

Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione  
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica



Analisi sperimentale delle prestazioni di  
macchine produttrici di ghiaccio  
operanti con R290

Relatore: Prof. Luca Molinaroli

Correlatore: Ing. Guido Romagnoli

Tesi di  
Zanzottera Sergio 837085

A.A. 2016 - 2017



## Ringraziamenti

Il primo ringraziamento è sicuramente dovuto al mio relatore, Prof. Luca Molinaroli, ed alla Scotsman Ice, per aver permesso questa esperienza di stage.

Ringrazio sentitamente anche L'Ing. Tommaso Vania e l'Ing. Guido Romagnoli, che mi hanno seguito ed indirizzato durante questi mesi.

Non posso poi certo non ringraziare i ragazzi del laboratorio, l'Ing. Leonardo Rasulo, Luca Boga, Antonio Cribiù e Angelo "Busco" Villardita. La loro esperienza è stata preziosa nel risolvere ogni problematica che ho incontrato durante questo progetto.

Un grazie anche all'Ufficio Tecnico Scotsman, inesauribile fonte di informazioni e disegni. Grazie anche ai compagni di corso degli ultimi anni, Leonardo, Nicolò, Adriano, Matteo, Marianna. Cito solo coloro con cui ho passato buona parte del mio tempo in Università, anche se la lista sarebbe lunga. Sono stati più in gamba di quanto non sia stato io e lavorare con loro è stato un piacere.

Il grazie più grande va però certamente ai miei genitori, che mi hanno sostenuto e spronato, specie nei momenti di difficoltà e scoramento. Questo traguardo sarebbe stato impossibile da raggiungere senza di loro.

# Indice dei contenuti

Ringraziamenti .....	iii
Indice dei contenuti .....	iv
Sommario .....	vii
Abstract .....	viii
Introduzione .....	ix
1 Il refrigerante R290 .....	1
1.1 L'impatto ambientale .....	1
1.1.1 Accordi di Montreal e Kyoto .....	1
1.1.2 Normativa .....	2
1.1.3 ODP e GWP .....	3
1.2 Le caratteristiche termofisiche .....	5
1.2.1 Diagrammi p-h e T-p .....	8
Effetti sul ciclo ideale .....	10
1.2.2 Studi precedenti .....	13
1.3 Sicurezza .....	14
1.3.1 Prove di tenuta in pressione .....	15
1.3.2 Prove di fuga .....	15
2 Descrizione delle macchine .....	17
2.1 Componenti .....	17
2.1.1 Evaporatore .....	19
2.2 Logica di funzionamento .....	22
2.2.1 Descrizione dei parametri misurati .....	23
2.2.1.1 Ciclo di congelamento .....	24

---

2.2.1.2	Ciclo di inversione .....	28
2.2.2	Funzionamento elettromeccanico .....	29
2.2.3	Funzionamento elettronico .....	29
2.3	Descrizione delle modifiche apportate.....	30
2.3.1	Compressore .....	30
2.3.1.1	ACM 87.....	31
2.3.1.2	ACM 177.....	32
2.3.1.3	MXG 437 .....	33
2.3.2	Condensatore .....	33
2.3.3	Filtro molecolare .....	36
3	Stima della carica di refrigerante .....	37
3.1	Determinazione dei volumi impegnati dal refrigerante .....	37
3.1.1	Evaporatore.....	38
3.1.2	Accumulatore in aspirazione .....	40
3.1.3	Filtro meccanico .....	41
3.1.4	Valvola di inversione.....	42
3.2	Refrigerante contenuto nell'evaporatore.....	43
3.3	Refrigerante contenuto nel condensatore.....	44
3.4	Refrigerante disciolto nell'olio lubrificante.....	45
3.5	Stima della carica.....	47
3.5.1	ACM87 .....	47
3.5.2	ACM177 .....	49
3.5.3	MXG437 .....	50
4	Risultati .....	53
4.1	Condizioni ambiente di prova.....	53

4.2	Confronto dei profili di temperatura e pressione.....	54
4.2.1	ACM87.....	54
4.2.2	ACM177.....	58
4.2.3	MXG437.....	62
4.3	Confronto delle prestazioni .....	65
4.3.1	Produzione giornaliera .....	65
4.3.1.1	Conclusioni .....	69
4.3.2	Consumo elettrico .....	72
4.4	Analisi dell’impatto di riscaldamento globale.....	76
	Conclusioni.....	79
	Indicazioni per futuri prototipi .....	80
	Indice delle figure.....	81
	Indice delle tabelle .....	83
	Lista degli acronimi.....	84
	Bibliografia.....	85

## Sommario

Questo lavoro di tesi si focalizza sulla sostituzione di refrigeranti HFC con l'idrocarburo propano, R290. In particolare, sono analizzate sperimentalmente le prestazioni di tre macchine per la produzione di ghiaccio a cubetti operanti con R290 in sostituzione degli originali. L'obiettivo del lavoro è il confronto delle prestazioni, produzione di ghiaccio giornaliera e consumo elettrico, dei fabbricatori di ghiaccio operanti a R290, rispetto alle macchine di partenza, operanti con R404A o R134a, a seconda dello specifico dispositivo.

Le normative vigenti impongono una carica massima di refrigerante infiammabile di 150 g. Di conseguenza, è stato necessario lavorare sulla riduzione del volume dei componenti, al fine di ridurre la massa di refrigerante. In particolare, sono stati sostituiti il condensatore, il filtro disidratatore e la tubazione di connessione tra condensatore e filtro disidratatore. Anche il compressore è stato sostituito con un modello adatto all'R290. Le macchine sono quindi state ottimizzate con il refrigerante sostituivo, in termini di capillare e carica, a diverse combinazioni di temperatura di aria ambiente e di acqua di rete.

Per la maggioranza dei prototipi e delle condizioni ambiente, la produzione giornaliera soddisfa le richieste, garantendo nel contempo un consumo elettrico pari od inferiore alla versione standard ed una carica di R290 entro i limiti di normativa. Ulteriore lavoro è però necessario sulle macchine in origine a R134a. Nel caso di uno di questi prototipi, infatti, il consumo elettrico risulta maggiore nel caso del prototipo a R290.

Parole chiave: Propano, R290, Produttori di ghiaccio, Idrocarburi refrigeranti, Global Warming Potential, Ozone Depletion Potential.

## Abstract

This Master Thesis deals with the replacement of HFC refrigerants with the hydrocarbon propane, R290. The performance of three ice-making machines has been experimentally evaluated with R290 replacing the original refrigerants. The purpose of this work is the comparison of performances, i.e. daily ice production and electrical consumption, of the R290 ice-makers, with respect to the original systems, working with R404A or R134a, according to the specific device.

Regulations limit the charge of flammable refrigerant to 150 grams. Therefore, it is required to reduce the internal volume of the components, so to reduce the mass of refrigerant. Specifically, the condenser, filter-drier and liquid line have been replaced.

The prototypes are optimized with R290 in terms of capillary tube and charge, at various combinations of ambient air and water temperatures.

As to most prototypes, daily production is found to satisfy requirements, while allowing an equal or lower energy consumption and by employing a R290 charge within regulatory limits. Nevertheless, additional studies are required as far as the replacement of R134a with propane is concerned. The reason is that for one of these prototypes, the electrical consumption of the R290 prototype is higher than the one of the original device.

Keywords: Propane, R290, Ice makers, Hydrocarbon refrigerants, Global Warming Potential, Ozone Depletion Potential.



## Introduzione

L'interesse per l'impiego di refrigeranti a ridotto impatto ambientale è in costante aumento dal punto di vista di una molteplicità di attori del mondo della refrigerazione, a partire dai produttori di gas refrigeranti, fino agli enti governativi, passando per le società costruttrici di macchine per la refrigerazione e le associazioni industriali.

La principale spinta propulsiva di questa ricerca di nuovi refrigeranti è la mitigazione dei danni ambientali, e conseguentemente il pericolo per la salute, che le sostanze attualmente più utilizzate possono causare.

I protocolli di Kyoto e di Montreal, come anche la normativa F-gas, sono stati pietre miliari nel lungo processo di analisi degli effetti ambientali delle sostanze refrigeranti, oltre che degli stimoli forti nella ricerca di possibili sostituti.

Gli idrocarburi costituiscono un'alternativa ottima, potendo garantire una quasi nulla incidenza sull'ambiente e performance soddisfacenti. La principale difficoltà di implementazione riguarda naturalmente le caratteristiche di infiammabilità di questi refrigeranti. Tuttavia, diversi studi hanno dimostrato la loro sicurezza e le normative stanno aprendo la via al loro utilizzo, anche se con tempistiche piuttosto incerte.

Questo lavoro di tesi, svolto presso il gruppo Scotsman, operante nel settore della produzione di fabbricatori di ghiaccio, vuole valutare le prestazioni energetiche derivanti dall'utilizzo del refrigerante R290 come sostituto dei refrigeranti attualmente impiegati nelle macchine dell'azienda. La fattibilità di tale sostituzione è valutata in termini di resa e di efficienza energetica dei dispositivi. La resa si concretizza nella produzione giornaliera di ghiaccio. Le macchine studiate sono utilizzate per produzione giornaliera di ghiaccio a cubetti, compresa tra i 25 kg ed i 190 kg, nelle versioni con refrigeranti HFC.

Le macchine sono modificate al fine di ridurre la carica contenuta, mantenendo nel contempo prestazioni il più possibile simili a quelle dei dispositivi di partenza. In parallelo sono svolte le prove di fuga, al fine di determinare la massima carica ammissibile in una specifica macchina, ai fini della normativa di riferimento.

La struttura di questa tesi è articolata come segue:

- Capitolo 1: Analisi delle caratteristiche dei refrigeranti, e del loro effetto sulle prestazioni della macchina;
- Capitolo 2: Descrizione delle caratteristiche dei produttori di ghiaccio e delle modifiche apportate a ciascuno;
- Capitolo 3: Stima della carica contenuta nei diversi componenti e linee di collegamento tra essi;
- Capitolo 4: Descrizione delle prove, analisi delle prestazioni e confronto con i dispositivi originali.
- Conclusioni del lavoro.

# 1 Il refrigerante R290

Nel corso del primo capitolo si discuteranno le motivazioni alla base della necessità di individuare refrigeranti alternativi a quelli attualmente in uso. Inoltre, si confronteranno le caratteristiche dei refrigeranti, estratte da FLUIDPROP, ed il relativo impatto sul ciclo frigorifero e sulle prestazioni delle macchine.

Sebbene esista una considerevole quantità di pubblicazioni scientifiche sull'utilizzo di refrigeranti alternativi, con abbondanza di studi sperimentali, essi riguardano tutti applicazioni "tradizionali" del ciclo inverso a compressione di vapore. Durante la ricerca bibliografica non si sono trovati articoli relativi a macchine per il ghiaccio, settore di nicchia nel campo della refrigerazione. Di conseguenza, gli studi cui ci si riferirà costituiscono un punto di partenza nella valutazione dei refrigeranti naturali. Tuttavia, è necessario tenere conto della particolarità dei sistemi che si andranno a considerare e delle inevitabili differenze con dispositivi più tradizionali e diffusi. Questo conferisce unicità e innovatività al presente lavoro, occupandosi per la prima volta dell'utilizzo di refrigeranti naturali in questo tipo di sistemi.

## 1.1 L'impatto ambientale

Il lavoro di Rowland e Molina portò alla luce, per la prima volta, i possibili effetti di refrigeranti e propellenti sull'ozono [1]. Nonostante non esistessero riscontri scientifici definitivi riguardo l'effettiva incidenza di tali gas refrigeranti sulla riduzione dello strato di ozono, il possibile rischio per la salute venne ritenuto tanto rilevante da innescare azioni mirate alla sua salvaguardia [2].

Nel seguito si analizzeranno le intese internazionali e le normative, principalmente a livello europeo, concernenti i gas fluorurati e la salvaguardia ambientale.

### 1.1.1 Accordi di Montreal e Kyoto

Il primo accordo avente come oggetto la regolamentazione delle emissioni di gas refrigeranti in atmosfera fu siglato nel 1987 a Montreal, come diretta conseguenza della Convenzione di Vienna (1985) [2] [3] [4]. Il fine del protocollo di Montreal consisteva nel limitare la degradazione dell'ozono stratosferico dovuto al rilascio di gas contenenti cloro e

bromo, inclusi dunque i clorofluorocarburi (CFC), utilizzati all'epoca come gas refrigeranti.

Successivamente, diversi emendamenti ed integrazioni furono apportate al Protocollo di Montreal al fine di ridurre l'orizzonte temporale necessario alla riduzione della produzione di sostanze dannose per l'ozono (ODS: Ozone Depleting Substances). Questi ulteriori accordi furono firmati a Londra (1990), Copenhagen (1992), Vienna (1995), Montreal (1997) e Pechino (1999) [3]. La totalità degli emendamenti è stata ratificata da tutte le Nazioni firmatarie [5, p. 6].

Il risultato di questa forte spinta verso la salvaguardia dell'ambiente portò alla sostituzione dei refrigeranti CFC con gli idroclorofluorocarburi (HCFC), i quali permettono di limitare i danni allo strato di ozono, pur non essendo totalmente innocui. Successivamente, un totale annullamento di effetti infausti sull'ozono stratosferico fu raggiunto grazie all'introduzione degli idrofluorocarburi (HFC) [6].

Un ulteriore emendamento al Protocollo di Montreal è stato discusso nel 2016 a Kigali, Ruanda, e non entrerà in attuazione prima del 2019 [5, p. 6]. Esso riguarda la riduzione nella produzione ed utilizzo degli HFC, i quali, pur non avendo effetti sull'ozono, contribuiscono all'effetto di surriscaldamento globale.

Il protocollo di Kyoto del 1997 costituì un ulteriore impulso alla riduzione delle emissioni di gas serra (GHG, Greenhouse Gas), inclusi dunque gli HFC [7].

### **1.1.2 Normativa**

Il regolamento UE numero 517 del 2014 abroga il regolamento CE numero 842 del 2006, rafforzandone ed integrandone le disposizioni. Le indicazioni contenute in quest'ultimo, infatti, furono ritenute adeguate alla limitazione delle emissioni di gas ad effetto serra, ed una loro stretta osservanza fu individuata come strategica nello sviluppare ulteriormente l'obiettivo.

In particolare, la normativa stabilisce il traguardo quantitativo di una riduzione dei gas serra, rispetto alle emissioni nell'anno 1990, dell'80-95% entro il 2050. Questo dovrebbe permettere, sulla base degli studi scientifici disponibili, di contenere l'aumento di temperatura globale entro i 2 °C, sul medesimo arco temporale [8].

---

Restringendo l'analisi alle emissioni di gas serra diverse dall'anidride carbonica e non derivanti dal settore agricolo, includendo dunque le emissioni dirette di HFC, la riduzione necessaria a conseguire il sopraccitato obiettivo è stimata nel 70-78% entro il 2050.

Le modalità concrete suggerite nella normativa riguardano l'istituzione di un sistema di quote, assegnate a produttori ed importatori, che limiti l'induzione sul mercato di refrigeranti HFC. Questo sistema di quote si applica anche a dispositivi i quali vengono precaricati con gas fluorurati che non siano stati indotti in commercio prima di essere caricati nei dispositivi stessi.

Un aspetto importante della normativa è contenuto all'interno del primo paragrafo dell'articolo 11. In esso si stabilisce il divieto di immissione in commercio di sistemi che operano tramite l'impiego di gas fluorurati con un potenziale di riscaldamento globale superiore a determinate soglie. Tali soglie vengono esplicitate nell'allegato III alla norma. Per quanto concerne i refrigeranti di interesse nelle macchine oggetto di questo lavoro, si nota come le apparecchiature contenenti gas con GWP pari o superiore a 2500 non possano essere più commercializzate a partire dal 1° gennaio 2020; l'R404A è incluso in questa categoria. Per quanto riguarda, invece, i dispositivi ad R134a, essi non potranno essere venduti con decorrenza dal 1° gennaio 2022, data del divieto per gas con GWP pari o superiore a 150. Anche refrigeranti sostituivi del 404A, tra cui ad esempio l'R452A, non potranno più essere commercializzati a partire dal 1° gennaio 2022.

E' altresì evidente come gli unici refrigeranti in grado di sfuggire a tali divieti siano gli HFO ed i refrigeranti naturali; non esiste dunque alternativa a lungo termine ad un impiego di questi ultimi nei futuri sistemi di refrigerazione.

### 1.1.3 ODP e GWP

L'impatto ambientale dei gas refrigeranti viene valutato sulla base degli indici ODP <sup>1</sup> (Ozone Depletion Potential) e GWP <sup>2</sup> (Global Warming Potential). In Tabella 1.1 si riportano i valori di tali indici per i refrigeranti più comuni.<sup>3</sup>

---

<sup>1</sup> Perdita globale di ozono dovuta ad emissione di una unità di massa dell'ODS (Ozone Depleting Substance) in questione, relativa alla perdita globale dovuta ad emissione di una unità di massa di CFC-11 [39].

<sup>2</sup> Effetto di surriscaldamento globale conseguente ad una emissione dell'ODS in questione, rispetto all'effetto di una pari emissione, in massa, di anidride carbonica, in un determinato orizzonte temporale [33].

<sup>3</sup> Dati da [35] [36] [37] [38].

È evidente come gli HCFC riducano gli effetti nocivi sullo strato di ozono, con un ODP molto minore, rispetto ai CFC. Inoltre, permettono una marginale, e “collaterale”, riduzione dell’impatto sul surriscaldamento globale. Gli HFC consentono poi di annullare l’ODP, a spese, in alcuni casi, del GWP; si veda ad esempio il valore di tale indice per i due HFC più diffusi, R134a e R404A. Solo le idrofluoro-olefine (HFO) [9] e i refrigeranti naturali garantiscono un impatto pressoché nullo in termini di effetto serra. Nello specifico, l’HFO-1234yf si sta affermando come sostituto dell’HFC-134a nell’utilizzo su veicoli, a seguito dell’ultima direttiva europea MAC (Mobile Air Conditioning) [10]. Tuttavia, sebbene questo refrigerante sia un buon sostituto per l’R-134a, esso presenta caratteristiche che non lo rendono adeguato per l’utilizzo in macchine operanti con R-404A, oltre a costi di produzione elevati [11].

Tabella 1.1 - Caratteristiche ambientali dei refrigeranti più comuni.

<b>Tipo di refrigerante</b>	<b>Refrigerante</b>	<b>ODP</b>	<b>GWP<sup>4</sup></b>
<b>CFC</b>	11	1	3800
	12	1	10900
<b>HCFC</b>	22	0.055	1500
	123	0.060	77
	124	0.022	470
<b>HFC</b>	134a	0	1430
	152a	0	140
	404A	0	3922
	407C	0	1774
	410A	0	2088
	452A	0	1945
<b>HFO</b>	1234yf	0	4
<b>HC</b>	290	0	3
	600a	0	3
<b>Altri naturali</b>	717	0	0
	744	0	1

Infine, anche questo refrigerante sintetico potrebbe risultare dannoso per l’ambiente, pur non esistendo, ad ora, evidenze al riguardo. Al contrario, la presenza nell’ambiente dei refrigeranti naturali costituisce una sicurezza intrinseca da questo punto di vista.

<sup>4</sup> Riferito ad un orizzonte temporale pari a 100 anni.

---

L'ammoniaca (R717), d'altra parte, è poco indicata per la tipologia di applicazioni oggetto di questo lavoro, come riscontrabile nel lavoro di Pearson [12]. Infatti, le normative di sicurezza, relative alla tossicità di questo refrigerante, lo rendono poco vantaggioso per l'utilizzo in macchine di piccola taglia, quali sono quelle di cui ci si sta occupando. Inoltre, l'ammoniaca presenta problematiche di compatibilità con i materiali tipicamente utilizzati nei sistemi a compressione di vapore e la disponibilità di componenti per applicazioni di ridotta capacità frigorigena è limitata [13].

Similmente, la CO<sub>2</sub> (R744) richiede pressioni di lavoro di anche un ordine di grandezza superiori ai refrigeranti HFC [14]. Di conseguenza, rende necessari processi produttivi più onerosi e necessita di misure di sicurezza aggiuntive nel luogo di installazione, quali sistemi di ventilazione e di rilevazione del gas; la CO<sub>2</sub> è dunque preferibile in sistemi di taglie superiori.

## 1.2 Le caratteristiche termofisiche

Fondamentale per la sostituzione degli attuali gas refrigeranti nei sistemi a compressione di vapore è la valutazione delle caratteristiche termofisiche dei gas. Palm [15] valutò la validità del propano come possibile refrigerante, rimarcando come esso risulti adeguato in termini di variabilità della pressione di saturazione alle temperature di interesse. Dalle proprietà termodinamiche derivano le performance del sistema e solo dall'analisi delle stesse è possibile determinare se possibili refrigeranti, "candidati" come sostituti, possano, almeno in linea teorica, fornire prestazioni pari o superiori alla configurazione di partenza. Come osservato da Powell [16] infatti, la componente indiretta all'effetto serra è quantitativamente importante; essa riguarda le emissioni di anidride carbonica dovute alla produzione di energia elettrica necessaria ad alimentare il sistema. Di conseguenza, l'efficienza energetica non può essere trascurata, qualora si voglia minimizzare l'incidenza di una macchina a compressione di vapore sul surriscaldamento globale. La Tabella 1.2 riporta le caratteristiche di interesse al fine di confrontare i refrigeranti attuali con il gas R290. Si noti che l'R134a è utilizzato sulla macchina più piccola, in termini di produzione giornaliera, delle tre analizzate, mentre l'R404A è impiegato per le rimanenti due. Le caratteristiche del punto critico devono essere tali da permettere al sistema di operare, con

un adeguato margine, alle pressioni di condensazione previste. Il propano presenta temperatura e pressione critiche simili a quelle degli HFC attualmente impiegati.

Il volume specifico del vapore saturo è rilevante in quanto definisce la densità del vapore all'aspirazione del compressore. Naturalmente, si tratta di una approssimazione rispetto alle reali condizioni del refrigerante in tale punto del ciclo termodinamico <sup>5</sup>; tuttavia, questo dato fornisce un primo confronto tra i diversi refrigeranti. Una valutazione più accurata, basata sulle condizioni misurate durante le prove di ottimizzazione delle macchine, sarà discussa nel seguito del capitolo. Come si può notare, l'R290 presenta un volume specifico del vapore saturo superiore rispetto agli attuali refrigeranti, in particolare quando confrontato con l'R404A. Questo potrebbe comportare una riduzione della capacità frigorifera volumetrica, da valutare anche sulla base della variazione di entalpia di evaporazione, come si vedrà successivamente.

Tabella 1.2 - Proprietà termodinamiche dei refrigeranti R404A, R134a ed R290.

Proprietà	UM	R404A	R290	R134a
Temperatura critica	°C	72,07	96,67	101,1
Pressione critica	bar	37,32	42,36	40,67
Volume specifico critico	m <sup>3</sup> /kg	0,00206	0,00507	0,00195
Volume specifico vapore saturo @ 0°C	m <sup>3</sup> /kg	0,03328	0,09666	0,06889
Volume specifico liquido saturo @ 0°C	m <sup>3</sup> /kg	0,00090	0,00191	0,00077
Cv vapore saturo @ 0°C	kJ/kg/K	0,74486	1,4554	0,77581
Cp vapore saturo @ 0°C	kJ/kg/K	0,89070	1,7874	0,91796
Cp liquido saturo @ 0°C	kJ/kg/K	1,4229	2,4477	1,3249
Δh liquido-vapore @ 0°C	kJ/kg	168,88	373,38	197,20
Conduttività termica vapore saturo @ 0°C	W/m/K	0,01188	0,01668	0,01232
Conduttività termica liq. saturo @ 0°C	W/m/K	0,08318	0,10907	0,09482
Viscosità vapore saturo @ 0°C	Ns/m <sup>2</sup>	1,161E-05	7,168E-06	1,159E-05
Viscosità liquido saturo @ 0°C	Ns/m <sup>2</sup>	1,796E-04	1,359E-04	2,742E-04
Cp/Cv vapore saturo @ 0°C		1,1958	1,228116	1,183228

<sup>5</sup> Il vapore all'aspirazione del compressore risulta in realtà surriscaldato e con pressione e temperatura variabili nel corso del ciclo di congelamento.



---

D'altro canto, un vantaggio della minore densità è la possibilità di ridurre la carica, in termini massici; fattore che risulta fondamentale ai fini normativi.

Il propano presenta conduttività termiche più elevate, che gli conferiscono caratteristiche di scambio termico superiori. Inoltre, le minori viscosità sono utili nel ridurre le perdite di carico, sia in fase liquida, sia in fase vapore.

Per quanto riguarda i calori specifici, i valori più elevati per l'R290 consentono al ciclo termodinamico di ricavare maggior vantaggio, in termini di COP, dall'adozione di uno scambiatore di calore tra la linea di aspirazione ed il tubo capillare (CTSL-HX) [17].

In ultimo, la variazione di entalpia di evaporazione risulta considerevolmente superiore rispetto ai refrigeranti attuali. Questa caratteristica, tuttavia, deve essere valutata congiuntamente alla densità del vapore alle condizioni di aspirazione tipiche delle macchine in oggetto, al fine di operare un congruo confronto.

La capacità refrigerante volumetrica (o VCC, Volumetric Cooling Capacity), costituisce una stima del calore scambiato all'evaporatore, ossia dell'effetto utile del sistema.

La VCC è definita come segue:

$$VCC = \rho_{aspirazione} \Delta h_{evap} \quad (1-1)$$

La densità è valutata all'aspirazione del compressore. La VCC, così definita, non tiene conto delle effettive condizioni di ingresso ed uscita del refrigerante dall'evaporatore, ma è relativa alle capacità del refrigerante di fornire una determinata potenza frigorifera, specifica alla portata massica di refrigerante circolante. Dunque, non riguarda una specifica macchina in sé, né tantomeno delle definite condizioni di funzionamento; è utile, al contrario, a confrontare refrigeranti differenti fra loro.

In Tabella 1.3, il volume specifico e la variazione entalpica di evaporazione sono valutate alle condizioni di aspirazione tipiche delle macchine in oggetto, come determinate dalle prove effettuate, le quali saranno descritte nel seguito del lavoro.

**Tabella 1.3 - Confronto della VCC. Per quanto riguarda i valori relativi al propano, la colonna di sinistra riguarda la macchina di taglia massima testata, in origine operante a R404A. La colonna di destra riguarda invece la macchina più piccola, in origine operante a R134a.**

	UM	R404A	R290	R134a
<b>Volume specifico aspirazione</b>	m <sup>3</sup> /kg	0,07	0,18	0,25
<b>Δh liq-vapore @ P evap</b>	kJ/kg	163,18	359,09	331,75
<b>VCC</b>	kJ/m <sup>3</sup>	2305,78	1997,94	1338,19
		-13%		1044,67
		VS R404A		VS R134a

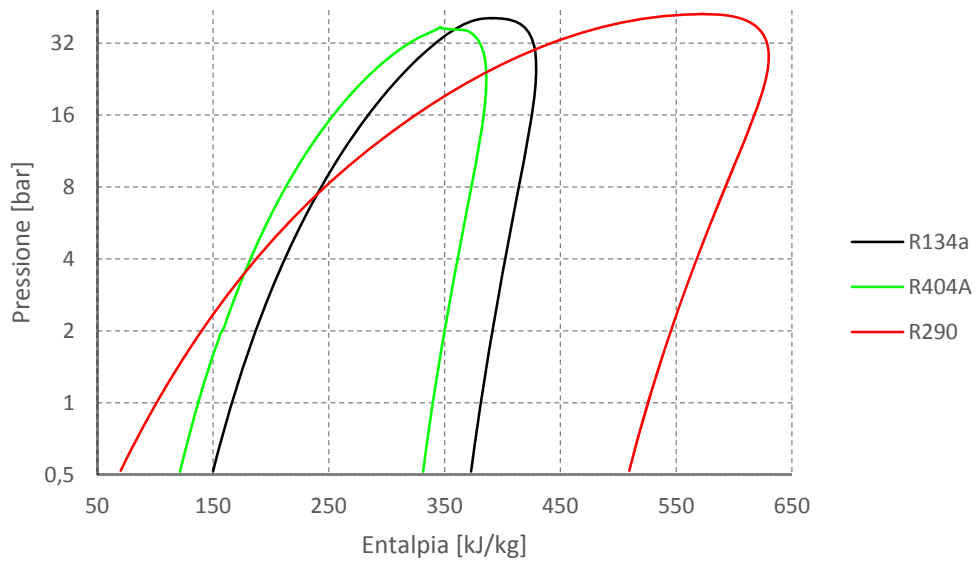
Questo consente di confrontare i refrigeranti in maniera imparziale, sotto condizioni operative reali. La VCC del propano risulta superiore, di circa il 28 %, qualora confrontata con la VCC dell'R134a. Viceversa, essa è di circa il 13 % inferiore rispetto all'R404A. Conseguentemente è logico aspettarsi una maggiore resa per la macchina operante, in origine, ad R134a ed una resa inferiore per le macchine ad R404A. Si noti che la resa viene definita, in questo lavoro ed in generale nel campo di questo genere di dispositivi, come capacità di produzione giornaliera di ghiaccio. Inoltre, queste differenze di resa previste si intendono valutate a seguito della ottimizzazione della macchina con il refrigerante sostitutivo; si vedrà nel seguito che, per la macchina di taglia maggiore, il limite normativo sulla carica di gas limiterà la resa effettiva del sistema al di sotto di quella massima ottenibile con carica ottima.

### 1.2.1 Diagrammi p-h e T-p

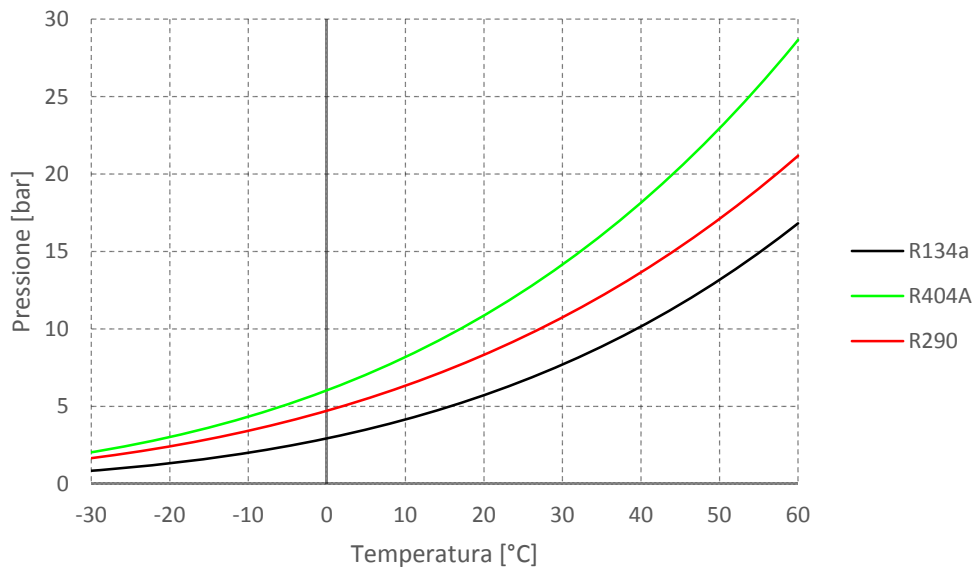
La Figura 1.1 mostra i diagrammi di saturazione dei refrigeranti in questione sul piano pressione-entalpia.

Come già accennato nel paragrafo precedente, la pressione critica è simile per tutti i refrigeranti considerati. La variazione di entalpia di transizione di fase, al contrario, è molto maggiore per quanto riguarda il propano, rispetto ai due HFC.

Come si evince da Figura 1.2, inoltre, l'R290 opera con pressioni di lavoro intermedie: maggiori rispetto all'R134a, minori rispetto all'R404A.



**Figura 1.1 - Confronto diagrammi p-h.**



**Figura 1.2 - Curve di saturazione, piano p-T.**

### Effetti sul ciclo ideale

Si passerà ora ad analizzare gli effetti che le differenti proprietà termofisiche inducono sul ciclo inverso ideale. In particolare, si valuteranno tre parametri di particolare rilevanza: la capacità refrigerante volumetrica (Figura 1.3), il rapporto di compressione (Figura 1.4), il coefficiente di prestazione del ciclo (Figura 1.5).

Tutti i parametri sono stati valutati in accordo alle seguenti ipotesi:

- Temperatura di condensazione costante e pari a 45 °C;
- Temperatura di evaporazione variabile, compresa tra -30 °C e 0 °C;
- Compressione con efficienza isoentropica pari a 1;
- Perdite di carico nulle attraverso tutti i componenti;
- Sottoraffreddamento al condensatore nullo;
- Surriscaldamento all'evaporatore pari a 0 K.

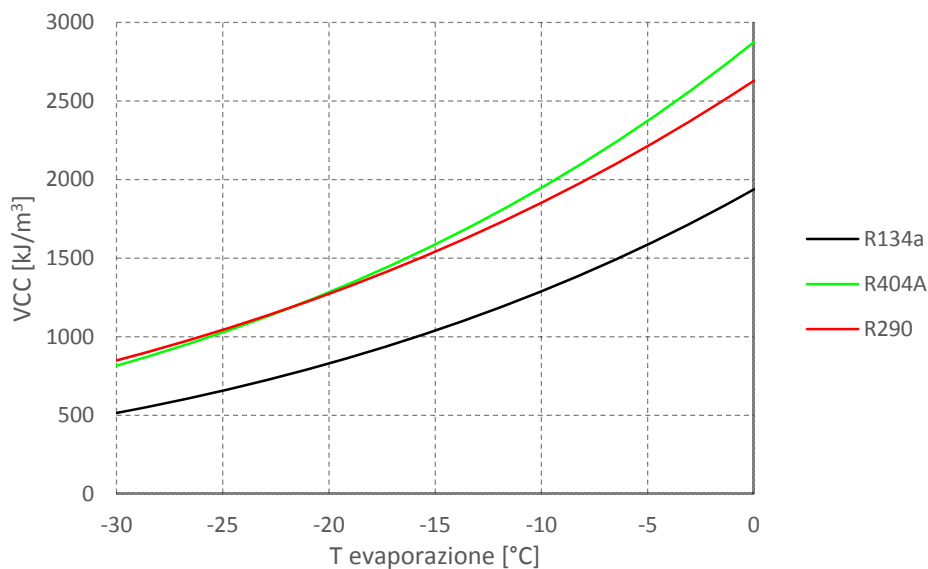


Figura 1.3 - VCC in funzione della temperatura di evaporazione.

A conferma di quanto affermato all'inizio del paragrafo, la capacità refrigerante volumetrica, o VCC, del propano risulta sensibilmente superiore quando confrontata con la VCC dell'R134a. Viceversa, essa risulta inferiore, anche se con minore differenza, rispetto all'R404A.

In particolare, la VCC del propano supera quella della miscela quasi azeotropica limitatamente a temperature di evaporazione piuttosto basse, inferiori a circa  $-25^{\circ}\text{C}$ . Al contrario, l'R404A è caratterizzato da una capacità volumetrica maggiore, qualora la temperatura di evaporazione sia superiore a tale valore.

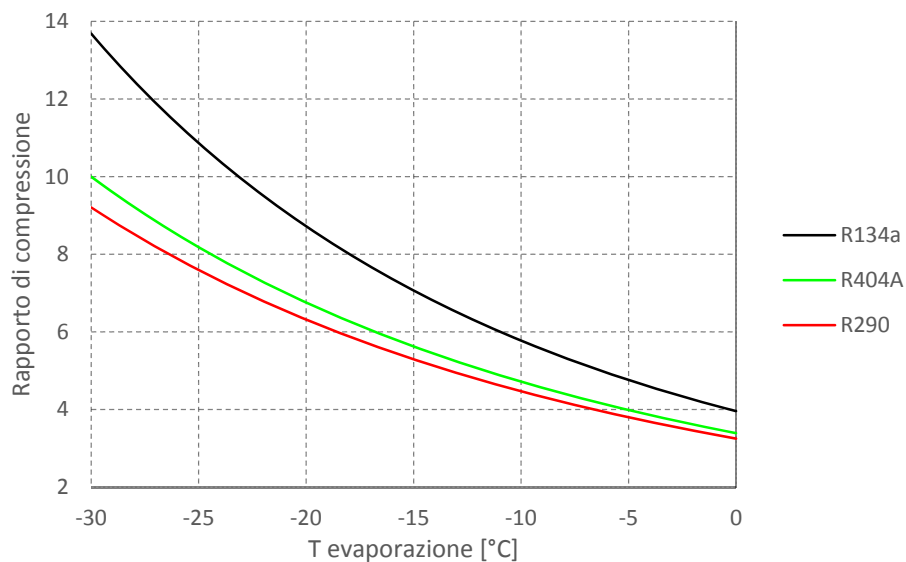


Figura 1.4 - Rapporto di compressione in funzione della temperatura di evaporazione.

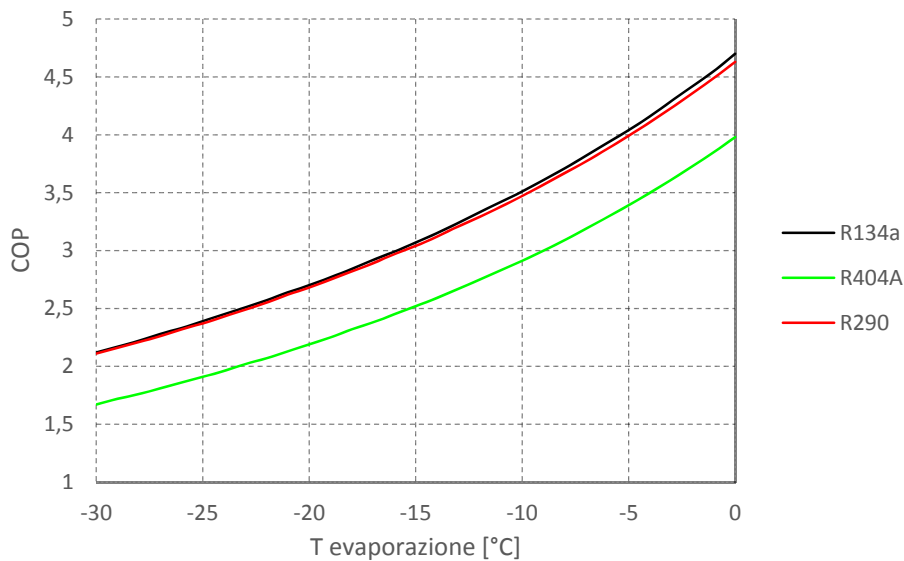


Figura 1.5 - Coefficiente di prestazione in funzione della temperatura di evaporazione.

Alle temperature di evaporazione tipiche delle macchine finalizzate alla produzione di ghiaccio, la VCC dei due refrigeranti è molto simile, con un leggero vantaggio a favore dell'idrofluorocarburo (+6% circa).

Il rapporto di compressione del propano, invece, è inferiore al rapporto di compressione di entrambi i refrigeranti attualmente impiegati nei dispositivi. Questo dovrebbe poter permettere una riduzione della potenza assorbita dal compressore durante il funzionamento e dunque una riduzione del consumo energetico della macchina, durante un singolo ciclo di congelamento. Naturalmente, questo non si tradurrà necessariamente in un ridotto consumo in termini assoluti. Infatti, il consumo reale della macchina dipende anche dal numero di cicli completati durante le ventiquattr'ore e quindi, in sostanza, dalla durata media del singolo ciclo. A parità di durata di ciclo, in ogni caso, la macchina a R290 dovrebbe consentire un minore consumo elettrico. Questo, tuttavia, potrà essere valutato unicamente confrontando le misurazioni dirette dell'energia elettrica assorbita dalla macchina durante le prove, con i dati disponibili per la versione standard del fabbricatore di ghiaccio.

Infine, il COP di un ciclo ideale operante con l'idrocarburo è prossimo a quello di un ciclo che utilizzi R134a, mentre risulta superiore a quello di un ciclo ideale con R404A. Questa

considerazione ci permette di aspettarci consumi elettrici nettamente inferiori rispetto al R404A e comparabili a quelli del sistema a R134a.

### 1.2.2 Studi precedenti

Lo studio e la valutazione degli idrocarburi come possibili alternative ai gas fluorurati costituiscono campi di ricerca da diversi decenni. Esistono numerosi articoli scientifici al riguardo, anche se, come già accennato, essi non riguardano nello specifico l'analisi di macchine per la produzione di ghiaccio.

Nel presente paragrafo verranno analizzati gli studi relativi alla sostituzione di refrigeranti R404A ed R134a con R290, riassunti in Tabella 1.4; sono stati scartati gli articoli relativi alla sostituzione di altri refrigeranti, diversi dai due sopracitati.

Antunes e Filho [18] analizzarono sperimentalmente le performance di diversi refrigeranti con una temperatura di evaporazione compresa tra  $-5^{\circ}\text{C}$  e  $-15^{\circ}\text{C}$ . Il limite inferiore di questo range è simile alla temperatura di evaporazione delle macchine considerate in questa tesi. La seconda serie di test eseguita da Antunes e Filho valuta le prestazioni di ogni refrigerante a pari temperatura di evaporazione e di capacità frigorifera. In particolare, si osserva come il COP del sistema, operante con R290, sia di circa il 28% superiore rispetto al caso in cui il sistema operi con R404A. La frequenza del compressore risulta inoltre la medesima per i due refrigeranti, mentre è verosimilmente diversa l'apertura della valvola elettronica EEV.

Tabella 1.4 - Analisi bibliografica relativa a sostituzione di R404A e R134a con R290.

Rif.	Autori	Anno	Applicazione	Refrigerante	Conclusioni
[18]	Antunes, Filho	2016	Refrigerazione di grossa taglia	R404A	Incremento del 28% del COP, a pari capacità refrigerante.
[19]	Mastrullo et al.	2014	Freezer commerciale	R404A	Consumo elettrico ridotto del 34%.
[20]	Yu, Teng	2014	Refrigerazione di piccola taglia	R134a	Riduzione del consumo elettrico. Necessaria modifica del tubo capillare.
[21]	Wongwises, Chimres	2004	Refrigerazione di piccola taglia	R134a	L'utilizzo di R290 puro permette il massimo risparmio energetico.

Mastrullo et al. [19] si occuparono dell'analisi degli effetti della sostituzione dell'R404A con R290 in un freezer commerciale di piccola taglia. Inizialmente fu testato un prototipo con scambiatori di calore standard, poi sostituiti, nel secondo prototipo, con scambiatori caratterizzati da volumi ridotti. Questo consentì una riduzione del 50% del volume complessivamente occupato dal refrigerante, permettendo una diminuzione di carica quantificata in oltre il 30%.

Contemporaneamente, l'utilizzo del propano in luogo dell'R404A permise una riduzione del consumo elettrico dell'unità pari al 34%, mantenendo prestazioni frigorifere adeguate.

Simili risultati furono ottenuti da Yu e Teng [20]. Essi valutarono la possibilità di sostituire l'R134a con diverse miscele di propano e iso-butano (R600a). Si evidenzia come la minima temperatura del comparto refrigerato si ottenga con il massimo contenuto di propano in miscela. Viceversa, il consumo elettrico aumenta con il contenuto di R290, sebbene esso sia, per tutte le miscele considerate, inferiore rispetto al consumo elettrico del sistema operante con R134a. Gli autori sottolinearono anche come sia necessario modificare il tubo capillare qualora si sostituisca il refrigerante originale con la miscela di idrocarburi.

Wongwises e Chimres [21] si occuparono della sostituzione di R134a con diverse miscele di propano, butano ed iso-butano. I loro risultati mostrano come il massimo risparmio energetico sia ottenuto utilizzando R290 puro, con una diminuzione di circa il 27% del consumo elettrico giornaliero, rispetto all'utilizzo del refrigerante R134a. Inoltre, la carica di refrigerante risulta dimezzata.

### 1.3 Sicurezza

Le principali norme di riferimento a livello europeo sono la EN 378: “Refrigerating systems and heat pumps – Safety and environmental requirements” [22] e la EN 60335-2-24: “Safety of household and similar appliances – Part 2-24: Particular requirements for refrigerators, food freezers and icemakers” [23]. In queste, i refrigeranti infiammabili sono indicati come “A3” ed includono, naturalmente, anche il propano. Al fine di consentire la



---

installazione del dispositivo senza vincoli di occupazione o di superficie dell'ambiente, entrambe le norme limitano la carica in massa di refrigerante consentita a 150 grammi.

Inoltre, la EN 60335-2-24 stabilisce l'esecuzione di prove di tenuta in pressione e di prove di fuga.

### **1.3.1 Prove di tenuta in pressione**

Queste prove vengono eseguite al fine di valutare la tenuta dei singoli componenti alle pressioni tipiche di esercizio ed oltre. In particolare, le seguenti pressioni devono essere mantenute per un minuto, senza che siano riscontrate perdite:

- Componenti sul lato di alta pressione: devono essere valutati ad una pressione pari a 3.5 volte la pressione massima raggiunta. Considerata una pressione massima di 25 bar, questi componenti devono essere provati ad una pressione pari a 87.5 bar;
- Componenti sul lato di bassa pressione: devono essere valutati ad una pressione pari a 5 volte la pressione massima raggiunta. Considerata una pressione massima di 7.5 bar, questi componenti devono essere provati ad una pressione pari a 37.5 bar.

### **1.3.2 Prove di fuga**

Queste vengono eseguite al fine di eliminare la possibilità che una atmosfera potenzialmente esplosiva entri in contatto con un eventuale innesco. Le prove di fuga consistono nel simulare una perdita in corrispondenza di punti di giunzione dell'impianto frigorifero, in particolare delle connessioni realizzate mediante saldatura. L'ammontare della perdita deve essere pari al 50% in massa della carica del dispositivo, erogata in un intervallo temporale pari ad un'ora, e la prova deve essere eseguita sia con organi di ventilazione in funzione, sia con organi di ventilazione non attivi. Questo permette di simulare una perdita in condizioni di macchina avviata e di macchina spenta, rispettivamente.

I punti in cui è richiesta la misurazione della concentrazione della miscela propano-aria sono quelli in corrispondenza di componenti scintillanti, che possano dunque costituire un innesco. Le zone in prossimità di componenti con certificazione per l'utilizzo in ambiente esplosivo non richiedono alcuna valutazione della concentrazione.

I criteri che regolano la accettazione della prova di fuga sono i seguenti:

- Qualora la concentrazione della miscela superi, in uno qualunque dei punti monitorati, il 75% del Limite Inferiore di Infiammabilità del gas (LEL), la prova è rigettata;
- Qualora la concentrazione della miscela si mantenga tra il 50% ed il 75% del LEL per più di 5 minuti, in uno qualunque dei punti monitorati, la prova è rigettata.

La prova viene eseguita più volte, posizionando un capillare di diametro determinato, e specificato nella norma, in ogni punto di saldatura. I vincoli sulla concentrazione sono validi a partire dall'inizio dell'emissione, fino a 15 minuti dopo il termine della stessa.

## 2 Descrizione delle macchine

Il secondo capitolo riguarda la descrizione dei componenti e del funzionamento dei fabbricatori di ghiaccio considerati in questo lavoro. La discussione sarà generale e valida per tutte le macchine trattate, essendo esse molto simili in termini di costruzione e meccanismi di funzionamento. Eventuali differenze saranno menzionate di volta in volta, quando si presenteranno.

Le macchine sono fabbricatori per la produzione di ghiaccio a cubetti. Sono disponibili macchine per produrre cubetti di tre diverse dimensioni, caratterizzate da una differente massa del singolo cubetto. Nel caso dei prototipi in oggetto, si è utilizzato un cubetto di dimensioni medie, di massa pari a circa 20 grammi. In ogni caso, la realizzazione di prototipi con cubetti di massa differente non dovrebbe essere difficoltosa, una volta messa a punto la taglia media. Le principali differenze tra macchine per cubetti differenti sono costituite dall'evaporatore e dalle impostazioni della scheda elettronica, la quale gestisce la durata delle varie fasi del ciclo di lavoro, come vedremo nel seguito del capitolo.

### 2.1 Componenti

Il circuito frigorifero del dispositivo è di tipo tradizionale, con espansione del refrigerante mediante tubo capillare e scambiatore di calore tra capillare e linea di aspirazione del compressore (**Capillary Tube-Suction Line Heat eXchanger**), come mostrato nella Figura 2.2.

In Figura 2.1 sono rappresentati schematicamente i componenti <sup>6</sup>.

Lo scambiatore, di tipo laterale controcorrente, è realizzato mediante brasatura tra capillare ed aspirazione (si veda Figura 2.2, destra).

Questo metodo realizzativo consente di ottenere uno scambiatore di calore in modo economico e semplice da produrre, rispetto ad uno scambiatore a tubi concentrici (Figura 2.2, sinistra). Quando necessario, la prima porzione del capillare è avvolta a formare una spirale, così da mantenere il tubo entro l'ingombro della macchina. L'avvolgimento del

---

<sup>6</sup> In questa rappresentazione, la macchina si trova in fase di congelamento.

capillare provoca un aumento delle perdite di carico attraverso lo stesso ed una conseguente riduzione della portata massica elaborata [24].

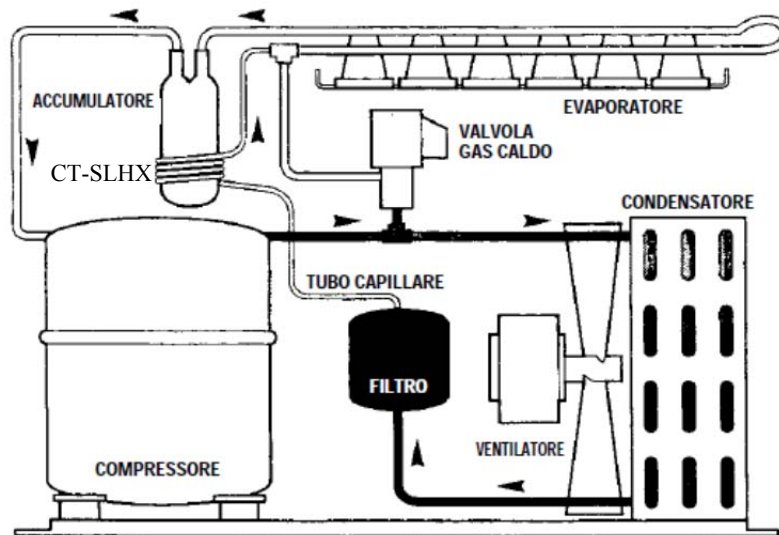


Figura 2.1 - Rappresentazione dei componenti.

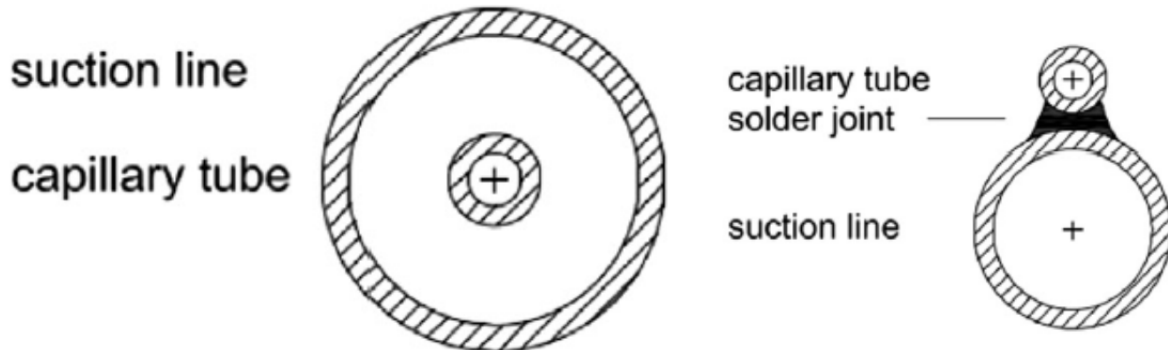


Figura 2.2 - Possibili realizzazioni di un CT-SLHX. Tratta da [25].

I compressori impiegati su macchine di questa taglia sono tutti di tipo ermetico, per i quali esiste una ampia disponibilità sul mercato per l'utilizzo con propano. Per i primi prototipi, i compressori utilizzati sono campionature fornite dal gruppo Embraco. Da notare come tutti impieghino olio di tipo POE per la lubrificazione. Questo è lo stesso utilizzato negli impianti con refrigeranti HFC, i quali non sono compatibili con oli di tipo minerale. La scelta di mantenere il medesimo tipo di lubrificante, sebbene il propano permetta l'utilizzo

---

di olio minerale, assicura la compatibilità dello stesso con i materiali normalmente utilizzati nel circuito delle macchine con refrigeranti fluorurati.

Il condensatore ad aria è uno scambiatore di calore a tubi ed alette, dotato di convogliatore e ventilatore di aspirazione. Nella macchina a controllo elettromeccanico (ACM 87), il ventilatore lavora in continuo, indipendentemente dalle condizioni di condensazione. Al contrario, nelle macchine a controllo elettronico (ACM 177, MXG 437), una sonda di temperatura, posta tra le alette del condensatore, permette al controllore di mantenere la temperatura di condensazione entro un range prestabilito. Questo viene realizzato, in pratica, facendo lavorare il ventilatore in modalità ON-OFF, così che le condizioni di condensazione siano variabili ciclicamente. Di conseguenza, qualora la temperatura misurata dalla sonda superi la soglia superiore, la ventola viene avviata; viceversa, qualora la temperatura discenda al di sotto della soglia inferiore, l'elettronica causa lo spegnimento della ventola. Questo fenomeno si verifica unicamente con ridotta temperatura ambiente, e, come si vedrà in seguito, causa l'oscillazione di tutte le variabili misurate. Per temperature di bulbo secco più elevate, invece, il funzionamento del ventilatore è continuo, mantenendosi la temperatura di condensazione al di sopra della soglia superiore in ogni momento.

L'accumulatore, posto immediatamente all'uscita dell'evaporatore, raccoglie eventuale fluido refrigerante allo stato liquido e ne impedisce l'aspirazione da parte del compressore, così da salvaguardarne i componenti, in primis le valvole. Questo è particolarmente importante durante il ciclo di inversione, quando il surriscaldamento all'aspirazione può raggiungere valore nullo, in determinate condizioni ambientali di funzionamento.

In ultimo, il filtro disidratatore, collocato a monte del tubo capillare, impedisce che eventuali impurità presenti nel circuito frigorifero possano causare una otturazione del capillare, a causa della ridotta sezione di passaggio di quest'ultimo.

### **2.1.1 Evaporatore**

A differenza di quanto avviene per il condensatore, l'evaporatore è piuttosto particolare, ed è dedicato unicamente a questa specifica applicazione. Infatti, esso è costituito da un tubo,

rigato internamente, modellato a formare una serpentina, e lungo il quale sono saldati i “bicchierini”, deputati a dare la forma all’acqua in solidificazione. Questa viene spruzzata, dal basso verso l’alto, all’interno dei bicchierini dell’evaporatore e solidifica gradualmente durante il ciclo di congelamento, andando così a formare i cubetti. La rigatura interna della serpentina dell’evaporatore permette di aumentare i coefficienti di scambio termico convettivo al lato refrigerante, migliorando la sottrazione di calore dai bicchierini. Questo consente, a pari potenza termica scambiata, di ridurre la portata di refrigerante che deve circolare nell’evaporatore per ottenere la produzione di ghiaccio desiderata. Di conseguenza, anche la sezione interna del tubo evaporatore può essere ridotta, diminuendo a sua volta la carica di refrigerante che risiede nell’evaporatore. Questo aspetto è fondamentale nel caso di utilizzo di refrigeranti infiammabili, in particolare nella macchina di taglia più grande, in cui il limite normativo di carica vincola la resa del sistema.

La Figura 2.3 rappresenta una vista superiore dell’evaporatore della macchina di taglia maggiore. Vi si distinguono l’ingresso e l’uscita evaporatore, la serpentina ed alcuni dei bicchierini, posti al di sotto della serpentina stessa. Quest’ultima veicola il refrigerante dall’uscita del tubo capillare verso tutti i bicchieri rovesciati, entrandovi in contatto nella parte terminale<sup>7</sup>, e quindi di nuovo all’indietro, sottraendo questa volta calore dai lati dei bicchierini. Ogni bicchierino è dotato di due fori nella parte superiore, così da permettere l’ingresso d’aria e quindi facilitare il distacco del ghiaccio.

Il numero di bicchierini che costituiscono l’evaporatore varia a seconda della macchina e ne influenza la resa, variando la produzione ottenuta dal singolo ciclo. In Tabella 2.1 sono riportati il numero di cubetti (corrispondente al numero di bicchierini della piastra evaporatore) e la massa di ghiaccio teorica prodotta durante un ciclo<sup>8</sup>.

**Tabella 2.1 - Numero di bicchierini e resa per ciclo.**

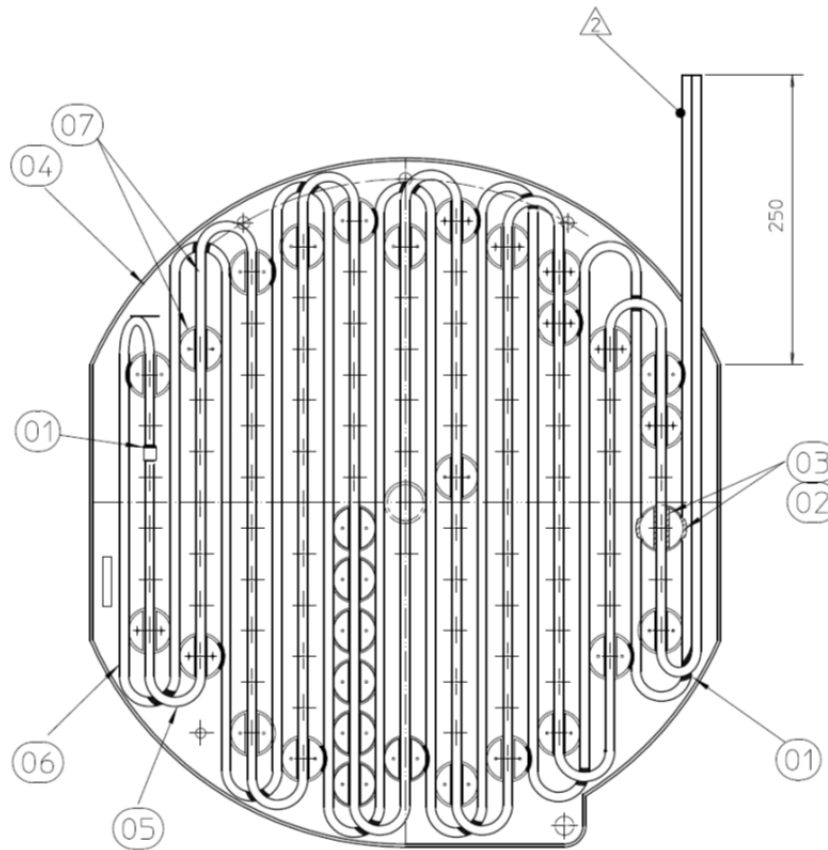
	<b>ACM 87</b>	<b>ACM 177</b>	<b>MXG 437</b>
<b>Numero di cubetti</b>	24	56	102
<b>Resa per ciclo [kg]</b>	0.48	1.12	2.04

---

<sup>7</sup> I bicchierini sono rovesciati, dunque con l’apertura rivolta verso il basso. La parte terminale è quindi posta nella parte alta del cilindro, a contatto con la serpentina.

<sup>8</sup> Si assume la massa esatta del singolo cubetto medio, pari a 20 grammi.

Gli assiemi della piastra evaporatore delle altre macchine sono simili a questo, con variazioni solo in termini di forma e numero di cubetti.



**Figura 2.3 - Esempio di evaporatore per macchina a cubetti.**

Al di sotto dell'evaporatore sono collocati gli spruzzatori, che alimentano i bicchierini. Le due macchine della serie ACM utilizzano degli spruzzatori statici, dotati di diversi ugelli, ognuno dedicato a più bicchierini. Al contrario, lo spruzzatore della macchina MXG è di tipo rotativo. Esso si serve della pressione dell'acqua per ruotare, potendo così alimentare l'intera piastra evaporatore con un limitato numero di ugelli. Il componente è mostrato in Figura 2.4; si notano quattro ugelli, disposti lungo lo spruzzatore.

L'acqua che non solidifica ricade all'interno della vaschetta di recupero, per essere poi aspirata da una pompa centrifuga che ricircola continuamente l'acqua verso gli spruzzatori. Prima dell'inizio di ogni ciclo di congelamento il sistema effettua un ricambio dell'acqua

contenuta nella vaschetta, così da servirsi sempre di acqua pulita, prelevata dalla rete idrica.



**Figura 2.4 - Spruzzatore per le macchine MXG.**

Il carico d'acqua avviene tramite una elettrovalvola dedicata, che fa fluire acqua sopra alla piastra evaporatore, intorno ai bicchierini. Da qui, l'acqua cade nella vaschetta sottostante tramite appositi fori nella piastra dell'evaporatore. Questi sono fori distinti dai fori posti sui bicchierini, citati poco sopra. Questa stessa procedura viene anche utilizzata immediatamente dopo l'accensione della macchina, mantenendo però aperta anche l'elettrovalvola di scarico, così da effettuare una pulizia della vaschetta prima di avviare il compressore ed iniziare la produzione.

## 2.2 Logica di funzionamento

Il funzionamento della macchina si divide in due fasi principali:

- Ciclo di congelamento: Costituisce la fase più lunga nelle operazioni del sistema. Durante questa fase, avviene la solidificazione dell'acqua spruzzata sull'evaporatore e quindi la formazione dei cubetti:
- Ciclo di sbrinamento: Definito anche ciclo di inversione o di defrost, durante questa fase il vapore ad alta pressione e temperatura dalla mandata del compressore viene inviato all'evaporatore al fine di causare il distacco dei cubetti dai bicchierini.

Durante la fase di congelamento, sono in funzione i seguenti componenti:

- Compressore;
- Pompa acqua;



- Motoventilatore del condensatore.

Durante il ciclo di sbrinamento, invece, sono alimentati:

- Compressore;
- Elettrovalvola di ingresso acqua;
- Valvola gas caldo.

L'elettrovalvola di ingresso acqua viene alimentata sia per permettere il ricambio del liquido nella vaschetta, prima del successivo ciclo di congelamento, sia per facilitare il distacco dei cubetti. Come accennato in precedenza, infatti, l'acqua bagna il perimetro dei bicchierini in prossimità della loro estremità inferiore, causando una parziale fusione del ghiaccio e rendendo più agevole il distacco, specie con basse temperature ambiente.

La valvola gas caldo permette al refrigerante di raggiungere l'evaporatore direttamente dalla mandata del compressore, ossia bypassando il condensatore. Così facendo, il vapore surriscaldato ad alta temperatura fornisce calore ai bicchierini e permette la caduta dei cubetti.

### 2.2.1 Descrizione dei parametri misurati

A titolo di esempio, si descrive ora l'andamento delle principali quantità misurate durante le prove, nel caso della macchina AC 176 ad R404A<sup>9</sup>. Sebbene questa descrizione sfrutti un test effettuato su questa specifica macchina, le considerazioni esposte nel seguito sono generali e valide per le diverse macchine produttrici di ghiaccio a cubetti. Come si evince da Tabella 2.2, vengono valutate le temperature ad ingresso ed uscita dei principali componenti del circuito frigorifero, oltre alle pressioni di condensazione ed evaporazione. La Figura 2.5 mostra l'andamento tipico di queste variabili durante il funzionamento del dispositivo; si andrà ora a dettagliare il trend di ognuna di esse.

---

<sup>9</sup> La prova descritta è stata effettuata con aria ambiente a 21°C ed acqua in ingresso alla macchina a 15°C. L'andamento delle variabili misurate e le osservazioni fatte qui sono comunque generalizzabili ad altre condizioni ambiente.

Tabella 2.2 - Descrizione delle variabili misurate.

Nome breve	Variabile misurata	Unità di misura
<b>P<sub>c</sub></b>	Pressione di mandata compressore	bar <sub>R</sub>
<b>P<sub>e</sub></b>	Pressione di aspirazione compressore	bar <sub>R</sub>
<b>T<sub>c,in</sub></b>	Temperatura ingresso condensatore	°C
<b>T<sub>c,out</sub></b>	Temperatura uscita condensatore	°C
<b>T<sub>e,in</sub></b>	Temperatura ingresso evaporatore	°C
<b>T<sub>e,out</sub></b>	Temperatura uscita evaporatore	°C
<b>T<sub>asp</sub></b>	Temperatura aspirazione compressore	°C
<b>T<sub>comp</sub></b>	Temperatura testa compressore	°C

### 2.2.1.1 Ciclo di congelamento

Alla chiusura della valvola del gas caldo, in corrispondenza dell'inizio del successivo ciclo, le pressioni si riportano ai normali livelli di lavoro: la pressione di condensazione aumenta mentre la pressione di evaporazione diminuisce. Successivamente, si assiste ad un lento declino della pressione di evaporazione, dovuto alla formazione dei cubetti ed alla progressiva diminuzione della temperatura dei bicchierini e della serpentina dell'evaporatore. Similmente, anche la pressione di condensazione segue il medesimo andamento.

Questo trend, a sua volta, influenza le temperature di ingresso e di uscita del condensatore, le quali, dopo un transitorio iniziale, diminuiscono fino a causare l'intervento della scheda elettronica, che inizia a far operare il ventilatore del condensatore in maniera on-off. Questo spiega i cicli, mostrati dai diversi canali di misura a partire dalla metà circa del ciclo di congelamento.

Spostandoci ora alla curva a valori subito inferiori, ossia la temperatura della testa del compressore, si nota come essa, dopo il consueto transitorio iniziale, si stabilizzi ad un valore costante. Questo è ovviamente funzione della portata massica elaborata dal compressore, delle condizioni ambiente, della temperatura di aspirazione e della portata d'aria che investe lo stesso. Si nota come la massa del compressore ermetico, relativamente elevata, permetta di annullare l'effetto dell'andamento ciclico delle altre grandezze.

La pressione di condensazione è inizialmente declinante, per poi oscillare con valore medio costante, in questo caso di poco superiore ai 15 bar<sub>R</sub>. La pressione di evaporazione

segue un andamento simile; non mostra tuttavia il carattere oscillante, essendo il ventilatore collocato sul condensatore, e dunque sull'alta pressione. Essa rimane sempre maggiore di 1 bar<sub>A</sub>. Questo evita la possibilità di infiltrazioni d'aria dall'esterno verso l'interno del circuito frigorifero, le quali causerebbero una riduzione di efficienza del ciclo di lavoro e della vita utile dei componenti

Passando ora ad osservare le temperature di ingresso e di uscita sull'evaporatore, si nota come inizialmente la macchina operi con un surriscaldamento del refrigerante, all'uscita dell'evaporatore, piuttosto elevato. Questo avviene in quanto, alla chiusura della valvola di inversione, una porzione consistente della massa di refrigerante viene elaborata dal compressore e quindi spostata dall'evaporatore verso il condensatore. Contemporaneamente, il tubo capillare riceve, al suo ingresso dal filtro disidratatore, un fluido bifase, ed è quindi in grado di espandere una portata massica limitata [26] [27].

Questo ritarda il riempimento dell'evaporatore e causa l'elevata temperatura sull'uscita dallo stesso, per i primi 100÷150 secondi del ciclo di congelamento.

Successivamente, non appena il refrigerante nello stato di liquido sottoraffreddato inizia ad alimentare il tubo capillare, la portata che lo attraversa aumenta, il surriscaldamento in uscita dall'evaporatore diminuisce, fino a raggiungere un valore di regime di pochi gradi. Esso resta poi circa costante fino alla conclusione del ciclo.

La temperatura all'aspirazione del compressore segue un trend simile a quella di uscita evaporatore: inizialmente elevata, in accordo al valore del surriscaldamento, per poi diminuire gradualmente.

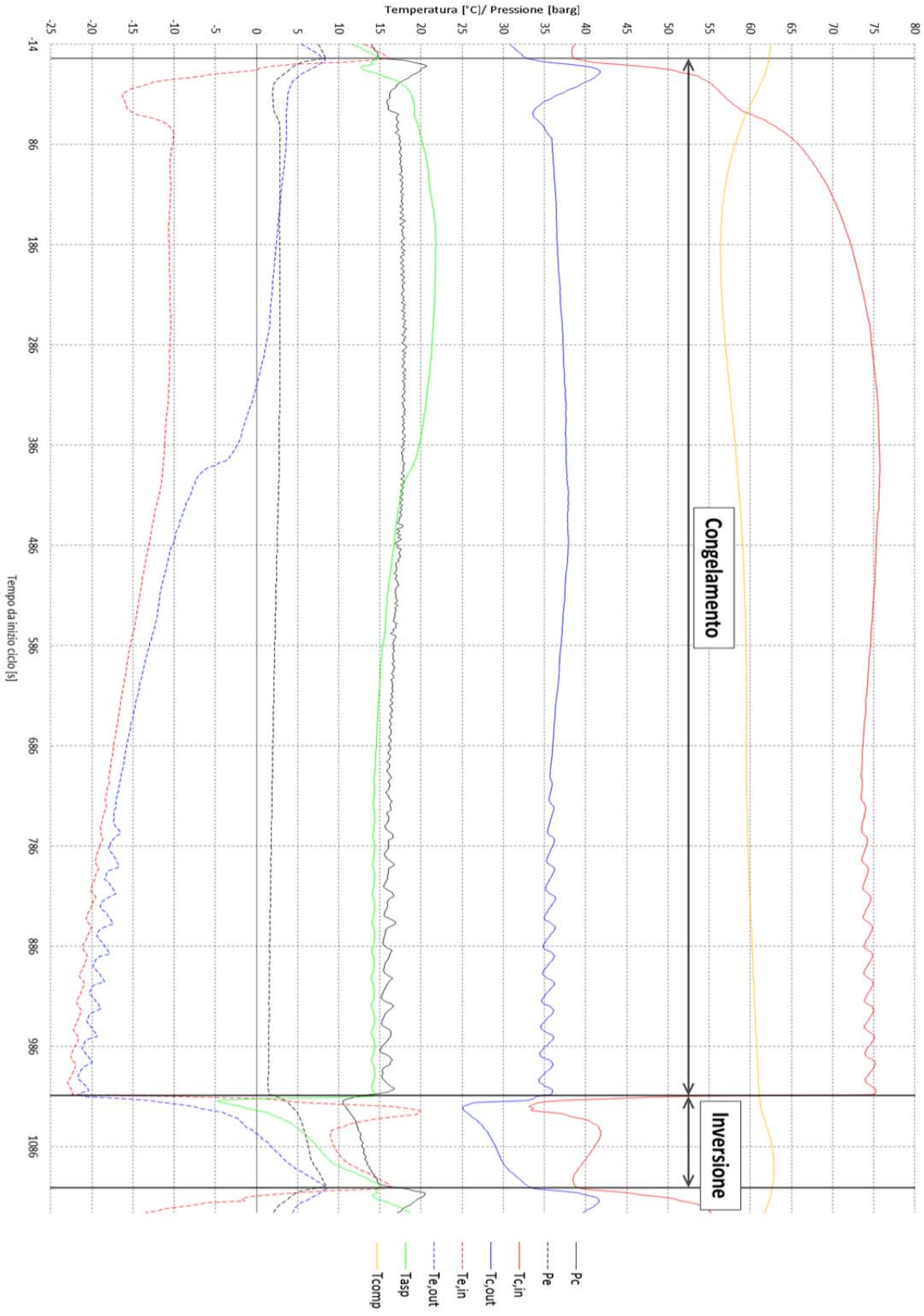


Figura 2.5 - Andamento delle variabili misurate durante il ciclo.

Osservando la Figura 2.6, si ottiene conferma di quanto appena affermato. Il surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore (SurrE) risulta inizialmente elevato, raggiungendo il valore di 25 K. Questo risulta in accordo alla differenza di temperatura tra uscita evaporatore ( $T_{e,out}$ ) e temperatura equivalente alla pressione di evaporazione ( $T_{eqPe}$ ). A partire approssimativamente da 400 secondi, il surriscaldamento si stabilizza a circa 5 K, mantenendo poi questo valore, al netto delle oscillazioni, fino all'apertura della valvola di inversione. Corrispondentemente, la temperatura equivalente alla pressione di evaporazione ( $T_{eqPe}$ )<sup>10</sup> scende immediatamente, in accordo alla pressione di aspirazione, per poi seguire il trend della temperatura di uscita evaporatore.

Il surriscaldamento all'aspirazione del compressore (SurrC) è sempre positivo, così da garantire assenza di refrigerante in stato di liquido. Durante l'inversione, esso si mantiene positivo, anche se prossimo a 0 °C.

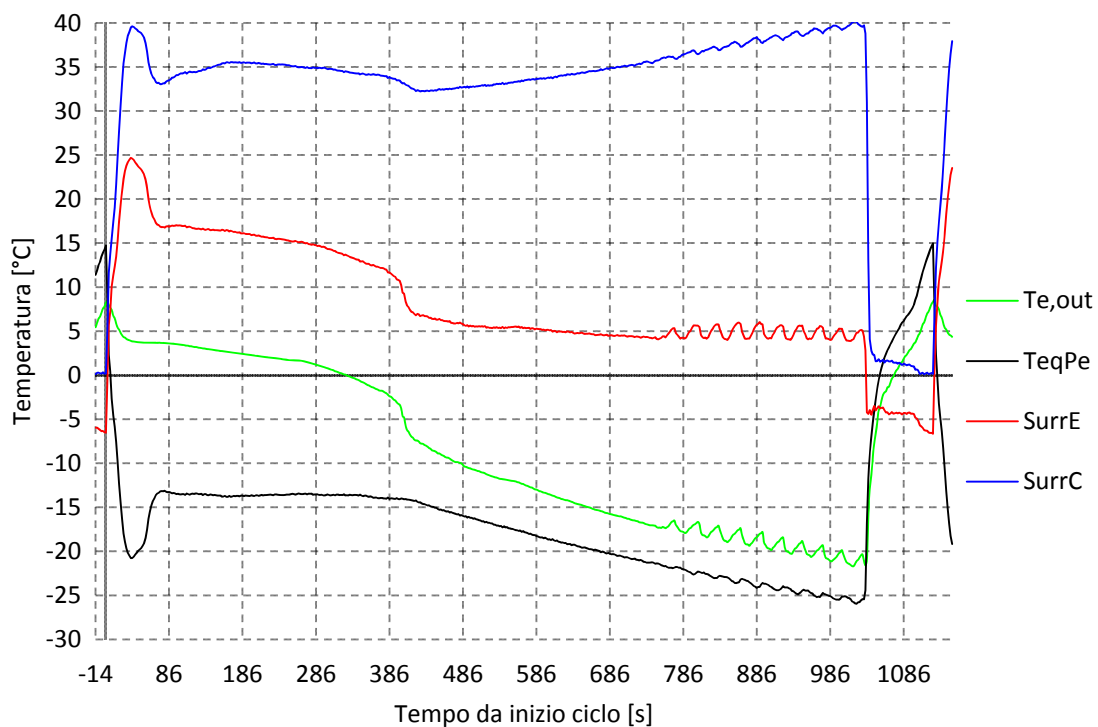


Figura 2.6 - Condizioni all'uscita evaporatore.

<sup>10</sup> La temperatura di saturazione alla pressione di evaporazione è calcolata al dew-point, ossia in corrispondenza dell'uscita dell'evaporatore.

### *2.2.1.2 Ciclo di inversione*

L'apertura della valvola di inversione permette al refrigerante di bypassare il condensatore ed il tubo capillare. Questo causa un parziale avvicinamento delle pressioni di condensazione e di evaporazione. L'entità della differenza che permane tra di esse durante lo sbrinamento dipende dalle perdite di carico della valvola di inversione, dell'evaporatore e delle tubazioni di collegamento.

Similmente, le temperature ad ingresso ed uscita del condensatore diminuiscono durante l'inversione, poiché il vapore viene deviato dalla mandata del compressore ed il condensatore viene così bypassato.

La temperatura alla testa del compressore aumenta all'inizio della fase di inversione. Questo è dovuto al fermo del ventilatore del condensatore durante questa fase ed al conseguente annullamento del flusso d'aria che, durante il congelamento, investe esternamente il compressore, contribuendo al suo raffreddamento. Successivamente, la temperatura inizia a diminuire. Questo è verosimilmente dovuto all'aumento della pressione di aspirazione ed alla conseguente riduzione del rapporto di compressione e della temperatura all'aspirazione. Queste variazioni provocano un incremento della densità del refrigerante aspirato e dunque della portata massica elaborata dal compressore volumetrico a pistoni utilizzato. Poiché in un compressore ermetico il refrigerante è anche utilizzato per il raffreddamento del compressore, una maggior portata permette di asportare una maggiore potenza termica.

Le temperature all'evaporatore mostrano un aumento dovuto al vapore surriscaldato caldo proveniente direttamente dalla mandata del compressore. L'uscita evaporatore mostra un ritardo, rispetto all'ingresso, dovuto alla inerzia termica del sistema.

La temperatura di aspirazione subisce inizialmente un crollo, dovuto al mancato apporto termico dal CT-SLHX, essendo il capillare privo di flusso. Successivamente, l'andamento della temperatura si uniforma a quello dell'uscita evaporatore, aumentando durante la rimanente parte del ciclo di sbrinamento.

Di particolare interesse, in Figura 2.6, è il valore del surriscaldamento all'aspirazione del compressore. Esso assume valori contenuti, fino a raggiungere una situazione con

---

surriscaldamento nullo a fine inversione. Questo significa che il fluido contenuto nell'accumulatore<sup>11</sup> è in condizioni bifase. La presenza del suddetto accumulatore è quindi fondamentale al fine di prevenire la induzione di liquido da parte del compressore, durante la fase di sbrinamento. Se esso non fosse presente, il compressore subirebbe danni e la sua vita utile verrebbe notevolmente limitata.

Si passerà ora a descrivere la transizione tra le due fasi di lavoro della macchina, distinguendo tra funzionamento elettromeccanico e funzionamento elettronico.

### **2.2.2 Funzionamento elettromeccanico**

Le macchine elettromeccaniche utilizzano un termostato per determinare la fine del ciclo di congelamento e l'inizio del ciclo di sbrinamento. Il bulbo sensibile del termostato è posto a contatto con la serpentina dell'evaporatore, tra ingresso ed uscita dello stesso. Qualora la temperatura rilevata dal bulbo sensibile discenda al di sotto del set-point del termostato, esso determina l'inizio del ciclo di defrost, con l'apertura della valvola gas caldo e dell'elettrovalvola di ingresso acqua.

Lo sbrinamento termina quando la temperatura del bulbo sensibile del termostato evaporatore raggiunge un valore di circa 3÷4°C. A questo punto, la valvola gas caldo e l'elettrovalvola di ingresso acqua si chiudono, mentre ripartono la pompa acqua ed il motoventilatore.

Il set-point del termostato dell'evaporatore deve essere impostato in accordo alle condizioni ambiente. Al crescere della temperatura esterna, la temperatura dell'evaporatore impiega un tempo maggiore per raggiungere il set-point del termostato. Di conseguenza, all'aumentare della temperatura di bulbo secco e a pari regolazione del termostato, aumenterà la durata del ciclo di congelamento e dunque anche la dimensione del cubetto prodotto.

### **2.2.3 Funzionamento elettronico**

Sebbene il funzionamento sia simile a quello elettromeccanico, in questo caso un microcontrollore si occupa della gestione della macchina, in base alla logica di controllo impostata. Una sonda di temperatura, in sostituzione del bulbo sensibile del termostato,

---

<sup>11</sup> Posto immediatamente a valle dell'evaporatore.

rileva la temperatura in un punto opportunamente scelto della serpentina evaporatore. Il ciclo di congelamento è suddiviso in due fasi. La prima fase termina quando la temperatura rilevata dalla sonda scende al di sotto di un valore prestabilito, dando così avvio alla seconda fase. La durata di quest'ultima è invece fissa e determinata dalle impostazioni di un dip-switch<sup>12</sup> posto sul pcb della scheda elettronica. Esso è utilizzato per regolare la dimensione dei cubetti, alterando la durata della seconda fase del ciclo di congelamento. Terminata questa seconda fase, inizia il ciclo di sbrinamento, la cui durata viene stabilita a partire dal tempo impiegato dalla sonda evaporatore per passare da 0°C a -15°C. Questo tempo viene infatti utilizzato dalla logica di controllo della scheda elettronica per determinare la durata della fase di sbrinamento, sulla base di un programma immagazzinato sulla scheda stessa.

Ulteriori regolazioni consentono di incrementare la durata dello sbrinamento di un tempo fisso, pari a 30 o 60 secondi.

Naturalmente, maggiore è la temperatura ambiente, più lungo è il ciclo di congelamento, più breve quello di inversione. Globalmente, all'aumentare della temperatura dell'ambiente ove è installata la macchina, aumenterà il tempo complessivo del ciclo e dunque diminuirà il numero di cicli completati in ventiquattro ore. Conseguentemente, diminuirà la produzione di ghiaccio.

### **2.3 Descrizione delle modifiche apportate**

Si descriveranno ora le modifiche apportate alle macchine, in termini di componenti. Essenzialmente, esse riguardano il compressore, il condensatore, il tubo di uscita da quest'ultimo, ed il filtro deidratatore, posto a monte del capillare. La descrizione dei componenti sostituiti e delle relative differenze sarà suddivisa per le diverse macchine.

#### **2.3.1 Compressore**

I compressori ermetici normalmente utilizzati per refrigeranti HFC non sono utilizzabili per l'R290 a causa della mancata certificazione alle normative di sicurezza per l'utilizzo con refrigeranti infiammabili. Per ciò che concerne i materiali utilizzati, sarebbe invece

---

<sup>12</sup> Si tratta di un interruttore multiplo, di tipo on-off. Esso permette di andare ad agire, aprendoli o chiudendoli, sui relativi contatti del microprocessore.



possibile servirsi dei compressori standard, senza incorrere in danneggiamenti o limitazione della vita utile. Lo stesso vale per il lubrificante, di tipo poliestere per tutti i compressori, sia delle macchine standard, sia per i prototipi a propano.

Alcune migliorie sono generalmente introdotte dai costruttori di compressori, nei modelli realizzati per l'impiego con idrocarburi. La principale riguarda la diminuzione del volume morto, così da contenere la carica contenuta all'interno del cilindro, la quale non apporta alcun effetto frigorifero utile. Questa modifica, tuttavia, non è strettamente necessaria, ma realizzata unicamente al fine di favorire i costruttori di dispositivi per la refrigerazione nella limitazione della carica complessiva di refrigerante.

Nel seguito di descriveranno i compressori impiegati in ogni macchina, confrontando la versione standard con quella a propano.

Come si potrà notare, tutti i modelli di compressore sono per applicazioni MBP (**M**edium **B**ack **P**ressure) oppure HBP (**H**igh **B**ack **P**ressure). Questo è necessario, unicamente sui produttori di ghiaccio a cubetti, per evitare danni al compressore durante la fase di inversione del ciclo di lavoro. Come già osservato, infatti, durante questa fase, la pressione di aspirazione raggiunge valori piuttosto elevati, che potrebbero danneggiare un compressore di tipo LBP (**L**ow **B**ack **P**ressure).

### 2.3.1.1 ACM 87

La Tabella 2.3 riporta le caratteristiche dei due compressori, il Tecumseh AE4450Y, utilizzato sulla macchina ad R134a, ed il NEU6210U, prodotto da Embraco, installato sul prototipo a propano.

Tabella 2.3 - Confronto compressori, ACM 87.

Produttore	Tecumseh	Embraco
Modello	AE4450Y	NEU6210U
Refrigerante	R134a	R290
Applicazione	High Back Pressure	Medium Back Pressure
Cilindrata [cm <sup>3</sup> ]	13.24	8.77
Quantità di lubrificante [ml]	280	350
Potenza frigorifera [W] <sup>13</sup>	526	556

<sup>13</sup> La potenza frigorifera è calcolata con temperatura di condensazione di 45°C, evaporazione di - 15°C, aspirazione di 20°C e sottoraffreddamento nullo all'uscita condensatore.

Come si nota, la cilindrata minore del compressore installato sul prototipo a propano risulterà in una minore portata massica elaborata, possibile grazie alla maggiore variazione di entalpia di evaporazione del propano. Quest'ultima risulta infatti pari a 204.4 kJ/kg per l'R134a ed a 386.6 kJ/kg per l'R290, ad una temperatura di -10 °C. Un punto a sfavore dell'unità a propano è la maggiore quantità di olio lubrificante. Questo comporta una maggiore massa di refrigerante disciolto nell'olio, che aumenta la carica totale, senza tuttavia contribuire alla capacità refrigerante del sistema. Nonostante la nostra richiesta al fornitore al fine di avere un compressore con minore quantità di olio, questa possibilità pare non essere praticabile, a causa della necessità, ai fini delle certificazioni, di avere un quantitativo di olio adeguato a tutti i possibili usi del compressore. La riduzione della quantità di refrigerante disciolto nel lubrificante non sembra, almeno ad ora, essere una soluzione possibile, al fine di ridurre la carica totale contenuta nel dispositivo.

### 2.3.1.2 ACM 177

Per quanto riguarda la macchina di taglia intermedia, le medesime considerazioni fatte per la "sorella minore" risultano valide, in termini di quantità di olio lubrificante contenuta nel compressore.

In questo caso, tuttavia, la cilindrata del compressore a propano è maggiore di quella del compressore di partenza. Di conseguenza, è verosimile aspettarsi un incremento di produzione giornaliera di ghiaccio della macchina a propano rispetto alla macchina ad R404A.

Tabella 2.4 - Confronto compressori, ACM 177.

Produttore	Tecumseh	Embraco
Modello	AE4460Z	NEU6220U
Refrigerante	R404A	R290
Applicazione	High Back Pressure	Medium Back Pressure
Cilindrata [cm <sup>3</sup> ]	10.33	16.8
Quantità di lubrificante [ml]	280	350
Potenza frigorifera [W] <sup>14</sup>	758	1070

<sup>14</sup> La potenza frigorifera è calcolata con temperatura di condensazione di 45°C, evaporazione di -15°C, aspirazione di 32°C e sottoraffreddamento nullo all'uscita condensatore.

### 2.3.1.3 MXG 437

Tabella 2.5 - Confronto compressori, MXG 437.

Produttore	Tecumseh	Embraco
Modello	CAJ4519Z	NT6230U
Refrigerante	R404A	R290
Applicazione	High Back Pressure	Medium Back Pressure
Cilindrata [cm <sup>3</sup> ]	34.5	27.8
Quantità di lubrificante [ml]	475	450
Potenza frigorifera [W] <sup>15</sup>	2128	1560

Relativamente alla macchina di taglia massima, la riduzione della quantità di olio lubrificante risulta particolarmente utile. Infatti, in questo caso il limite normativo costituisce un vincolo sulla massima produzione giornaliera di ghiaccio ottenuta dal dispositivo. Questo avviene poiché la carica ottima del sistema è maggiore del limite stesso. È dunque fondamentale limitare il più possibile la massa di refrigerante non circolante, la quale non contribuisce alla capacità frigorifera.

### 2.3.2 Condensatore

Al fine di ridurre il volume interno dello scambiatore di calore, ovvero il volume occupato dal refrigerante, i condensatori delle macchine di partenza sono sostituiti con scambiatori di calore a tubi ed alette con tubi rigati di minore diametro rispetto a quelli standard. Questo al fine di ridurre il volume lato refrigerante della batteria.

Le differenze tra i condensatori sono dettagliate brevemente, per ognuna delle macchine considerate, nelle tabelle seguenti.

Tabella 2.6 - Confronto condensatori, ACM 87.

	U.M.	Versione R134a	Versione R290
Diametro esterno tubi	mm	10	5
Spessore tubi	mm	0.25	0.21
Passo trasversale tubi	mm	Nd	17.3
Passo longitudinale tubi	mm	Nd	20
Numero tubi	-	20	24
Numero ranghi	-	2	2
Numero circuiti	-	1	1
Pacco alettato (LxAxP)	mm	270x250x43.3	220x240x34.64

<sup>15</sup> La potenza frigorifera è calcolata con temperatura di condensazione di 45°C, evaporazione di - 15°C, aspirazione di 20°C e sottoraffreddamento nullo all'uscita condensatore.

<b>Spessore aletta</b>	mm	Nd	0.1
<b>Passo alette</b>	mm	Nd	2.5
<b>Portata aria</b>	m <sup>3</sup> /h	Nd	115
<b>Volume lato refrigerante</b>	cm <sup>3</sup>	456	100
<b>Differenza di volume</b>	%	0	- 78

Tabella 2.7 - Confronto condensatori, ACM 177.

	<b>U.M.</b>	<b>Versione R404A</b>	<b>Versione R290</b>
<b>Diametro esterno tubi</b>	mm	7.52	5
<b>Spessore tubi</b>	mm	0.25	0.21
<b>Passo trasversale tubi</b>	mm	Nd	17.3
<b>Passo longitudinale tubi</b>	mm	Nd	20
<b>Numero tubi</b>	-	36	38
<b>Numero ranghi</b>	-	4	3
<b>Numero circuiti</b>	-	1	2
<b>Pacco alettato (LxAxP)</b>	mm	Nd	280x260x52
<b>Spessore aletta</b>	mm	Nd	0.1
<b>Passo alette</b>	mm	Nd	2.5
<b>Portata aria</b>	m <sup>3</sup> /h	Nd	120
<b>Volume lato refrigerante</b>	cm <sup>3</sup>	430	195
<b>Differenza di volume</b>	%	0	- 55

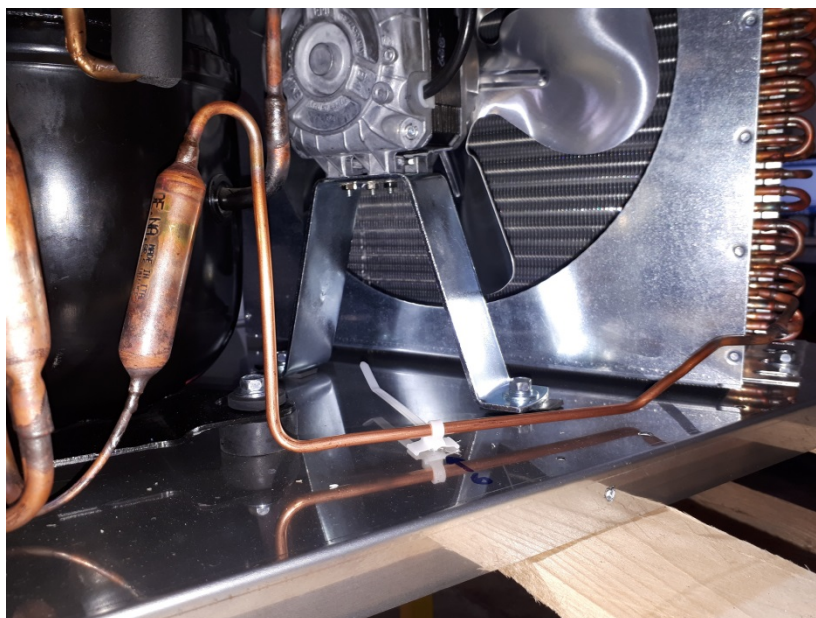
Tabella 2.8 - Confronto condensatori, MXG 437.

	<b>U.M.</b>	<b>Versione R404A</b>	<b>Versione R290</b>
<b>Diametro esterno tubi</b>	mm	9.52	5
<b>Spessore tubi</b>	mm	0.25	0.21
<b>Passo trasversale tubi</b>	mm	Nd	17.32
<b>Passo longitudinale tubi</b>	mm	Nd	20
<b>Numero tubi</b>	-	48	72
<b>Numero ranghi</b>	-	4	5
<b>Numero circuiti</b>	-	1	2
<b>Pacco alettato (LxAxP)</b>	mm	Nd	315x300x87
<b>Spessore aletta</b>	mm	Nd	0.1
<b>Passo alette</b>	mm	Nd	3
<b>Portata aria</b>	m <sup>3</sup> /h	Nd	550
<b>Volume lato refrigerante</b>	cm <sup>3</sup>	1060	471
<b>Differenza di volume</b>	%	0	- 56

Come si può notare, l'impiego di tubi di ridotto diametro consente riduzioni considerevoli del volume occupato dal refrigerante all'interno della batteria condensante. In particolare, la riduzione di volume risulta pari al 78%, 55% e 56%, rispettivamente per ACM 87, ACM 177 e MXG 437.

Si nota anche come, nonostante l'aumento del numero di tubi necessari, il minore diametro degli stessi consenta questi risultati di rilievo.

Una difficoltà nell'utilizzo di questi condensatori, tuttavia, è risultata essere la ridotta resistenza meccanica dei tubi in prossimità dei raccordi di ingresso ed uscita alla batteria alettata, a causa del ridotto spessore della parete dei tubi stessi (0.21 mm). Questo richiede maggiore attenzione e cura durante l'assemblaggio delle macchine, nonché durante le operazioni di saldatura dei collegamenti in rame. Inoltre, sulla macchina di taglia maggiore, questa problematica ha richiesto l'aggiunta di fascette plastiche di ritenuta sul tubo di uscita dalla batteria alettata, che, vista la considerevole lunghezza, andrebbe a causare elevati momenti flettenti sul raccordo del condensatore durante le operazioni di installazione e saldatura del filtro molecolare. La situazione viene rappresentata in Figura 2.7.



**Figura 2.7 - Dettaglio del collegamento in rame posto tra condensatore e filtro.**

### 2.3.3 Filtro molecolare

L'ultimo componente di rilievo sostituito nella versione a propano dei produttori di ghiaccio è il filtro molecolare, posto a valle del condensatore, a monte del tubo capillare. Essendo esso alimentato da liquido proveniente dal condensatore, il refrigerante contenutovi è caratterizzato da elevata densità. Di conseguenza, la riduzione del volume di questo componente riveste considerevole importanza ai fini della diminuzione della carica di refrigerante infiammabile della macchina.

Tabella 2.9 - Filtri molecolari, caratteristiche geometriche.

<b>Dispositivo</b>	<b>Lunghezza [mm]</b>	<b>Diametro int. [mm]</b>	<b>Volume [cm<sup>3</sup>]</b>
<b>ACM 86</b>	115	18	24
<b>ACM 176</b>	132	23	46
<b>MXG 438</b>	104	50	102
<b>Versioni propano</b>	82	14.8	10

Osservando la colonna riportante i volumi in Tabella 2.9, si nota come la riduzione del volume interno dei filtri sia compresa tra 2.4 e 10.2 volte, rispetto al volume del filtro originario. Questo risulta particolarmente vantaggioso per la macchina di taglia massima, la MXG 437, con il volume del filtro ridotto di oltre il 90%.

## 3 Stima della carica di refrigerante

In questo capitolo è descritto il metodo utilizzato per stimare la massa di refrigerante risiedente in ognuno dei componenti del sistema, nonché nelle tubazioni di collegamento tra gli stessi.

A tal fine, è inizialmente calcolato il volume di ogni componente sulla base delle caratteristiche geometriche. Successivamente, si stima la densità del refrigerante, in funzione dei valori di temperatura e pressione misurati durante le prove e dello stato del refrigerante. La stima della densità è effettuata all'ingresso ed all'uscita di ogni componente della macchina. Si considera poi una densità media, al fine del calcolo della massa contenuta in ogni componente, mentre per quelli in cui il refrigerante è bifase si considera la frazione di vuoto, come dettagliato nel seguito.

### 3.1 Determinazione dei volumi impegnati dal refrigerante

I componenti e le tubazioni di collegamento di interesse per la stima della massa di propano contenuta nel dispositivo sono i seguenti:

- Condensatore
- Evaporatore
- Accumulatore
- Filtro molecolare
- Filtro meccanico
- Tubo capillare
- Linea di aspirazione
- Valvola di inversione
- Altri collegamenti in rame

Il volume dei condensatori che sono installati sui tre prototipi sono già stati indicati nel precedente capitolo.

Allo stesso modo, il volume del filtro molecolare è già stato determinato, e risulta pari a 10 cm<sup>3</sup>, per tutti i prototipi.

Nel seguito del paragrafo verranno considerati i componenti rimanenti.

### 3.1.1 Evaporatore

L'evaporatore è costituito da una unica serpentina, realizzata con tubo in rame, che sottrae calore da tutti i bicchierini, posti in serie tra loro lungo lo sviluppo dell'evaporatore. L'ingresso dell'evaporatore, alimentato dal tubo capillare e, durante lo sbrinamento, dal collegamento con la valvola di inversione, è saldato sulla testa dei bicchierini. Giunta all'ultimo cubetto della piastra evaporatore, la serpentina segue di nuovo il medesimo percorso, questa volta a ritroso, ed è quindi saldata sui fianchi di tutti i bicchierini.

Le serpentine degli evaporatori della ACM87, ACM177 e MXG437 sono mostrati in Figura 3.1, Figura 3.2 e Figura 3.3, rispettivamente.

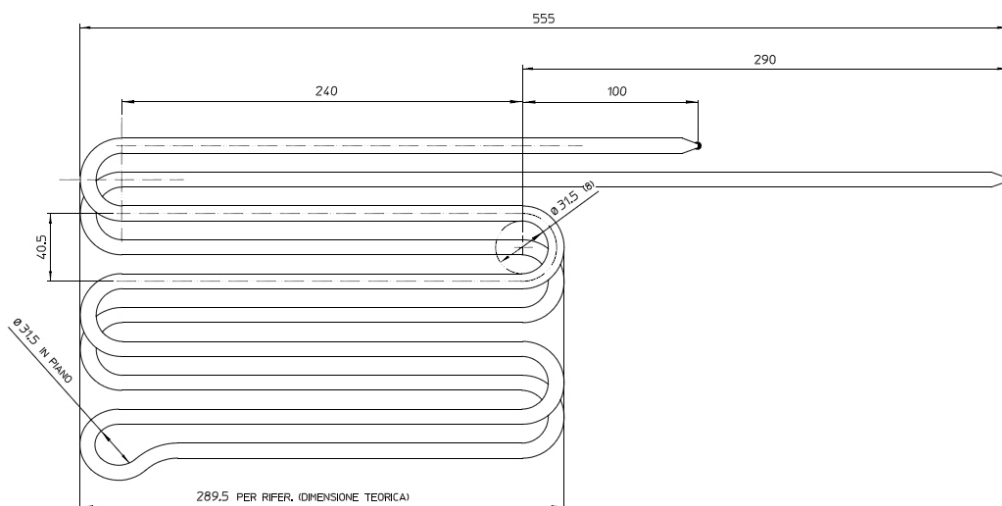


Figura 3.1 - Serpentina evaporatore, ACM87.



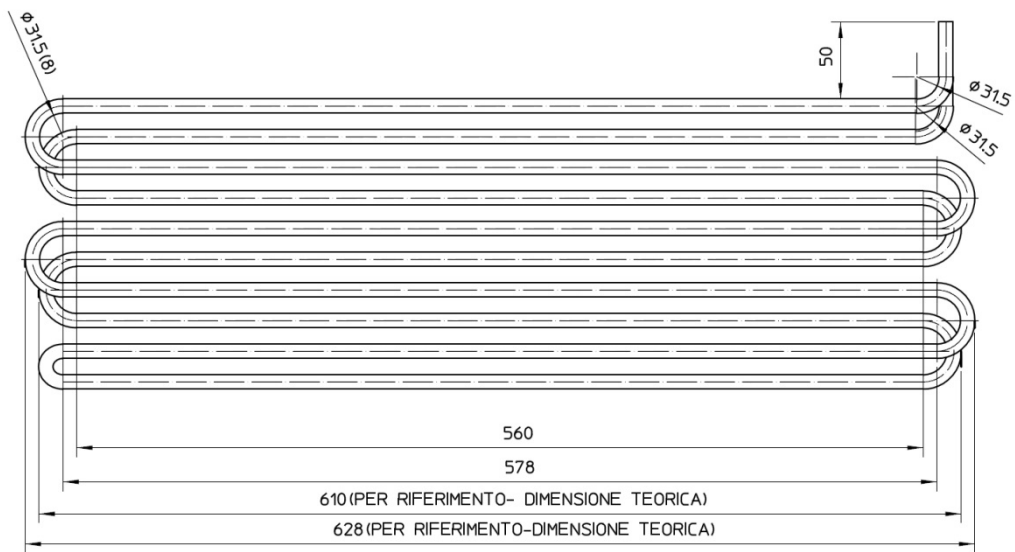


Figura 3.2 - Serpentina evaporatore, ACM177.

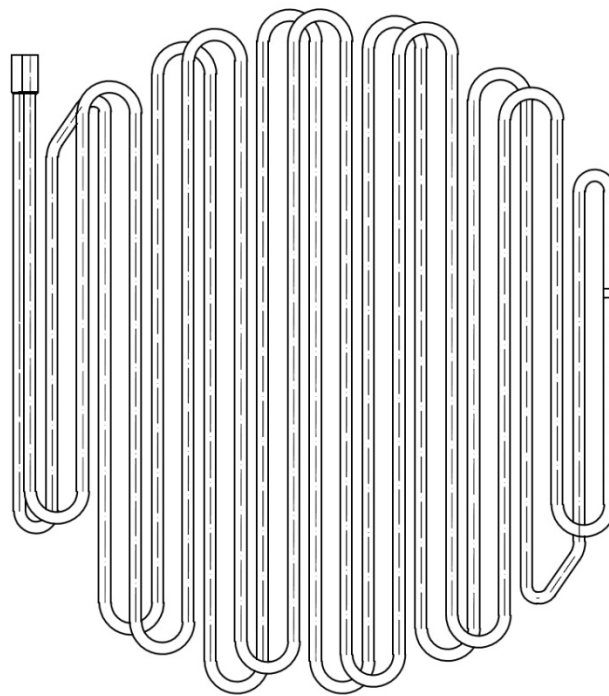


Figura 3.3 - Serpentina evaporatore, MXG437.

In Tabella 3.1 sono riassunti i dati sulla geometria degli evaporatori, incluso il volume di ognuno di essi.

Tabella 3.1 - Serpentine evaporatori: caratteristiche geometriche e volumi calcolati.

	Diametro esterno [mm]	Spessore [mm]	Sviluppo [cm]	Volume [cm <sup>3</sup> ]
<b>ACM87</b>	9	0.75	334.5	148
<b>ACM177</b>	9	0.75	632	279
<b>MXG437</b>	9	0.7	1069	485

### 3.1.2 Accumulatore in aspirazione

L'accumulatore è collocato a valle dell'evaporatore. La sua funzione è di raccogliere eventuale liquido in uscita dall'evaporatore, così da evitarne l'aspirazione da parte del compressore. Nei dispositivi in oggetto il surriscaldamento all'evaporatore risulta sempre positivo, durante la fase di congelamento. Di conseguenza, il volume dell'accumulatore è interamente occupato da vapore surriscaldato. Tuttavia, nella fase di sbrinamento, il surriscaldamento all'uscita evaporatore arriva ad azzerarsi, in determinate condizioni di funzionamento. Di conseguenza, liquido saturo si accumula sul fondo dell'accumulatore, permettendo al compressore di aspirare unicamente vapore saturo, il quale si raccoglie nella parte alta dell'accumulatore, da cui la linea di aspirazione preleva refrigerante.

In Figura 3.4 è rappresentato l'accumulatore per la ACM87; gli accumulatori dei restanti due prototipi sono di analoga tipologia, anche se con differenti dimensioni. Il relativo volume è stato calcolato come somma del volume della porzione cilindrica e del volume della sfera composta dalle due estremità.

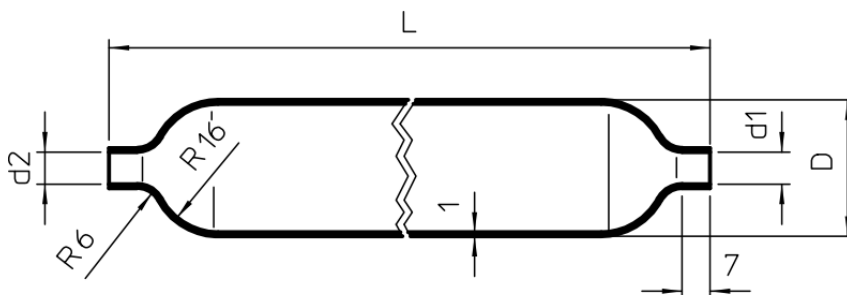


Figura 3.4 - Accumulatore di liquido, ACM87, ACM177.

In Tabella 3.2 sono sintetizzate le informazioni di interesse per i tre accumulatori, ed il relativo volume.

Tabella 3.2 - Accumulatori di liquido: caratteristiche geometriche e volumi calcolati.

	Diametro esterno [mm]	Spessore [mm]	Lunghezza [cm]	Volume [cm <sup>3</sup> ]
<b>ACM87</b>	34	1	250	181.2
<b>ACM177</b>	34	1	250	181.2
<b>MXG437</b>	50	1	250	418

### 3.1.3 Filtro meccanico

Il filtro meccanico a 4 vie è posto a valle della mandata del compressore. Esso è connesso, mediante tubi in rame, ai seguenti componenti:

- Compressore
- Condensatore
- Valvola di inversione
- Raccordo di servizio di alta pressione

Il medesimo codice è utilizzato su tutti i prototipi in questione. Esso è rappresentato in Figura 3.5, mentre i dati geometrici ed il volume sono riassunti in Tabella 3.3.

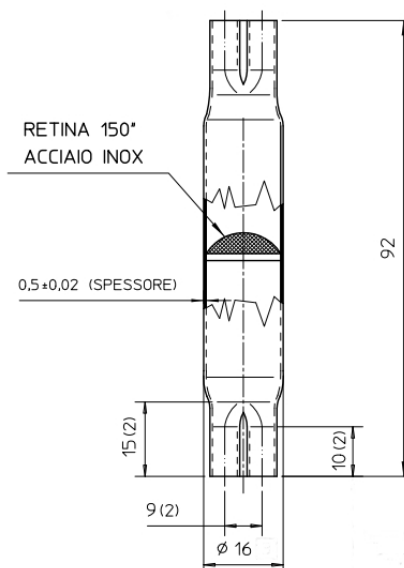


Figura 3.5 - Filtro meccanico a 4 vie, tutti i prototipi.

Tabella 3.3 - Filtro meccanico: caratteristiche geometriche e volume calcolato.

	Diametro esterno [mm]	Spessore [mm]	Lunghezza [cm]	Volume [cm <sup>3</sup> ]
<b>Tutti i prototipi</b>	16	0.5	92	13.3

### 3.1.4 Valvola di inversione

La valvola di inversione è impiegata per deviare il vapore surriscaldato dalla mandata del compressore direttamente all'ingresso dell'evaporatore, escludendo così condensatore e capillare. Questo avviene durante la fase di sbrinamento del ciclo di funzionamento dei fabbricatori di ghiaccio.

La Figura 3.6 mostra un esempio del componente, in questo caso comune ad ACM87 e MXG437. Da notare che, sebbene la valvola sia la medesima per i due prototipi, varia la dimensione dell'orifizio e, di conseguenza, anche la portata massica di vapore surriscaldato deviato verso l'evaporatore è differente.

In questo caso, il volume occupato dal refrigerante è dovuto ai due rami di ingresso ed uscita della valvola.

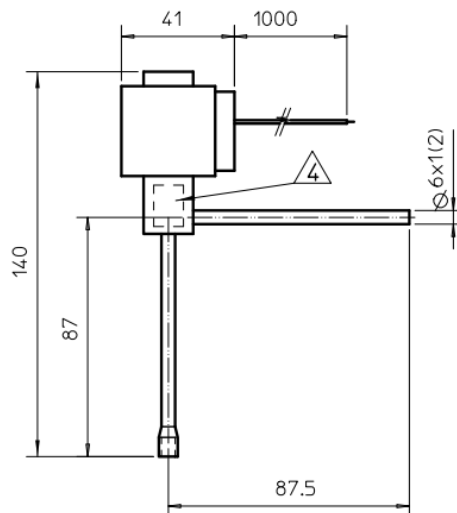


Figura 3.6 - Valvola di inversione, ACM87.

Le dimensioni dei raccordi sono sintetizzate in Tabella 3.4.

Tabella 3.4 - Valvola di inversione: caratteristiche geometriche e volumi calcolati.

	Ingresso		Uscita		Volume totale [cm <sup>3</sup> ]
	Diametro interno [mm]	Lunghezza [mm]	Diametro interno [mm]	Lunghezza [mm]	
<b>ACM87</b>	4	87.5	5	87	2.8
<b>ACM177</b>	5	88	5	87	3.4
<b>MXG437</b>	4	87.5	5	87	2.8

### 3.2 Refrigerante contenuto nell'evaporatore

Per il calcolo della massa di R290 contenuta nell'evaporatore è innanzitutto trascurata la sezione di surriscaldamento dello scambiatore. Il titolo di vapore in ingresso allo scambiatore è assunto pari 0.3 ed è utilizzato il modello omogeneo per il calcolo della frazione di vuoto media, ossia la frazione di vuoto calcolata in corrispondenza del titolo di vapore medio. La frazione di vuoto  $\varepsilon$  è definita come rapporto tra il volume occupato dal vapore ed il volume totale:

$$\varepsilon = \frac{V_{VAP}}{V_{TOT}} \quad (3-1)$$

Il titolo di vapore medio risulta quindi:

$$\bar{x} = \frac{1+x_{IN}}{2} = 0.65 \quad (3-2)$$

In accordo al modello omogeneo, la frazione di vuoto media risulta:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\frac{\bar{x}}{\rho_{VAP.SAT}}}{\frac{\bar{x}}{\rho_{VAP.SAT}} + \frac{1-\bar{x}}{\rho_{LIQ.SAT}}} \quad (3-3)$$

dove:

- $\rho_{VAP.SAT}$ : densità del vapore saturo alla pressione di evaporazione;
- $\rho_{LIQ.SAT}$ : densità del liquido saturo alla pressione di evaporazione.

Infine, la massa di refrigerante contenuta nell'evaporatore risulta:

$$M_{EVAP} = \rho_{LIQ.SAT} (1 - \bar{\epsilon}) V_{TOT} + \rho_{VAP.SAT} \bar{\epsilon} V_{TOT} \quad (3-4)$$

### 3.3 Refrigerante contenuto nel condensatore

Nel caso del condensatore, è trascurata la sezione di sottoraffreddamento del refrigerante. Inoltre, il volume totale è suddiviso tra volume impiegato per de-surriscaldamento e volume impiegato per la condensazione sulla base della potenza scambiata nelle due porzioni di scambiatore, in accordo alle seguenti equazioni:

$$V_{TOT} = V_{DESURR} + V_{COND} \quad (3-5)$$

$$V_{DESURR} = \frac{\dot{Q}_{DESURR}}{\dot{Q}_{TOT}} V_{TOT} \quad (3-6)$$

$$V_{COND} = \frac{\dot{Q}_{COND}}{\dot{Q}_{TOT}} V_{TOT} \quad (3-7)$$

Le equazioni (3-6) e (3-7) introducono una ulteriore approssimazione, poiché i coefficienti di scambio termico sono certamente diversi tra le due sezioni.

Essendo la portata massica di refrigerante costante lungo lo scambiatore, la (3-6) e (3-7) possono essere riscritte in termini di variazioni di entalpia:

$$V_{DESURR} = \frac{h_{COND.IN} - h_{VAP.SAT}}{h_{COND.IN} - h_{LIQ.SAT}} V_{TOT} \quad (3-8)$$

$$V_{COND} = \frac{h_{VAP.SAT} - h_{LIQ.SAT}}{h_{COND.IN} - h_{LIQ.SAT}} V_{TOT} \quad (3-9)$$

dove le entalpie di liquido e vapore saturi sono calcolate alla pressione di condensazione.

La massa contenuta nella sezione di de-surriscaldamento è quindi:

$$M_{DESURR} = \bar{\rho}_{VAP} V_{DESURR} \quad (3-10)$$

dove  $\bar{\rho}_{VAP}$  è la densità media del vapore nella sezione di de-surriscaldamento.

La massa di refrigerante in stato bifase è invece calcolata analogamente a quanto fatto per l'evaporatore:

$$M_{COND} = \rho_{LIQ.SAT} (1 - \bar{\varepsilon}) V_{COND} + \rho_{VAP.SAT} \bar{\varepsilon} V_{COND} \quad (3-11)$$

dove la frazione di vuoto media è calcolata mediante il modello omogeneo, equazione 3-3.

La massa di refrigerante contenuta nel condensatore è poi la somma della massa contenuta nella sezione di de-surriscaldamento e della massa contenuta nella sezione di condensazione:

$$M_{TOT} = M_{DESURR} + M_{COND} \quad (3-12)$$

### 3.4 Refrigerante disciolto nell'olio lubrificante

La stima della massa di refrigerante contenuta nell'olio lubrificante è effettuata a partire dalle caratteristiche di solubilità del propano nell'olio, fornite dal fornitore del lubrificante, per tramite di Embraco. Queste sono descritte tramite una curva di solubilità, in funzione di pressione e temperatura della miscela. Sfruttando queste curve, è possibile ricavare la frazione in massa di propano contenuta nella miscela olio-refrigerante. La curva per l'olio in questione, ISO-22, è riportata in Figura 3.7.

La seguente equazione viene utilizzata per ricavare la composizione della miscela:

$$P = \sum_{i=0}^3 a_i T^i \quad (3-13)$$

dove:

$$a_i = \sum_{j=0}^2 b_j X_{oil, Xoil}^j \quad (3-14)$$

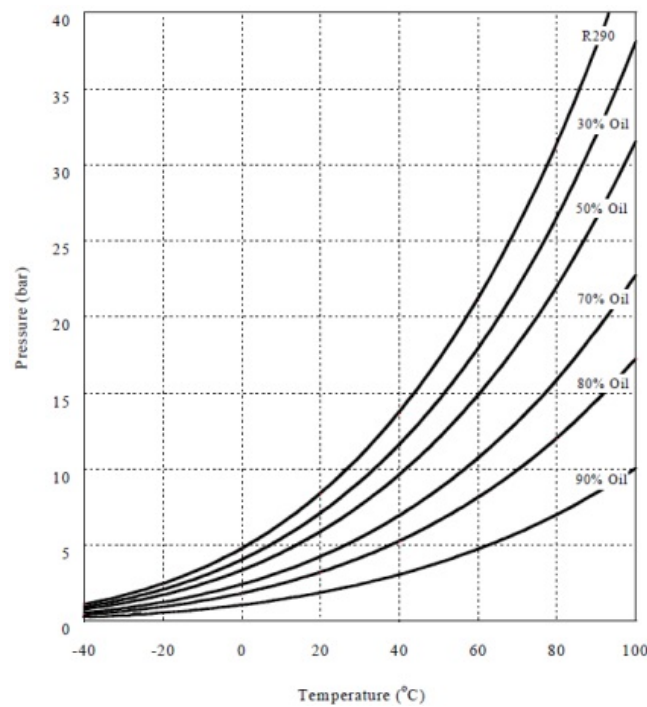


Figura 3.7 - Equilibrio liquido-vapore per la miscela ISO-22 e propano. Ricavata da [28].

I coefficienti  $b_j$  dell'equazione (3-14) sono a loro volta riportati in Tabella 3.5.

Tabella 3.5 - Coefficienti per l'equazione (3-14). Ricavati da [28].

	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$
$b_0$	4.3745	1.2838E-01	1.4550E-03	9.3812E-06
$b_1$	1.0091E-01	2.9489E-03	3.4208E-05	2.1675E-07
$b_2$	-4.1601	-1.2208E-01	-1.3842E-03	-8.9219E-06

Le condizioni di pressione impiegate nelle equazioni (3-13) e (3-14) sono quelle all'aspirazione del compressore, mentre la temperatura è quella della scocca dello stesso<sup>16</sup>. Il volume di olio contenuto nel compressore è noto, sulla base delle caratteristiche tecniche, come riportate anche al capitolo precedente. Considerando una densità dell'olio pari a  $0.817 \text{ g/cm}^3$  [29], è possibile ricavarne la massa contenuta nel compressore, e quindi la massa di refrigerante ivi disciolta, in accordo alla formula (3-15):

$$m_{ref} = m - m_{olio} = m (1 - x_{olio}) \quad (3-15)$$

<sup>16</sup> Misurata in corrispondenza della testa del contenitore ermetico del compressore, indicata con  $T_{comp}$ .



---

dove:

- $m_{\text{ref}}$ : Massa refrigerante disciolta nel lubrificante
- $m$ : Massa totale della miscela
- $m_{\text{olio}}$ : Massa del solo olio lubrificante
- $x_{\text{olio}}$ : Frazione massica di lubrificante in miscela

In aggiunta alla massa di refrigerante disciolta nell'olio lubrificante, ulteriore propano occupa il volume interno del compressore. La massa di quest'ultimo può essere calcolata considerando la cilindrata del compressore, il cui volume è occupato da refrigerante alla pressione di aspirazione ed alla temperatura del contenitore ermetico del compressore; queste condizioni sono analoghe a quelle utilizzate per l'olio lubrificante.

## 3.5 Stima della carica

### 3.5.1 ACM87

In Figura 3.8 è rappresentata la ripartizione dei volumi, calcolati poco sopra, dei diversi componenti della macchina. L'accumulatore è il componente con il volume maggiore, pari al 35 % del totale. Seguono gli scambiatori di calore, evaporatore e condensatore, con il 28 % ed il 19 % del volume, rispettivamente. Le tubazioni di collegamento in rame contribuiscono globalmente al 12 % del volume, mentre i restanti componenti sono responsabili del 7 % del volume. La ripartizione della carica di propano all'interno dei componenti è invece riassunta in Figura 3.9. La carica nei diversi componenti è stata stimata lungo la fase di congelamento del ciclo di lavoro del dispositivo. I valori di pressione e temperatura utilizzati costituiscono una media in un intervallo temporale pari a 10 secondi. La carica totale di R290 contenuta in questo dispositivo risulta pari a 60 grammi. Si nota invece come la carica totale stimata non superi mai i 30 g e diminuisca durante il congelamento, a seguito della riduzione della massa di R290 contenuta nel compressore, a sua volta dovuta alla diminuzione della pressione di aspirazione. Della massa contenuta nel compressore, meno di 0.5 g occupano il volume dello stesso, mentre la stragrande maggioranza è disciolta nell'olio lubrificante.

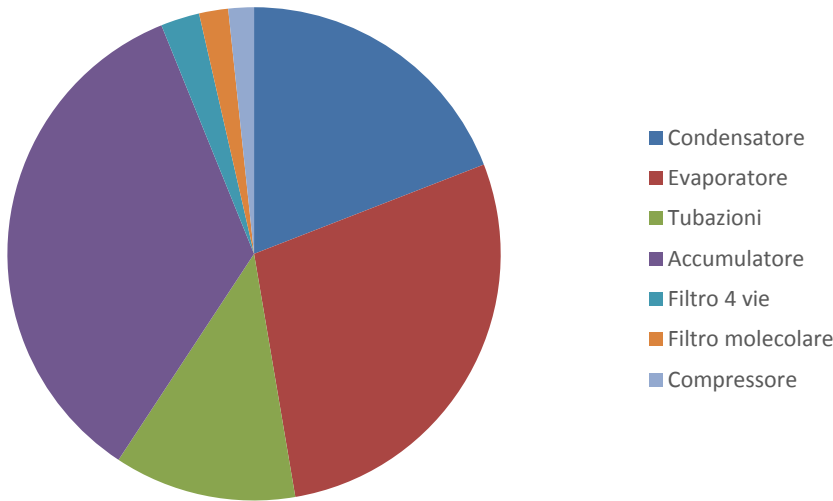


Figura 3.8 - ACM87. Ripartizione del volume interno.

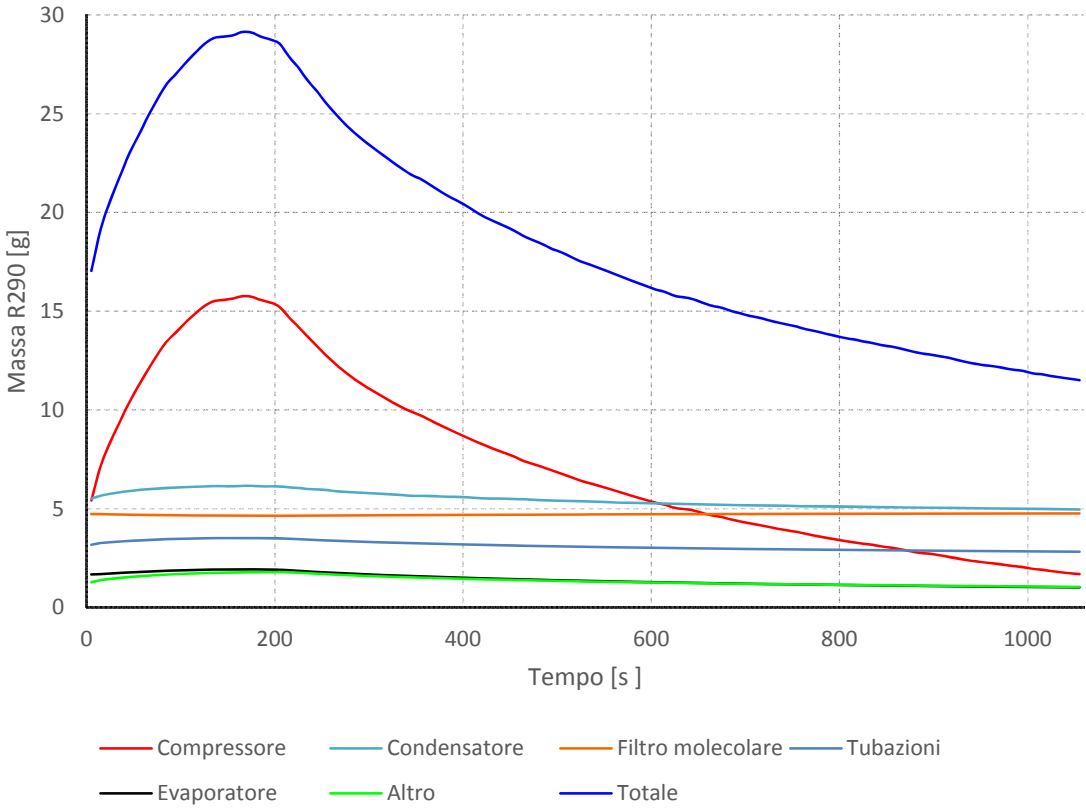


Figura 3.9 - ACM87. Ripartizione della carica di refrigerante.

Dopo il compressore, condensatore e filtro molecolare contengono buona parte della carica rimanente, con circa 5 g ciascuno. Seguono le tubazioni di collegamento, l'evaporatore e gli altri componenti (accumulatore e filtro a 4 vie).

### 3.5.2 ACM177

Passando alla macchina di taglia intermedia, la ACM177, la suddivisione del volume interno è rappresentata graficamente in Figura 3.10.

In questo caso, come conseguenza del maggiore sviluppo in lunghezza della serpentina evaporatore e del minore volume dell'accumulatore di liquido, il componente caratterizzato dal maggior volume interno risulta essere l'evaporatore, con il 36 % del volume. Seguono condensatore, accumulatore, tubazioni e altri componenti, con il 25 %, 23 %, 11 % e 5 % del volume totale, rispettivamente.

In termini di massa di propano, la ripartizione della carica risulta in accordo a quanto osservato per la ACM87. I risultati sulla suddivisione della carica sono riassunti in Figura 3.11.

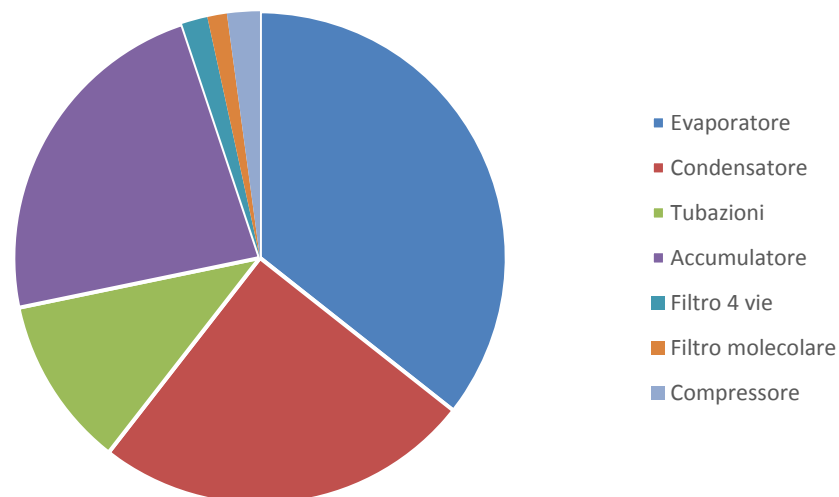


Figura 3.10 - ACM177. Ripartizione del volume interno.

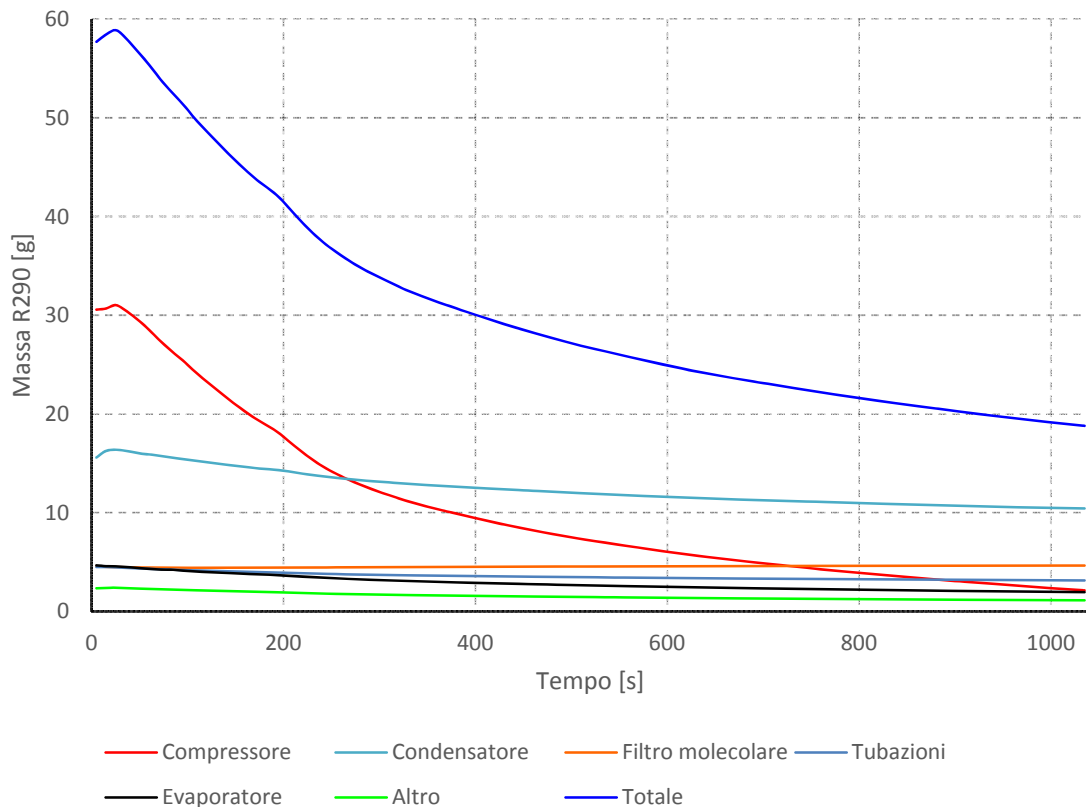


Figura 3.11 - ACM177. Ripartizione della carica di refrigerante.

In questo caso la carica effettiva è pari 100 g di R290, mentre la carica stimata risulta sempre inferiore a 60 g.

### 3.5.3 MXG437

Per quanto riguarda il prototipo di taglia più grande, la suddivisione del volume interno è simile a quella delle macchine della famiglia ACM, come si osserva nella Figura 3.12.

Per quanto riguarda, invece, la ripartizione della carica di R290, il condensatore risulta contenere sempre una massa maggiore rispetto alla massa disciolta nell'olio lubrificante, come si evince dalla Figura 3.13. Per questo prototipo la carica effettiva è pari a 150 g, mentre la carica totale stimata non supera gli 80 g. Anche in questo caso, la frazione di carica contenuta nel volume del compressore è trascurabile, sempre inferiore a 0.5 g.

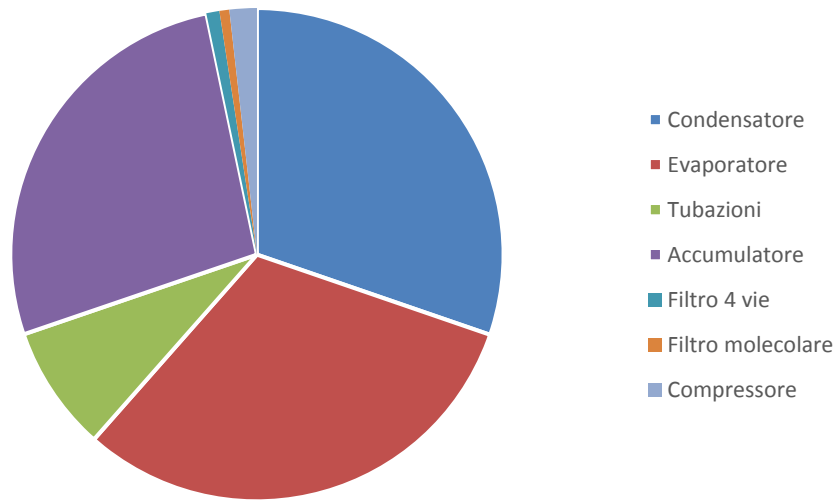


Figura 3.12 - MXG437. Ripartizione del volume interno.

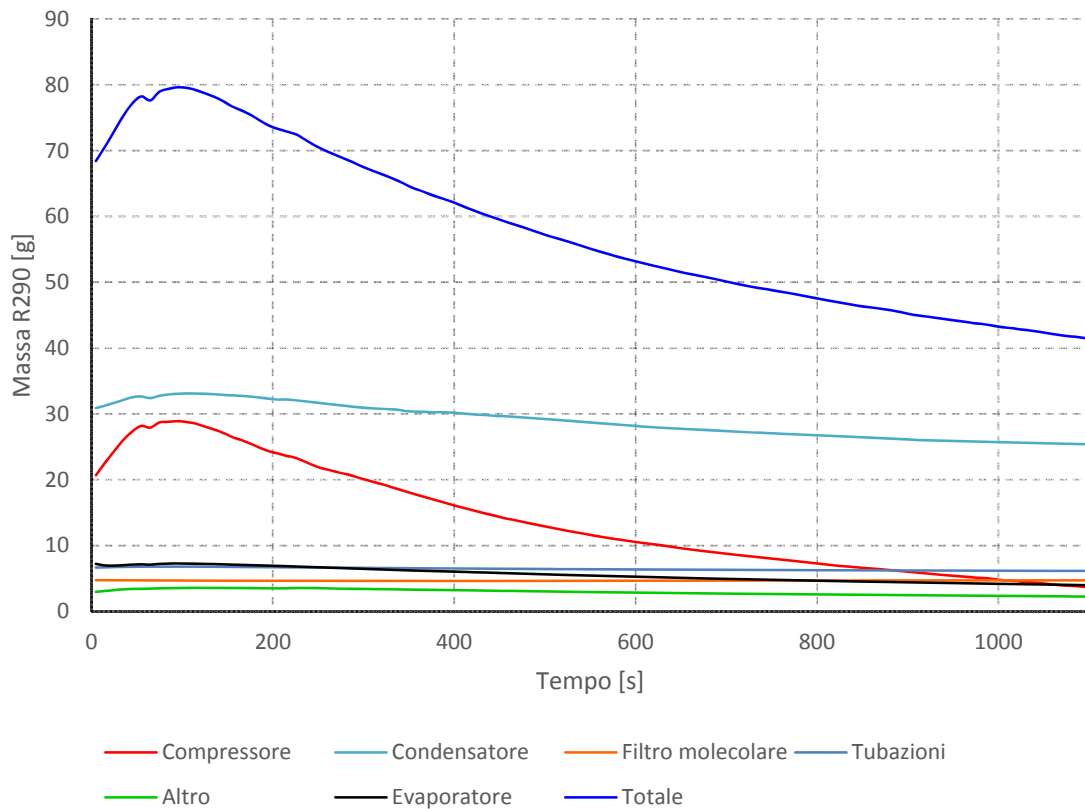


Figura 3.13 - MXG437. Ripartizione della carica di refrigerante.



## 4 Risultati

In questo capitolo sono analizzati i risultati delle prove sperimentali condotte sui tre prototipi di produttori di ghiaccio a R290. I principali parametri di valutazione sono la produzione giornaliera ed il consumo elettrico specifico alla produzione. Queste valutazioni sono effettuate al variare delle condizioni ambiente, specificamente della temperatura di bulbo secco e della temperatura dell'acqua fornita alla macchina in prova, in accordo alla normativa di settore.

### 4.1 Condizioni ambiente di prova

Le condizioni ambiente prese in considerazione sono riportate in Tabella 4.1. Come si vede, la temperatura di bulbo secco all'interno della camera climatica varia tra 10°C e 43°C, mentre la temperatura dell'acqua in ingresso al dispositivo in prova varia tra 10°C e 32°C.

La camera climatica è in grado di mantenere la temperatura entro  $\pm 1^\circ\text{C}$  rispetto al set-point, anche a seguito dell'apertura della porta della camera, necessaria per permettere il prelievo del ghiaccio prodotto durante l'ultimo ciclo di funzionamento completato dalla macchina. L'umidità relativa della camera viene mantenuta entro  $\pm 10\%$  dal set-point. Naturalmente, come per la temperatura di bulbo secco, anche l'umidità relativa varia maggiormente durante l'apertura della porta della camera climatica.

Per quanto riguarda la temperatura dell'acqua in ingresso, essa viene mantenuta entro  $\pm 2^\circ\text{C}$  dal set-point. Queste oscillazioni di temperatura dell'acqua in ingresso si verificano durante le fasi di caricamento del fabbricatore di ghiaccio. La portata di acqua prelevata dal circuito della camera climatica, infatti, è nulla durante la fase di congelamento della macchina. Durante la fase di inversione, invece, la portata prelevata subisce una variazione a gradino, da zero alla portata di caricamento. Quest'ultima dipende dalla pressione in ingresso e dalla sezione di passaggio della valvola di carico acqua della macchina, la quale viene calibrata al fine di ottenere la portata necessaria.

La pressione dell'acqua in ingresso alla macchina viene mantenuta entro  $\pm 0.2$  bar dal set-point, pari a 2 bar, per tutte le prove. Di nuovo, queste variazioni di pressione si verificano all'inizio ed alla fine della fase di carico acqua del fabbricatore.

**Tabella 4.1 - Corrispondenza della temperatura di bulbo secco e dell'acqua in ingresso alla macchina durante le prove.**

<b>Variabile</b>	<b>U.M.</b>	<b>Set-point</b>					<b>Variazione</b>
<b>Temperatura di bulbo secco</b>	°C	10	21	32	38	43	$\pm 1$
<b>Umidità Relativa</b>	%	80	65	55	50	35	$\pm 10$
<b>Temperatura acqua in ingresso</b>	°C	10	15	21	32	32	$\pm 2$
<b>Pressione acqua in ingresso</b>	bar	2					$\pm 0.2$

## 4.2 Confronto dei profili di temperatura e pressione

Nel presente paragrafo sono analizzati i profili di temperatura e pressione misurati durante il ciclo di funzionamento della macchina. Essi sono direttamente confrontati con i dati sulle macchine di riferimento, operanti con i tradizionali refrigeranti HFC. Per brevità, le figure riportate si riferiscono alle condizioni di prova con temperatura di bulbo secco di 21 °C e temperatura dell'acqua in ingresso di 15 °C, essendo questa la combinazione di condizioni ambiente più frequentemente incontrata nel normale impiego di questi dispositivi.

Anche in questo caso, il confronto è effettuato valutando macchina per macchina.

In particolare, sono confrontate le temperature di ingresso ed uscita evaporatore, di ingresso ed uscita condensatore, le pressioni di funzionamento e le temperature equivalenti alle pressioni di condensazione ed evaporazione.

### 4.2.1 ACM87

La Figura 4.1 mostra i profili di temperatura di ingresso ed uscita evaporatore. Durante la fase di congelamento, i profili di temperatura delle macchine a R290 ed a R134a risultano molto simili. Il tempo impiegato dal refrigerante in uscita dall'evaporatore per raggiungere un surriscaldamento nullo è, in entrambi i casi, pari a circa 200 secondi. Durante la restante



porzione della fase di congelamento, la temperatura di uscita evaporatore è inferiore rispetto alla temperatura di ingresso, a causa delle perdite di carico della serpentina.

Una differenza rilevante riguarda la differente lunghezza della fase di congelamento, notevolmente inferiore per quanto riguarda la macchina operante con propano.

In Tabella 4.2 sono riportati i tempi di congelamento alle diverse condizioni ambiente. Notare che l'aumento dei suddetti tempi con la temperatura per la macchina a propano è dovuto ad una differente regolazione del termostato evaporatore. Questo causa, nella versione a R134a, una riduzione della massa dei cubetti al di sotto della specifica. Al contrario, nella versione a R290, il termostato è stato regolato in modo da ottenere sempre la massa richiesta.

Tabella 4.2 - Durata della fase di congelamento, espressa in secondi.

Condizioni ambiente	10/10	21/15	32/21	38/32	43/32
<b>R134a</b>	807	1064	1273	1325	1163
<b>R290</b>	700	920	1225	1375	1530
<b>Differenza %</b>	-13 %	-14 %	-4 %	4 %	32 %

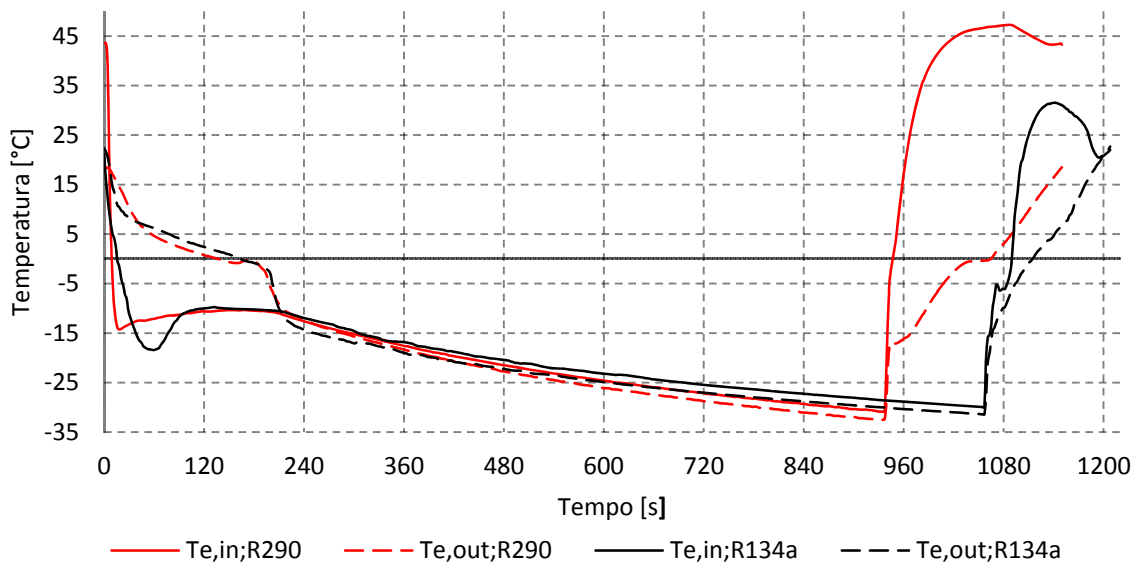


Figura 4.1 - ACM87. Andamento della temperatura in ingresso ed uscita evaporatore. Le linee continue si riferiscono all'ingresso, le tratteggiate all'uscita. Notare la differente lunghezza della fase di congelamento del ciclo di lavoro.

La riduzione dei tempi è dovuta alla maggiore pendenza della curva di temperatura di ingresso ed uscita evaporatore nel prototipo a R290. Questo è conseguenza della combinazione di portata massica di refrigerante circolante e differenza di entalpia di evaporazione del propano, come già discusso nel primo capitolo.

Passando a valutare la fase di sbrinamento, si nota come, per la versione a R290, l'ingresso evaporatore risulta a temperatura maggiore, mentre l'uscita raggiunge una temperatura comparabile a quella raggiunta dalla macchina a R134a. Questa differenza è dovuta alla maggiore capacità refrigerante volumetrica del propano rispetto all'R134a.

Da sottolineare come una maggiore temperatura media sull'evaporatore durante la fase di sbrinamento favorisce il distacco dei cubetti dai bicchierini e permette potenzialmente cicli di defrost più brevi, favorendo così la produzione giornaliera.

Per quanto riguarda i profili di temperatura in ingresso ed uscita condensatore, essi sono mostrati in Figura 4.2. La temperatura di uscita mostra un andamento simile per i due refrigeranti. L'ingresso, al contrario, diminuisce notevolmente per l'R134a all'inizio della fase di sbrinamento, mentre mostra una minore riduzione con l'R290. Questo risulta in accordo a quanto visto per la temperatura di ingresso evaporatore durante il defrost, la quale risulta più elevata per il propano.

Valutando invece l'andamento delle pressioni durante il ciclo, rappresentato in Figura 4.3, si osserva come la pressione di evaporazione del R134a raggiunge il valore di pressione relativa nulla durante la fase di congelamento. Il fatto di avere pressione assoluta pari o inferiore a quella ambiente può causare l'infiltrazione di aria ed umidità nel circuito frigorifero. Al contrario, la maggiore di lavoro del propano permette di mantenere pressioni relative di lavoro sempre positive.

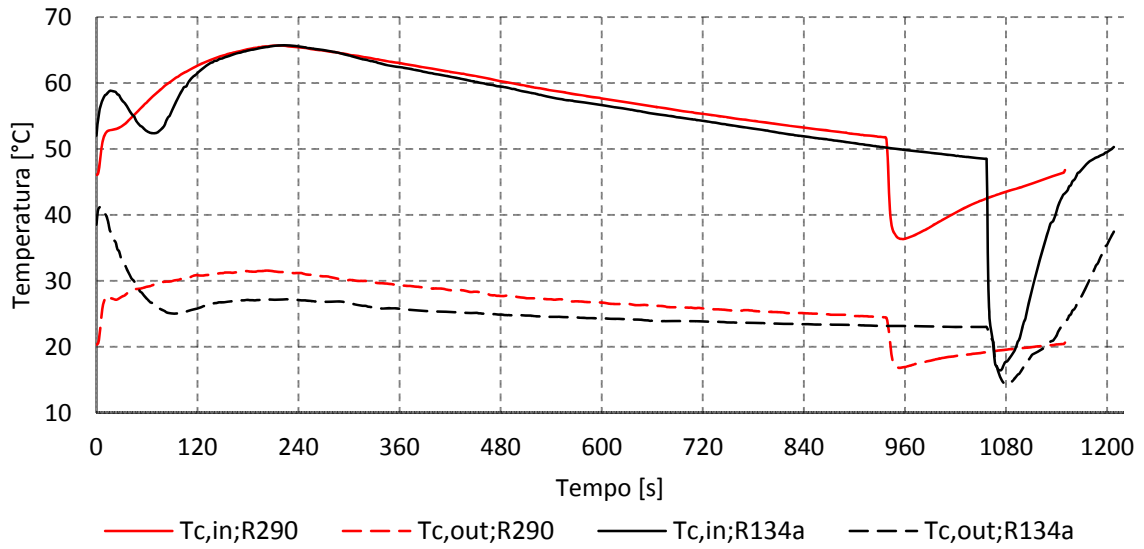


Figura 4.2 - ACM87. Andamento della temperatura in ingresso ed uscita condensatore.

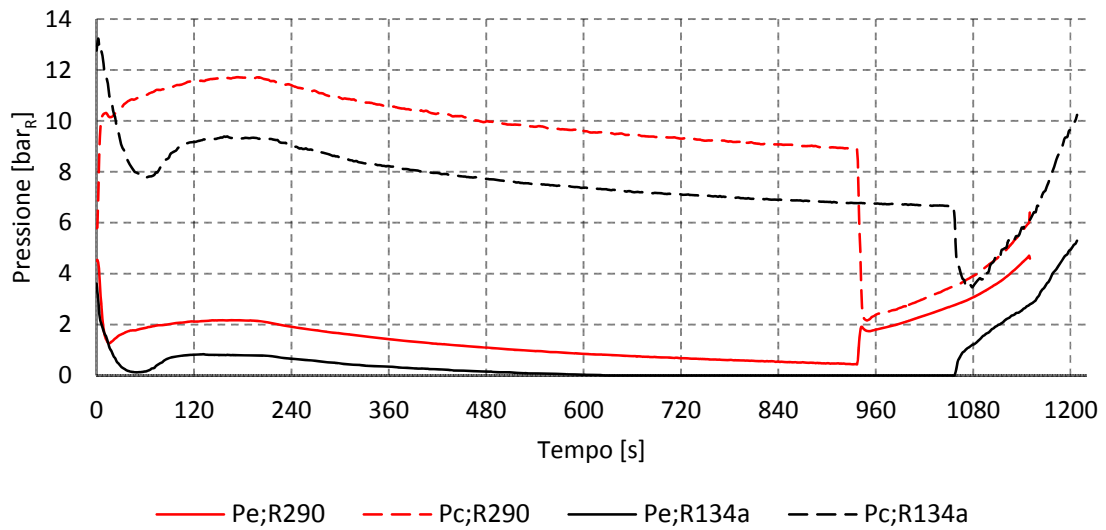
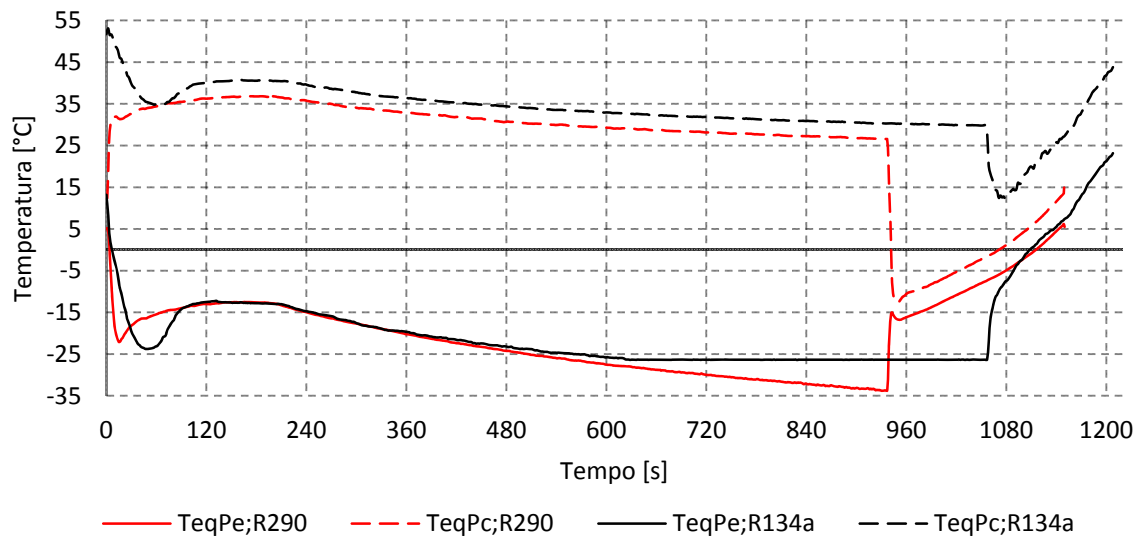


Figura 4.3 - ACM87. Andamento delle pressioni di evaporazione e di condensazione.



**Figura 4.4 - ACM87. Andamento delle temperature equivalenti di evaporazione e di condensazione.**

In ultimo sono considerate le temperature equivalenti alle pressioni di evaporazione e di condensazione, ossia le pressioni di saturazione del refrigerante a tali pressioni. La temperatura equivalente di evaporazione è sempre valutata in condizioni di vapore saturo. La temperatura equivalente di condensazione è invece valutata in condizioni di liquido saturo. Questo assume importanza nel caso del R404A.

Considerando la Figura 4.4, si nota che la temperatura equivalente di evaporazione segue un andamento molto simile per i due refrigeranti, fino al punto della fase di congelamento in cui la pressione di evaporazione dell'R134a diventa nulla.

Anche la temperatura equivalente di condensazione segue un andamento molto simile per i due refrigeranti, con la curva per l'R290 che si mantiene sempre a valori inferiori rispetto alla curva per l'R134a.

#### 4.2.2 ACM177

Passando ad analizzare i profili di temperatura della macchina di taglia intermedia, si osserva, in Figura 4.5, come anche in questo caso la fase di congelamento risulti di minore durata per il prototipo a R290. Inoltre, anche la temperatura minima raggiunta dall'evaporatore è inferiore. Questo dovrebbe garantire, come sarà confermato nel seguito,

una produzione giornaliera notevolmente superiore per la macchina a propano rispetto alla versione a R404A.

Si può inoltre osservare come il ventilatore sul condensatore alettato della macchina a R404A lavori in modalità on-off per oltre un terzo della fase di congelamento del dispositivo. Viceversa, la versione a R290 mostra un solo ciclo on-off sul ventilatore alla fine del ciclo di lavoro. Questo è dovuto alla posizione del termistore posto tra le alette della batteria alettata, ed alle temperature di ingresso ed uscita del refrigerante dal condensatore.

Infatti, passando a considerare la Figura 4.6, si nota come la temperatura di ingresso dell'R290 al condensatore risulta più elevata rispetto alla versione a R404A della macchina. Di conseguenza, il ventilatore sul condensatore rimane in funzionamento continuativo per la quasi totalità della fase di congelamento.

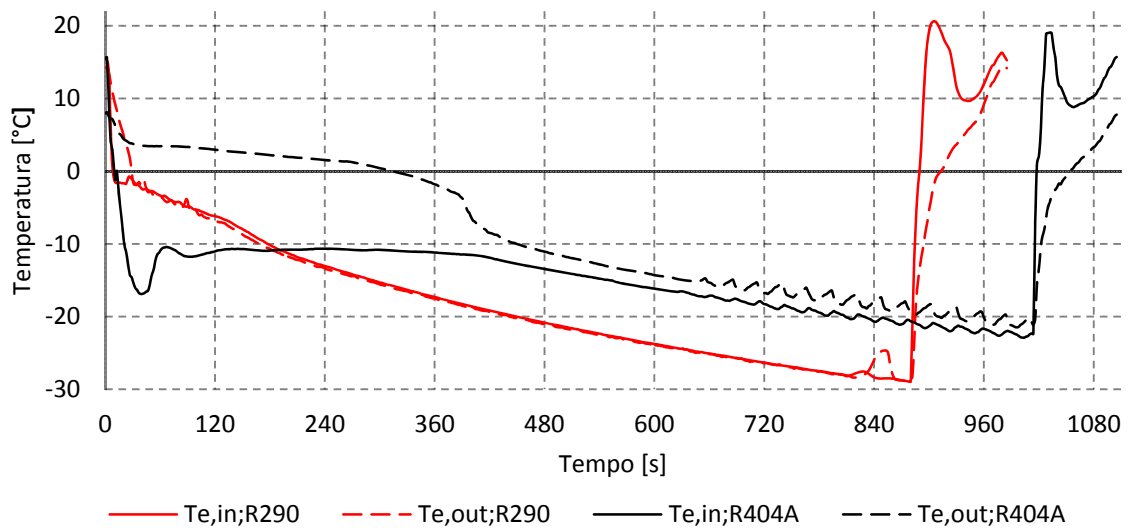


Figura 4.5 - ACM177. Andamento della temperatura in ingresso ed uscita evaporatore.

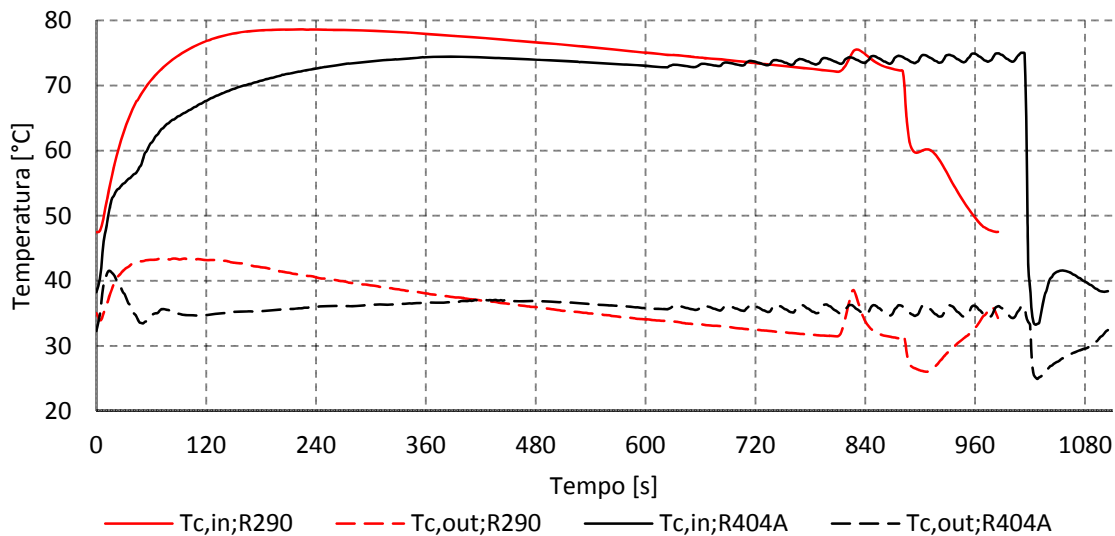


Figura 4.6 - ACM177. Andamento della temperatura in ingresso ed uscita condensatore.

Si osserva anche come le temperature di uscita condensatore seguano andamenti molto simili, mentre l'ingresso mostri una minore riduzione, all'apertura della valvola di inversione, nel caso della macchina a propano, rispetto alla versione con refrigerante HFC.

Relativamente alle pressioni di evaporazione e di condensazione, Figura 4.7, si osserva come esse siano inferiori per l'R290, in accordo alle curve di saturazione descritte al primo capitolo. La pressione di evaporazione resta in ogni caso sempre positiva, ossia maggiore rispetto alla pressione ambiente; questo permette di evitare rischi di infiltrazioni di aria ed umidità all'interno dell'impianto frigorifero del dispositivo. Inoltre, la minore pressione riduce lo stress meccanico a cui i componenti sono sottoposti e riduce la pressione a cui le prove di scoppio devono essere eseguite sui componenti stessi<sup>17</sup>.

Le temperature equivalenti alle pressioni di evaporazione e di condensazione del prototipo a propano, mostrate in Figura 4.8, seguono abbastanza fedelmente le curve relative al refrigerante R404A. Differenza più evidente è la maggior pendenza della curva della temperatura equivalente di evaporazione. Questo è in accordo alle temperature di ingresso

<sup>17</sup> La pressione di prova più stringente è quella relativa ai componenti di alta pressione, i quali devono resistere ad una pressione pari a 3.5 volte la pressione di saturazione del refrigerante a 70°C, per almeno un minuto.

ed uscita evaporatore, considerate poco sopra, e non pregiudica la qualità del ghiaccio prodotto né il distacco dei cubetti dai bicchierini durante la successiva fase di sbrinamento.

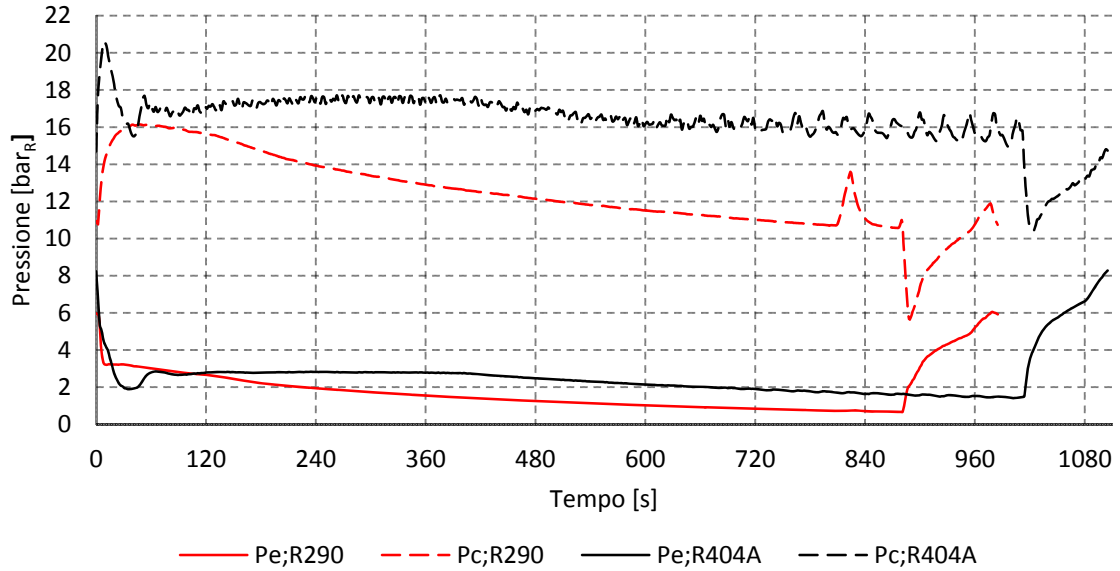


Figura 4.7 - ACM177. Andamento delle pressioni di evaporazione e di condensazione.

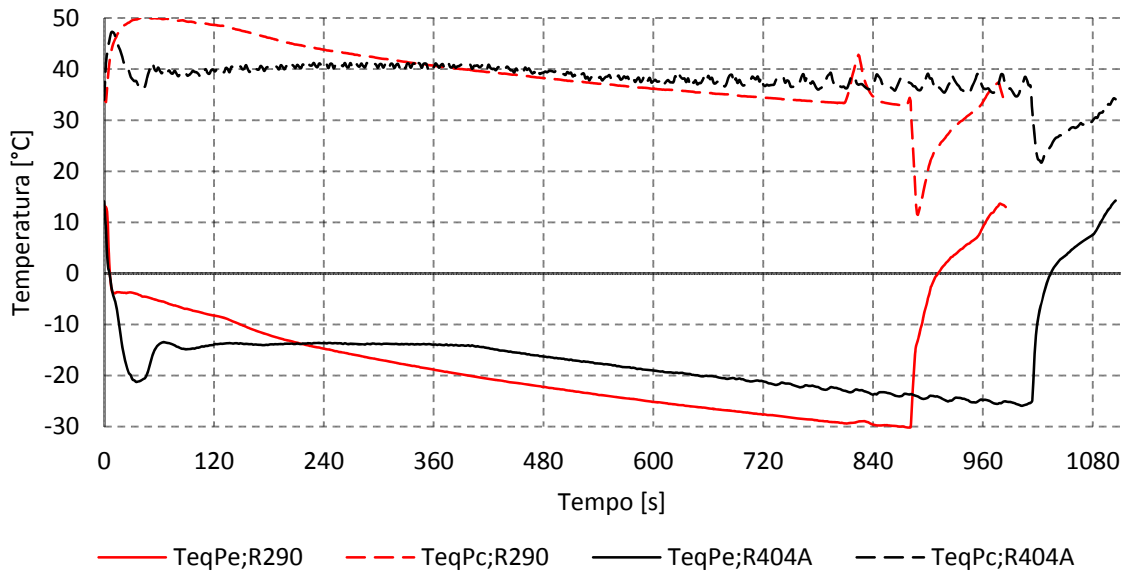
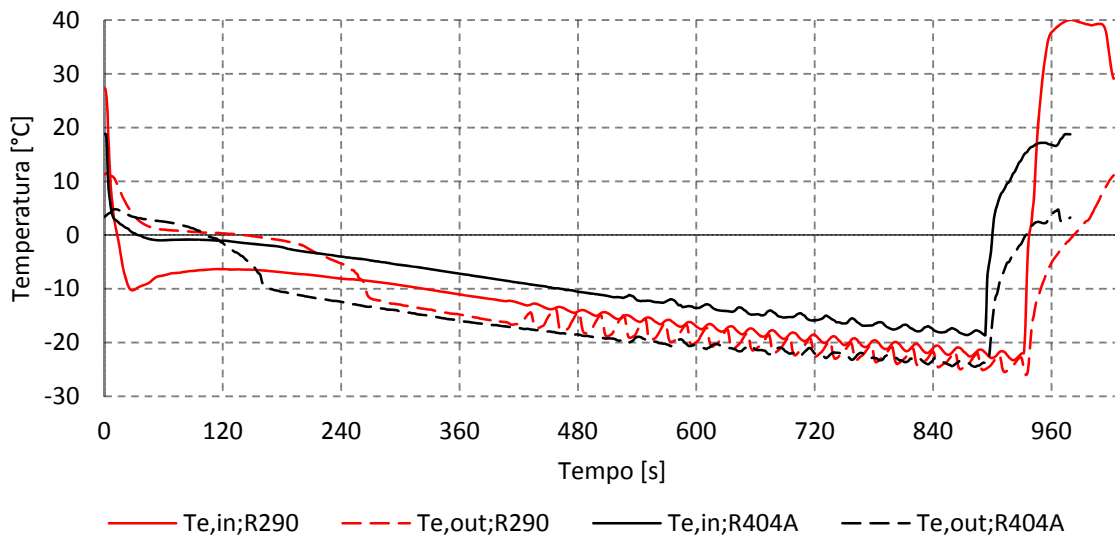


Figura 4.8 - ACM177. Andamento delle temperature equivalenti di evaporazione e di condensazione.

### 4.2.3 MXG437

Si passa ora a confrontare gli andamenti dei parametri misurati sul prototipo di taglia maggiore. Anche in questo caso, la macchina standard opera con refrigerante R404A.



**Figura 4.9 - MXG437. Andamento della temperatura in ingresso ed uscita evaporatore.**

Osservando le temperature di ingresso ed uscita evaporatore, Figura 4.9, si nota come i profili siano molto simili in termini di pendenza. Per entrambi i refrigeranti l'uscita evaporatore risulta ad una temperatura inferiore rispetto all'ingresso. Questo è conseguenza delle perdite di carico sulla serpentina evaporatore, la quale ha uno sviluppo lineare decisamente notevole, di oltre 10 metri come già considerato al precedente capitolo. La macchina a R290 mostra una fase di congelamento di minore durata rispetto alla controparte a R404A, anche se la differenza è contenuta.

La temperatura di ingresso evaporatore durante la fase di sbrinamento risulta più elevata per la macchina a R290, a causa della ridotta carica di refrigerante, verosimilmente inferiore alla carica ottima, al fine di rispettare la normativa sull'utilizzo dei refrigeranti infiammabili.

L'unica osservazione di rilievo in relazione alle temperature di ingresso ed uscita condensatore, mostrate in Figura 4.10, riguarda la differenza nelle temperature di uscita condensatore nella prima metà del congelamento. Questa risulta inferiore nel caso del



R290, in parte a causa della minore temperatura equivalente di condensazione, in parte per il maggiore sottoraffreddamento all'uscita dalla batteria alettata di condensazione. Questo è dovuto al condensatore del prototipo a R290, più sovradimensionato rispetto al condensatore della macchina di partenza.

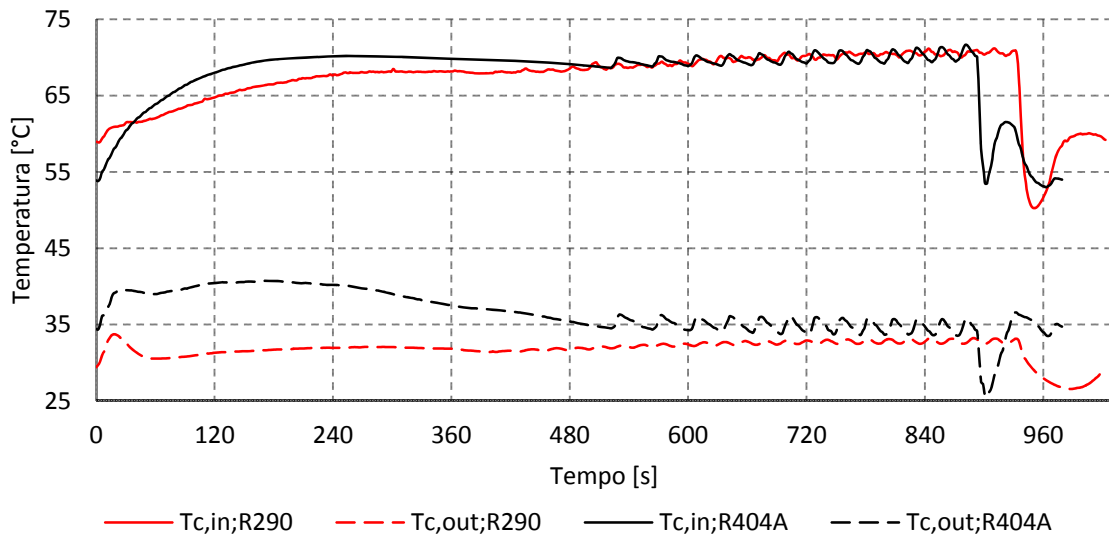


Figura 4.10 - MXG437. Andamento delle pressioni di evaporazione e di condensazione.

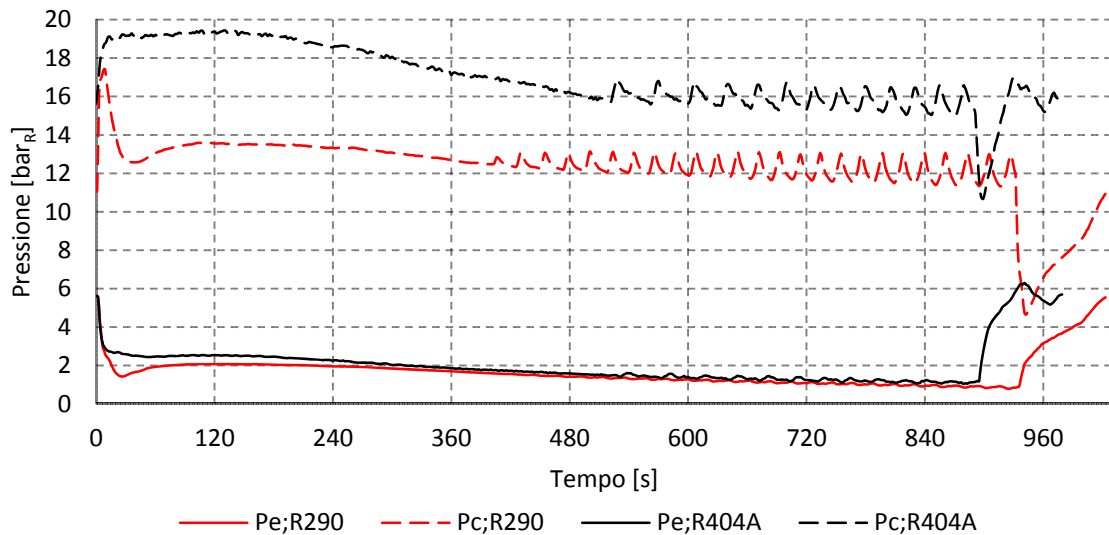


Figura 4.11 - MXG437. Andamento delle pressioni di evaporazione e di condensazione.

Per quanto riguarda le pressioni di condensazione ed evaporazione, Figura 4.11, queste ultime sono analoghe per entrambi i refrigeranti. Al contrario, la pressione di condensazione risulta inferiore nel caso del propano, analogamente a quanto accade per la macchina ACM177.

La Figura 4.12 conferma ciò che si è osservato per le pressioni. Le temperature equivalenti di condensazione sono analoghe per le due macchine, mentre la temperatura equivalente di evaporazione risulta più bassa per la macchina a R404A. Questo risulta in accordo con l'andamento della pressione di evaporazione osservato in Figura 4.11.

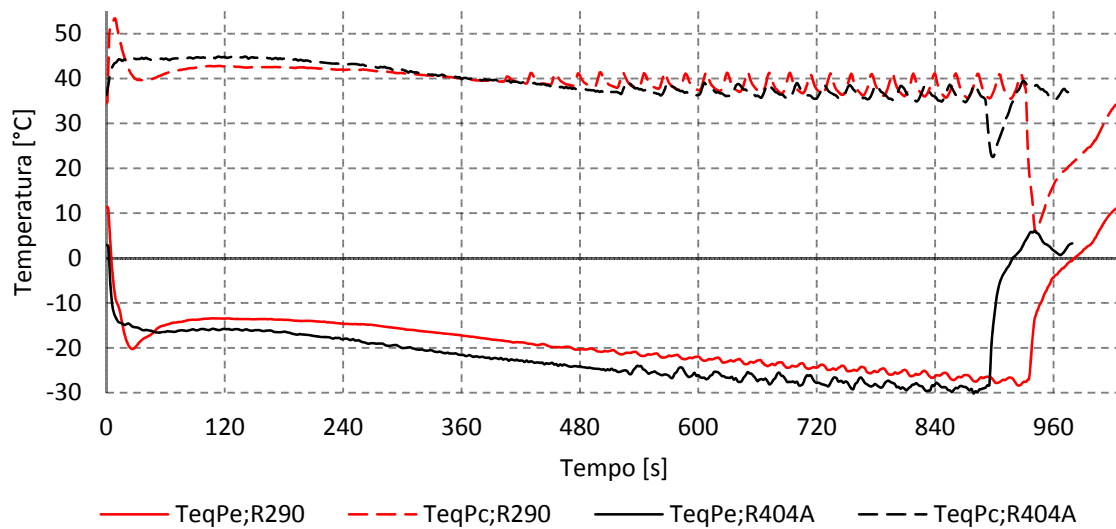


Figura 4.12 - MXG437. Andamento delle temperature equivalenti di evaporazione e di condensazione.

### 4.3 Confronto delle prestazioni

Le caratteristiche prestazionali dei prototipi sono analizzate in termini di produzioni giornaliera di ghiaccio e di consumi elettrici specifici dei dispositivi. Questi ultimi si configurano come il consumo elettrico necessario alla produzione di 100kg di ghiaccio a cubetti. Esso viene calcolato come rapporto tra il consumo elettrico medio giornaliero e la produzione di ghiaccio giornaliera, moltiplicato per cento:

$$\text{Consumo elettrico specifico} \left[ \frac{kWh}{100kg} \right] = \frac{\text{Consumo elettrico giornaliero} \left[ \frac{kWh}{24 h} \right]}{\text{Produzione giornaliera} \left[ \frac{kg}{24 h} \right]} * 100 \quad (4-1)$$

Questo parametro considera l'efficienza energetica della macchina nella sua totalità.

In questo paragrafo sono considerate, oltre ai tre prototipi già analizzati nei precedenti capitoli, due ulteriori macchine realizzate per gas propano. La prima, ACM47, è la più piccola della famiglia AC, e proviene da un fabbricatore di ghiaccio operante a R134a. Anch'essa, come la ACM87, è basata su funzionamento elettromeccanico.

La seconda invece, MXG327, è di una taglia inferiore rispetto alla MXG437. Anche questa proviene da un dispositivo operante a R404A ed è a funzionamento elettronico.

#### 4.3.1 Produzione giornaliera

Ogni prototipo è ora considerato nei termini di produzione di ghiaccio giornaliera, dalla macchina di taglia più piccola alla più grande. I primi due prototipi sono derivati da macchine a R134a. Gli ultimi tre, invece, sono versioni a propano di macchine funzionanti con R404A.

In Figura 4.13 è mostrata la produzione giornaliera della macchina più piccola, ACM47, in funzione delle condizioni ambiente. L'asse orizzontale mostra la temperatura di bulbo secco della camera climatica. Tuttavia, la variazione della temperatura di bulbo secco è accompagnata da una variazione della temperatura dell'acqua in ingresso al fabbricatore di ghiaccio. Quest'ultima varia da 10 °C a 32 °C.

L'asse orizzontale rappresenta quindi le condizioni ambiente globali in cui si potrebbe trovare ad operare la macchina in prova. Nel caso della macchina più piccola, la produzione giornaliera è essenzialmente allineata per i due refrigeranti, con un leggero

vantaggio per il propano fino ai 32 °C ambiente. Per temperature superiori, la produzione del prototipo a R290 scende al di sotto della produzione della macchina a R134a. Questo è dovuto alla necessità di utilizzare un tempo di defrost fisso per le macchine a R290 con funzionamento elettromeccanico. Infatti, non è stato possibile individuare un termostato certificato ATEX con le caratteristiche adeguate a gestire sia la fase di congelamento, sia quella di sbrinamento. Conseguentemente, si è reso necessario realizzare una versione ATEX di una scheda elettronica già utilizzata per altre macchine dell'azienda. Essa, tuttavia, permette unicamente un tempo di defrost costante con la temperatura. Questo causa un tempo di sbrinamento eccessivamente lungo ad alte temperature, che pregiudica l'ottenimento di capacità di produzione elevate.

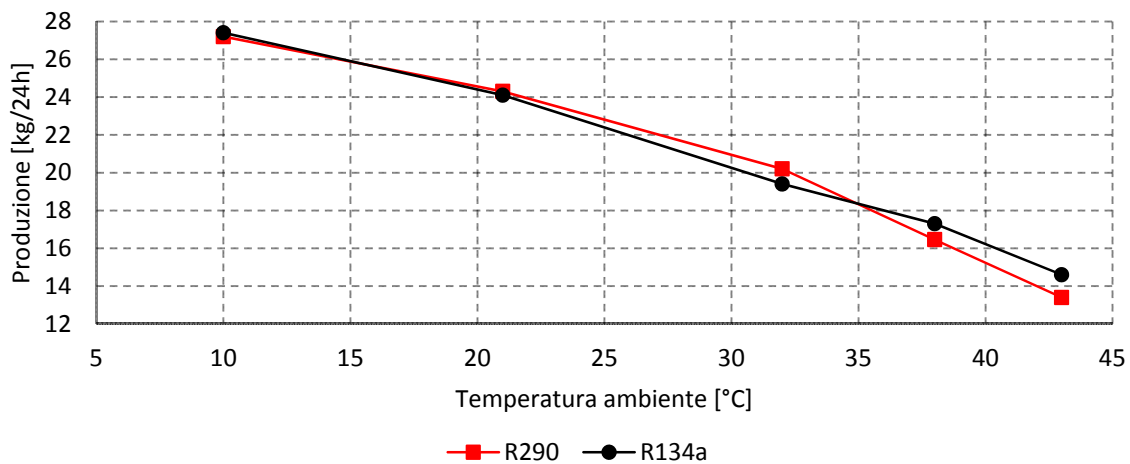


Figura 4.13 - ACM47. Produzione di ghiaccio giornaliera.

In ogni caso, la produzione giornaliera risulta pari a superiore a quella della macchina di partenza fino a circa 35 °C di temperatura di bulbo secco. Questa fascia di condizioni ambiente costituisce quella di più frequente utilizzo di questi dispositivi.

Simili considerazioni sono valide per la macchina di taglia immediatamente superiore, la ACM87, la cui produzione giornaliera è rappresentata in Figura 4.14. In questo caso, la curva (a) rappresenta il primo prototipo operante a propano. Questo utilizza un termostato evaporatore standard, con cui sono state eseguite le prime prove prestazionali. In questo caso la carica di refrigerante risulta pari a 70 grammi. La curva (b), invece, è relativa alla medesima macchina, ma con termostato evaporatore e scheda elettronica, per gestire la

fase di sbrinamento. Inoltre, il condensatore è stato sostituito con una batteria alettata di simile potenza termica, ma con maggiore volume interno. La carica in questo caso risulta pari a 100 grammi.

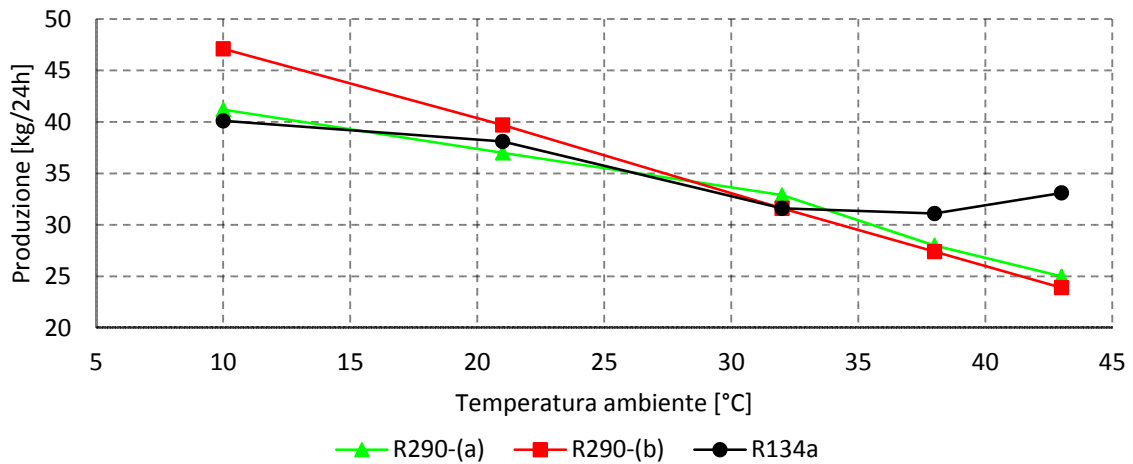


Figura 4.14 - ACM87. Produzione di ghiaccio giornaliera.

In questo caso, la produzione giornaliera del prototipo a propano in versione definitiva, indicata dalla curva (b), risulta pari a superiore alla produzione della macchina a R134a fino a circa 32 °C di temperatura di bulbo secco. Per temperature superiori, l'utilizzo di una inversione fissa causa una perdita di resa.

Passando ora al confronto con R404A, si osservino Figura 4.15 e Figura 4.16. Queste sono entrambe macchine a funzionamento elettronico ed in origine funzionanti con R404A. In entrambi i casi, i prototipi a propano consentono una produzione giornaliera maggiore rispetto alle macchine di partenza. Questa considerazione risulta valida a tutte le condizioni ambiente di possibile funzionamento di questi produttori di ghiaccio.

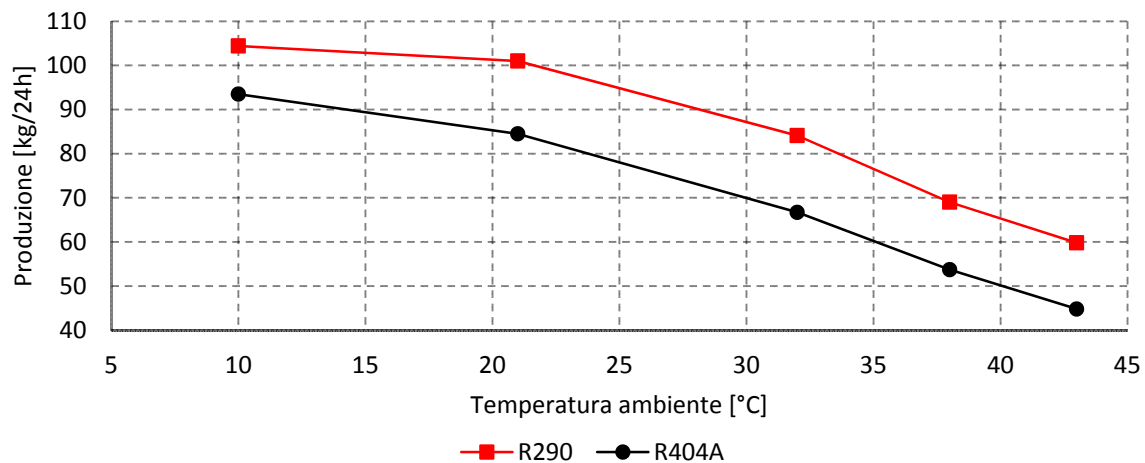


Figura 4.15 - ACM177. Produzione di ghiaccio giornaliera.

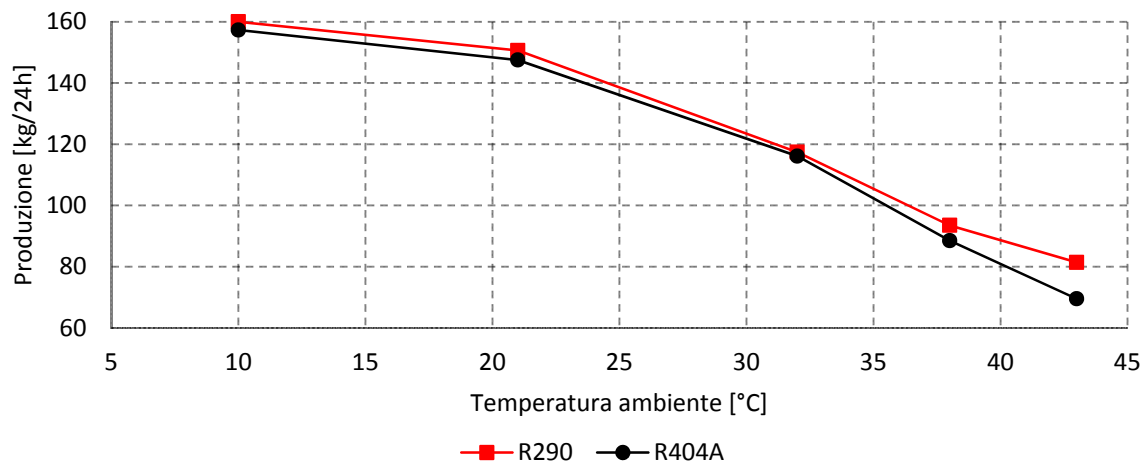


Figura 4.16 - MXG327. Produzione di ghiaccio giornaliera.

La produzione giornaliera dell'ultima macchina considerata in questa analisi, nonché il prototipo di taglia maggiore realizzato, è mostrata in Figura 4.17. Le considerazioni fatte per i due precedenti prototipi sono valide solo per temperature di bulbo secco elevate. Infatti, si osserva come sotto i 28 °C ambiente, il prototipo non sia in grado di eguagliare la macchina a R404A in termini di produzione. Questo è conseguenza del limite di carica di 150 grammi, la quale risulta adeguata per temperature elevate, mentre è inferiore alla carica ottima necessaria a basse temperature ambiente. Le rese ottenute sono comunque superiori alla richiesta iniziale di 150 kg giornalieri a 10 °C ambiente.

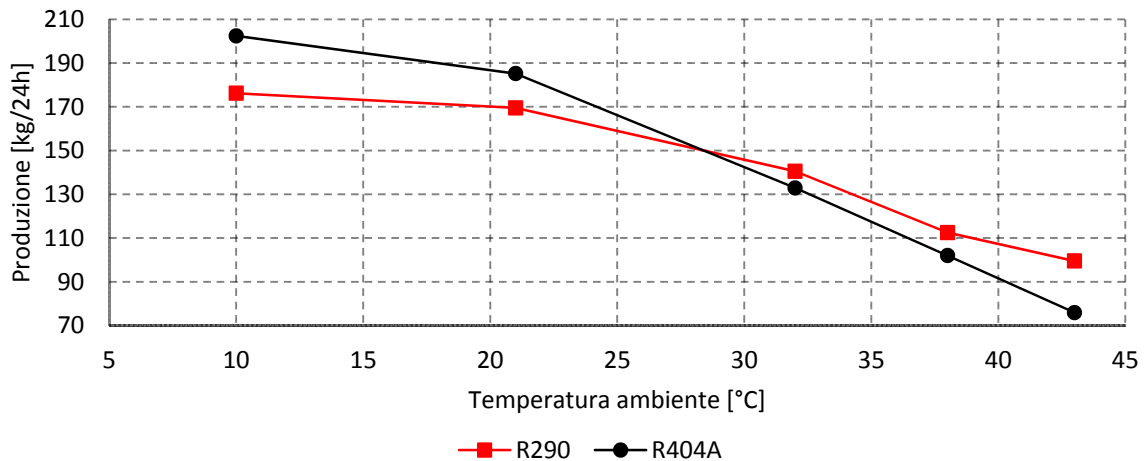


Figura 4.17 - MXG437. Produzione di ghiaccio giornaliera.

#### 4.3.1.1 Conclusioni

In Figura 4.18 è mostrato un confronto complessivo della produzione giornaliera per tutti i prototipi, a temperature di bulbo secco di 10,21,32,38 e 43 °C. La temperatura dell'acqua in ingresso alla macchina risulta pari a 10,15,21,32 e 32 °C, rispettivamente. La produzione giornaliera del prototipo a propano viene confrontata con quella di riferimento, ossia quella delle macchine con refrigerante HFC.

Come si può osservare, la produzione giornaliera risulta superiore a quella della macchina di partenza in buona parte dei casi. Le eccezioni sono unicamente quelle già menzionate sopra. In particolare, le macchine a funzionamento elettromeccanico esibiscono una riduzione di resa a 38/32 e 43/32, pari al 12% e 28%, rispettivamente. La causa di ciò è il lungo sbrinamento anche ad elevate temperature ambiente. Tuttavia, queste condizioni ambiente sono quelle meno rilevanti in termini di validità commerciale del prodotto.

L'unica altra perdita di produzione giornaliera significativa riguarda la macchina più grande, a causa della limitazione di carica. Essa mostra infatti una produzione inferiore del 13% e del 8%, a 10 °C e 21 °C ambiente, rispettivamente.

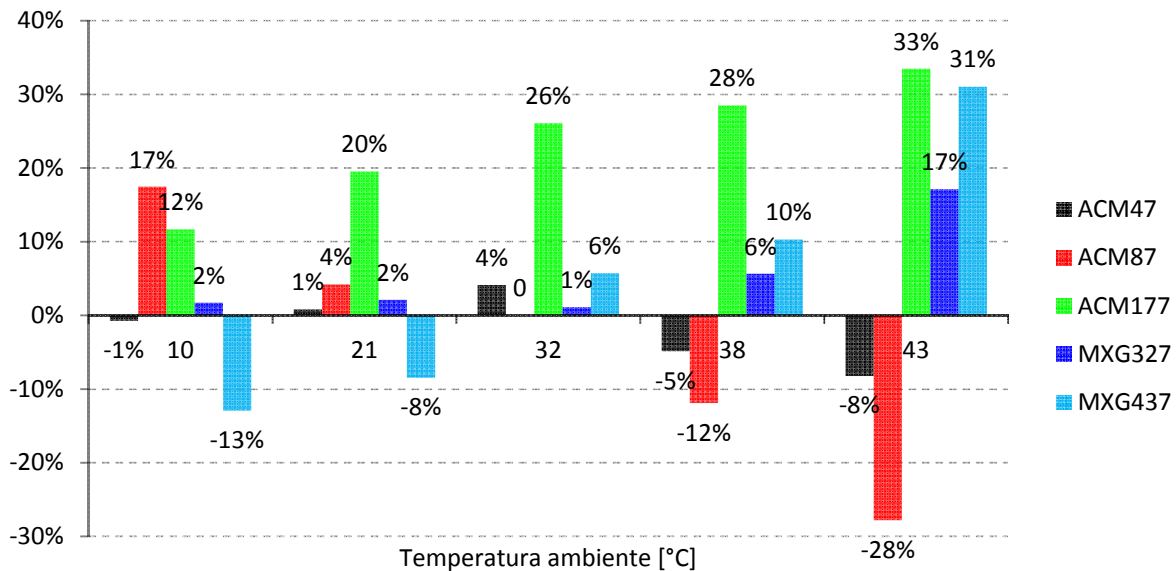


Figura 4.18 - Confronto della produzione giornaliera, temperatura ambiente di 10,21,32,38 e 43 °C.

Per i rimanenti prototipi, in tutte le condizioni, la produzione giornaliera risulta pari o superiore rispetto alla macchina con refrigeranti HFC. In particolare, la ACM177 mostra il guadagno di resa più elevato, compreso tra 12% e 33%.

Lo stesso si può dire per la MXG327, per la quale il guadagno è più contenuto, ma comunque rilevante e presente a tutte le condizioni operative. Per questa macchina, la produzione è dal 2% al 17% più elevata per la macchina a R290.

Il confronto della produzione è decisamente promettente in un'ottica di sostituzione dei refrigeranti HFC con R290.

La perdita di resa delle macchine elettromeccaniche a condizioni ambiente “impegnative” può essere facilmente superata con una modifica nell’algoritmo di funzionamento della scheda elettronica che gestisce la fase di sbrinamento. In alternativa, una adeguata procedura potrebbe permettere all’installatore del fabbricante di ghiaccio di regolare la durata della fase di defrost, sulla base della temperatura ambiente prevista nel luogo di funzionamento della macchina presso il cliente. Questo consentirebbe, qualora necessario, di ottenere produzioni giornaliere più elevate ad alte temperature ambiente, senza necessità di apportare modifiche all’elettronica di gestione del dispositivo.



Relativamente alla macchina di taglia più grande, invece, una possibile soluzione per risolvere la perdita di resa potrebbe giungere da un aumento del limite normativo sulla carica di refrigerante infiammabile consentita con le attuali misure di sicurezza, pari a 150 grammi. Questo consentirebbe di raggiungere la carica ottima anche per questa macchina, incrementando la produzione a basse temperature ambiente.

Qualora il limite normativo dovesse invece restare invariato, si potrebbe tentare di ridurre ulteriormente il volume interno dell'impianto frigorifero del sistema. La modalità di più semplice attuazione sarebbe l'utilizzo di un condensatore a microcanali, caratterizzato da un volume possibilmente inferiore rispetto alla batteria alettata a tubi rigati impiegata sul nostro prototipo [30] [31]. Purtroppo, non è stato possibile individuare un fornitore di tale tipologia di condensatore che produca batterie di taglia adatta ai nostri utilizzi.

Inoltre, una difficoltà nell'utilizzo di tali tipologie di condensatori risiede nell'elevato diametro, e quindi volume, dei collettori di ingresso ed uscita. Essi distribuiscono il refrigerante verso i singoli microcanali e lo recuperano all'uscita dagli stessi.

Esiste comunque una soluzione a tale problematica, costituita dalla rotazione dei microcanali in prossimità dei due collettori. Questo permetterebbe di ridurre il diametro dei collettori stessi [32].

### 4.3.2 Consumo elettrico

Analogamente a quanto fatto per la produzione giornaliera, il consumo elettrico specifico verrà ora confrontato per ognuno dei prototipi realizzati. Questo parametro permette di valutare globalmente la convenienza della sostituzione dei refrigeranti HFC con R290. Infatti, è necessario accertare che le emissioni indirette di gas serra non aumentino a causa di un maggiore consumo elettrico del dispositivo. Questo intaccherebbe la riduzione delle emissioni globali di gas serra, alla base dell'utilizzo di refrigeranti naturali.

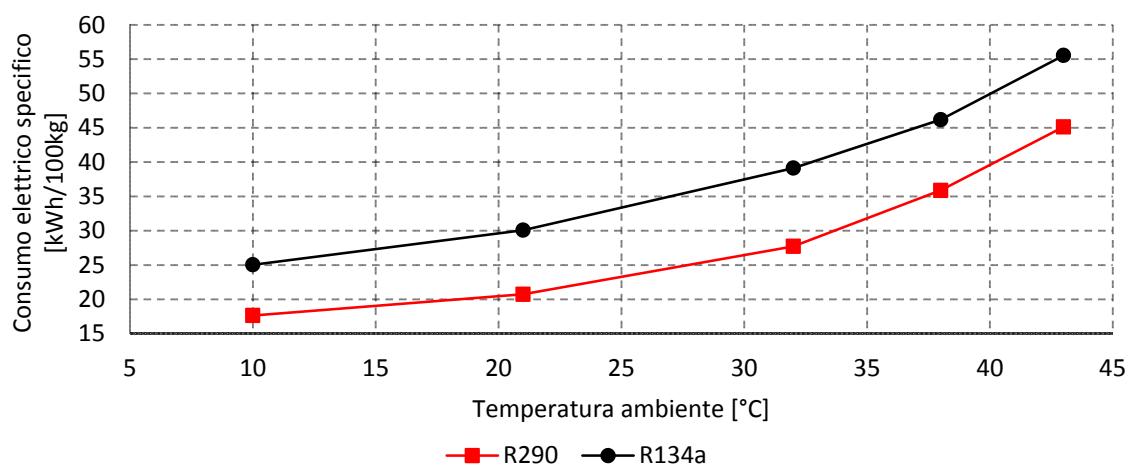


Figura 4.19 - ACM47. Consumo elettrico specifico.

Per quanto riguarda la ACM47, macchina più piccola tra i prototipi realizzati, il consumo elettrico specifico alla produzione di 100 kg di ghiaccio, in Figura 4.19, risulta inferiore rispetto alla macchina a R134a in tutte le condizioni ambiente considerate. Questo garantisce un minore impatto serra anche relativamente all'energia prodotta per alimentare la macchina.

Discorso diverso deve essere fatto per quanto riguarda la ACM87. Osservando Figura 4.20 si nota come in questo caso l'energia elettrica necessaria a produrre 100 kg di ghiaccio sia maggiore per il prototipo a propano. Questo risultato è in contraddizione con il precedente. Una possibile motivazione è l'utilizzo di un compressore che potrebbe essere sovradimensionato per la macchina in questione.

Di conseguenza, sono state effettuate prove con la medesima macchina ed un compressore di ridotta cilindrata. Tuttavia, sebbene questo abbia ovviamente ridotto il consumo elettrico della macchina, non è stato possibile ottenere la produzione giornaliera richiesta.

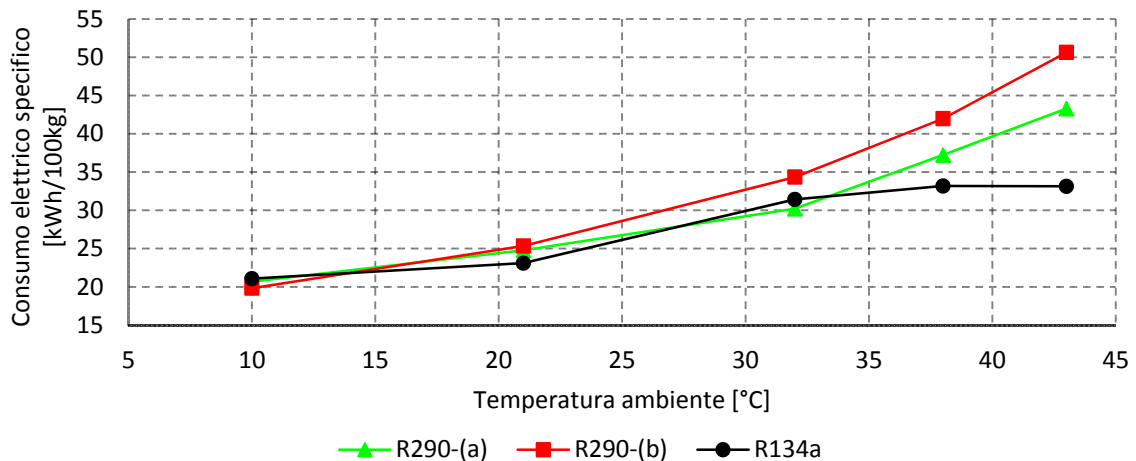


Figura 4.20 - ACM87. Consumo elettrico specifico.

L'unica possibile soluzione sarebbe l'utilizzo di un compressore di taglia intermedia, che non è però disponibile a catalogo del fornitore da cui sono stati acquistati i compressori per i primi prototipi a propano. In futuro saranno verosimilmente testati compressori di altri fornitori, in accordo alla politica aziendale, orientata alla messa in sicurezza del prodotto in caso di difficoltà ad ottenere componenti di un fornitore specifico. Sarà quindi possibile effettuare prove con un compressore di taglia intermedia, così da ridurre il consumo elettrico specifico, portandolo almeno ad essere analogo a quello della macchina di partenza.

Nessuna problematica si è invece registrata con i prototipi a propano provenienti da macchine a R404A.

La ACM177 mostra consumi elettrici specifici sempre inferiori alla macchina a R404A, come si nota da Figura 4.21.

Anche le due macchine della famiglia MXG mostrano consumi elettrici specifici sempre inferiori nel caso del R290. Essi sono diagrammati in Figura 4.22 e Figura 4.23, per MXG327 e MXG437, rispettivamente.

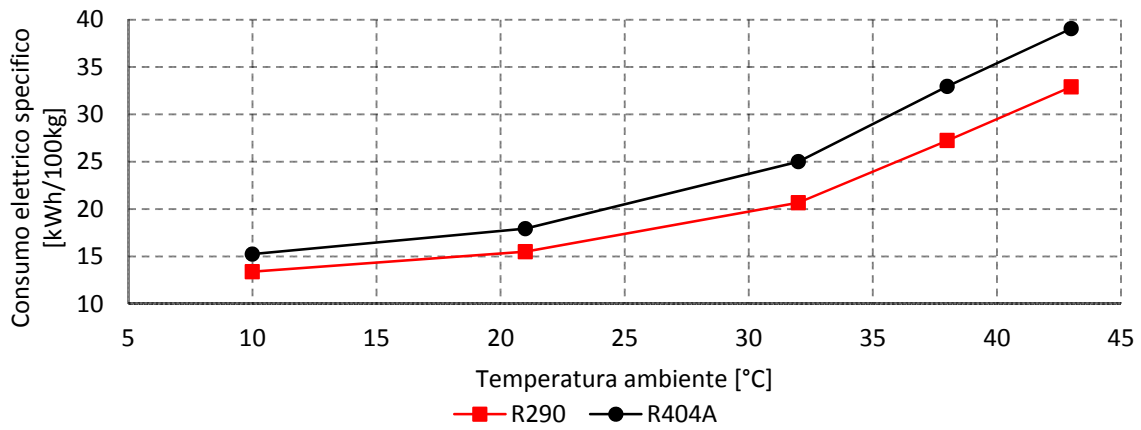


Figura 4.21 - ACM177. Consumo elettrico specifico.

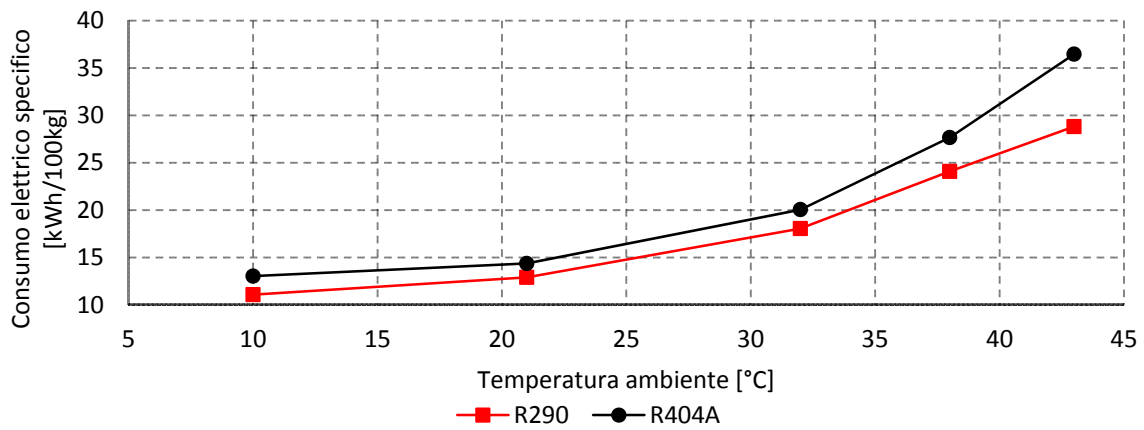


Figura 4.22 - MXG327. Consumo elettrico specifico.

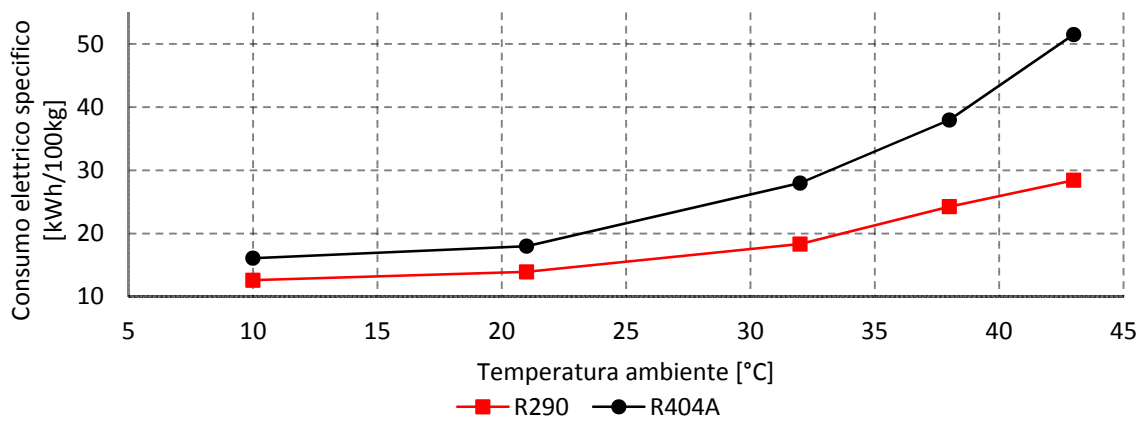


Figura 4.23 - MXG437. Consumo elettrico specifico.

Per quanto concerne il consumo elettrico specifico alla produzione di ghiaccio, la Figura 4.24 riporta un confronto del consumo di energia elettrica in funzione della temperatura di bulbo secco ed utilizzando il dato delle macchine a R134a o R404A come dato di riferimento.

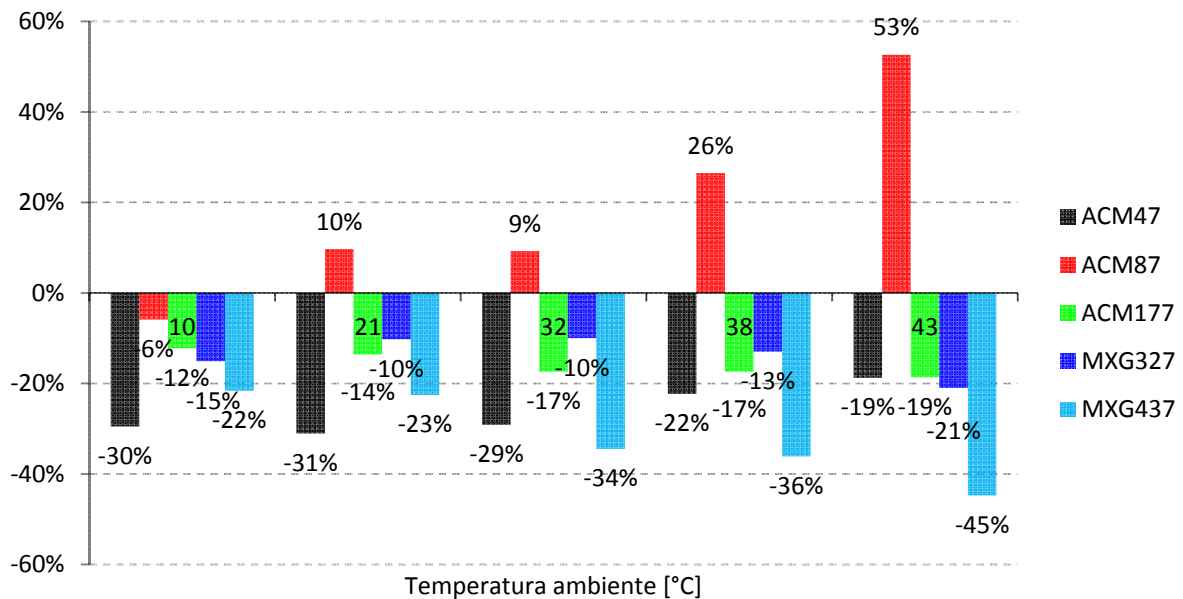


Figura 4.24 - Confronto del consumo elettrico specifico, temperatura ambiente di 10,21,32,38 e 43 °C.

Ad eccezione della ACM87, tutti i prototipi esibiscono un consumo elettrico specifico inferiore nel caso del R290, rispetto ai refrigeranti HFC.

La ACM47, nonostante in origine lavori con R134a, mostra ottimi risultati, con una riduzione che varia dal 21% al 31%. Questo suggerisce che ulteriori sforzi di ottimizzazione siano necessari sulla ACM87, al fine di ridurne il consumo energetico.

Tutte i prototipi confrontati con l'R404A, al contrario, permettono una riduzione rilevante dei consumi, a tutte le condizioni ambiente di prova.

In definitiva, in un'ottica di consumo elettrico, l'R290 è sempre un ottimo sostituto dell'R404A in questa specifica applicazione. Al contrario, ulteriore attività sperimentale è necessaria per poter valutare la convenienza dell'R290 in sostituzione del refrigerante R134a.

#### 4.4 Analisi dell'impatto di riscaldamento globale

Sulla base dei dati prestazionali raccolti ed esposti poco sopra, è possibile valutare l'effetto che ognuno dei dispositivi considerati apporta al riscaldamento globale. Si utilizza infatti il TEWI, o Total Equivalent Warming Impact, il quale raccoglie gli effetti delle principali fonti di effetto serra, in relazione ad una specifica macchina.

Esso considera sia gli effetti diretti, sia gli effetti indiretti di riscaldamento globale. I primi sono dovuti alle perdite di refrigerante dal circuito frigorifero del dispositivo, i secondi all'emissione di CO<sub>2</sub> necessaria a produrre l'energia elettrica che lo alimenta.

Il TEWI può essere calcolato come segue [33] [34]:

$$TEWI = GWP * L * N + GWP * M + Ea * \beta * N * \alpha \quad (4-2)$$

dove:

- L: perdita annua di refrigerante dal circuito, pari al 3% della carica di gas;
- N: vita utile del dispositivo, pari a 15 anni;
- M: perdita di refrigerante al termine della vita utile, pari al 10% della carica;
- $\alpha$ : frazione di utilizzo, pari al 90 %. Il non utilizzo è dovuto a fermo per manutenzione, o per non richiesta di ghiaccio;
- Ea: consumo elettrico annuale [kWh/anno];
- $\beta$ : emissione di CO<sub>2</sub> per kWh elettrico prodotto, pari a 165 g<sub>CO2</sub>/kWh<sub>el</sub>

Il consumo elettrico è stato ricalcolato così da riferirlo alla medesima produzione di ghiaccio annua, per ogni macchina.

I risultati relativi al calcolo del TEWI sono riassunti in Tabella 4.3, insieme alla carica di refrigerante di ogni dispositivo. Come si nota il TEWI risulta inferiore nel caso dei prototipi a R290 per tutti i fabbricatori di ghiaccio, ad eccezione dell'ACM87. Questo è dovuto all'elevato consumo elettrico di questa macchina, che fa aumentare la componente indiretta all'effetto di riscaldamento globale.

È importante notare, specialmente nel caso dei prototipi a R290, come il contributo dell'impatto diretto sia limitato. Esso è infatti compreso tra il 2.6 % ed il 7.1 % per le macchine di partenza, mentre è irrilevante nel caso del R290.

**Tabella 4.3 - Calcolo del Total Equivalent Warming Impact (TEWI)**

	UM	ACM47	ACM87	ACM177	MXG327	MXG437
<b>Carica<sup>18</sup></b>	g	270	240	340	610	630
<b>Carica R290</b>	g	120	100	100	145	150
<b>Impatto diretto</b>	kg	212.4	188.8	733.4	1315.8	1359.0
<b>Impatto diretto R290</b>	kg	0.198	0.165	0.165	0.239	0.248
<b>Impatto indiretto</b>	kg	5895	7155	12317	17228	27107
<b>Impatto indiretto R290</b>	kg	4064	7850	10645	15464	21000
<b>TEWI</b>	kg CO <sub>2</sub> Eq.	6107	7343	13051	18544	28466
<b>TEWI R290</b>	kg CO <sub>2</sub> Eq.	4064	7850	10646	15464	21001
<b>Importanza impatto diretto</b>	%	3.477	2.570	5.620	7.096	4.774
<b>Importanza impatto diretto R290</b>	%	0.005	0.002	0.002	0.002	0.001

Diviene quindi fondamentale ottimizzare al meglio i dispositivi in un'ottica di risparmio energetico, anche lavorando su componenti ausiliari, quali pompe acqua e ventilatori, al fine di ridurre gli effetti nocivi di questi dispositivi sull'ambiente.

<sup>18</sup> Indica la carica di refrigerante della macchina di partenza, a R134a o R404A.





## Conclusioni

L'obiettivo del progetto di stage svolto presso il gruppo Scotsman Ice Srl. è stato l'analisi della sostituzione dei refrigeranti fluorurati, in particolare R134a e R404A, con propano (R290) su macchine produttrici di ghiaccio. Questo è un refrigerante naturale e consentirà la commercializzazione di fabbricatori di ghiaccio oltre le scadenze fissate dalla normativa UE numero 517/2014 per i refrigeranti ad elevato effetto di riscaldamento globale.

A causa delle caratteristiche di infiammabilità del propano, le normative europee EN 378 ed EN 60335-2-24 limitano la carica massima di questa tipologia di dispositivi a 150 g.

Vista questa limitazione di carica di refrigerante, durante la realizzazione dei prototipi si è lavorato sulla riduzione del volume del circuito frigorifero, occupato dal refrigerante R290. La principale riduzione di volume si è ottenuta grazie alla sostituzione dei condensatori a tubi ed alette originali con condensatori a tubi rigati di diametro esterno pari a 5 mm. Ulteriori misure di riduzione del volume hanno riguardato il tubo di uscita condensatore ed il filtro molecolare.

Questo ha permesso a tutti i prototipi di raggiungere le produzioni giornaliere di ghiaccio richieste. Tuttavia, con la macchina di taglia più grande non è stato possibile eguagliare la produzione della macchina di partenza, a R404A. Questo a causa del limite sulla carica massima ammissibile.

I prototipi a propano delle macchine più piccole, invece, sono risultati avere una produzione giornaliera pari o superiore alle macchine di partenza, alle condizioni ambiente di più frequente utilizzo.

Per quanto riguarda i consumi elettrici, valutati come energia elettrica necessaria alla produzione di 100 kg di ghiaccio, tutti i prototipi di macchine in origine a R404A hanno ottenuto consumi inferiori rispetto ai dispositivi di partenza.

Relativamente alle macchine a R134a, invece, sono stati ottenuti risultati contrastanti per i due prototipi realizzati. La macchina di taglia più piccola è risultata più efficiente rispetto alla macchina di partenza. Viceversa, la macchina più grande ha fatto registrare consumi elettrici specifici superiori in quattro delle cinque condizioni di prova. È quindi necessario

effettuare ulteriori prove su tale macchina, eventualmente utilizzando un compressore di taglia inferiore, purtroppo non disponibile durante il periodo di questo progetto.

Il Total Equivalent Warming Impact risulta in accordo ai risultati relativi ai consumi elettrici dei dispositivi. Esso è infatti inferiore per tutti i prototipi a propano, con l'esclusione dell'ACM87, a causa dell'elevato consumo elettrico della macchina.

### **Indicazioni per futuri prototipi**

La maggior parte della carica di propano risulta essere contenuta nel condensatore. Anche la quantità di refrigerante disciolto nell'olio contenuto nel compressore è però rilevante in relazione alla carica totale. Questa infatti contribuisce alla carica di refrigerante, senza però contribuire alla resa frigorifera. Ulteriore lavoro potrebbe essere svolto individuando un fornitore di compressori disposto a rivalutare la carica di olio nella propria linea di compressori per R290. In futuro, vista la probabile crescente diffusione di apparecchi a propano, è verosimile aspettarsi maggiore disponibilità dei fornitori di compressori ad intraprendere questa strada.

Una ulteriore possibilità per ridurre la carica di refrigerante infiammabile è costituita dall'utilizzo di condensatori realizzati tramite la tecnologia a microcanali. Questi sono caratterizzati da minore volume interno, specialmente se realizzati ruotando i canali in prossimità degli header di ingresso ed uscita.

In ultimo, è fondamentale lavorare sull'efficienza elettrica di questi dispositivi. Il contributo indiretto all'effetto serra è infatti l'unico reale contributo nel caso di macchine operanti con refrigeranti caratterizzati da GWP prossimo a zero. Per ottenere miglioramenti sotto questo aspetto è necessario affinare il dimensionamento dei componenti, compressore in primis, e lavorare anche sull'efficienza elettrica dei componenti ausiliari.

## Indice delle figure

Figura 1.1 - Confronto diagrammi p-h. ....	9
Figura 1.2 - Curve di saturazione, piano p-T.....	9
Figura 1.3 - VCC in funzione della temperatura di evaporazione.....	10
Figura 1.4 - Rapporto di compressione in funzione della temperatura di evaporazione. ....	11
Figura 1.5 - Coefficiente di prestazione in funzione della temperatura di evaporazione....	12
Figura 2.1 - Rappresentazione dei componenti. ....	18
Figura 2.2 - Possibili realizzazioni di un CT-SLHX. Tratta da [25]. ....	18
Figura 2.3 - Esempio di evaporatore per macchina a cubetti. ....	21
Figura 2.4 - Spruzzatore per le macchine MXG.....	22
Figura 2.5 - Andamento delle variabili misurate durante il ciclo.....	26
Figura 2.6 - Condizioni all'uscita evaporatore.....	27
Figura 2.7 - Dettaglio del collegamento in rame posto tra condensatore e filtro. ....	35
Figura 3.1 - Serpentina evaporatore, ACM87. ....	38
Figura 3.2 - Serpentina evaporatore, ACM177. ....	39
Figura 3.3 - Serpentina evaporatore, MXG437. ....	39
Figura 3.4 - Accumulatore di liquido, ACM87, ACM177. ....	40
Figura 3.5 - Filtro meccanico a 4 vie, tutti i prototipi. ....	41
Figura 3.6 - Valvola di inversione, ACM87.....	42
Figura 3.7 - Equilibrio liquido-vapore per la miscela ISO-22 e propano. Ricavata da [28]. .....	46
Figura 3.8 - ACM87. Ripartizione del volume interno. ....	48
Figura 3.9 - ACM87. Ripartizione della carica di refrigerante. ....	48
Figura 3.10 - ACM177. Ripartizione del volume interno. ....	49
Figura 3.11 - ACM177. Ripartizione della carica di refrigerante. ....	50
Figura 3.12 - MXG437. Ripartizione del volume interno. ....	51
Figura 3.13 - MXG437. Ripartizione della carica di refrigerante. ....	51
Figura 4.1 - ACM87. Andamento della temperatura in ingresso ed uscita evaporatore. Le linee continue si riferiscono all'ingresso, le tratteggiate all'uscita. Notare la differente lunghezza della fase di congelamento del ciclo di lavoro. ....	55

Figura 4.2 - ACM87. Andamento della temperatura in ingresso ed uscita condensatore...	57
Figura 4.3 - ACM87. Andamento delle pressioni di evaporazione e di condensazione. ....	57
Figura 4.4 - ACM87. Andamento delle temperature equivalenti di evaporazione e di condensazione.....	58
Figura 4.5 - ACM177. Andamento della temperatura in ingresso ed uscita evaporatore... ..	59
Figura 4.6 - ACM177. Andamento della temperatura in ingresso ed uscita condensatore. .	60
Figura 4.7 - ACM177. Andamento delle pressioni di evaporazione e di condensazione. ..	61
Figura 4.8 - ACM177. Andamento delle temperature equivalenti di evaporazione e di condensazione.....	61
Figura 4.9 - MXG437. Andamento della temperatura in ingresso ed uscita evaporatore... ..	62
Figura 4.10 - MXG437. Andamento delle pressioni di evaporazione e di condensazione. .	63
Figura 4.11 - MXG437. Andamento delle pressioni di evaporazione e di condensazione. .	63
Figura 4.12 - MXG437. Andamento delle temperature equivalenti di evaporazione e di condensazione.....	64
Figura 4.13 - ACM47. Produzione di ghiaccio giornaliera.....	66
Figura 4.14 - ACM87. Produzione di ghiaccio giornaliera.....	67
Figura 4.15 - ACM177. Produzione di ghiaccio giornaliera.....	68
Figura 4.16 - MXG327. Produzione di ghiaccio giornaliera.....	68
Figura 4.17 - MXG437. Produzione di ghiaccio giornaliera.....	69
Figura 4.18 - Confronto della produzione giornaliera, temperatura ambiente di 10,21,32,38 e 43 °C.....	70
Figura 4.19 - ACM47. Consumo elettrico specifico.....	72
Figura 4.20 - ACM87. Consumo elettrico specifico.....	73
Figura 4.21 - ACM177. Consumo elettrico specifico.....	74
Figura 4.22 - MXG327. Consumo elettrico specifico.....	74
Figura 4.23 - MXG437. Consumo elettrico specifico.....	74
Figura 4.24 - Confronto del consumo elettrico specifico, temperatura ambiente di 10,21,32,38 e 43 °C.....	75

## Indice delle tabelle

Tabella 1.1 - Caratteristiche ambientali dei refrigeranti più comuni.....	4
Tabella 1.2 - Proprietà termodinamiche dei refrigeranti R404A, R134a ed R290.....	6
Tabella 1.3 - Confronto della VCC. Per quanto riguarda i valori relativi al propano, la colonna di sinistra riguarda la macchina di taglia massima testata, in origine operante a R404A. La colonna di destra riguarda invece la macchina più piccola, in origine operante a R134a. ....	8
Tabella 1.4 - Analisi bibliografica relativa a sostituzione di R404A e R134a con R290....	13
Tabella 2.1 - Numero di bicchierini e resa per ciclo. ....	20
Tabella 2.2 - Descrizione delle variabili misurate.....	24
Tabella 2.3 - Confronto compressori, ACM 87.....	31
Tabella 2.4 - Confronto compressori, ACM 177.....	32
Tabella 2.5 - Confronto compressori, MXG 437. ....	33
Tabella 2.6 - Confronto condensatori, ACM 87.....	33
Tabella 2.7 - Confronto condensatori, ACM 177.....	34
Tabella 2.8 - Confronto condensatori, MXG 437.....	34
Tabella 2.9 - Filtri molecolari, caratteristiche geometriche.....	36
Tabella 3.2 - Serpentine evaporatori: caratteristiche geometriche e volumi calcolati.....	40
Tabella 3.3 - Accumulatori di liquido: caratteristiche geometriche e volumi calcolati. ....	41
Tabella 3.4 - Filtro meccanico: caratteristiche geometriche e volume calcolato. ....	42
Tabella 3.5 - Valvola di inversione: caratteristiche geometriche e volumi calcolati. ....	43
Tabella 3.1 - Coefficienti per l'equazione (3-14). Ricavati da [28].....	46
Tabella 4.1 - Corrispondenza della temperatura di bulbo secco e dell'acqua in ingresso alla macchina durante le prove. ....	54
Tabella 4.2 - Durata della fase di congelamento, espressa in secondi.....	55
Tabella 4.3 - Calcolo del Total Equivalent Warming Impact (TEWI).....	77

## Lista degli acronimi

CFC: Chlorofluorocarbon - Cluorofluorocarburì

COP: Coefficient Of Performance – Coefficiente di prestazioni

CTSL-HX: Capillary Tube-Suction Line Heat Exchanger – Scambiatore capillare-  
aspirazione

EEV: Electronic Expansion Valve – Valvola di espansione elettronica

GWP: Global Warming Potential

GHG: Greenhouse Gas - Gas con effetto serra

HBP: High Back Pressure

HC: Hydrocarbon - Idrocarburo

HCFC: Hydro-chlorofluorocarbon – Idro-clorofluorocarburì

HFC: Hydrofluorocarbon - Idrofluorocarburì

HFO: Hydrofluoro-olefin - Idrofluoro-olefine

LEL: Lower Explosive Limit – Limite inferiore di esplosività

MAC: Mobile Air Conditioning – Condizionamento per autoveicoli

MBP: Medium Back Pressure

MO: Olio Minerale

ODP: Ozone Depletion Potential

ODS: Ozone Depleting Substance

POE: Olio Poliesterè

TEWI: Total Equivalent Warming Impact

## Bibliografia

- [1] M. J. Molina and F. S. Rowland, "Stratospheric sink for chlorofluoromethanes : chlorine atom-catalysed destruction of ozone," *Nature*, vol. 249, pp. 810-812, 28 June 1974.
- [2] J. R. Jacobs, "The precautionary principle as a provisional instrument in environmental policy: The Montreal Protocol case study.," *Environmental Science & Policy*, no. 37, pp. 161-171, 2014.
- [3] K. Harby, "Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental unfriendly halogenated refrigerants: An updated overview," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, no. 73, pp. 1247-1264, 2017.
- [4] (UNEP), United Nations Environment Programme, Handbook for the Vienna Convention for the Protection of the Ozone Layer, Eighth edition ed., Nairobi, Kenya: Secretariat for The Vienna Convention for the Protection of the Ozone Layer & The Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, 2009.
- [5] (UNEP), United Nations Environment Programme, "Vienna Convention and Montreal Protocol Meetings: A Primer," Maggio 2017. [Online]. Available: <http://ozone.unep.org/sites/ozone/files/pdfs/meetings-of-the-parties-primer-2017.pdf>. [Accessed 9 Giugno 2017].
- [6] I. Sarbu, "A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems," *International Journal of Refrigeration*, no. 46, pp. 123-141, 2014.
- [7] (UNFCCC), United Nations Framework Convention on Climate Change, "Background on the UNFCCC: The international response to climate change," 9 Giugno 2017. [Online]. Available: [http://unfccc.int/essential\\_background/items/6031.php](http://unfccc.int/essential_background/items/6031.php).
- [8] Gazzetta ufficiale dell'Unione europea, "Regolamento (UE) n. 517/2014 del Parlamento europeo e del Consiglio, del 16 aprile 2014 , sui gas fluorurati a effetto

- serra e che abroga il regolamento (CE) n. 842/2006 Testo rilevante ai fini del SEE," 16 Aprile 2014. [Online]. Available: <http://data.europa.eu/eli/reg/2014/517/oj>. [Accessed 28 Luglio 2017].
- [9] "Ambitious amendment to Montreal Protocol sought for global phase-down of HFCs," *Additives for Polymers*, p. 11, November 2016.
- [10] A. Bjornavold and S. V. Passel, "The lock-in effect and the greening of automotive cooling systems in the European Union," *Journal of Environmental Management*, no. 30, pp. 1-9, 2017.
- [11] A. M. Babiloni, P. Makhnatch and R. Khodabandeh, "Recent investigations in HFCs substitution with lower GWP synthetic alternatives: focus on energetic performance and environmental impact," *International Journal of Refrigeration*, 2017.
- [12] A. Pearson, "Refrigeration with ammonia," *International Journal of Refrigeration*, no. 31, pp. 545-551, 2008.
- [13] B. Palm, "Ammonia in low capacity refrigeration and heat pump systems," *International Journal of Refrigeration*, no. 31, pp. 709-715, 2008.
- [14] P. Bansal, "A review e Status of CO<sub>2</sub> as a low temperature refrigerant: Fundamentals and R&D opportunities," *Applied Thermal Engineering*, no. 41, pp. 18-29, 2012.
- [15] B. Palm, "Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems – A review," *Inernational Journal of Refrigeration*, no. 31, pp. 552-563, 2008.
- [16] R. L. Powell, "CFC phase-out: have we met the challenge?," *Journal of Fluorine Chemistry*, no. 114, pp. 237-250, 2002.
- [17] P. A. Domanski, J. S. Brown, J. Heo, J. Wojtusiak and M. O. McLinden, "A thermodynamic analysis of refrigerants: Performance limits of the vapor compression cycle," *International Journal of Refrigeration*, no. 38, pp. 71-79, 2014.
- [18] A. H. P. Antunes and E. P. B. Filho, "Experimental investigation on the performance and global environmental impact of a refrigeration system retrofitted with alternative refrigerants," *International Journal of Refrigeration*, no. 70, pp. 119-127, 2016.
- [19] R. Mastrullo, A. Mauro, L. Menna and G. Vanoli, "Replacement of R404A with



- propane in a light commercial vertical freezer: A parametric study of performances for different system architectures," *Energy Conversion and Management*, no. 82, pp. 54-60, 2014.
- [20] C.-C. Yu and T.-P. Teng, "Retrofit assessment of refrigerator using hydrocarbon refrigerants," *Applied Thermal Engineering*, no. 66, pp. 507-518, 2014.
- [21] S. Wongwises and N. Chimres, "Experimental study of hydrocarbon mixtures to replace HFC-134a in a domestic refrigerator," *Energy Conversion and Management*, no. 46, pp. 85-100, 2005.
- [22] Institute of Refrigeration, "BS EN378:2016 – Summary of Changes," Gennaio 2017. [Online]. Available: <https://www.ior.org.uk/app/images/pdf/GN29%20BSEN378%20Jan17f.pdf>. [Accessed 17 Ottobre 2017].
- [23] A. Gigiel, "Safety testing of domestic refrigerators using flammable refrigerants," *International Journal of Refrigeration*, no. 27, pp. 621-628, 2004.
- [24] H. Shokouhmand and M. Zareh, "Experimental investigation and numerical simulation of choked refrigerant flow through helical adiabatic capillary tube," *Applied Thermal Engineering*, no. 63, pp. 119-128, 2014.
- [25] N. Ablanque, C. Oliet, J. Rigola and A. Oliva, "Numerical simulation of non-adiabatic capillary tubes. Special emphasis on the near-saturation zone," *International Journal of Refrigeration*, no. 55, pp. 153-167, 2015.
- [26] Z. Guobing and Z. Yufeng, "Experimental investigation on hysteresis effect of refrigerant flowing through a coiled adiabatic capillary tube," *Energy Conversion and Management*, no. 47, pp. 3084-3093, 2006.
- [27] M. Fukuta, T. Yanagisawa, T. Arai and Y. Ogi, "Influences of miscible and immiscible oils on flow characteristics through capillary tube—part I: experimental study," *International Journal of Refrigeration*, no. 26, pp. 823-829, 2003.
- [28] Uniqema, *Low Temperature Miscibility & Vapour Liquid Equilibria Data*, 2005.
- [29] Y. Padilla Fuentes, P. Hrnjak and S. Elbel, "Low-charge propane refrigeration system technology for single and multi-door bottle coolers.," in *International*

- Conference of Refrigeration, Yokohama, Giappone, 2015.*
- [30] B. Palm, "Refrigeration systems with minimum charge of refrigerant," *Applied Thermal Engineering*, no. 27, pp. 1693-1701, 2007.
- [31] C. Y. Park and P. Hrnjak, "Experimental and numerical study on microchannel and round-tube condensers in a R410A residential air-conditioning system.," *International Journal of Refrigeration*, no. 31, pp. 822-831, 2008.
- [32] B. Xu, Y. Wang, J. Chen, F. Li, D. Li and X. Pan, "Investigation of domestic air conditioner with a novel low charge microchannel condenser suitable for hydrocarbon refrigerant.," *Measurement*, no. 90, pp. 338-348, 2016.
- [33] P. Makhnatch and R. Khodabandeh, "The role of environmental metrics (GWP, TEWI, LCCP) in the selection of low GWP refrigerant.," *Energy Procedia*, no. 61, pp. 2460-2463, 2014.
- [34] M. Beshr, V. Aute, V. Sharma, O. Abdelaziz, B. Fricke and R. Radermacher, "A comparative study on the environmental impact of supermarket refrigeration systems using low GWP refrigerants," *International Journal of Refrigeration*, no. 56, pp. 154-164, 2015.
- [35] Linde Group, "Refrigerants Environmental Data. Ozone Depletion and Global Warming Potential.," [Online]. Available: [http://www.linde-gas.com/internet.global.lindegas.global/en/images/Refrigerants%20environmental%20GWPs17\\_111483.pdf](http://www.linde-gas.com/internet.global.lindegas.global/en/images/Refrigerants%20environmental%20GWPs17_111483.pdf). [Accessed 7 Luglio 2017].
- [36] B. O. Bolaji and Z. Huan, "Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant - a review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, no. 18, pp. 49-54, 2013.
- [37] S. V. Shaik and T. P. A. Babu, "Theoretical Performance Investigation of Vapour Compression Refrigeration System Using HFC and HC Refrigerant Mixtures as Alternatives to Replace R22," in *International Conference on Recent Advancement in Air Conditioning and Refrigeration, RAAR, Bhubaneswar, India, 2017.*
- [38] G. Li, "Comprehensive investigation of transport refrigeration life cycle climate performance," *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, no. 21, pp. 33-49,

2017.

- [39] (UNEP), United Nations Environment Programme, "Ozone Depleting Potential (ODP) of Refrigerants: Which Particular Values are Used?," [Online]. Available: [http://www.unep.fr/ozonaction/information/mmcfiles/7790-e-ODP\\_of\\_Refrigerants\\_Factsheet.pdf](http://www.unep.fr/ozonaction/information/mmcfiles/7790-e-ODP_of_Refrigerants_Factsheet.pdf). [Accessed 7 Luglio 2017].