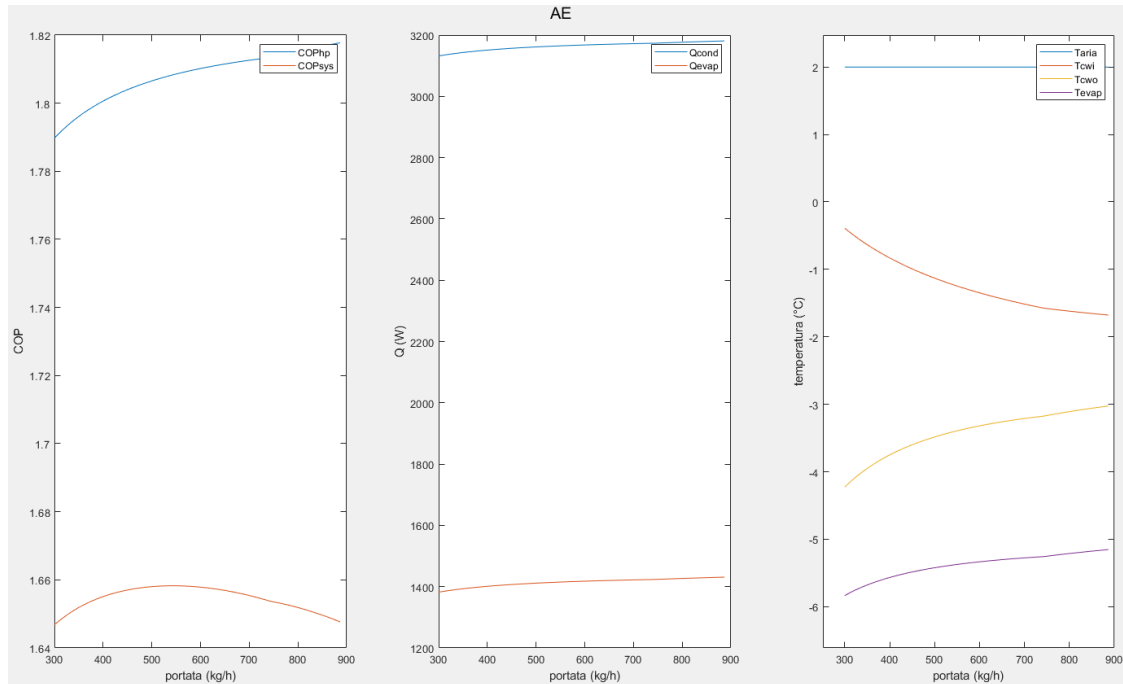


Figura 5.19: Output modello AE in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di alcol etilico come refrigerante secondario

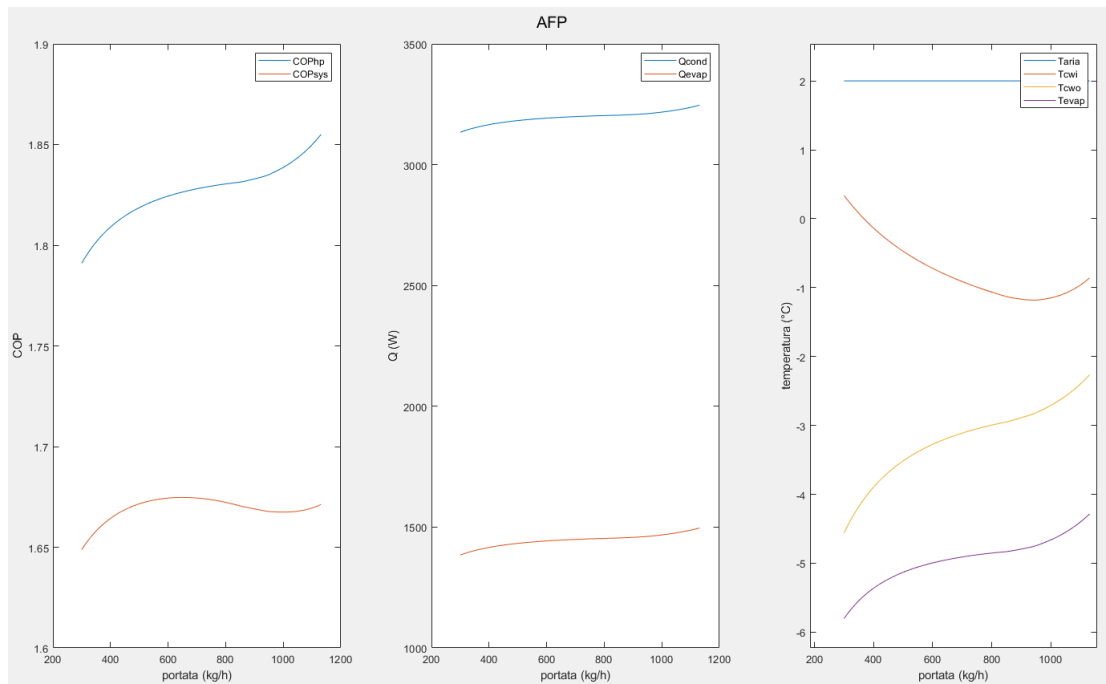


Figura 5.20: Output modello AFP in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di acetato e formiato di potassio come refrigerante secondario

Nelle condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura l'andamento dei grafici è simile alle simulazioni in condizioni di progetto.

Tranne le miscele di acetato/formiato di potassio e formiato di potassio tutte le altre non presentano l'andamento di transizione a regime turbolento.

Nonostante questo per tutte le miscele i valori di COP_{sys} massimo sono riferiti a portate modeste, in quanto con portate maggiori i valori di viscosità dinamica dovuti alle temperature dei fluidi refrigeranti hanno un maggiore peso, andando ad aumentare le perdite di carico del circuito secondario causando una diminuzione globale dell'efficienza del sistema.

Nella tabella 5.5 vengono visualizzati per tutti i fluidi simulati i dati relativi al COP_{sys} massimo, le potenze scambiate da evaporatore e condensatore e le temperature di evaporazione e quelle di entrata e di uscita del fluido termovettore dall'evaporatore in funzione della portata di fluido refrigerante secondario per questa prova.

Tabella 5.5: Dati di output simulazioni in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura per i vari fluidi refrigeranti

Fluido	$\max COP_{sys}$	\dot{m}	\dot{Q}_{evap}	\dot{Q}_{cond}	T_{evap}	$T_{f,out,evap}$	$T_{f,in,evap}$	$\Delta T_{evp-f,out}$	P_{pompa}
-	-	$\frac{kg}{h}$	W	W	°C	°C	°C	°C	W
GE	1.659	611.32	1416	3166	-5.36	-3.48	-1.21	1.88	8.52
AE	1.658	540.51	1414	3164	-5.38	-3.41	-1.23	1.97	8.27
AM	1.666	574.80	1429	3176	-5.18	-3.33	-1.13	-1.86	7.88
MPG	1.659	575.22	1417	3167	-5.34	-3.41	-1.00	1.93	9.75
AP	1.670	673.35	1439	3189	-5.04	-3.23	-0.85	1.81	9.17
AFP	1.675	648.99	1446	3196	-4.95	-3.19	-0.82	1.76	8.46
FP	1.675	716.07	1447	3197	-4.93	-3.22	-0.73	1.71	9.15

Nelle prove in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura e una potenza al compressore pari a 1.75 kW le prestazioni migliori per l'intero sistema sono ancora una volta da attribuire alle miscele formate dai derivati del potassio, ovvero formiato di potassio, acetato/formiato di potassio e acetato di potassio.

Le altre quattro miscele presentano performance minori e comparabili tra loro. I consumi per il pompaggio sono ridotti.

5.4.5 Prove in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura

La simulazione per una pompa di calore aria-acqua in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura ha come dati di input principali $T_{aria} = 2 \text{ °C}$, $T_{water,mandata} = 35 \text{ °C}$ e una potenza al compressore pari a 0.8 kW.

Dalle simulazioni effettuate otteniamo i seguenti grafici:

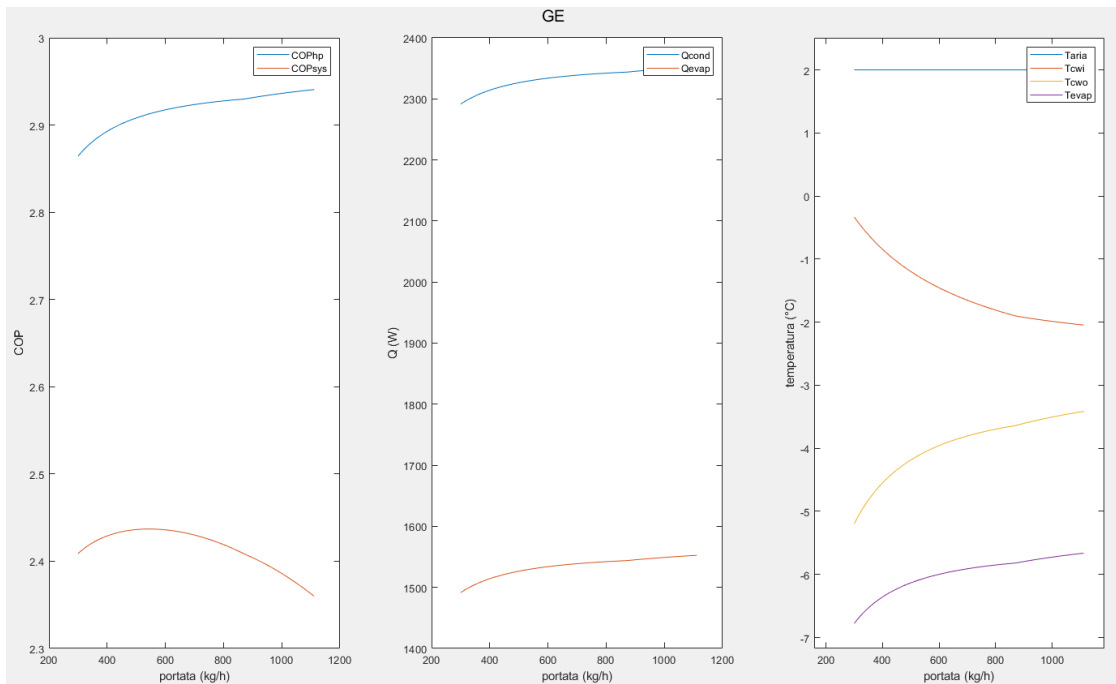


Figura 5.21: Output modello GE in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di glicole etilenico come refrigerante secondario

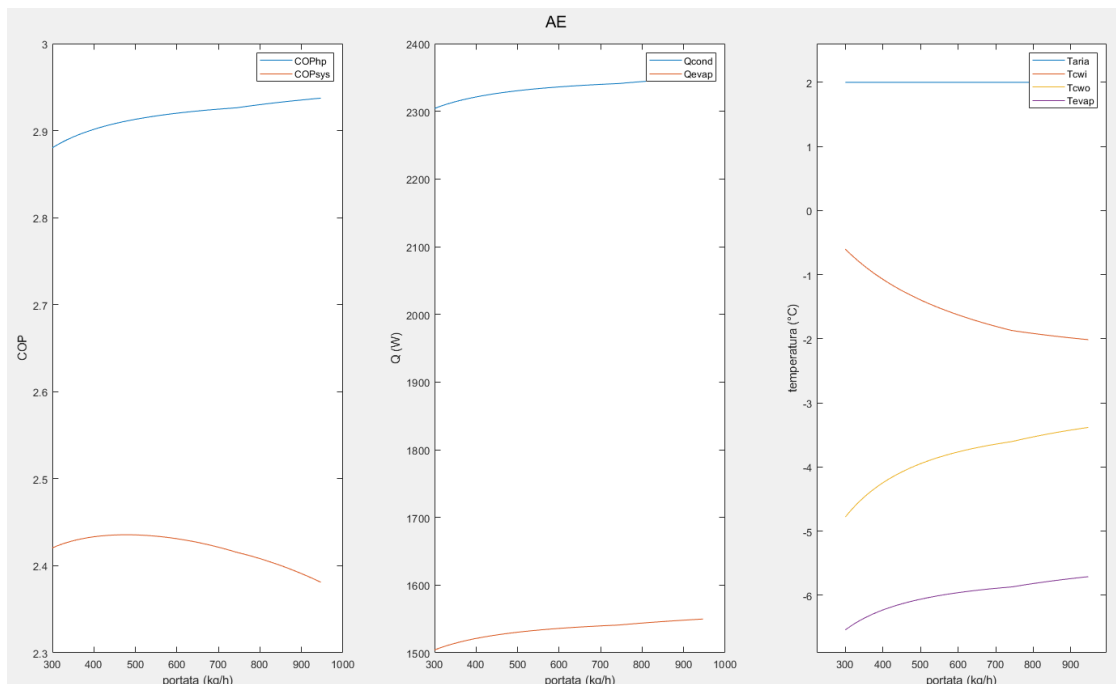


Figura 5.22: Output modello AE in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di alcol etilico come refrigerante secondario

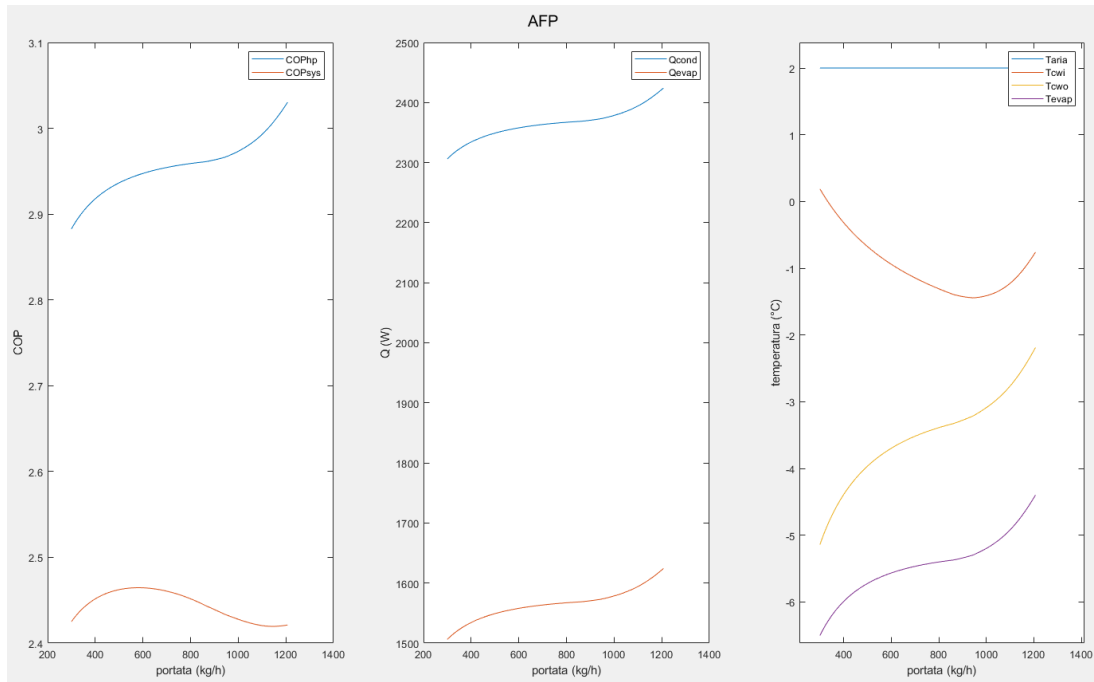


Figura 5.23: Output modello AFP in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di acetato e formiato di potassio come refrigerante secondario

Le stesse osservazioni relative alle simulazioni in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura valgono per le ultime simulazioni effettuate in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura.

Nella tabella 5.6 vengono visualizzati per tutti i fluidi simulati i dati relativi al COP_{sys} massimo, le potenze scambiate da evaporatore e condensatore e le temperature di evaporazione e quelle di entrata e di uscita del fluido termovettore dall'evaporatore in funzione della portata di fluido refrigerante secondario per questa prova.

Tabella 5.6: Dati di output simulazioni in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura per i vari fluidi refrigeranti

Fluido	$\max COP_{sys}$	\dot{m}	\dot{Q}_{evap}	\dot{Q}_{cond}	T_{evap}	$T_{f,out,evap}$	$T_{f,in,evap}$	$\Delta T_{evp-f,out}$	P_{pompa}
-	-	$\frac{kg}{h}$	W	W	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	W
GE	2.437	543.42	1530	2330	-6.07	-4.07	-1.32	1.99	6.19
AE	2.436	480.98	1529	2329	-6.09	-3.99	-1.34	2.09	6.22
AM	2.450	510.71	1541	2341	-5.86	-3.90	-1.23	1.96	5.66
MPG	2.435	503.54	1531	2331	-6.06	-4.04	-1.06	2.02	7.08
AP	2.457	600.40	1550	2350	-5.70	-3.80	-0.92	1.90	6.68
AFP	2.465	581.21	1557	2357	-5.59	-3.74	-0.90	1.85	6.17
FP	2.464	640.28	1557	2357	-5.58	-3.79	-0.80	1.79	6.63

Anche per quest'ultima simulazioni in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura il trend delle varie performance per le miscele analizzate è simile alla simulazione a carico parziale con acqua ad alta temperatura.

Dove le miscele migliori sono ancora una volta formiato e acetato/formiato, le quali possiedono i valori migliori in termini di COP_{sys} e di potenze scambiate nei componenti della macchina.

5.4.5 Analisi conclusive

Tramite queste prove che simulano due pompe di calore con temperature dell'acqua in mandata differenti in tre condizioni operative diverse è possibile affermare che vi è la possibilità di sostituire le classiche miscele acquose di glicole etilenico o glicole propilenico in sistemi indiretti.

Nella tabella 5.7 vengono visualizzare le differenze percentuali in termini di COP_{sys} per tutte le miscele alle varie condizioni operative simulate.

Tabella 5.7: Differenze percentuali COP_{sys} per le simulazioni effettuate

Fluid o	CONDIZIONI DI RATING		CONDIZIONI DI PROGETTO		CONDIZIONI DI CARICO PARZIALE	
	$T_{H_2O}=55^{\circ}C$	$T_{H_2O}=35^{\circ}C$	$T_{H_2O}=55^{\circ}C$	$T_{H_2O}=35^{\circ}C$	$T_{H_2O}=55^{\circ}C$	$T_{H_2O}=35^{\circ}C$
	diff% COP_{sys}	diff% COP_{sys}	diff% COP_{sys}	diff% COP_{sys}	diff% COP_{sys}	diff% COP_{sys}
-	-	-	-	-	-	-
GE	-3.97%	-7.27%	-0.34%	-1.24%	-0.96%	-1.15%
AE	-7.25%	-7.40%	-0.34%	-1.34%	-1.03%	-1.19%
AM	-1.06%	-2.13%	-0.20%	-0.67%	-0.54%	-0.61%
MPG	-7.19%	-7.27%	-0.34%	-1.24%	-0.96%	-1.23%
AP	-3.14%	-5.86%	-0.14%	-0.43%	-0.30%	-0.33%
AFP	0.00%	0.00%	-0.07%	-0.24%	0.00%	0.00%
FP	-0.22%	-0.29%	0.00%	0.00%	0.00%	-0.04%

- Simulazioni in condizioni di rating:

Le differenze più evidenti in termini di COP_{sys} sono riferite alle prove in condizioni di rating, sia con acqua ad alta che a bassa temperatura.

Per le miscele di acetato/formiato di potassio e di formiato di potassio, le quali hanno i valori più elevati di COP_{sys} pari a 1.805 e 1.801 rispettivamente per le prove con acqua a 55 °C e pari a 2.728 e 2.720 rispettivamente per le prove con acqua a 35 °C, le differenze sono praticamente nulle.

Si nota un peggioramento delle prestazioni per la miscela formata da alcol metilico e acetato di potassio dove vengono riscontrate delle differenze percentuali pari a 1.06% e al 3.14% rispettivamente per la prova con acqua ad alta temperatura e del 2.13% e 5.86% rispettivamente per la prova con acqua a bassa temperatura.

Tale differenza è dovuta ai valori di viscosità dinamica posseduta dalle due miscele, in quanto presentano sia la transizione a moto turbolento nelle tubazioni del circuito secondario simulato aumentando così lo scambio termico, ma le performance globali del sistema vengono frenate dall'aumento delle perdite di carico all'interno del circuito.

I peggioramenti di COP_{sys} più marcati sono attribuiti alle miscele di glicole propilenico e alcol etilico, le quali come detto in precedenza non presentano la transizione a moto turbolento riducendo così lo scambio termico nei componenti della macchina. A causa di questa mancanza e a causa dei valori elevati di viscosità dinamica presentano le differenze percentuali in termini di COP_{sys} con le miscele AFP e FP più marcate, circa il 7.5% per tutte e due le prove a differenti temperature di acqua in mandata.

Per la miscela di glicole etilenico, la quale è il nostro punto di riferimento, si hanno due diverse differenze in termini di prestazioni di sistema.

Per le simulazioni con acqua ad alta temperatura le differenze percentuali sono paragonabili alla miscela di acetato di potassio, pari a 3.97%. La miscela di glicole mostra sì la transizione a regime turbolento, ma come per la miscela AP i valori di viscosità dinamica elevati diminuiscono i valori di COP_{sys} a causa dell'aumento delle perdite di carico nel circuito secondario.

Le prove a bassa temperatura invece presentano una differenza percentuale paragonabile alle miscele di MPG e AE, pari a 7.27%, dovuta oltre che ai valori elevati di viscosità dinamica anche a valori inferiori di conduttività termica rispetto alla miscela di acetato di potassio che causano un minor scambio termico quando le potenze della macchina decrescono diminuendo le prestazioni globali del sistema.

- Simulazioni in condizioni di progetto e a carico parziale:

Quando le temperature dell'aria sono basse come in condizioni di progetto causando una diminuzione delle temperature di evaporazione e del fluido refrigerante secondario e le potenze del compressore decrescono come in condizioni di carico parziale le performance globali di sistema sono simili per tutte le miscele analizzate.

Tali uguaglianze sono dovute principalmente all'aumento della viscosità dinamica a basse temperature che causano un livellamento nei valori di COP_{sys} anche per le miscele che mostrano una transizione a regime turbolento come AFP e FP. Le perdite di carico hanno un peso maggiore rispetto all'aumento di scambio termico ottenendo così delle performance simili per tutte le soluzioni analizzate.

Dunque in conclusione le miscele formate da acetato/formiato di potassio e formiato di potassio hanno la reale possibilità di andare a sostituire le classiche soluzioni di glicole etilenico e propilenico. Portando dei benefici dal punto di vista dell'efficienza energetica all'intero sistema impianto.

Tale scelta deve essere però ben ponderata, in quando i benefici apportati al sistema utilizzando le miscele di AFP o FP sono marcati solamente in condizioni di rating, quindi in condizioni di aria calda e alte potenze.

Quando le condizioni presentano criticità come basse temperature o basse potenze del compressore le differenze in termini di COP_{sys} sono irrisorie rispetto alle altre miscele.

La possibilità di sostituire le miscele di glicole etilenico o glicole propilenico come fluidi termovettori deve quindi essere ponderata e ben ragionata anche dal punto di vista del tipo di applicazioni, del costo dei fluidi, della durata e dalla stabilità dei fluidi all'interno del circuito secondario, dalla corrosione e la compatibilità dei materiali utilizzati e i problemi relativa alla sicurezza che si hanno per le varie miscele, le quali condizionano la scelta di utilizzare o meno questi tipi di fluidi alternativi.

Capitolo 6: Conclusioni

Questo elaborato di tesi è nato con lo scopo di analizzare su base teorica e sperimentale i fluidi refrigeranti secondari alternativi alle classiche miscele di glicole etilenico o glicole propilenico facenti parte di sistemi indiretti, con l'obiettivo di aumentare l'efficienza globale del sistema.

Esso può essere diviso in due argomenti.

Il primo riguardante l'analisi teorica e sperimentale di possibili fluidi termovettori, i quali possano andare a sostituire le classiche miscele acquose anticongelanti in un sistema indiretto.

A questo proposito dapprima è stata svolta una ricerca bibliografica di possibili fluidi termovettori basata sulle principali proprietà termofisiche, di tossicità e di sicurezza, in modo tale da poter scegliere dei possibili candidati.

La ricerca basata sulla letteratura è stata impostata sull'analisi delle proprietà termofisiche possedute a varie temperature quali densità, calore specifico, conduttività termica e viscosità dinamica tenendo come paragone la miscela di glicole etilenico avente una temperatura di congelamento pari a $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Da tale analisi sono stati scelti cinque fluidi candidati, alcol etilico, alcol metilico, acetato di potassio, acetato/formiato di potassio e formiato di potassio.

Dopo di che sono state svolte delle prove sperimentali, tramite un banco prova dedicato, al fine di verificare e confrontare i valori delle proprietà termofisiche possedute dalle miscele prescelte a diverse temperature di prova.

Le proprietà valutate sono state la densità e il calore specifico in quanto possono essere misurate e verificate con una grande accuratezza.

La viscosità dinamica è stata invece analizzata tramite gli effetti legati alle perdite di carico all'interno dello scambiatore a piastre del circuito di prova.

Per quanto riguarda la conduttività termica sono stati utilizzati solamente i dati trovati in letteratura.

Con i dati raccolti tramite le prove sperimentali sono stati verificate le proprietà termofisiche misurate confrontandole con i dati in letteratura evidenziando delle differenze minime, sintomo che il banco prova utilizzato è ben strutturato.

In seguito con i dati a disposizione sono stati creati dei grafici per confrontare i fluidi analizzati confrontando in un primo momento la capacità termica trasportata dalle miscele in relazione alle perdite di carico subite all'interno dello scambiatore di calore a piastre.

Inoltre ipotizzando un ΔT di scambio termico pari a $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ sono state confrontate in relazione alla portata scambiata e il consumo associato alla pompa di circolazione del fluido nel circuito di prova.

A pari capacità termica o potenza scambiata sono emerse come migliori soluzioni le miscele di alcol etilico e metilico, seguite dalla miscela di glicole etilenico, ottenendo le più basse perdite di carico e i più bassi consumi legati alla movimentazione dei fluidi.

La miscela formata da acqua e glicole propilenico è risultata la peggiore in tutti i confronti effettuati.

Mentre le miscele facenti parte della famiglia del potassio si avvicinavano in termini di prestazioni alla miscela di glicole etilenico, soprattutto quando le temperature operative diminuivano a causa della loro bassa viscosità dinamica.

Oltre alla misurazione, verifica e analisi qualitativa delle proprietà termofisiche, sono state condotte delle ulteriori prove sperimentali riguardanti lo scambio termico per la miscela di glicole etilenico e la miscela di alcol etilico, dove quest'ultima dai dati raccolti e analizzati risultava la più promettente per sostituire la soluzione acquosa di glicole.

Tali prove di scambio termico sono state effettuate per analizzare il coefficiente di scambio termico globale all'interno di uno scambiatore a piastre in modo tale da analizzare anche questo aspetto importante all'interno di un impianto indiretto.

Le prove consistevano nel far fluire all'interno dello scambiatore di calore a piastre del circuito di prova la stessa capacità termica per le due miscele analizzate, mantenendo costanti le temperature in ingresso allo scambiatore delle soluzioni e del fluido di scambio brine lato calorimetro.

Un primo confronto è stato effettuato graficando la capacità termica posseduta dalle due miscele in relazione al valore del coefficiente di scambio termico globale calcolato, ottenendo i migliori valori per la miscela di glicole etilenico.

Un secondo confronto è stato fatto analizzando il consumo relativo alla pompa per la circolazione del fluido con il coefficiente di scambio termico globale, osservando la tendenza della miscela di alcol etilico a pari consumo per la pompa di ottenere un miglior coefficiente di scambio termico globale per elevate portate di miscela trattata.

Da queste ulteriori prove si è capito come la miscela di alcol etilico potesse avere la possibilità di sostituire la miscela di glicole etilenico.

Anche se, da questi semplici confronti non è stato possibile definire con certezza se vi erano dei fluidi termovettori alternativi al glicole etilenico o propilenico, in quanto le proprietà termofisiche e di scambio termico delle miscele dipendono da molti fattori.

Il secondo argomento presente in questo studio ha quindi riguardato delle simulazioni svolte tramite il programma MATLAB attraverso il modello matematico di una pompa di calore aria-acqua per un sistema indiretto di tutti i fluidi prescelti tramite l'analisi bibliografica, in modo tale da avere un benchmark, ovvero un caso di rilevanza applicativa che possa fungere da standard o riferimento, per i fluidi da analizzare e ottenere dei dati confrontabili relativi alle prestazioni globali di un sistema indiretto.

L'effetto del refrigerante secondario è stato visualizzato tramite il valore di COP_{sys} , ovvero il coefficiente globale delle performance dell'intero impianto.

Potendo simulare un impianto reale in diverse condizioni operative per due tipi di pompa di calore con acqua in mandata ad alta e a bassa temperatura e non attraverso delle semplici analisi qualitative la possibile scelta dell'alcol etilico come miglior fluido anticongelante alternativo al glicole è stata accantonata immediatamente, in quanto per le prove condotte risultava la peggior soluzione da poter utilizzare.

In condizioni di rating con temperatura di aria esterna calda e alte potenze al compressore tale miscela possedeva delle performance globali in termini di COP_{sys} inferiori del 7.5% circa rispetto ai valori ottenuti per le simulazioni con le miscele di acetato/formiato di potassio e formiato di potassio. Le differenze diminuivano all'1% circa per le prove in condizioni di progetto con aria relativamente fredda pari a $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ e per le prove in condizioni di carico parziale con basse potenze al compressore favorendo comunque le miscele di AFP e FP.

Dalle simulazione effettuate si evince invece come alcuni fluidi secondari, come le miscele di acetato/formiato di potassio e di formiato di potassio, possano apportare dei benefici in termini di efficienza energetica all'intero sistema impianto avendo quindi la possibilità di sostituire la classica miscela di glicole etilenico o glicole propilenico come fluido secondario.

Le differenze più evidenti sono state mostrate per le simulazioni in condizioni di rating, con un valore di COP_{sys} per la miscela di acetato/formiato di potassio con acqua ad alta e bassa temperature pari a 1.805 e 2.728 rispettivamente rispetto ai valori di COP_{sys} con l'utilizzo della miscela di glicole etilenico pari a 1.736 e 2.543 rispettivamente.

In condizioni di progetto o di carico parziale, quando quindi il sistema opera in condizioni critiche le differenze tra queste miscele si assottiglia molto arrivando a valori che differiscono solamente di circa l'1% in termini di prestazioni globali del sistema.

Dunque per affermare con certezza assoluta se vi sia la possibilità di sostituire come fluido termovettore il glicole etilenico con miscele di acetato/formiato di potassio o formiato di potassio andrebbero svolte delle ulteriori analisi, questa volta basate ad esempio sulla corrosione provocata dalle miscele, sulla durata e stabilità delle miscele all'interno del circuito secondario, dal punto di vista dei problemi relativi alla tossicità e alla sicurezza, ed effettuando se possibile un'ulteriore analisi economica relativi ai costi dell'impianto e di manutenzione, fornendo così un'analisi completa da tutti i punti di vista potendo dare infine una risposta esaustiva completa.

Bibliografia

- Åke Melinder, 2007, «*Thermophysical Properties of Aqueous Solutions Used as Secondary Working Fluid*», Doctoral Thesis
- Monika Ignatowicz, Åke Melinder, Björn Palm, 2017, «*Properties of different ethyl alcohol based secondary fluids used for GSHP in Europe and USA*», IGSHPA Technical/Research Conference and Expo Denver
- Melinder, 2000, «*Update on secondary refrigerants for indirect systems*», Dept. of Energy Technology, Div. of Applied Thermodynamics and Refrigeration The Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, Sweden
- Llopis, Sanchez, Cabello, 2018, «*Conversion of a Direct to an Indirect Refrigeration System at Medium Temperature Using R-134a and R-507A: An Energy Impact Analysis*», Department of Mechanical Engineering and Construction, Campus del Riu Sec. s/n, Jaume I University.
- Bolaji, 2005, «*CFC refrigerants and stratospheric ozone: past, present and future*», Department of Mechanical Engineering, Federal University of Technology, Akure, Nigeria, Chapter 37, p. 231-236.
- Simmonds, Rigby, McCulloch, 2017, «*Changing trends and emissions of hydrochlorofluorocarbons (HCFCs) and their hydrofluorocarbon (HFCs) replacements*», Copernicus GmbH
- Velders, Solomon, Daniel, 2014, «*Growth of climate change commitments from HFC banks and emissions*», Atmospheric Chemistry and Physics
- Ayub, 2006, «*Industrial Refrigeration and Ammonia Enhanced Heat Transfer*», Journal of Enhanced Heat Transfer 13(2): p. 157-173
- Nicola Rossi, 2014, «*Manuale del termotecnico, Fondamenti di riscaldamento, condizionamento, refrigerazione e risorse energetiche*», Hoepli, p.
- González, Corti, Longinotti, 2011, «*The Viscosity of Glycerol-Water Mixtures Including the Supercooled Region*», Journal of chemical and engineering data, p.1404
- Gestore Servizi Energetici, 2016, «*Valutazione del potenziale nazionale e regionale di applicazione della cogenerazione ad alto rendimento e del teleriscaldamento efficiente*», p. 23-62
- Endress+Hauser, 2020, «*Informazioni tecniche Deltabar S PMD75* », Endress+Hauser

- Micro Motion, 2019, «*Technical Overview and Specification Summary* », product data sheet
- DT-09-DT, 2019, «*Linea guida per la taratura di termometri a immersione*», Accredia
- Sterling Sensor, 2019, «*RTD Sensors including Pt100 and Pt1000 Elements (PRT)* », RTD Sensor technical reference
- Antonio Nigro, 2020, «*Fluidi termovettori*», online, <http://www.stbn.it/fluidi-termovettori.html>
- MEGlobal, 2008, «*Ethylene Glycol – Product guide*», PDF p.14
- Dowtherm, 2008, «*Engineering and Operating Guide for DOWTHERM SR-1 and DOWTHERM 4000 Inhibited Ethylene Glycol-based Heat Transfer Fluids*», PDF, www.dowtherm.com
- Scheda dati di sicurezza metanolo, 2019, PDF online, www.carlroth.com
- Scheda dati di sicurezza glicole etilenico, 2019, PDF online, www.carlroth.com
- Scheda dati di sicurezza glicole propilenico, 2019, PDF online, www.carlroth.com
- Scheda dati di sicurezza alcol etilico, 2020, PDF online, www.carlroth.com
- Scheda dati di sicurezza alcol metilico, 2019, PDF online, www.carlroth.com
- Scheda dati di sicurezza formiato di potassio, 2017, PDF online, www.carlroth.com
- Scheda dati di sicurezza acetato di potassio, 2016, PDF online, www.carlroth.com
- Scheda dati di sicurezza cloruro di calcio, 2020, PDF online, www.carlroth.com
- Scheda dati di sicurezza cloruro di litio, 2018, PDF online, www.carlroth.com
- Scheda dati di sicurezza cloruro di sodio, 2019, PDF online, www.carlroth.com
- Scheda dati di sicurezza ammoniaca, 2019, PDF online, www.carlroth.com
- Scheda dati di sicurezza carbonato di potassio, 2017, PDF online, www.carlroth.com
- Tyfo, 2015, «*Tyfoxit concentrato, informazioni tecniche*», PDF, www.tyfo.de
- Temper ECO MPG, 2016, online, <http://www.temper.se/page/eco-mpg/>
- Temper TEMPER, 2016, online, <http://www.temper.se/page/temper/>
- Dynalene, 2020, «*Dynalene HC Series, Technical data sheet*», PDF, www.dynalene.com

- Tyfo, 2016, «*Calcium chloride special concentrate , informazioni tecniche*», PDF, www.tyfo.de
- Karbosol, 2017, «*Karbosol , informazioni tecniche*», PDF, www.prokuehlsole.de
- Decreto del Presidente della Repubblica, 16 novembre 2018 , n. 146 . «*Regolamento di esecuzione del regolamento (UE) n. 517/2014 sui gas fluorurati a effetto serra e che abroga il regolamento (CE) n. 842/2006*» , PDF online, <https://www.fgas.it/Normativa#2390-pubblicato-il-d-p-r-146-del-16-novembre-2018>)
- Regolamento (UE) N. 517, 2014, parlamento europeo e consiglio, 16 aprile 2014, «*Gas fluorurati a effetto serra*»
- UNI CEI ENV 13005, 2000, «*Guida all'espressione dell'incertezza di misura*»
- ARPA, 2009, «*I cambiamenti climatici, il potenziale di riscaldamento globale*», online, http://ita.arpalombardia.it/ita/cambiamenti_climatici/HTM/riscaldamento_globale.htm#:~:text=Il%20GWP%20%C3%A8%20la%20misura,il%20cui%20GWP%20ha%20per
- Centro studi Galileo, 2019, «*La regolamentazione europea sui gas fluorurati: prendere decisioni importanti*», online, http://www.centrogalileo.it/nuovaPA/Articoli%20tecnic/commissione_europea_regolamentazione_fgas.htm

Appendice

1. Grafici simulazioni in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura:

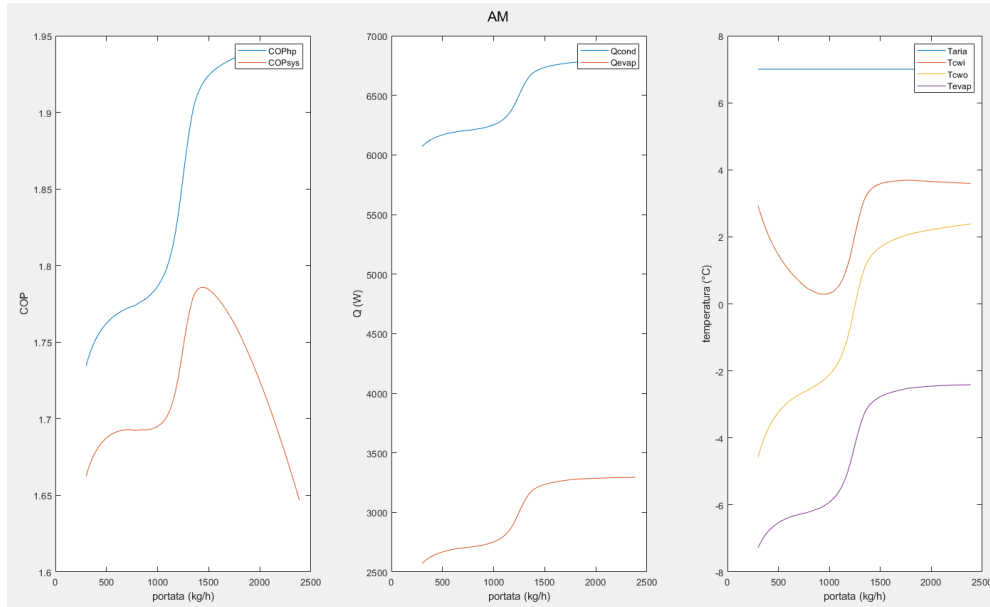


Figura 6.1: Output modello AM in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di alcol metilico come refrigerante secondario

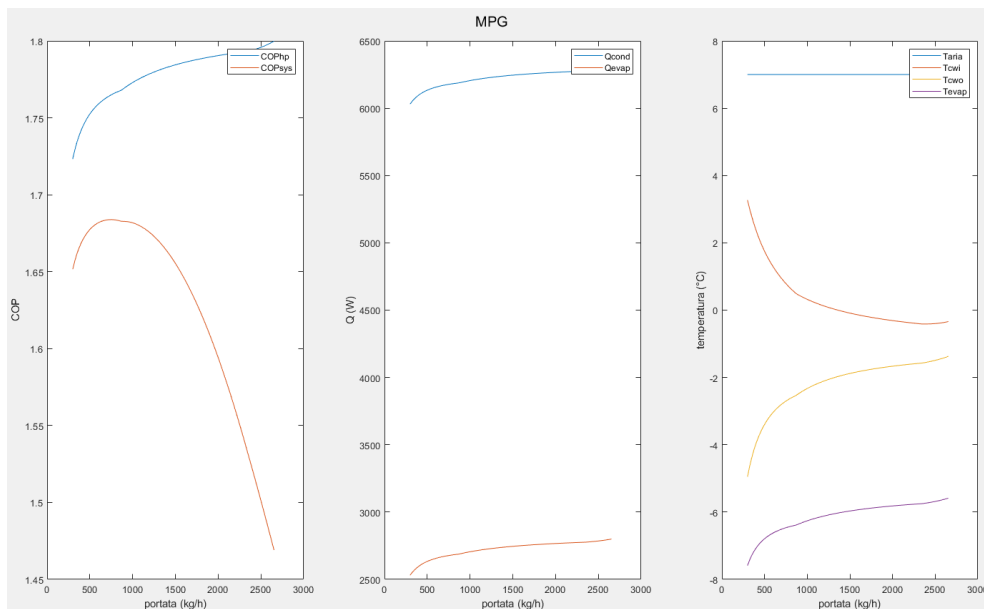


Figura 6.2: Output modello MPG in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di glicole monopropilenico come refrigerante secondario

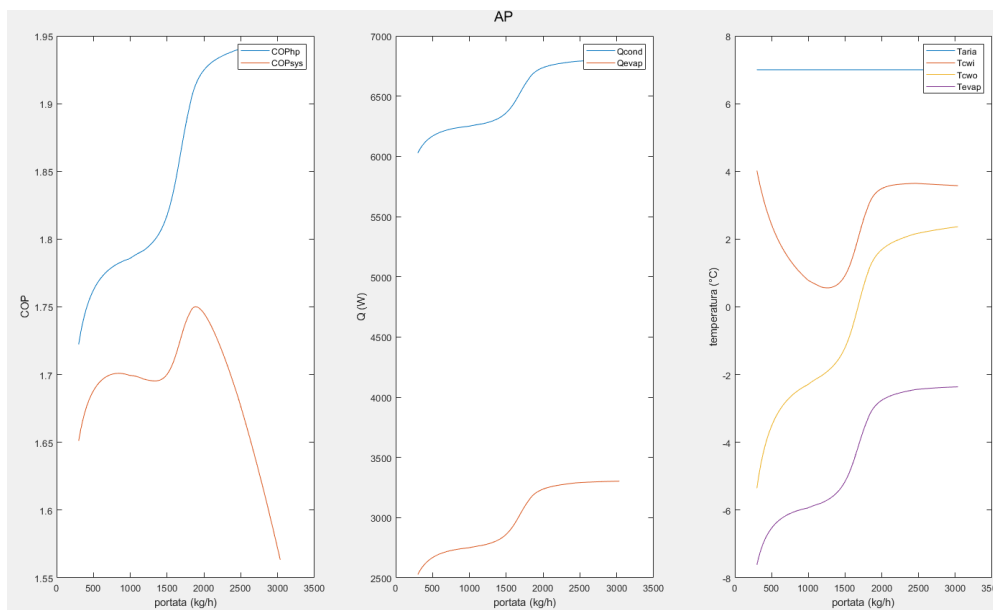


Figura 6.3: Output modello AP in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di acetato di potassio come refrigerante secondario

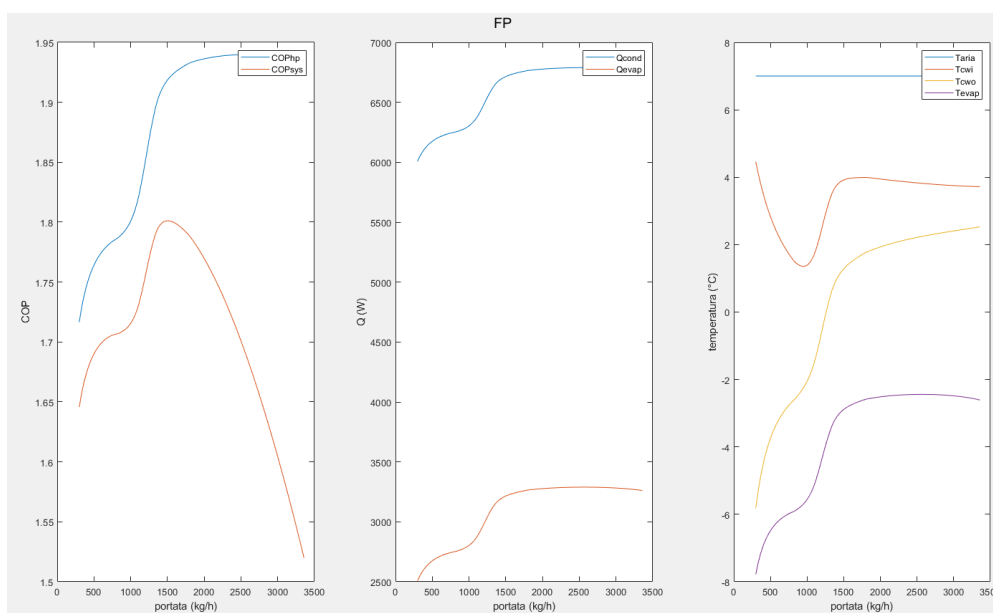


Figura 6.4: Output modello FP in condizioni di rating con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di formiato di potassio come refrigerante secondario

2. Grafici simulazioni in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura:

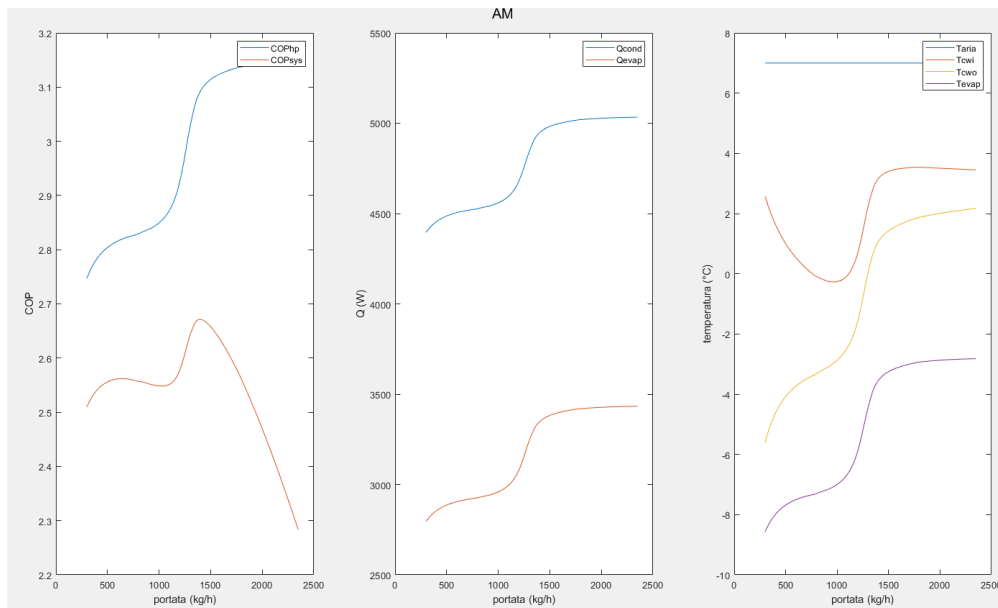


Figura 6.5: Output modello AM in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di alcol metilico come refrigerante secondario

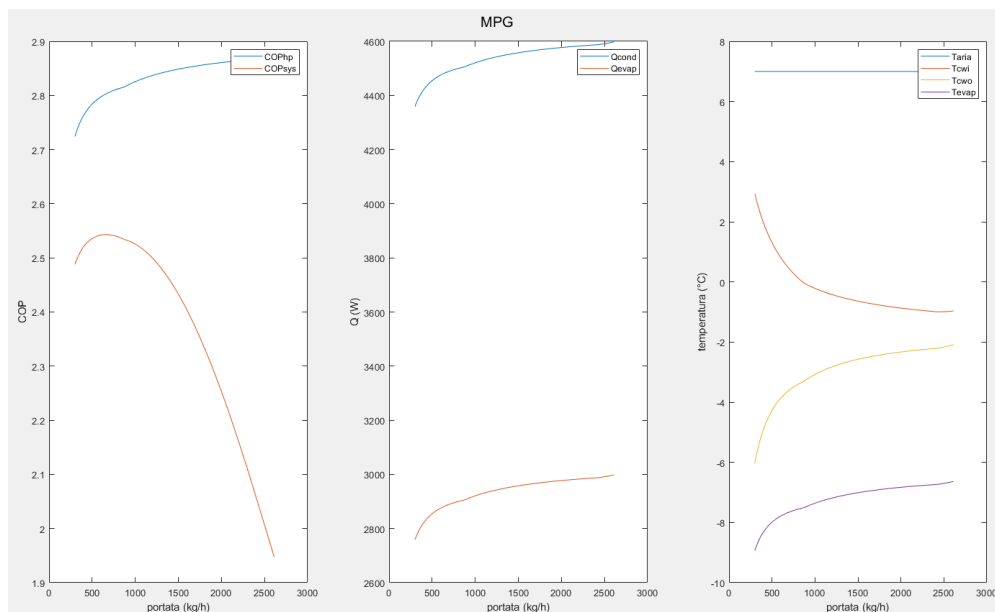


Figura 6.6: Output modello MPG in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di glicole monopropilenico come refrigerante secondario

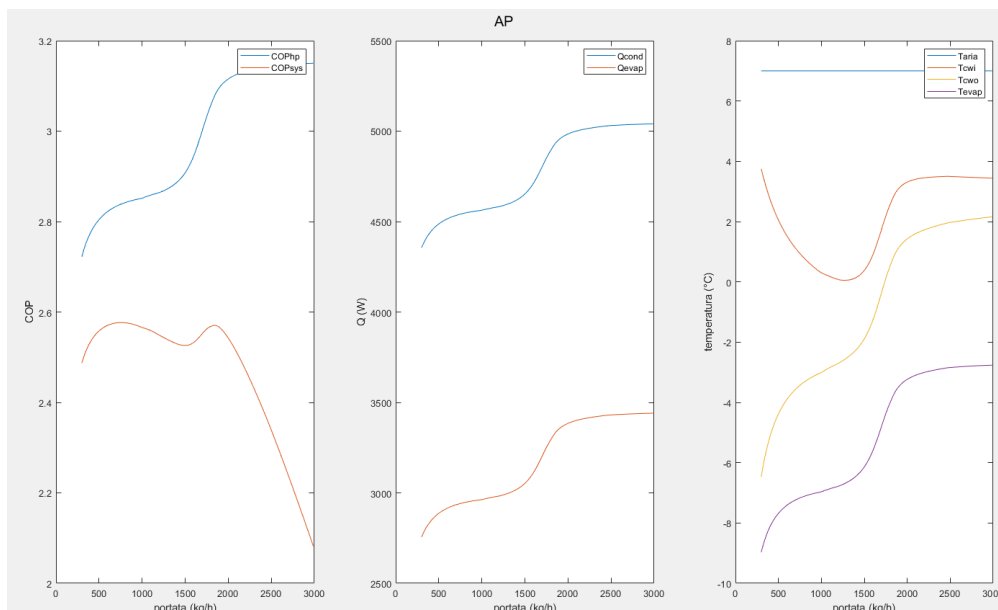


Figura 6.7: Output modello AP in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di acetato di potassio come refrigerante secondario

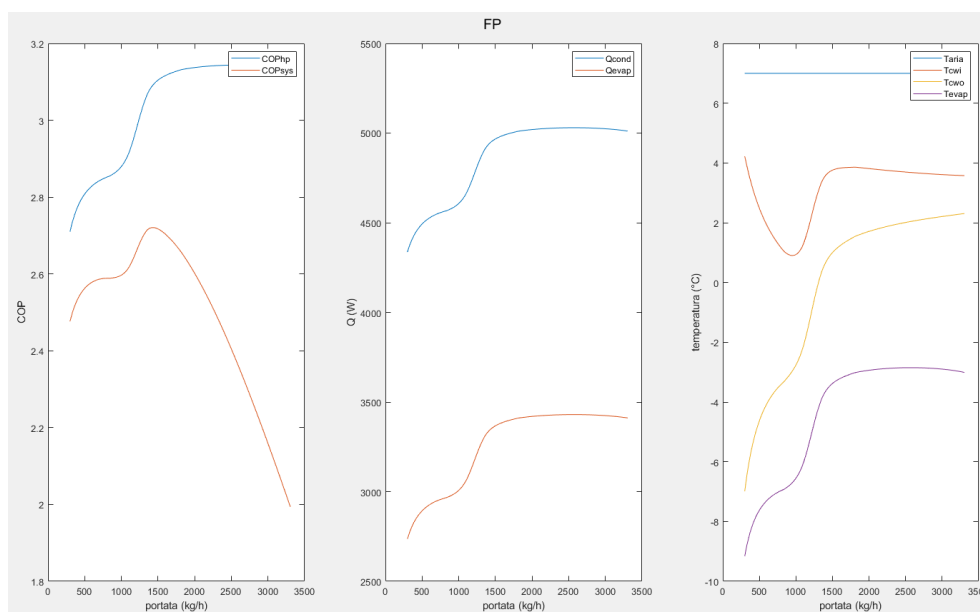


Figura 6.8: Output modello FP in condizioni di rating con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di formiato di potassio come refrigerante secondario

3. Grafici simulazioni in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura:

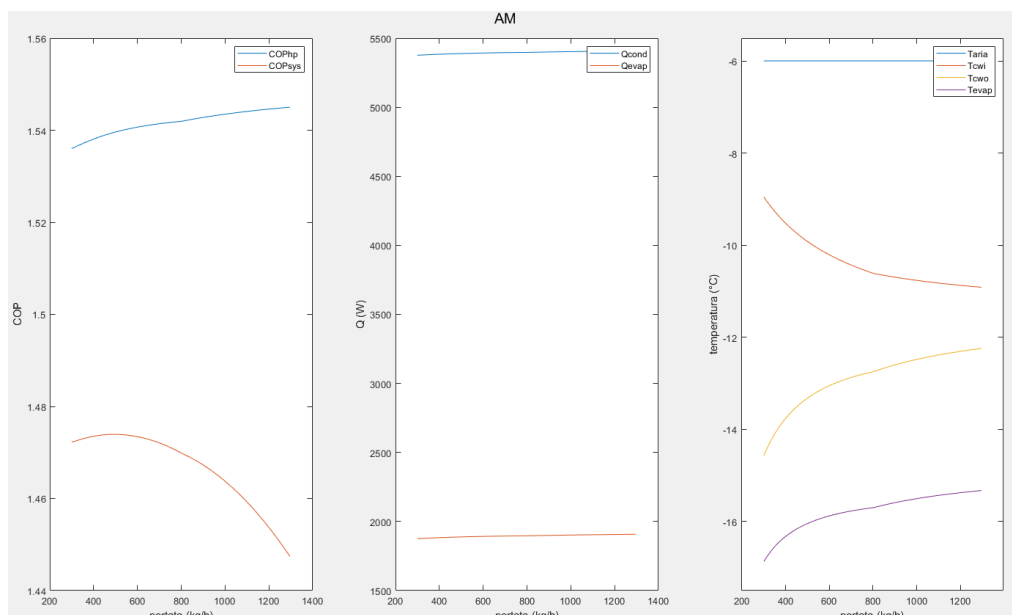


Figura 6.9: Output modello AM in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di alcol metilico come refrigerante secondario

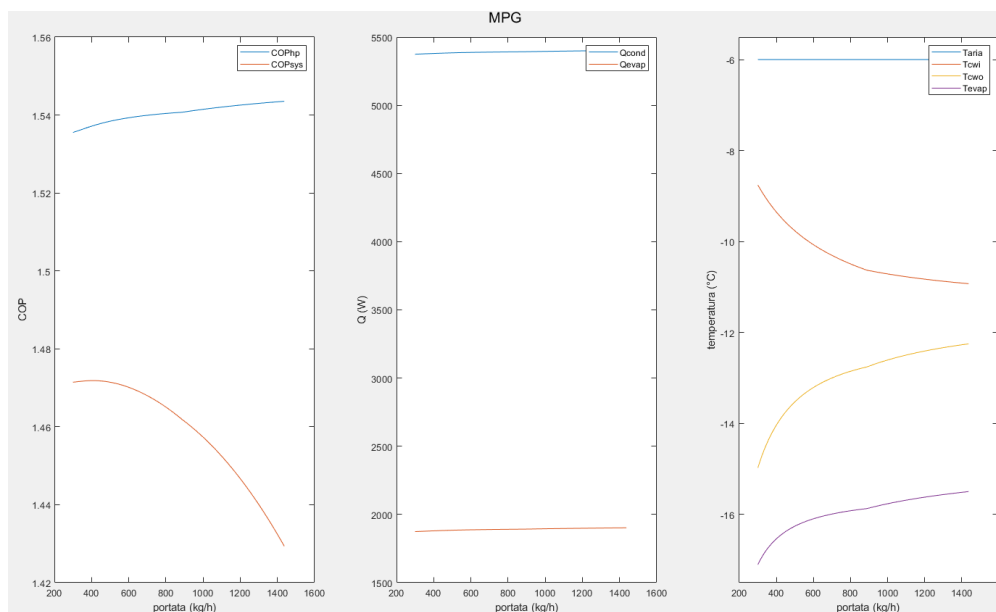


Figura 6.10: Output modello MPG in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di glicole monopropilenico come refrigerante secondario

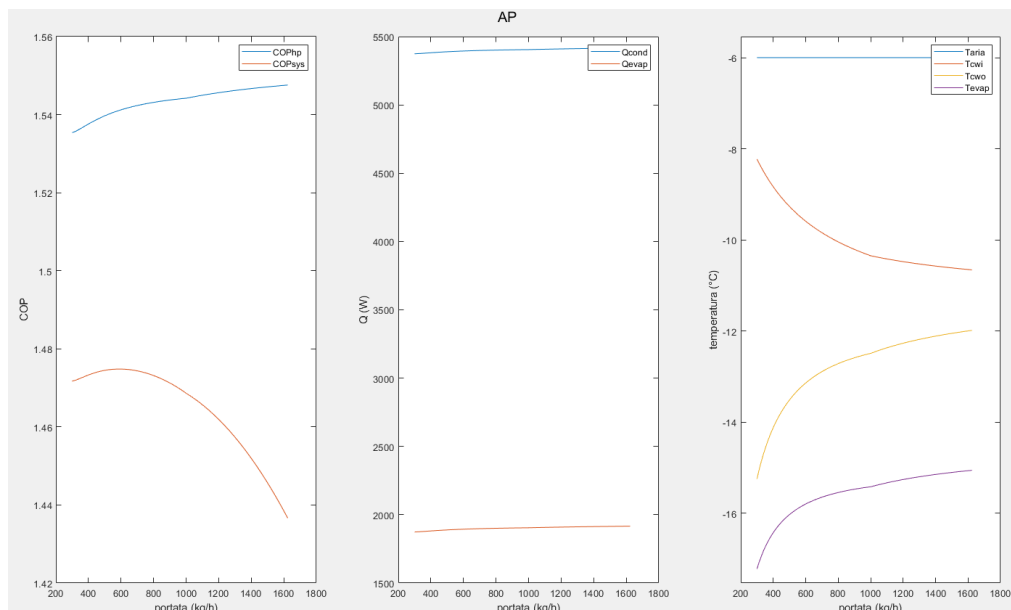


Figura 6.11: Output modello AP in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di acetato di potassio come refrigerante secondario

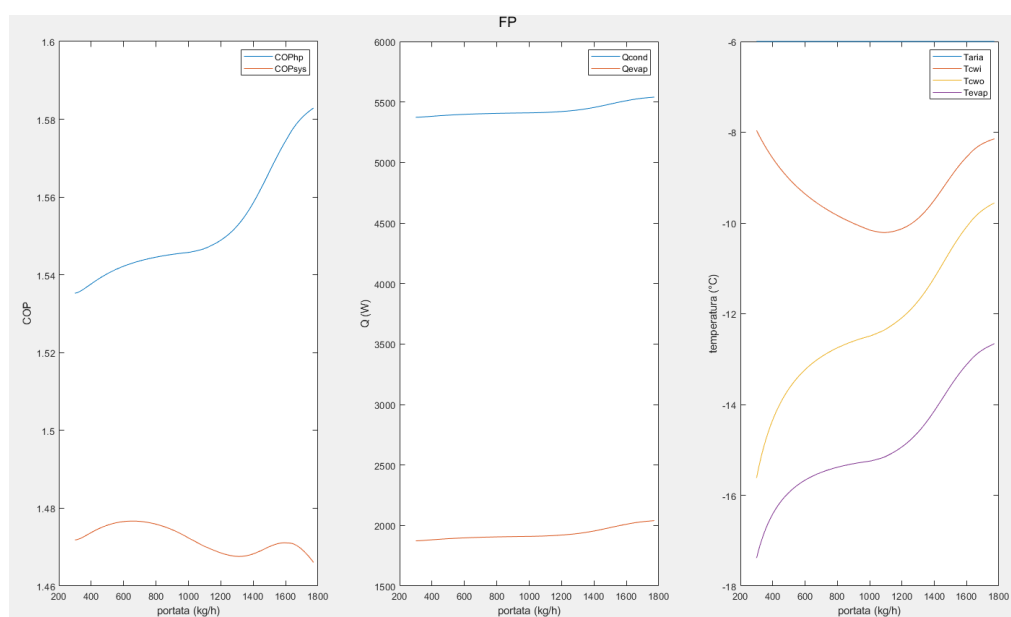


Figura 6.12: Output modello FP in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di formiato di potassio come refrigerante secondario

4. Grafici simulazioni in condizioni di progetto con acqua a bassa temperatura:

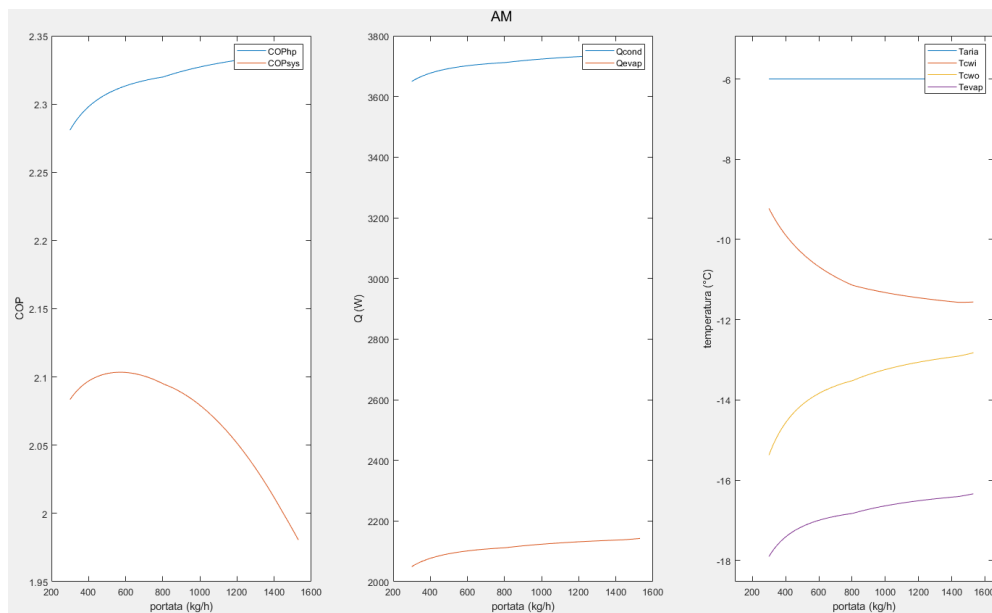


Figura 6.13: Output modello AM in condizioni di progetto con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di alcol metilico come refrigerante secondario

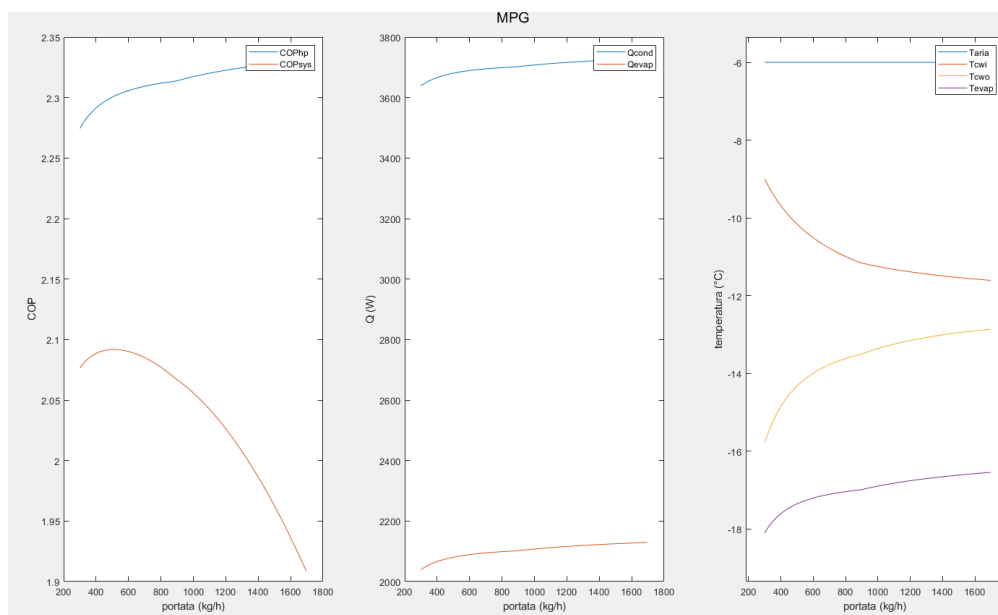


Figura 6.14: Output modello MPG in condizioni di progetto con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di glicole monopropilenico come refrigerante secondario

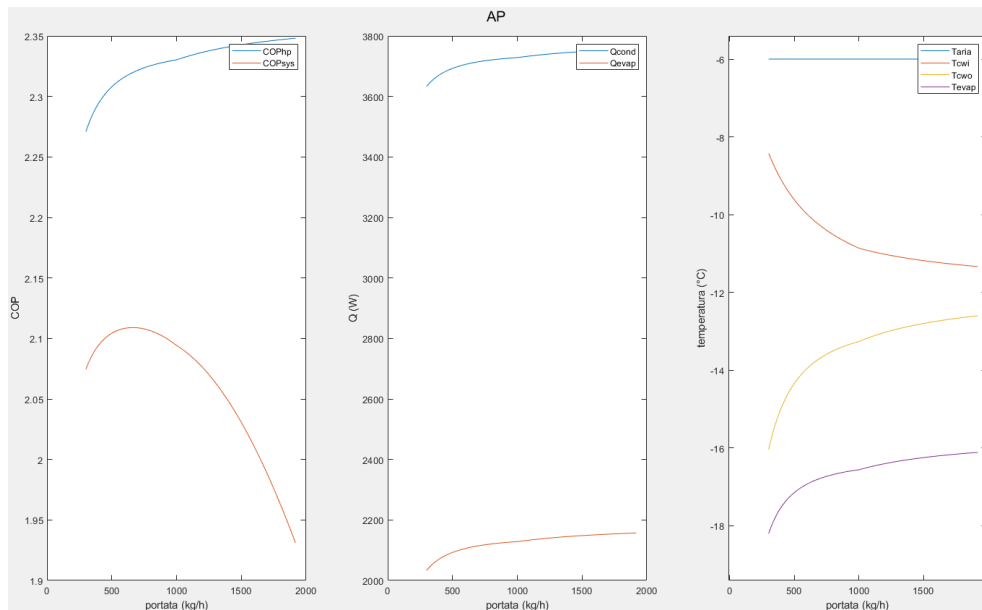


Figura 6.15: Output modello AP in condizioni di progetto con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di acetato di potassio come refrigerante secondario

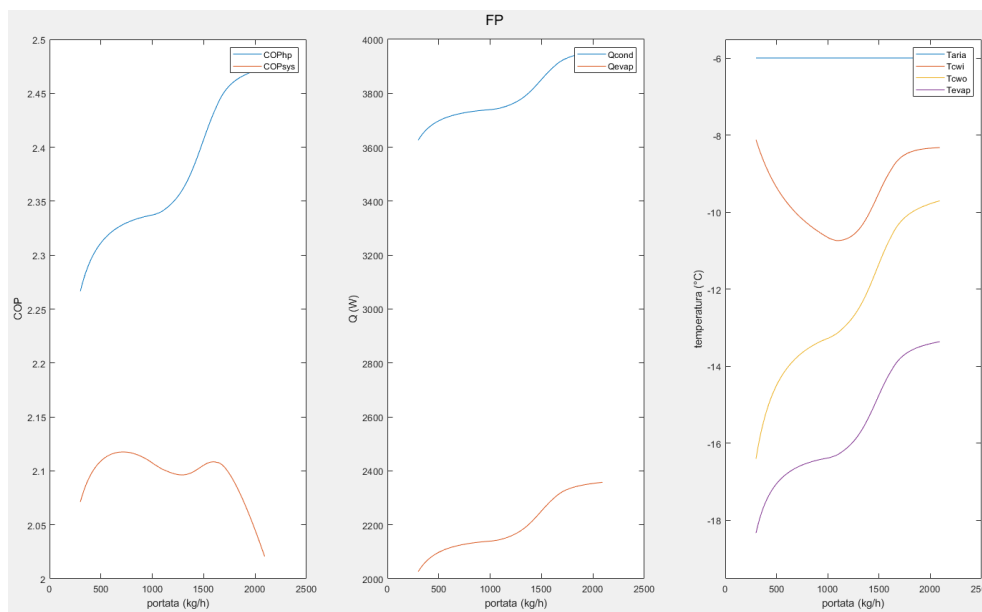


Figura 6.16: Output modello FP in condizioni di progetto con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di formiato di potassio come refrigerante secondario

5. Grafici simulazioni in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura:

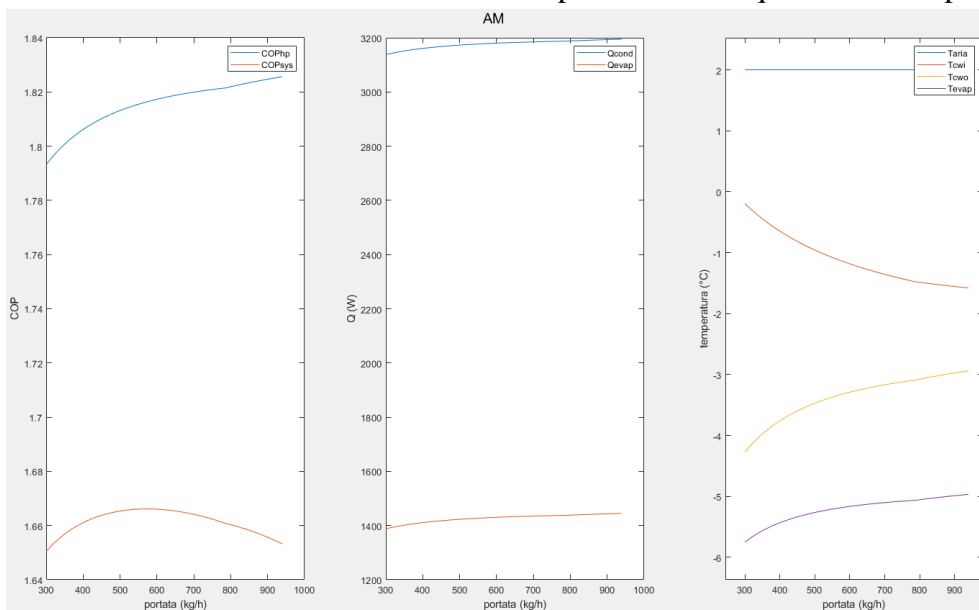


Figura 6.17: Output modello AM in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di alcol metilico come refrigerante secondario

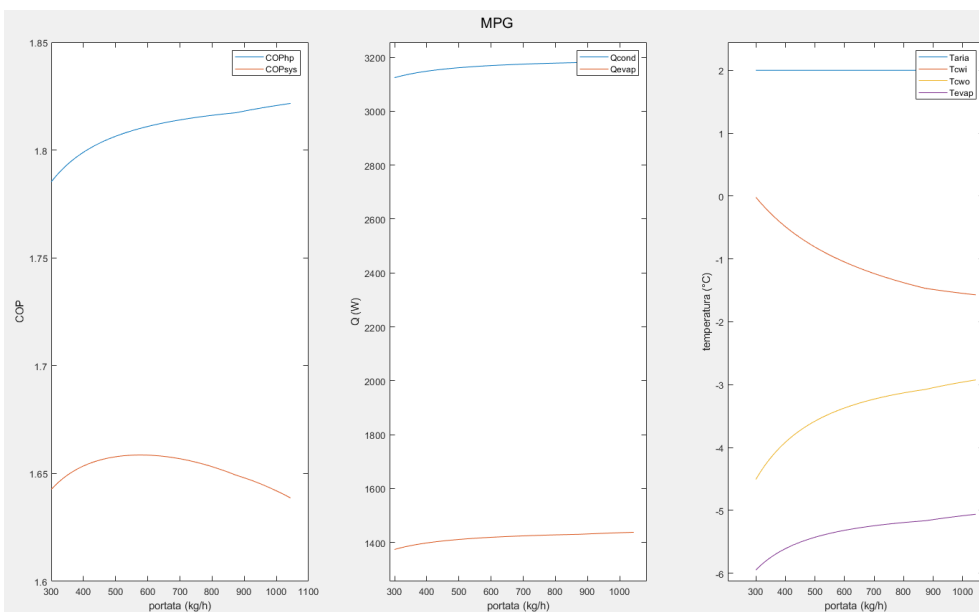


Figura 6.18: Output modello MPG in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di glicole monopropilenico come refrigerante secondario

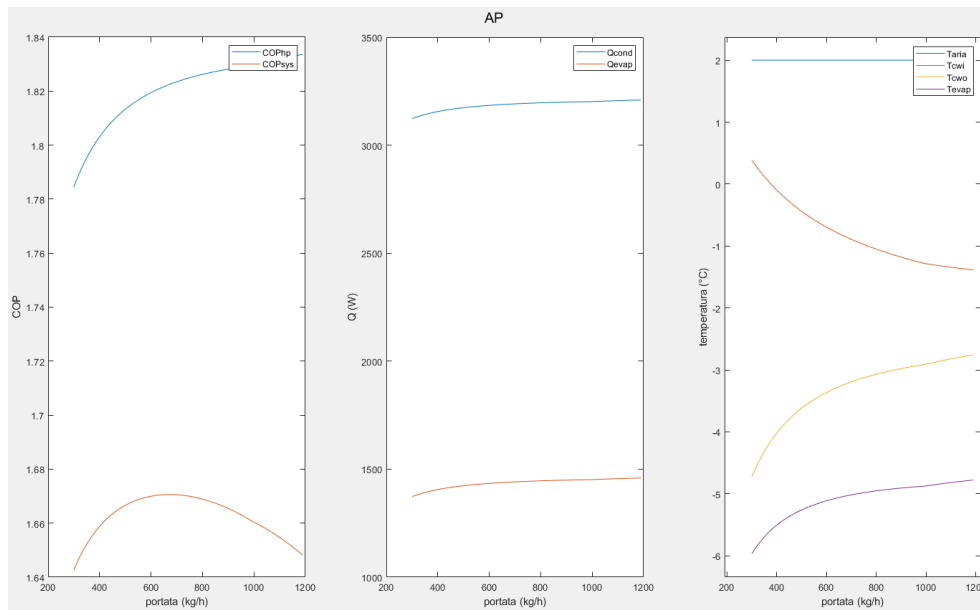


Figura 6.19: Output modello AP in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di acetato di potassio come refrigerante secondario

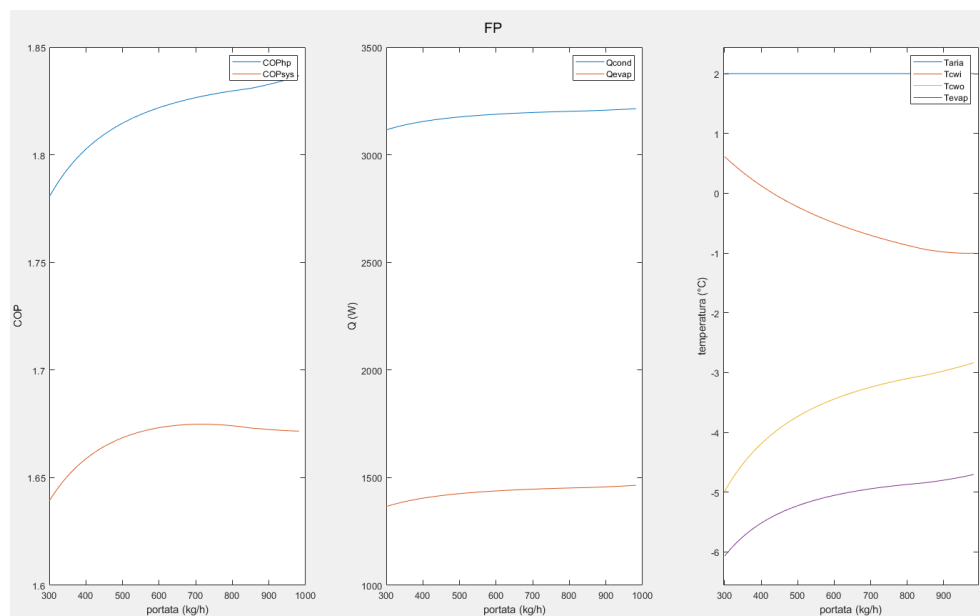


Figura 6.20: Output modello FP in condizioni di carico parziale con acqua ad alta temperatura relativo all'utilizzo di formiato di potassio come refrigerante secondario

6. Grafici simulazioni in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura:

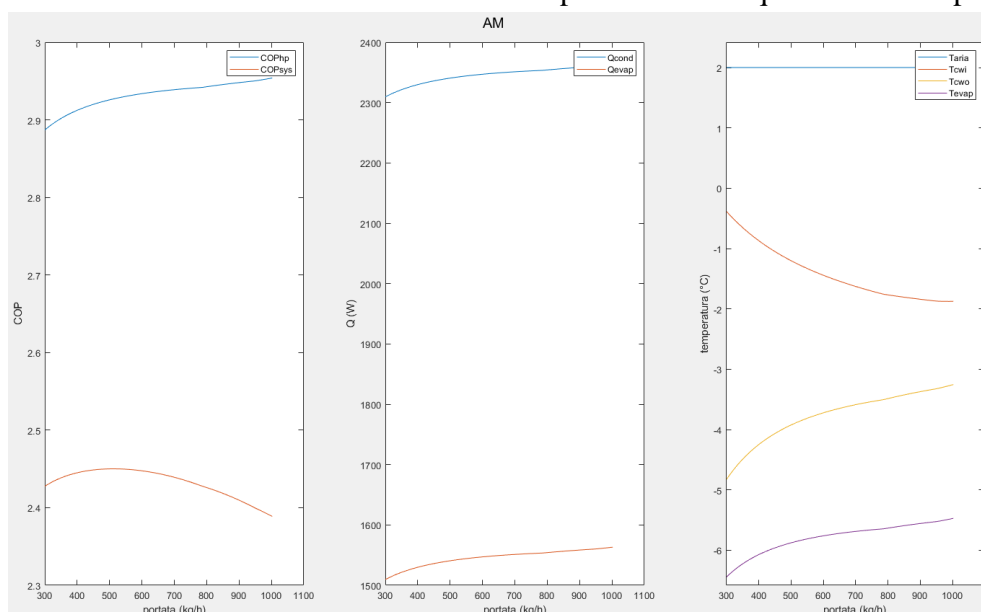


Figura 6.21: Output modello AM in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di alcol metilico come refrigerante secondario

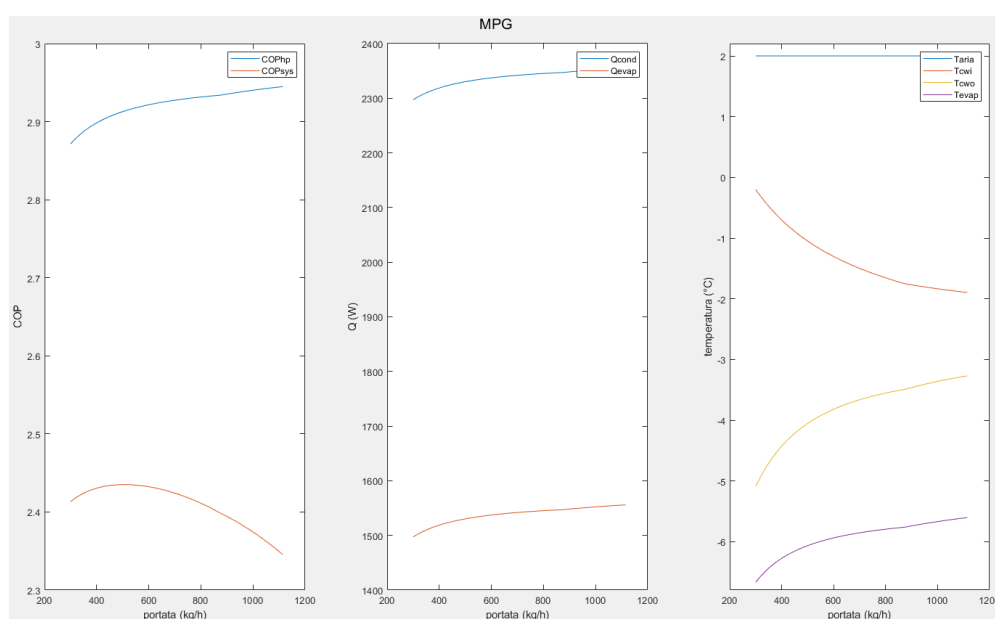


Figura 6.22: Output modello MPG in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di glicole monopropilenico come refrigerante secondario

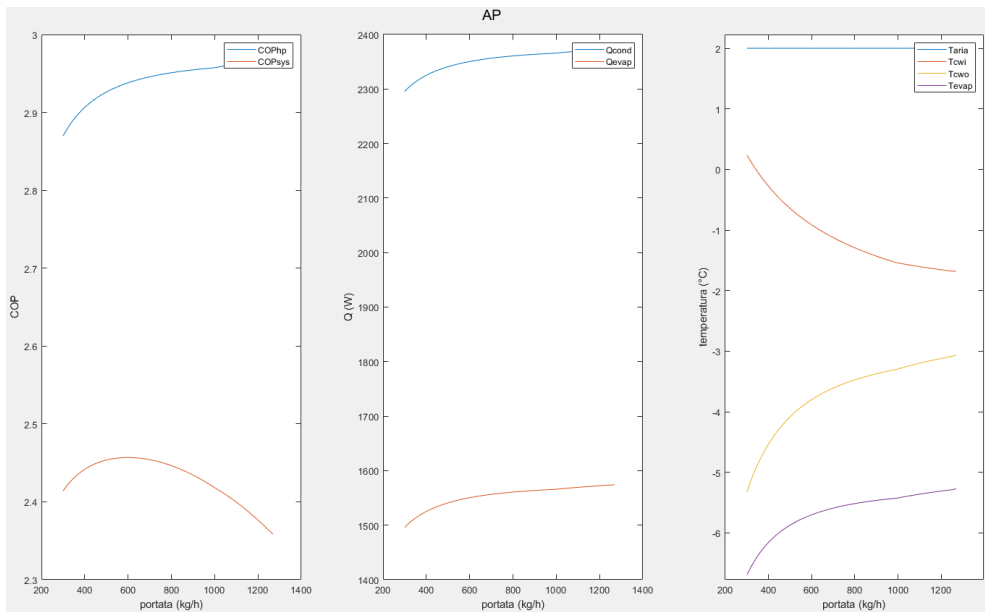


Figura 6.23: Output modello AP in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di acetato di potassio come refrigerante secondario

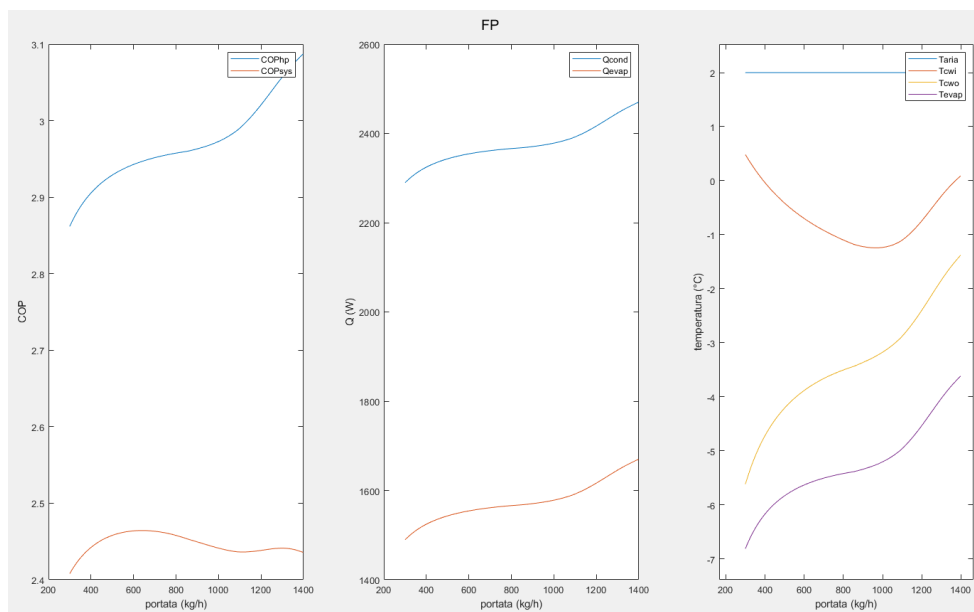


Figura 6.24: Output modello FP in condizioni di carico parziale con acqua a bassa temperatura relativo all'utilizzo di formiato di potassio come refrigerante secondario

