



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

**Caratterizzazione e Ottimizzazione Energetica di un
Condizionatore Portatile per Uso Domestico**

Relatore: Prof. Arturo Lorenzoni

Tutor: Ing. Filippo Bellomare

Studente: Filippo Maria Fiorini

1234066

Anno Accademico 2021/22

Alla mia Famiglia

ABSTRACT

La crescente preoccupazione circa l'impatto antropico sull'ambiente e sul clima mondiale ha determinato, negli ultimi decenni, una spinta verso la ricerca di Efficienza, intesa come minor consumo energetico e contemporaneo mantenimento di prestazioni elevate, in modo da determinare un minor impatto ambientale del prodotto/servizio/impianto in questione.

Nel seguente lavoro di tesi, verranno riassunte le analisi svolte su di un condizionatore portatile De'Longhi con l'obiettivo di individuare i punti critici e con maggior margine di miglioramento dal punto di vista energetico ed exergetico.

Nel primo capitolo verrà descritta la situazione a livello globale relativa al settore del condizionamento, con un successivo approfondimento circa la nicchia dei condizionatori portatili.

Il secondo capitolo riassume le tre tipologie di analisi che sono state eseguite: termodinamica, exergetica e termoeconomica, basate su un modello di calcolo implementato tramite Excel utilizzando le Addin di Refprop.

Nel terzo capitolo verranno riassunti tutti i tentativi di ottimizzazione del condizionatore portatile, effettuati attraverso il software di simulazione "Shark"; in questo capitolo sarà anche descritta un'attività sperimentale svolta in camera biclimatica per testare tre tipologie alternative di tubi di scarico lato aria al condensatore.

Nel capitolo finale sarà descritta brevemente una possibile idea di valorizzazione delle prestazioni del condizionatore portatile tramite la cooperazione con un fornitore energetico in modo da favorire la diffusione del Demand Response.

ABSTRACT

The growing concern about the anthropic effects on environment and the world climate has determined, in recent decades, a push towards the search for Efficiency, intended as lower energy consumption maintaining high performance, in order to determine a lower environmental impact of the considered product / service / facility.

In the following thesis, the analyses carried out on a De'Longhi portable air conditioner will be summarized with the aim of identifying the critical points and the rooms of improvement from an energy and exergetic point of view.

The first chapter will describe the global situation regarding the air conditioning sector, with a specific focus on the portable air conditioners.

The second chapter summarizes three analyses that have been performed: thermodynamics, exergetics and thermoeconomics, based on a calculation model implemented on an excel sheet linked to Refprop Addins.

In the third chapter all the opportunities to optimize the portable air conditioner will be summarized; simulations have been carried out through the specific software "Shark". This chapter will also describe the experimental activity carried out in a bi-climatic chamber to test three types of alternative air-side exhaust hoses.

In the final chapter, a possible idea of enhancing the portable air conditioner will be briefly described through cooperation with an energy supplier in order to favor the diffusion of the Demand Response model.

NOMENCLATURA

EER	energy efficiency ratio [-]
m_{ref}	portata di refrigerante [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]
PAC	portable air conditioner
P_{comp}	potenza assorbita al compressore [W]
Q_{cond}	potenza dissipata al condensatore [W]
Q_{ev}	capacità frigorifera [W]
$RH0$	umidità relativa di stato morto [-]
RPM	rivoluzioni al minuto [rpm]
SC	sottoraffreddamento/ subcooling [$^{\circ}\text{C}$]
SH	surriscaldamento/ superheating [$^{\circ}\text{C}$]
T_{cond}	temperatura di condensazione [$^{\circ}\text{C}$]
T_{ev}	temperatura di evaporazione [$^{\circ}\text{C}$]
$T0$	temperatura di stato morto [$^{\circ}\text{C}$]
V_s	swept volume [$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$]
η_{is}	rendimento isoentropico [-]
η_{vol}	rendimento volumetrico [-]
λ	Conducibilità termica [$\text{W}\cdot(\text{mK})^{-1}$]
FER	Fonti di energia rinnovabili

INDICE

ABSTRACT.....	III
ABSTRACT.....	IV
NOMENCLATURA.....	V
1. INTRODUZIONE	1
1.1. Analisi di Mercato e consumi globali dei condizionatori d'aria	1
1.2. Principali paesi che usano PACs e relativi consumi energetici	7
1.3. Normative Europee	11
1.4. De'Longhi: cenni storici	14
1.5. Stato dell'arte dei vari competitors	17
2. CARATTERIZZAZIONE TERMOECONOMICA	22
2.1. Teoria e principi di funzionamento	22
2.2. Analisi Termodinamica	27
2.3. Analisi Exergetica	42
2.4. Analisi Termoeconomica	58
3. OTTIMIZZAZIONE.....	66
3.1. Creazione di geometrie alternative tramite il software Shark-Unilab 2.5 66	
3.2. Analisi sperimentale di tubi di scarico alternativi.....	80
3.3. Sostituzione del refrigerante con miscela	91
4. ADATTAMENTO AL DEMAND RESPONSE.....	96
4.1. Comunità energetiche.....	96
4.2. Problemi relativi al consumo elettrico estivo.....	97

4.3. Demand response	99
4.4. Vantaggi e Svantaggi	100
CONCLUSIONI	102
APPENDICE	104
INDICE DELLE FIGURE.....	107
INDICE DEI GRAFICI	109
INDICE DELLE TABELLE	112
BIBLIOGRAFIA	114
RINGRAZIAMENTI.....	118

1. INTRODUZIONE

In questo capitolo verrà descritto lo stato, a livello globale, del condizionamento d'aria considerando i dati riferiti alle vendite e alle potenze installate con i relativi consumi energetici. Successivamente verrà ristretto il campo di analisi esclusivamente ai condizionatori portatili, sempre considerando i dati relativi alle vendite ed ai consumi. Nel terzo paragrafo sono riassunte le principali regolamentazioni e normative a livello Europeo. Nel quarto paragrafo sarà brevemente sintetizzata la storia dell'azienda De'Longhi e infine verrà descritto lo stato dell'arte dei PAC dei principali competitors dell'azienda trevigiana.

1.1. Analisi di Mercato e consumi globali dei condizionatori d'aria

Le vendite relative ai condizionatori d'aria (d'ora in poi ACs) sono aumentate rapidamente negli ultimi trent'anni in tutto il mondo, con un lieve rallentamento in seguito alla crisi finanziaria del 2008; alla fine del 2016, erano stimati 1,6 miliardi di ACs funzionanti in tutto il mondo, con più della metà distribuiti in solo due territori: USA e Cina. Per quanto riguarda la capacità frigorifera installata, in confronto ai 4000 GW del 1990, sempre a fine 2016 erano calcolati 11675 GW con un consumo elettrico annuo associato pari a due volte e mezzo il consumo energetico totale dell'Africa [1].

Tabella 1.1.1 ACs e capacità frigorifera installata per continente/nazione, 2016, IEA¹

	Unità installate						Vendite annuali					
	Unità per milione			GW di capacità frigorifera			Unità per milione			GW di capacità frigorifera		
	Res	Comm	Tot	Res	Comm	Tot	Res	Comm	Tot	Res	Comm	Tot
USA	241	132	373	2295	2430	4725	16	8	24	314	129	443
UE	43	53	96	192	654	846	9	3	12	34	41	75
Japan	116	33	149	407	352	759	9	2	11	47	14	61
Korea	30	29	59	129	220	349	2	2	4	19	15	34
Mexico	7	9	16	40	64	104	1	1	2	5	6	11
China	432	138	570	2092	807	2899	41	12	53	305	81	386
India	14	13	27	77	72	149	3	2	5	14	12	26
Indonesia	7	5	12	32	27	59	1	1	2	5	4	9
Brazil	14	14	28	59	68	127	1	0,3	1,3	5	1,4	6,4
South Africa	1	1	2	6	15	21	0,1	0,1	0,2	0,9	1,1	2
Middle East	30	18	48	147	153	300	4	2	6	29	16	45
World	1093	529	1622	6181	5491	11672	94	40	134	848	359	1207

Gli USA costituiscono la quantità più elevata di capacità installata, circa il 40% del totale, di cui metà è rappresentata da ACs per uso residenziale. Negli ultimi anni però, la quantità di unità installate annualmente è risultata più elevata nei paesi asiatici come Cina, Corea e Giappone. Nel 2016 sono state installate 53 milioni di unità in Cina, per un totale di 390 GW, con l'affiancamento di altri paesi come India, Indonesia e Medio Oriente [1].

Per quanto riguarda gli ACs ad uso residenziale, la Cina risulta essere leader per unità vendute (41 milioni), seguita, ma con molto distacco, da USA, Unione Europea e Giappone.

¹ Res = residenziale; Comm = commerciale; Tot = totale.

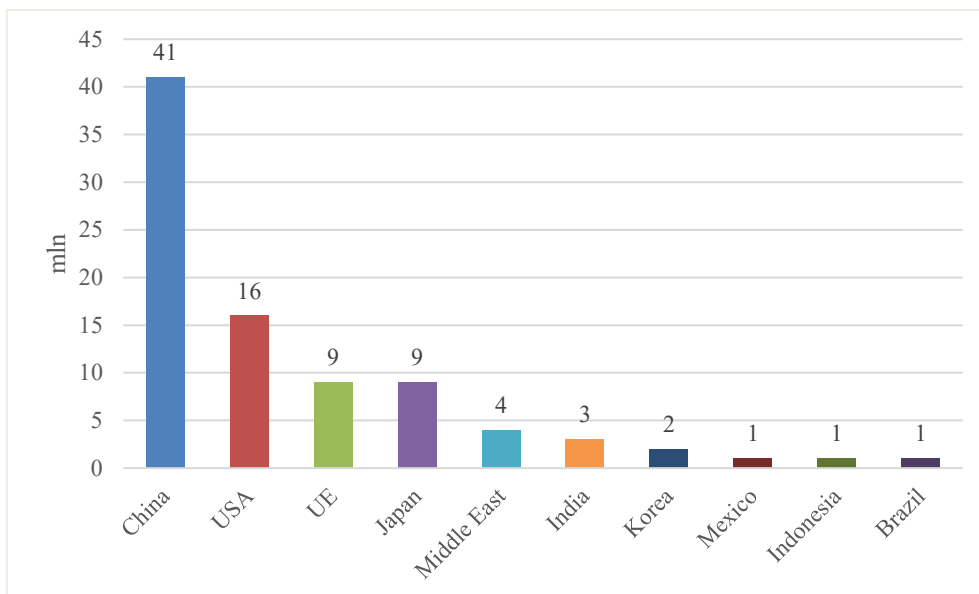


Grafico 1.1 Vendite di ACs ad uso residenziale per continente/nazione, 2016, IEA

La maggior parte di ACs in uso sono rappresentati dai sistemi a Split, che risultano essere la soluzione preferita in Asia ed Europa. A seguire, per numero di unità vendute, ci sono i condizionatori portatili (da qui in avanti PACs, Portable Air Conditioners) che rappresentano il 16% del totale, gli Split centralizzati e i chillers.

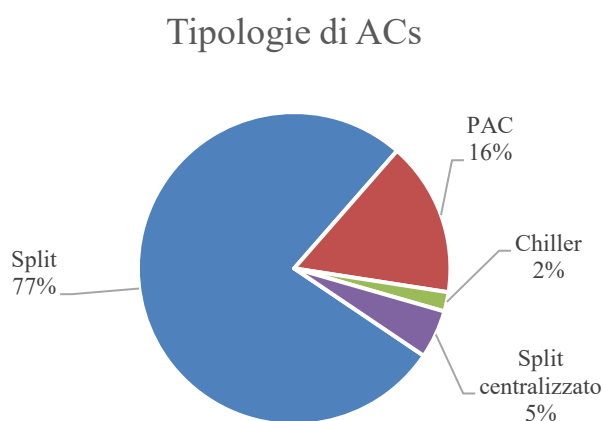


Grafico 1.2 Tipologie di ACs, 2016, IEA

Relativamente ai consumi energetici, il raffrescamento è la tecnologia con dispendio energetico crescente, in particolare in paesi in via di sviluppo caratterizzati da temperature elevate e condizioni metereologiche umide, ma anche in paesi già sviluppati, in cui le aspettative di comfort termico sono elevate ed in continuo aumento.

Il consumo di energia finale per il raffrescamento, sia nel residenziale che nel commerciale, è triplicato tra il 1990 ed il 2016, arrivando a 2020 TWh all'anno. Il contributo per il raffrescamento nei consumi energetici residenziali è aumentato dal 2,5% al 6% con un aumento del relativo consumo elettrico dal 13% al 18,5%.

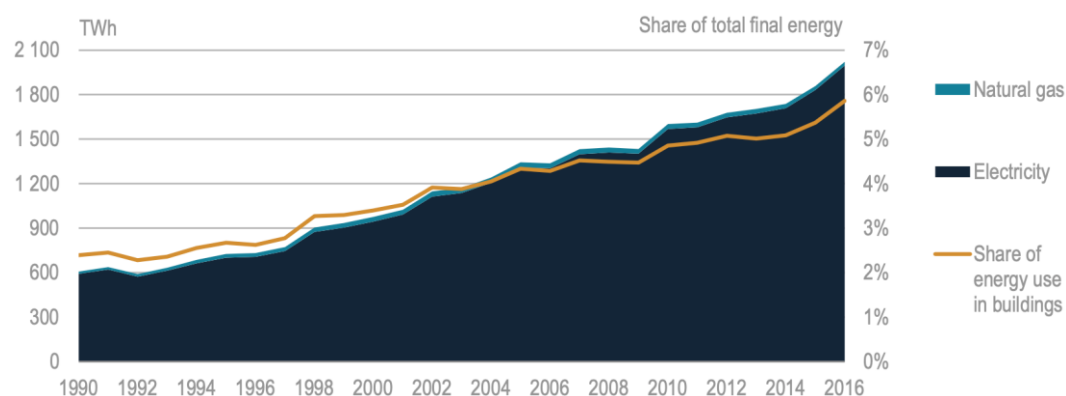


Grafico 1.3 Consumo energetico mondiale relativo al raffrescamento negli edifici, 2016, IEA

Il consumo elettrico globale per il raffrescamento raggiungeva i 2000 TWh nel 2016, che corrispondevano al 10% dei consumi elettrici mondiali per quell'anno, che richiedevano circa 400 milioni di tonnellate di petrolio.

In base al paese considerato, la quantità di energia impiegata per il raffrescamento residenziale varia notevolmente; paesi caratterizzati da climi caldi e umidi o con degli standard di comfort elevati risulteranno essere più propensi nell'utilizzare gli ACs e quindi nel consumare una maggiore quantità di energia.

In termini assoluti gli USA si confermano come il mercato più esteso e quindi con maggiori consumi: 328 milioni di Americani consumano per il raffrescamento più di 4,4 miliardi di persone abitanti in Africa, America Latina, Medio Oriente e Asia (escludendo la Cina).

Tabella 1.2 Consumo di energia finale per raffrescamento residenziale per paese/continente, 2016, IEA

	TWh				% of total building final energy use in 2016
	1990	2000	2010	2016	
USA	339	448	588	616	10,6%
UE	63	100	149	152	1,2%
Japan	48	100	119	107	9,5%
Korea	4	17	34	41	8,5%
Mexico	7	16	23	37	9,8%
China	7	45	243	450	9,3%
India	6	22	49	91	3,4%
Indonesia	2	6	14	25	3,0%
Brazil	10	19	26	32	7,7%
South Africa	4	6	6	8	2,8%
Middle East	26	49	97	129	9,3%
World	608	976	1602	2021	5,9%

I consumi energetici negli USA e nei paesi maggiormente industrializzati, si sono stabilizzati grazie all'utilizzo di ACs sempre più efficienti che permettono quindi di soddisfare le crescenti richieste di raffrescamento (per via della crescita demografica) mantenendo però circa costanti le relative spese energetiche. Al contrario, il trend cinese è in continua crescita, sia per il numero di abitanti che sempre più spesso vogliono e riescono ad accedere a comfort di questo tipo, sia a causa di tecnologie inefficienti.

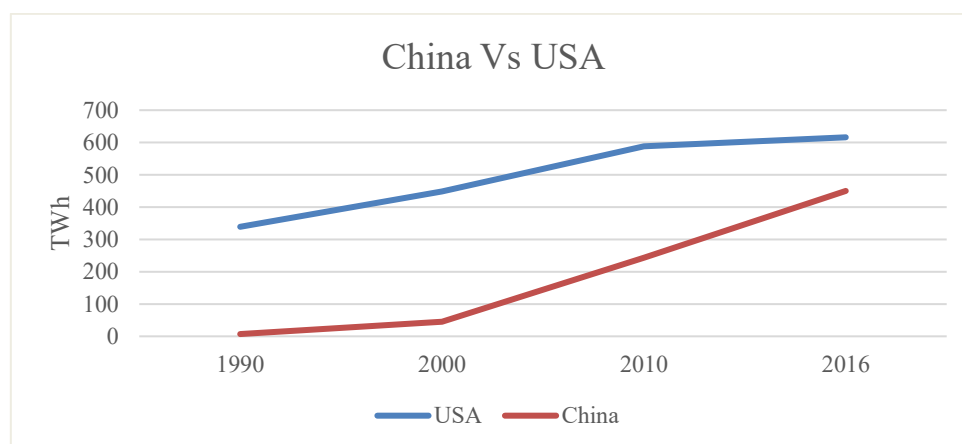


Grafico 1.4 Andamento del consumo di energia finale per raffrescamento residenziale, 2016, IEA

Come riportato nella Tabella 2, nel 2016, i maggiori consumi destinati al raffrescamento residenziale, costituivano il 10,6% del totale fabbisogno del singolo edificio in USA, seguiti dal Messico (9,8%), Giappone (9,5%) e Cina (9,3%).

La Cina risulta essere la nazione con la maggiore e più rapida crescita per quanto riguarda il consumo di energia finale tra il 1990 e il 2016, ed è facilmente prevedibile che questo trend non tenda a fermarsi nel breve tempo.

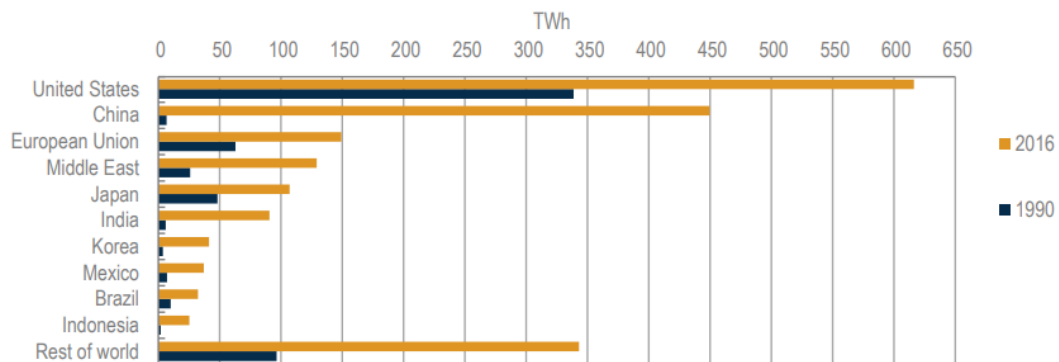


Grafico 1.5 Confronto consumo di energia primaria per raffrescamento residenziale nei diversi stati 1990-2016, 2016, IEA

Da questi consumi derivano necessariamente notevoli emissioni di CO₂; facendo riferimento sempre al 2016, in cui il 65% della produzione elettrica derivava da fonti fossili e assumendo una media di 505 grammi di CO₂ emessi per kWh prodotti, essendo stati stimati 2000 TWh necessari per il funzionamento dei vari ACs, a questi devono essere associati 1130 milioni di tonnellate di CO₂.

1.2. Principali paesi che usano PACs e relativi consumi energetici

Tra settembre 2020 ed agosto 2021, i paesi² con maggiori vendite di PACs sono stati: Germania, Francia, Cina, Paesi Bassi e Italia.

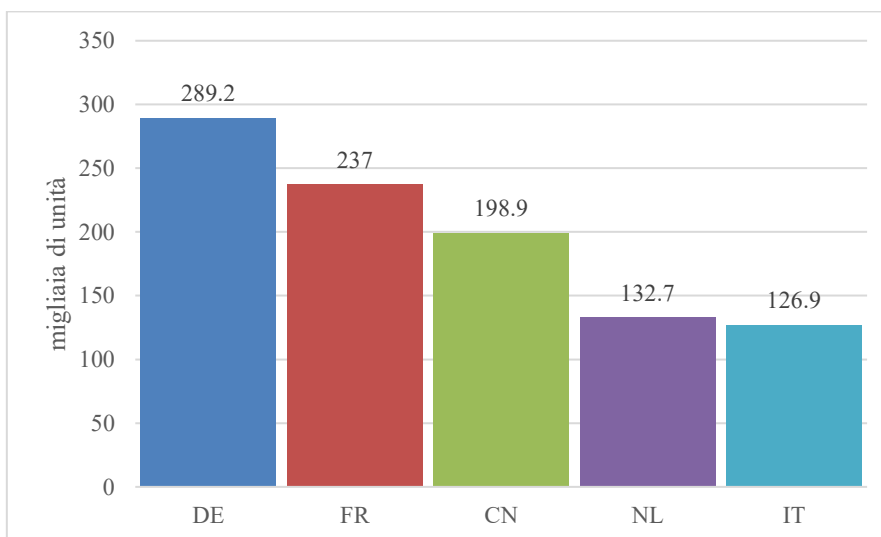


Grafico 1.6 Primi cinque paesi per migliaia di PAC venduti, Sett 20 - Ago 21

Il mercato relativo ai PACs dell'Europa occidentale ha subito in media una contrazione del -31,6% confrontato con gli standard pre-pandemia. A distanza di un anno, nella maggior parte dei paesi relativi all'Europa Occidentale, le vendite sono diminuite, fatta eccezione per l'Italia e l'Austria che presentano un aumento del +21,7% e +81,2% come riportato nel grafico 1.7.

² Escluse America ed Australia

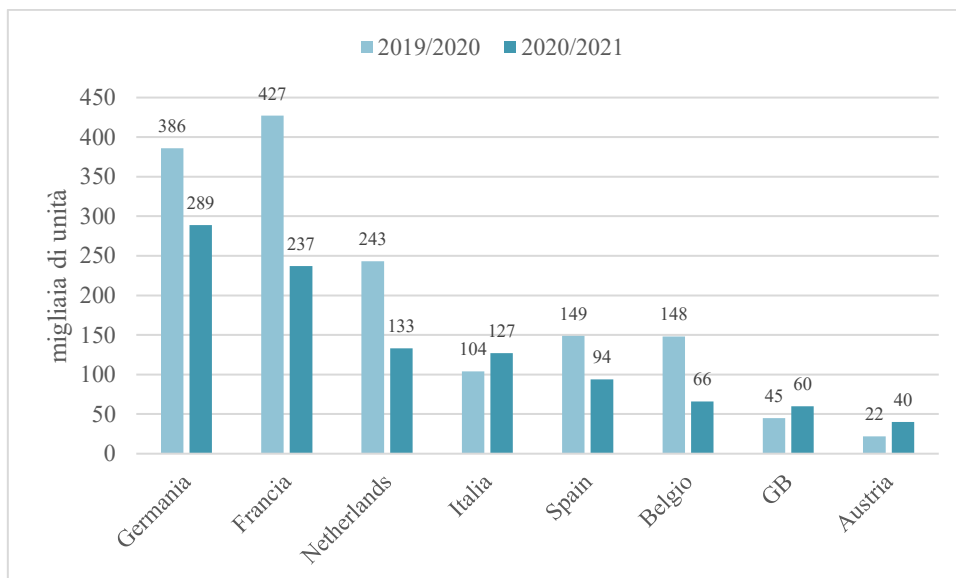


Grafico 1.7 Differenza tra migliaia di PACs venduti tra 2019/2020 e 2020/2021 in Europa Occidentale

Anche nel mercato asiatico è stata rilevata una diminuzione nello stesso periodo, in particolare del -12,7%; con eccezione questa volta per la Malesia che ha quasi raddoppiato le proprie vendite.

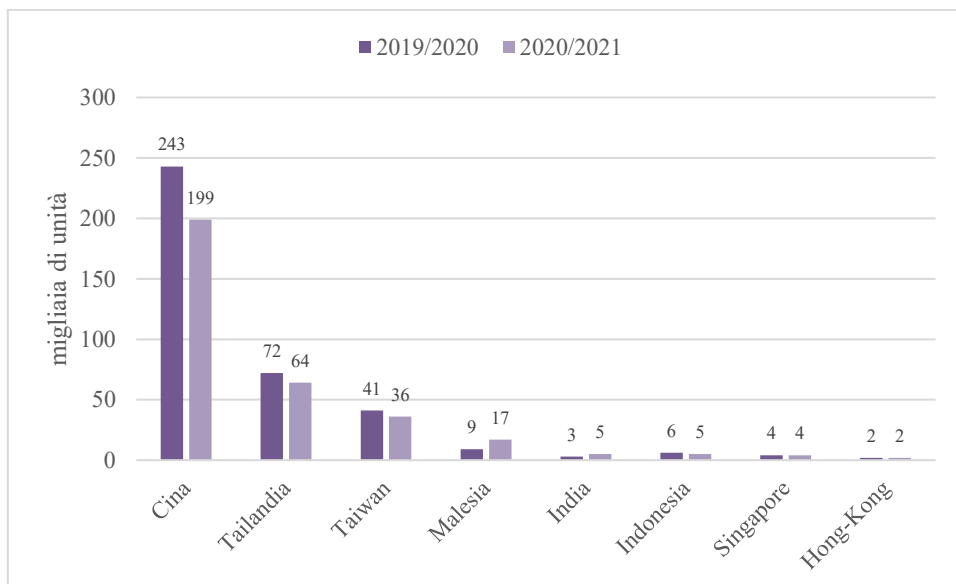


Grafico 1.8 Differenza tra migliaia di PACs venduti tra 2019/2020 e 2020/2021 in Asia

In Europa, considerando un PAC standard da 2,6 kW con tubo singolo³, sono stimate 4,5 milioni di unità prodotte per il 2025, con un trend sempre crescente fino al 2050 [2].

Tabella 1.3 Stima stock europei per condizionatori portatili, 2018, Commissione Europea

Stima mln di unità prodotte UE28								
2010	2015	2020	2025	2030	2035	2040	2045	2050
4,3	4,4	4,3	4,5	4,6	4,8	4,9	5	5,2

Per quanto riguarda i consumi energetici di un PAC in Europa, è possibile valutarli a partire dai dati della tabella 1.4:

Tabella 1.4 Caratteristiche PAC standard in Europa, 2018, Commissione Europea

Cooling capacity [kW]	2,6
EER	2,65
Ore di funzionamento	549

Le ore di funzionamento sono stabilite secondo la Regulation (UE) 206/2012, che pone il limite per la stagione di raffrescamento per temperature superiori ai 23°C e tenendo conto di un impiego attivo della macchina per il 58% del tempo al giorno. Con queste assunzioni, derivano:

- **365 kWh/anno** di capacità raffrescante
- **172 kWh/anno** di consumo elettrico⁴

³ In inglese single duct, fa riferimento al numero di tubi collegati alla macchina per apportare o asportare aria; in Italia e quasi in tutta Europa si usa un singolo tubo che convoglia l'aria in uscita al condensatore, mentre in America è presente anche la configurazione con un secondo tubo che porta l'aria dell'ambiente esterno verso il condensatore.

⁴ Destinato esclusivamente al raffrescamento, escludendo il fabbisogno dei ventilatori, display e dei rimanenti componenti che necessitano di elettricità.

Considerando anche le ore di standby, il dato relativo al consumo elettrico non subirebbe grosse variazioni.

Usando un approccio LCA, è possibile distribuire i consumi energetici e le relative emissioni nelle diverse fasi della vita del prodotto:

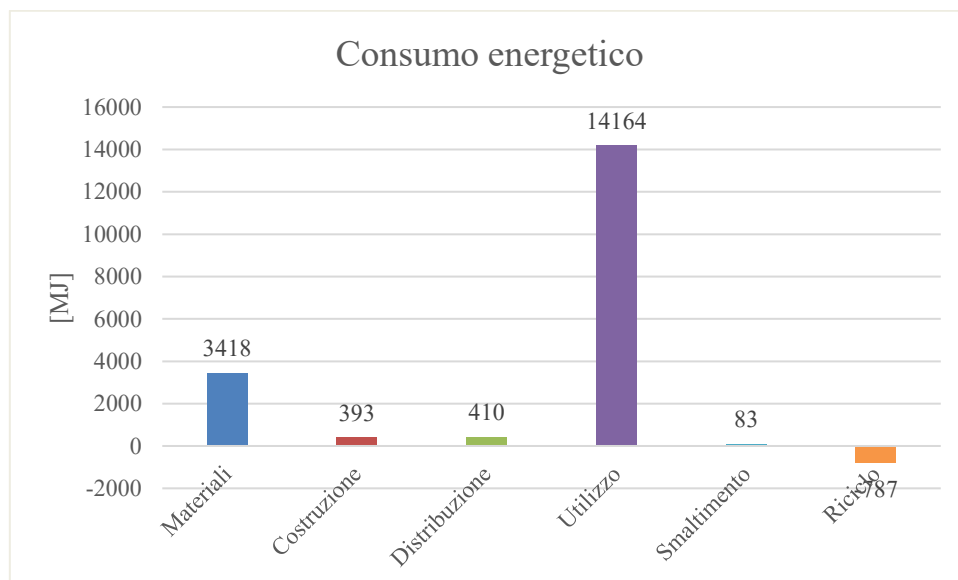


Grafico 1.9 Consumi energetici nelle diverse fasi del PAC, 2018, Commissione Europea

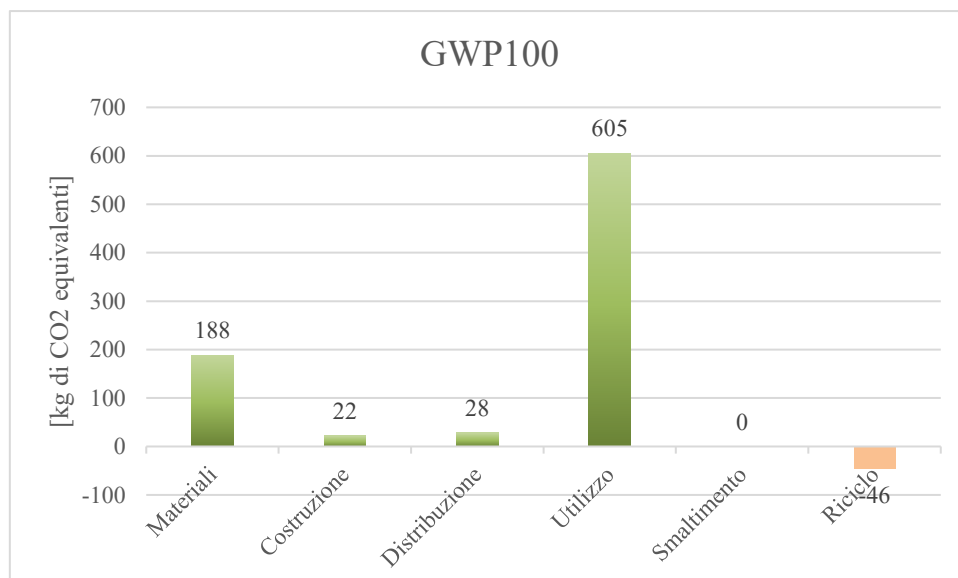


Grafico 1.10 Emissioni di CO2 equivalenti nelle diverse fasi del PAC, 2018, Commissione Europea

Dai grafici 1.9 e 1.10 è chiaro che la fase più critica risulta essere quella di utilizzo del PAC, il che conferma la necessità di migliorare l'efficienza della macchina in modo da convertire una maggiore quantità di energia elettrica in energia utile per il raffrescamento, diminuendo così i consumi di energia primaria e le quantità equivalenti di CO₂ emesse.

Tabella 1.5 Incidenza nel consumo energetico e nelle emissioni di CO₂ delle diverse fasi di vita del PAC, 2018, Commissione Europea

	Materiali	Costruzione	Distribuzione	Utilizzo	Smaltimento	Riciclo
Consumo energetico	19%	2%	2%	80%	0%	-4%
GWP100	24%	3%	3%	76%	0%	-6%

1.3. Normative Europee

Fino a pochi anni fa, in Europa non erano presenti degli standard minimi da rispettare per quanto riguarda le prestazioni dei condizionatori, consentendo a qualsiasi tipo di macchina la possibilità di far parte del mercato. Solo in seguito alla Direttiva 2009/125/CE che apre la strada al Regolamento UE 2012/206, vengono stabiliti i requisiti minimi di ciascuna macchina per poter essere ammessa nel mercato, con l'obiettivo di eliminare gli ACs inefficienti ed incentivando la competizione tra aziende sul tema dell'efficienza energetica. Tale regolamento si applica a condizionatori alimentati da rete elettrica con capacità frigorifera nominale ≤ 12 kW.

Tabella 1.6 Requisiti di efficienza energetica minima, 2012, Gazzetta ufficiale dell'UE

	Condizionatori d'aria, esclusi i condizionatori d'aria single e double duct		Condizionatori double duct		Condizionatori single duct	
	SEER	SCOP	EER _{nominale}	COP _{nominale}	EER _{nominale}	COP _{nominale}
Se GWP del refrigerante > 150 per < 6 kW	4,6	3,8	2,6	2,6	2,6	2,04
Se GWP del refrigerante ≤ 150 per < 6 kW	4,14	3,42	2,34	2,34	2,34	1,84
Se GWP del refrigerante > 150 per 6-12 kW	4,3	3,8	2,6	2,6	2,6	2,04
Se GWP del refrigerante ≤ 150 per 6-12 kW	3,87	3,42	2,34	2,34	2,34	1,84

A partire dal 1° gennaio 2013 i condizionatori d'aria devono soddisfare i requisiti indicati nella tabella 1.6; è possibile notare come i limiti per le macchine che usano refrigeranti più dannosi siano più stringenti, in modo da disincentivarne l'utilizzo. I valori tabulati sono calcolati secondo la normativa EN ISO 14511-3:2018 [3], nella quale vengono descritte nel dettaglio le condizioni in cui devono essere eseguiti i test, e i relativi metodi di calcolo da applicare.

Sempre nel Regolamento UE 2012/206 vengono riportate le prestazioni delle migliori tecnologie sul mercato:

Tabella 1.7 Benchmark per condizionatori d'aria, 2012, Gazzetta ufficiale dell'Unione Europea

Condizionatori d'aria, esclusi i condizionatori d'aria single e double duct		Condizionatori double duct		Condizionatori single duct	
SEER	SCOP	EER	COP	EER	COP
8,5	5,1	3	3,15	3,15	2,6

In particolare, le prestazioni della macchina devono essere calcolate nelle condizioni ambiente di 35°C di temperatura e 40% di umidità relativa, in modo da poter classificare univocamente ogni macchina secondo i valori riportati nella tabella 1.8.

Tabella 1.8 Classi energetiche per single duct e double duct, 2012, Gazzetta ufficiale dell'Unione Europea

Classe	Double duct		Single Duct	
	EER _{nominale}	COP _{nominale}	EER _{nominale}	COP _{nominale}
A +++	$\geq 4,10$	$\geq 4,60$	$\geq 4,10$	$\geq 3,6$
A ++	$3,6 \leq \text{EER} \leq 4,1$	$4,1 \leq \text{COP} \leq 4,6$	$3,6 \leq \text{EER} \leq 4,1$	$3,1 \leq \text{COP} \leq 3,6$
A +	$3,1 \leq \text{EER} \leq 3,6$	$3,6 \leq \text{COP} \leq 4,1$	$3,1 \leq \text{EER} \leq 3,6$	$2,6 \leq \text{COP} \leq 3,1$
A	$2,6 \leq \text{EER} \leq 3,1$	$3,1 \leq \text{COP} \leq 3,6$	$2,6 \leq \text{EER} \leq 3,1$	$2,3 \leq \text{COP} \leq 2,6$
B	$2,4 \leq \text{EER} \leq 2,6$	$2,6 \leq \text{COP} \leq 3,1$	$2,4 \leq \text{EER} \leq 2,6$	$2 \leq \text{COP} \leq 2,3$
C	$2,1 \leq \text{EER} \leq 2,4$	$2,4 \leq \text{COP} \leq 2,6$	$2,1 \leq \text{EER} \leq 2,4$	$1,8 \leq \text{COP} \leq 2$
D	$1,8 \leq \text{EER} \leq 2,1$	$2 \leq \text{COP} \leq 2,4$	$1,8 \leq \text{EER} \leq 2,1$	$1,6 \leq \text{COP} \leq 1,8$
E	$1,6 \leq \text{EER} \leq 1,8$	$1,8 \leq \text{COP} \leq 2$	$1,6 \leq \text{EER} \leq 1,8$	$1,4 \leq \text{COP} \leq 1,6$
F	$1,4 \leq \text{EER} \leq 1,6$	$1,6 \leq \text{COP} \leq 1,8$	$1,4 \leq \text{EER} \leq 1,6$	$1,2 \leq \text{COP} \leq 1,4$
G	$< 1,4$	$< 1,6$	$< 1,4$	$< 1,2$

1.4 De'Longhi: cenni storici

L'azienda De'Longhi nasce nel 1902 come produttrice di pezzi e/o prodotti per conto di aziende terze. Solo nel 1974 viene rilasciato il primo prodotto firmato De'Longhi, un radiatore ad olio progettato per rispondere alle necessità energetiche delle famiglie di fronte alla prima crisi petrolifera.

Il 1986 è l'anno del lancio di Pinguino, il primo condizionatore portatile single duct davvero efficiente, che entra con il suo design e la sua funzionalità nelle case di milioni di persone.



Figura 1.1 Primo Pinguino, 1986, De'Longhi

Nei primi PAC veniva utilizzato come refrigerante l'R22, un fluido caratterizzato da un ridotto $ODP = 0,05$ e con un elevato $GWP = 1760$, non infiammabile e non tossico [4].

Il PAC riusciva a garantire 2150 W di capacità frigorifera con un assorbimento di 950 W e un conseguente EER pari a 2,26.

In seguito alla crescente attenzione posta verso l'impatto dei fluidi refrigeranti sull'ambiente, l'R22 è stato progressivamente sostituito e bandito dalla normativa. Come sostituto venne scelta la miscela con ridotto glide di temperatura R407C, in grado di ridurre l'impatto ambientale solo parzialmente, con un GWP di 1624 [4]. Le macchine caricate con R407C riuscivano a raggiungere una capacità frigorifera di 2200 W con un assorbimento di potenza di 880 W per rapporti di pressione attorno a 2 e con un conseguente EER di 2.5.

Come step successivo si è passati all'R410A per via della pressione di saturazione più elevata e della più grande capacità volumetrica di refrigerazione. Oltre ai vantaggi menzionati, è importante sottolineare che l'R410A non si tratta di un fluido drop-in per le macchine funzionanti a R407C, di conseguenza è stato necessario ridisegnare e riprogettare nuovi circuiti e scambiatori di calore, caratterizzati da dimensioni ridotte [5].

L'ulteriore sostituzione del refrigerante con il Propano, completata nel 2019 [6], determinò un importante salto di qualità in termini di prestazioni garantendo un ODP nullo ed un GWP pari a 3 [4]; l'unico aspetto a cui deve essere posta molta attenzione è la sua infiammabilità, in quanto l'R290 fa parte della *Safety Class A3* [4].

Tabella 1.9 Alcuni PACs De'Longhi 1992-2020

Modello	Anno	Refrigerante	EER
19E	1992	R22	2,3
AL2	1996	R22	2,4
F10	2001	R22	2,6
L20 H	2004	R407C	2,5
L10	2004	R407C	2,5
N85	2010	R410A	2,6
AN97	2016	R410A	2,7
N76	2018	R410A	2,7
EL112CST	2020	R290	3,1
EX100	2020	R290	3,6



PAC-19E

1992

R22
EER = 2,3
GWP = 1760



PAC-L10

2004

R407C
EER = 2,5
GWP = 1624



PAC N85

2010

R410A
EER = 2,6
GWP = 1924



PAC-EX100

2019

R290
EER = 3,36
GWP = 3

Figura 1.2 Alcuni condizionatori portatili De'Longhi nel corso degli anni

1.5 Stato dell'arte dei vari competitors

A livello mondiale⁵, le aziende con maggiori vendite tra 2020 e 2021 sono state De'Longhi, con 6,6%, Comfee, con 5,7% e Midea con 4,7%.⁶

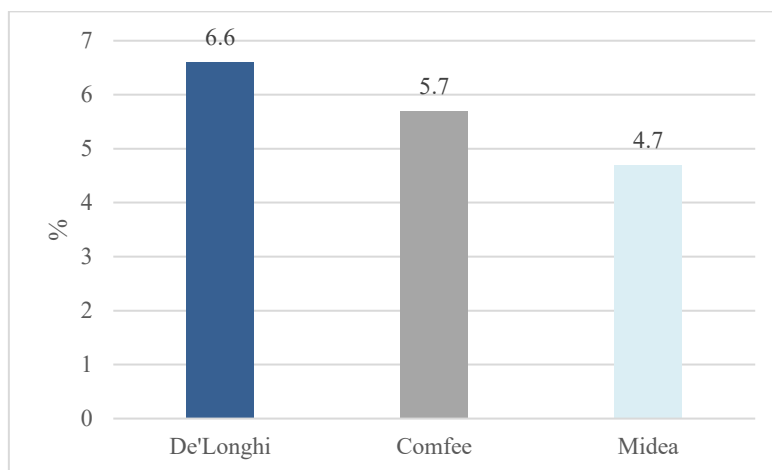


Grafico 1.11 Percentuali di PAC venduti nell'anno 2020/2021 dalle principali aziende

In Europa Occidentale resta preponderante la quota di vendite relativa ai prodotti De'Longhi assieme a prodotti Tradebrand⁷, mentre per l'Europa dell'Est e nei paesi a Nord, sono Electrolux e Whirlpool a spartirsi in maniera simile la totalità delle vendite. Per quanto riguarda il Medio Oriente e il Nord Africa, risultano essere maggiori le vendite relative ad Hisense e ai prodotti Tradebrand; mentre in Asia, il marchio con più vendite risulta essere Comfee.

⁵ Nei dati riportati, i paesi considerati sono: Francia, Germania, Italia, GB, Spagna, Olanda, Austria, Belgio, Portogallo, Russia, Ucraina, Kazakistan, Romania, Svezia, Turchia, Israele, Grecia, Arabia Saudita, Emirati Arabi, Marocco, Sud Africa, Iraq, Taiwan, Tailandia, Malesia, Indonesia, Vietnam, Singapore, Cina, India, Pakistan, Myanmar, Brasile, Argentina, Panama, Ecuador, Colombia.

⁶ Percentuali di penetrazione relative ad una vendita annuale stimata di 1,71 mln di unità.

⁷ Grandi catene commerciali che rivendono PAC con il loro marchio.

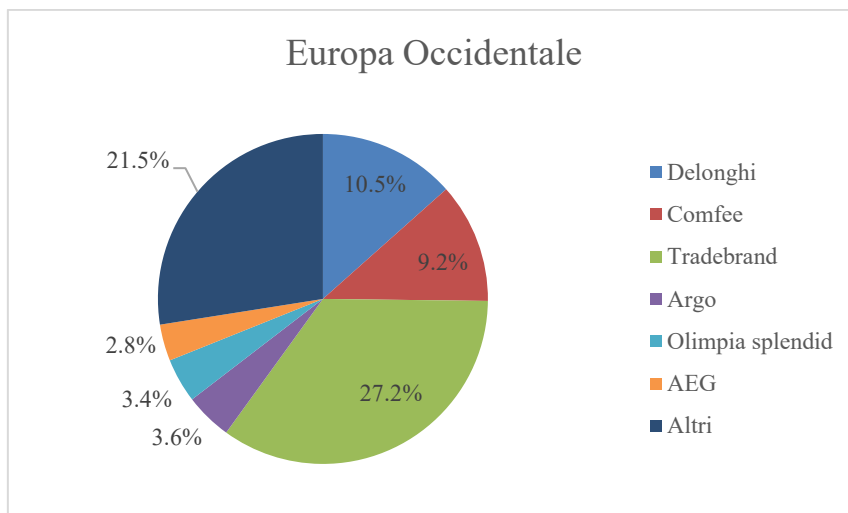


Grafico 1.12 Percentuali ⁸dei diversi marchi relative alle vendite di PAC tra il 2020-2021 in Europa Occidentale

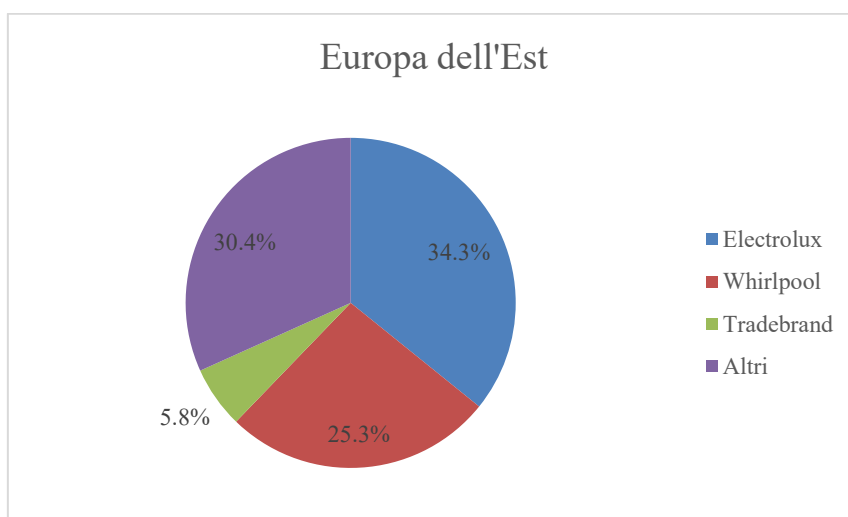


Grafico 1.13 Percentuali dei diversi marchi relative alle vendite di PAC tra il 2020-2021 in Europa dell'Est

⁸ La percentuale rimanente è attribuita ad altri marchi meno conosciuti, di cui però il dato non è riportato.

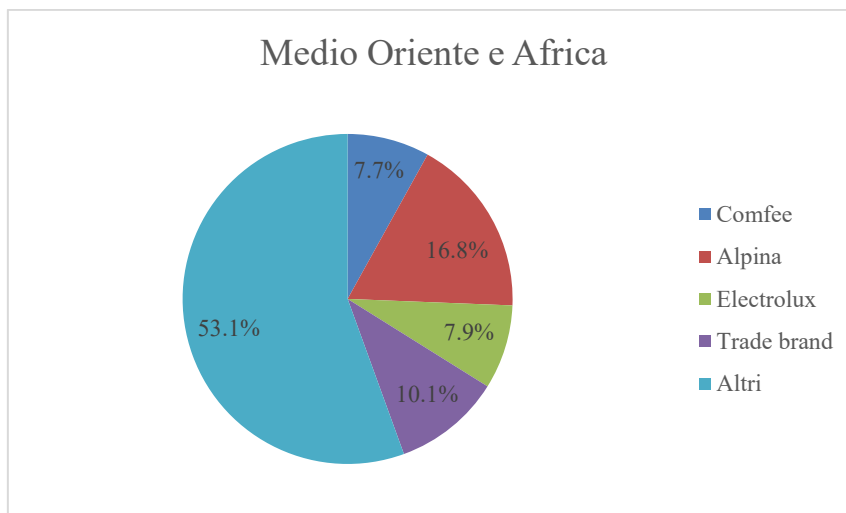


Grafico 1.14 Percentuali dei diversi marchi relative alle vendite di PAC tra il 2020-2021 in Medio Oriente e Africa

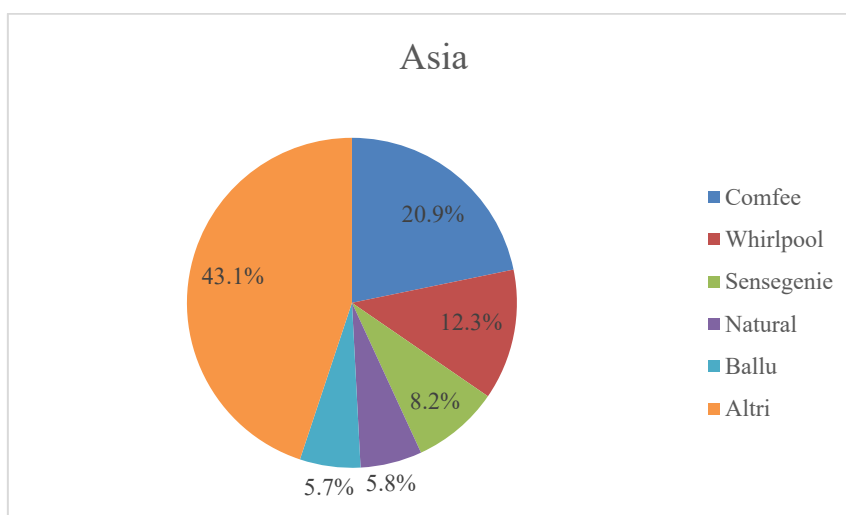


Grafico 1.15 Percentuali dei diversi marchi relative alle vendite di PAC tra il 2020-2021 in Asia

Un aspetto evidente dalle percentuali riportate nei grafici è la forte presenza di macchine non riconducibili ai marchi più conosciuti; il mercato dei PAC, infatti, è caratterizzato da numerosi piccoli produttori che tentano di coprire la fascia economica più bassa impiegando tecnologie inefficienti.

Dal punto di vista energetico, il mercato dei PAC sta gradualmente migliorando di anno in anno, aumentando la quota di prodotti appartenenti alla classe energetica A++ e riducendo quella per le macchine meno efficienti.

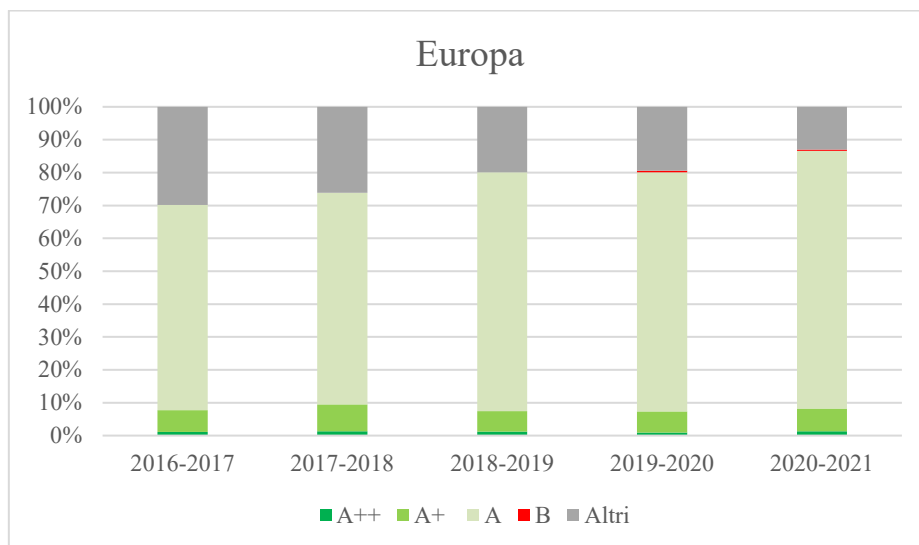


Grafico 1.16 Percentuali di PAC venduti nei diversi anni appartenenti alle varie classi energetiche

Analizzando le vendite dei PAC più efficienti in Europa occidentale, De'Longhi ricopre sempre e da sempre la quota maggiore; solo a partire dal 2020, anche Electrolux e TCL hanno visto crescere la loro quota percentuale in Francia e Italia in seguito allo sviluppo di nuove macchine.

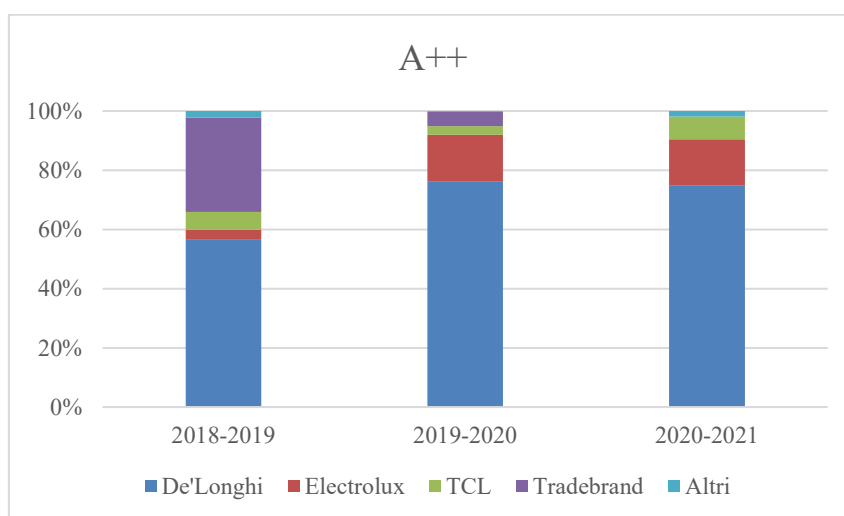


Grafico 1.17 Percentuali di PAC A++ venduti in Europa occidentale per marchio

Nel caso dei PAC A+, il mercato è più differenziato, in quanto anche aziende più piccole riescono a soddisfare i relativi limiti:

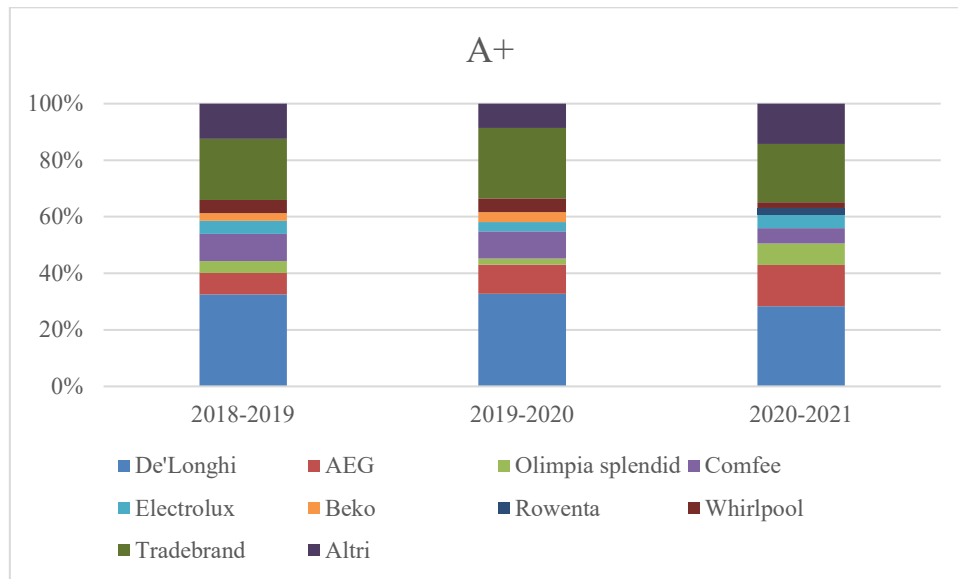


Grafico 1.18 Percentuali di PAC A+ venduti in Europa occidentale per marchio

Il crescente impegno richiesto alle aziende attraverso i limiti minimi definiti da normativa Europea, fanno sì che i piccoli produttori di PAC inefficienti non riescano a rimanere sul mercato, garantendo dei prodotti affidabili che determinano un duplice beneficio:

1. All'utente, abbassando i costi operativi del PAC.
2. Al sistema elettrico, riducendo la quantità di energia richiesta dai singoli PAC.

2. CARATTERIZZAZIONE TERMOECONOMICA

Questo capitolo comincia con una breve introduzione alla teoria ed ai principi di funzionamento della macchina, proseguendo poi con l'analisi termodinamica, exergetica e termoeconomica, mediante l'utilizzo e la creazione di un foglio di calcolo Excel collegato alle add-in del NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP).

2.1. Teoria e principi di funzionamento

Il ciclo di riferimento per i condizionatori portatili è il ciclo inverso a semplice compressione di vapore, un ciclo termodinamico in cui il sistema assorbe una certa quantità di calore da una sorgente a più bassa temperatura, per trasferirla ad un serbatoio termico a temperatura più elevata; tale trasferimento può avvenire però esclusivamente attraverso il dispendio di lavoro esterno.

Il trasferimento di calore avviene tra due fluidi: il refrigerante ed il fluido secondario. Attraverso cambiamenti di fase localizzati nel condensatore e nell'evaporatore, il refrigerante riesce a cedere ed asportare calore al fluido secondario.

La macchina è caratterizzata da quattro componenti fondamentali più i due fluidi coinvolti:

- Fluido principale: refrigerante con particolari proprietà termofisiche che cede ed assorbe calore ciclicamente interagendo con il fluido secondario.
- Fluido secondario: aria della stanza che deve essere raffrescata.

- Compressore: stabilisce e mantiene il rapporto di pressione necessario ai cambiamenti di fase del refrigerante
- Condensatore: scambiatore alettato in cui il refrigerante, allo stato gassoso, cede calore all'aria per poter condensare
- Tubo capillare: consente l'espansione del refrigerante, portandolo al livello di pressione più basso.
- Evaporatore: scambiatore alettato in cui il refrigerante assorbe calore dall'aria con lo scopo di raffrescarla, portandosi allo stato gassoso.

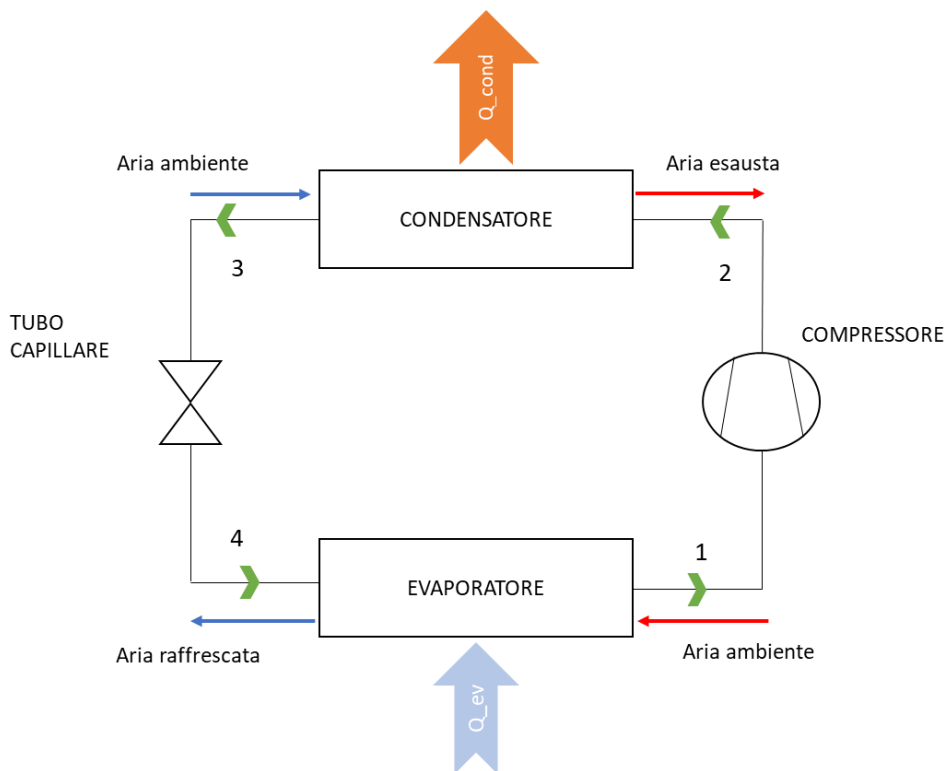


Figura 2.1 Schema ciclo inverso a compressione di vapore

Il ciclo termodinamico può essere distinto in quattro trasformazioni:

b-Cis: il compressore porta il refrigerante al livello di pressione più elevato, convertendolo in vapore surriscaldato.

c_{is}-d: il refrigerante viene raffreddato e poi condensa a pressione costante all'interno del condensatore cedendo calore all'aria ambiente.

d-a_{is}: l'organo di espansione porta il refrigerante al livello di pressione inferiore, in modo da abbassarne la temperatura

a_{is}-b: il refrigerante evapora a pressione costante all'interno dell'evaporatore assorbendo calore dall'aria ambiente.

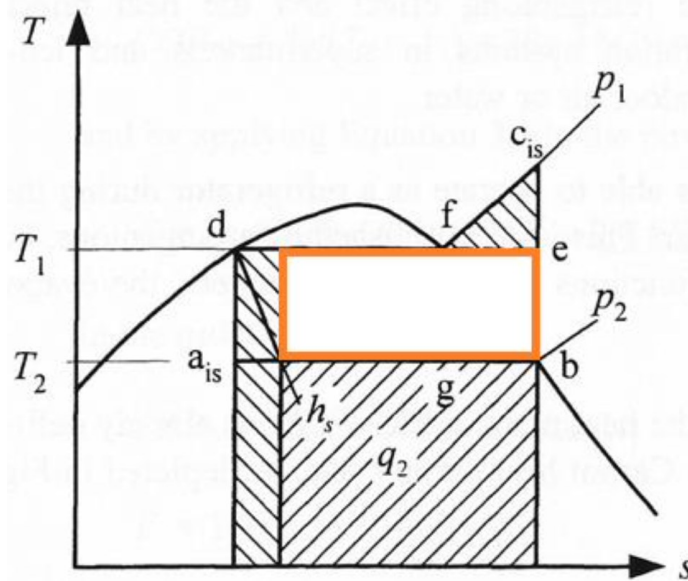


Grafico 2.1 Ciclo frigorifero semplice, diagramma T-s [7]

Nella figura 4, in arancione è disegnato il ciclo ideale inverso di Carnot, composto esclusivamente da trasformazioni reversibili e prive di perdite exergetiche, in cui l'area interna rappresenterebbe il calore assorbito dall'ambiente. Sempre nella figura 4, in nero (a_{is}-b-c_{is}-d) è rappresentato il ciclo reale⁹ semplice, dal quale è possibile apprezzare le perdite exergetiche inevitabili per desuperheating (area e-c_{is}-f) e per throttling (area d-a_{is}-h_s). Si tratta di perdite exergetiche, la cui somma può essere intesa nella pratica come quantità aggiuntiva

⁹ È comunque un ciclo ancora lontano da quello reale vero, in quanto si assume un rendimento di compressione unitario.

di lavoro che deve essere speso al compressore per poter ottenere lo stesso effetto utile del ciclo ideale.

Per visualizzare in maniera più semplice l'effetto utile del ciclo, talvolta viene rappresentato nel diagramma p-h:

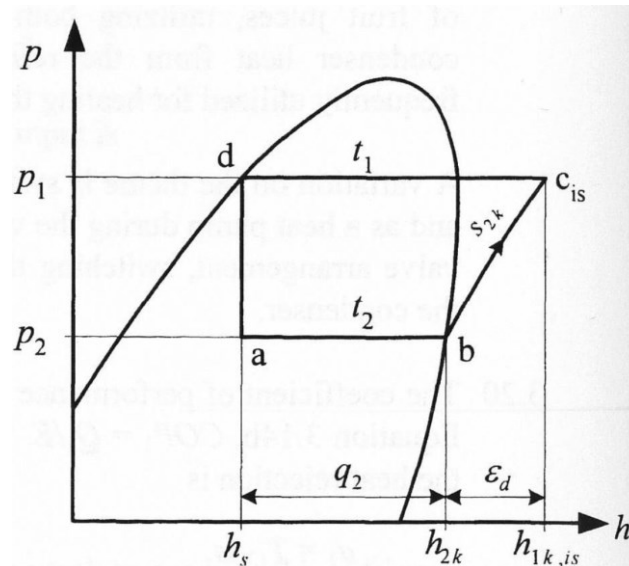


Grafico 2.2 Ciclo frigorifero semplice, diagramma p-h [7]

Dal diagramma p-h risulta più evidente l'effetto refrigerante della macchina, rappresentato dal segmento q_2 ; allo stesso modo il lavoro speso al compressore è immediatamente quantificabile col segmento ϵ_d .

I parametri fondamentali che identificano il ciclo sono:

- Rapporto tra pressione di condensazione e pressione di evaporazione.
- Temperatura di condensazione ed evaporazione.
- Rendimento isoentropico e volumetrico del compressore.
- Condizioni ambiente di funzionamento.

Per valutare le prestazioni della macchina invece, viene calcolato l'EER (Energy Efficiency Ratio), che rappresenta il rapporto tra il calore assorbito all'evaporatore da parte del refrigerante ed il lavoro speso al compressore:

$$EER = \frac{q_2}{\varepsilon_d}$$

A causa delle complicazioni pratiche, devono essere considerati alcuni accorgimenti per ottimizzare il ciclo:

Surriscaldamento: per evitare la presenza di liquido al compressore, il processo di evaporazione viene esteso fino ad ottenere vapore saturo secco. Questa procedura ha contemporaneamente un effetto positivo e negativo sull'EER, in quanto aumenta sia la capacità frigorifera, che il lavoro di compressione.

Sottoraffreddamento: dualmente al surriscaldamento, per evitare tracce di vapore all'ingresso della valvola di laminazione, il processo di condensazione è esteso fino ad ottenere liquido sottoraffreddato; questo accorgimento ha sempre un effetto positivo sulle prestazioni della macchina, in quanto aumenta la capacità frigorifera mantenendo costante il lavoro di compressione ma non può essere deciso indipendentemente, in quanto viene ad essere limitato dall'accoppiamento col fluido secondario e le sue condizioni di temperatura e pressione.

Il ciclo reale rappresentato sul diagramma diventa quindi:

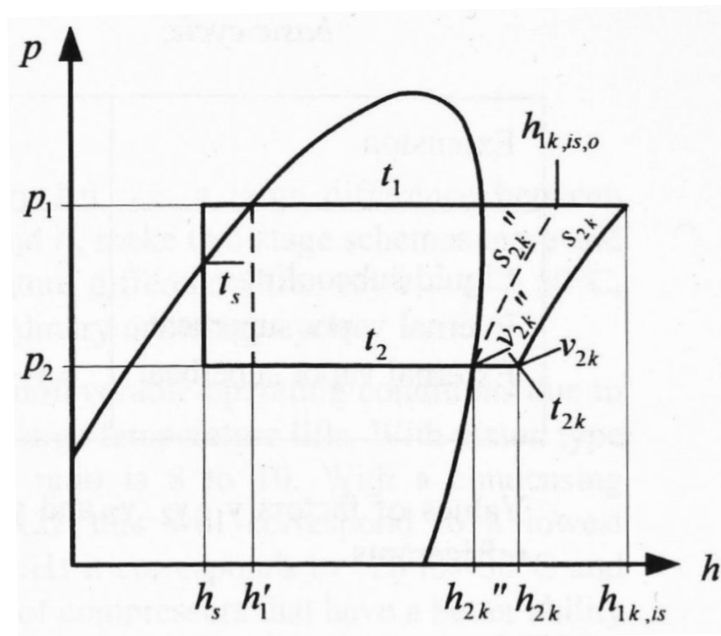


Grafico 2.3 Ciclo frigorifero con surriscaldamento e sottoraffreddamento, diagramma p-h [7]

2.2. Analisi Termodinamica

L'analisi termodinamica è stata eseguita con l'obiettivo di calcolare i parametri fondamentali di funzionamento del PAC ed analizzare l'andamento dell'EER al variare di questi; lo strumento di analisi è stato un modello di calcolo implementato su di un foglio Excel, integrato con le add-in REFPROP [7].

Come ipotesi semplificativa si assume l'intera analisi in condizioni stazionare, fotografando idealmente i vari componenti nelle condizioni di lavoro secondo la normativa Europea EN14511 [3], ovvero a 35°C di temperatura ambiente e con il 40% di umidità relativa. Un'altra ipotesi semplificativa è stata quella considerare unitari i rendimenti degli scambiatori di calore e di trascurarne le perdite di carico, in modo tale da poter considerare i processi di condensazione ed evaporazione a pressione costante.

Per poter eseguire i calcoli sono stati scelti nove dati di input:

Tabella 2.1 Dati di input del modello di calcolo

Input	Unità di misura
Refrigerante	-
T_ev	°C
T_cond	°C
SH	°C
SC	°C
Q_ev	W
η_{is}	-
η_{vol}	-
RPM	-

I valori di riferimento derivano da misure sperimentali e dati medi della macchina, ottenuti sempre alle condizioni standard di normativa [3].

Per il rendimento isoentropico e volumetrico del compressore, sono state ricavate le curve di rendimento in funzione del rapporto di pressione, a partire

dall'interpolazione delle curve caratteristiche del compressore stesso ricevute dai costruttori.

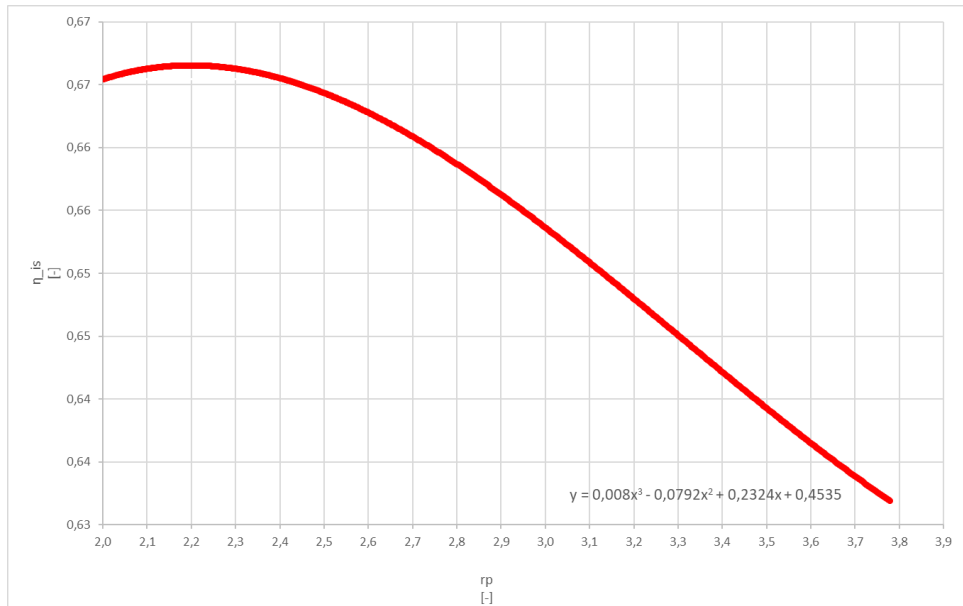


Grafico 2.4 Curva del rendimento isoentropico

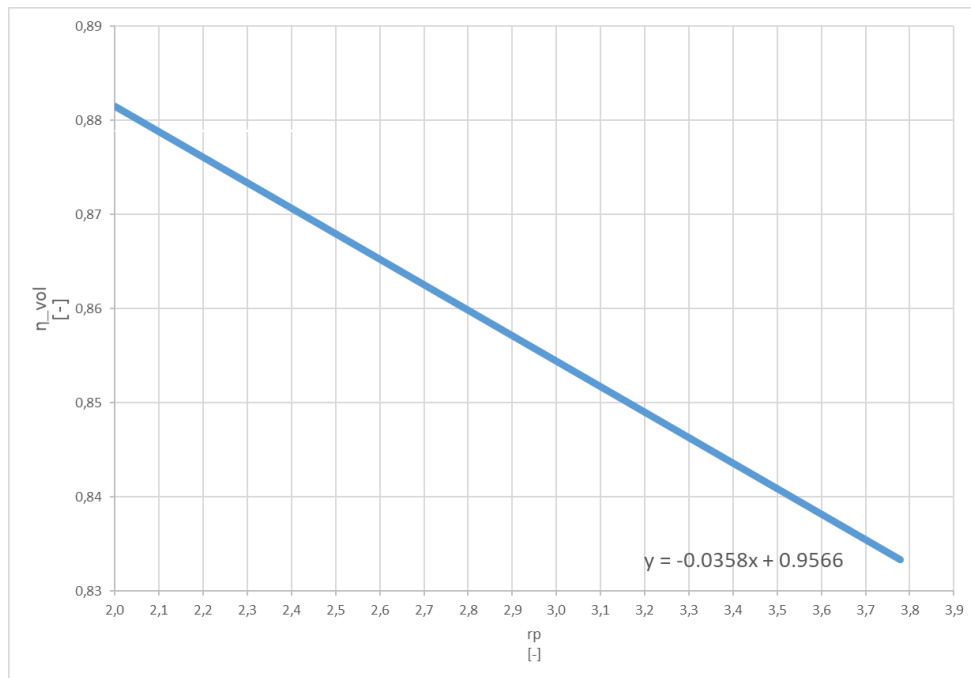


Grafico 2.5 Curva del rendimento volumetrico

Inseriti i dati di input, il foglio Excel, punto per punto, calcola le principali grandezze termodinamiche, facendo riferimento alle add-in REFPROP:

Tabella 2.2 Dati di output del modello di calcolo

Output	Unità di misura
Temperatura	°C
Pressione	bar
Entalpia	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
Entropia	$\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$

Partendo quindi dai dati di ogni punto, vengono poi calcolati i coefficienti di prestazione più importanti ed evidenziate alcune caratteristiche del ciclo:

Tabella 2.3 Dati di output calcolati

Output Calcolati	Unità di misura
EER	-
m_ref	$\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$
Q_cond	W
P_comp	W
V_s	$\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$
Displacement	cm^3
T uscita compressore	°C

Inserendo come dati iniziali di input i valori ottenuti da misure sperimentali, si ottengono i seguenti risultati:

Tabella 2.4 Valori di partenza

Output Calcolati		
EER	4,21	-
m_ref	28,79	kg·h ⁻¹
Q_cond	3094	W
P_comp	594	W
rp	2,66	-
V_s	2,47	m ³ ·h ⁻¹
Displacement	13,96	cm ³
T uscita compressore	79,43	°C

Ricavati gli output del PAC con gli input di partenza, ci si è concentrati nel ricercare i valori di input ottimali, attraverso un'analisi di sensitività, con l'obiettivo di massimizzare l'EER. L'analisi di sensitività è stata effettuata variando un singolo valore di input alla volta, mantenendo fisse le altre grandezze ai valori standard di partenza:

Surriscaldamento: l'effetto del surriscaldamento sulle prestazioni della macchina risulta poco impattante, in quanto la sua variazione comporta un aumento della capacità frigorifera contemporaneo con un aumento della potenza assorbita dal compressore.

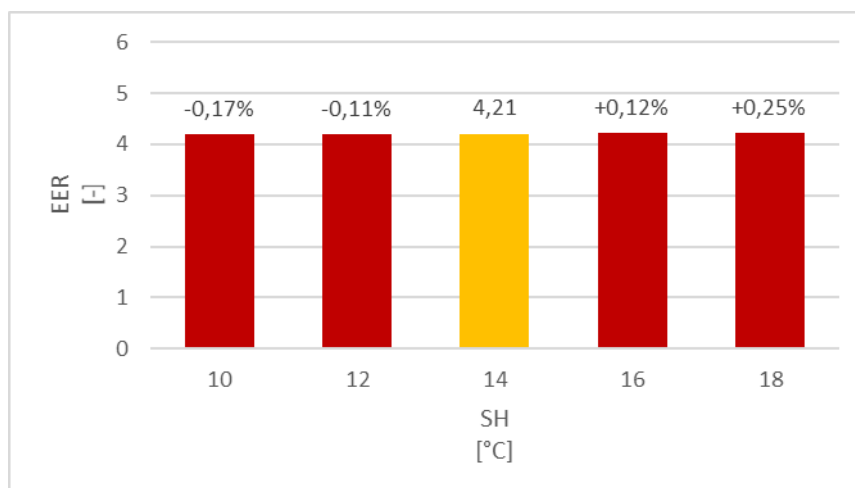


Grafico 2.6 Andamento del EER in funzione del surriscaldamento

Sottoraffreddamento: in maniera opposta, il sottoraffreddamento porta un sostanziale vantaggio al ciclo, in quanto un suo incremento aumenta la capacità frigorifera mantenendo costante il lavoro di compressione. Tale vantaggio incontra l'unico limite nell'accoppiamento col fluido secondario: non è possibile, infatti, sottoraffreddare il refrigerante al di sotto del punto di Pinch Point. Nel caso del Propano nelle condizioni analizzate, il vantaggio percentuale teorico che porta il sottoraffreddamento all'EER è di 1,226% per °C [8].

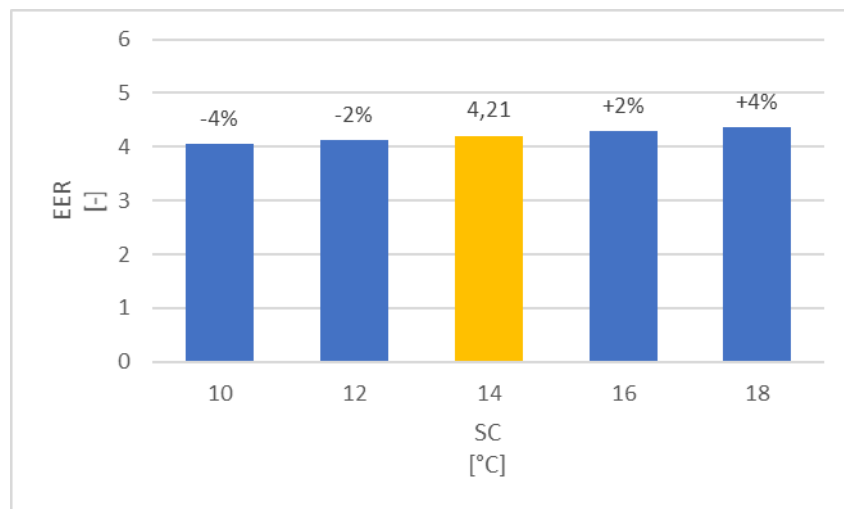


Grafico 2.7 Andamento del EER in funzione del sottoraffreddamento

Nelle condizioni operative analizzate, il guadagno percentuale massimo facendo variare solo SC da 10°C a 18°C è del 4%.

Rendimento isoentropico: il compressore ricompre un ruolo fondamentale per le prestazioni del ciclo, infatti la sua efficienza isoentropica modifica drasticamente l'EER, in quanto da essa dipendono le perdite più limitanti come il desuperheating e la quantità di potenza assorbita.

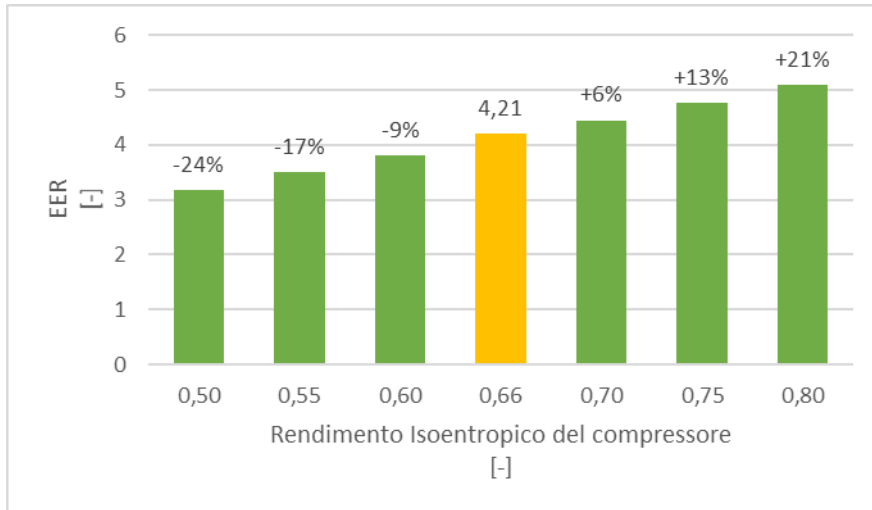


Grafico 2.8 Andamento del EER in funzione del rendimento isoentropico del compressore

Sostituendo un compressore standard a giri fissi con $\eta_{is} = 0,66$ con un compressore in grado di raggiungere rendimenti isoentropici di $\eta_{is} = 0,8$, il guadagno percentuale per l'EER risulta essere del 21%.

Temperatura di Evaporazione: secondo la definizione di rendimento ideale di Carnot, a temperature di evaporazione più elevate corrispondono EER più elevati, mantenendo costante la temperatura di condensazione, le due temperature di funzionamento, infatti, si avvicinano, diminuendo il termine a denominatore¹⁰. Oltre a quanto detto, modificando la temperatura di evaporazione, viene ad essere variato anche il rapporto di pressione, da cui dipende fortemente il rendimento isoentropico del compressore.

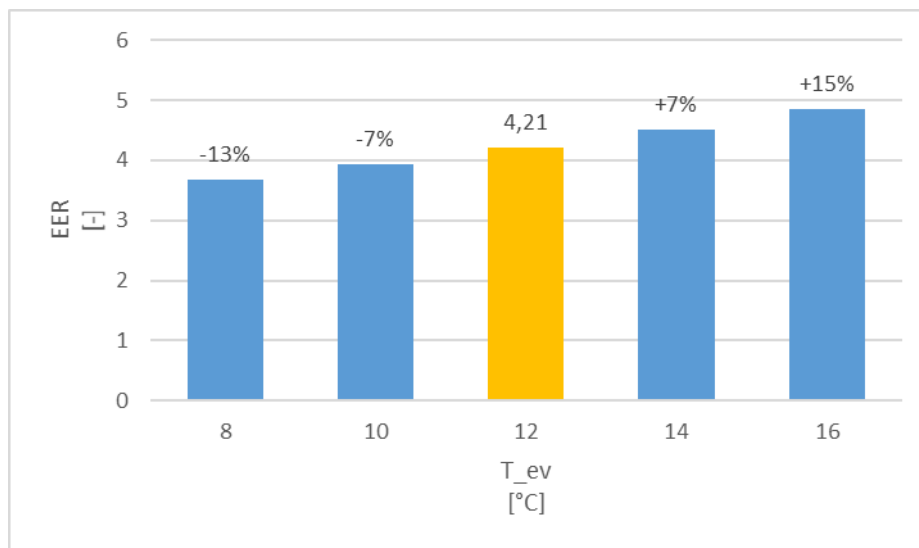


Grafico 2.9 Andamento del EER in funzione della temperatura di evaporazione

Rispetto alla condizione di partenza con una temperatura di evaporazione fissata a 12°C, aumentandola di 4°C è possibile incrementare l'EER del 15%.

¹⁰ COP ideale del ciclo di Carnot: $COP = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$ con T_1 e T_2 , temperature riferite al condensatore e all'evaporatore rispettivamente.

Temperatura di condensazione: in maniera del tutto analoga alla temperatura di evaporazione, una diminuzione della temperatura di condensazione determina un aumento del EER, sempre per la vicinanza tra le temperature di funzionamento.

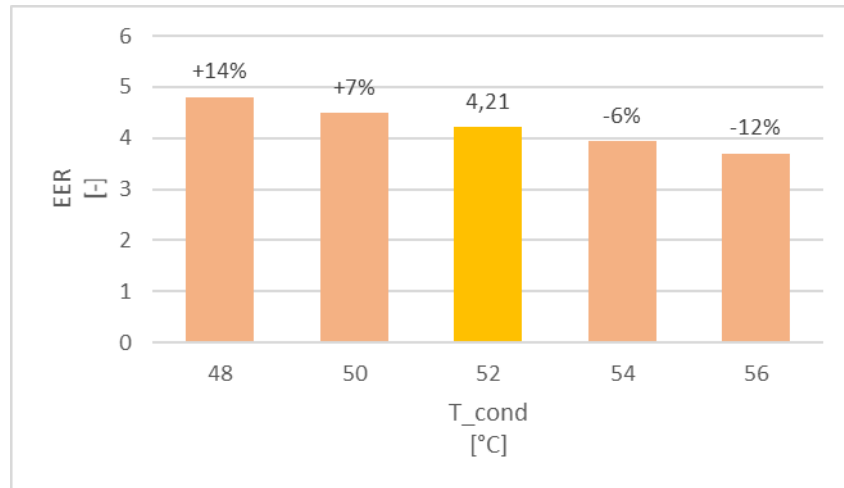


Grafico 2.10 Andamento del EER in funzione della temperatura di condensazione

Una diminuzione di 4°C della temperatura di condensazione comporta un aumento dell'EER del 14%.

L'effetto delle due temperature operative del ciclo è giustificato dalla definizione di rendimento ideale del ciclo inverso di Carnot, secondo cui l'EER può essere rappresentato come il rapporto tra la temperatura di condensazione divisa per la differenza tra la temperatura di condensazione e quella di evaporazione.

Tra tutti i parametri investigati, il massimo guadagno percentuale per l'EER in termini relativi (riferendosi all'EER di partenza) viene ottenuto con la variazione della temperatura di evaporazione¹¹. Dal grafico 2.11 è possibile capire il livello di incidenza dei vari parametri termodinamici nel ciclo e di quanto ognuno di essi possa contribuire all'incremento delle prestazioni del sistema.

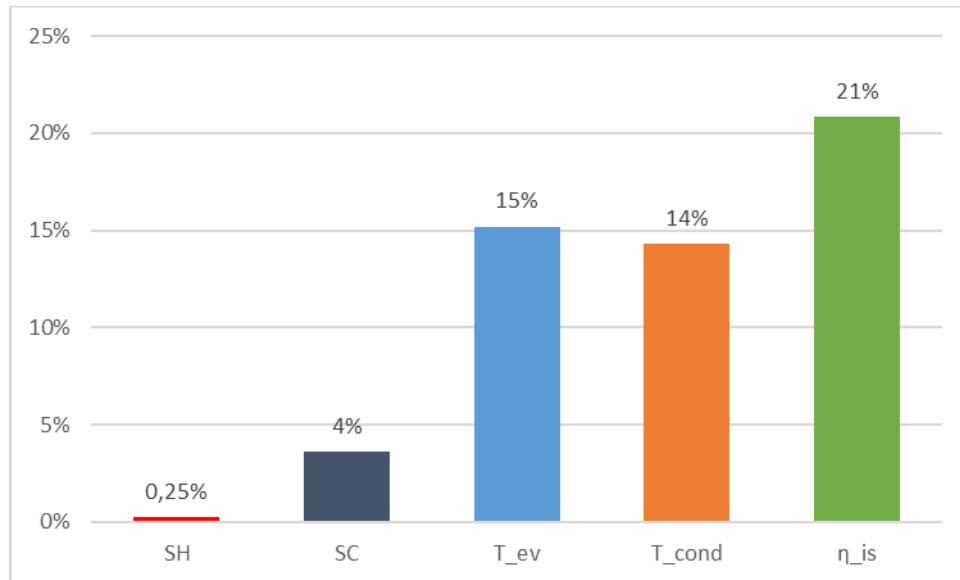


Grafico 2.11 Percentuali del massimo incremento di EER in seguito alla variazione dei diversi parametri

Oltre all'EER, sono stati valutati attraverso, un'ulteriore analisi di sensitività, altri due parametri di output relativi al compressore, che determinano la variabilità sia delle prestazioni del ciclo che del costo d'investimento iniziale del compressore stesso: il Displacement e la temperatura di uscita del refrigerante dal compressore.

¹¹ Aumentando ulteriormente il rendimento isoentropico è possibile raggiungere incrementi di efficienza maggiori ma al momento non si ha evidenza sul mercato di compressori rotativi con rendimenti superiori a 0,8.

Surriscaldamento: l'effetto del surriscaldamento per il Displacement non risulta essere apprezzabile, mentre è determinante per la temperatura di uscita dal compressore. Proprio per questo motivo il surriscaldamento non deve essere troppo elevato, in quanto complica le condizioni operative del refrigerante all'ingresso del condensatore e contemporaneamente aumenta la quantità di lavoro necessaria al compressore per poter raggiungere la stessa capacità frigorifera. Dai dati ottenuti, è possibile notare come raddoppiando i gradi di surriscaldamento da 10 a 18, la temperatura di uscita del refrigerante dal compressore aumenti di dodici gradi circa.

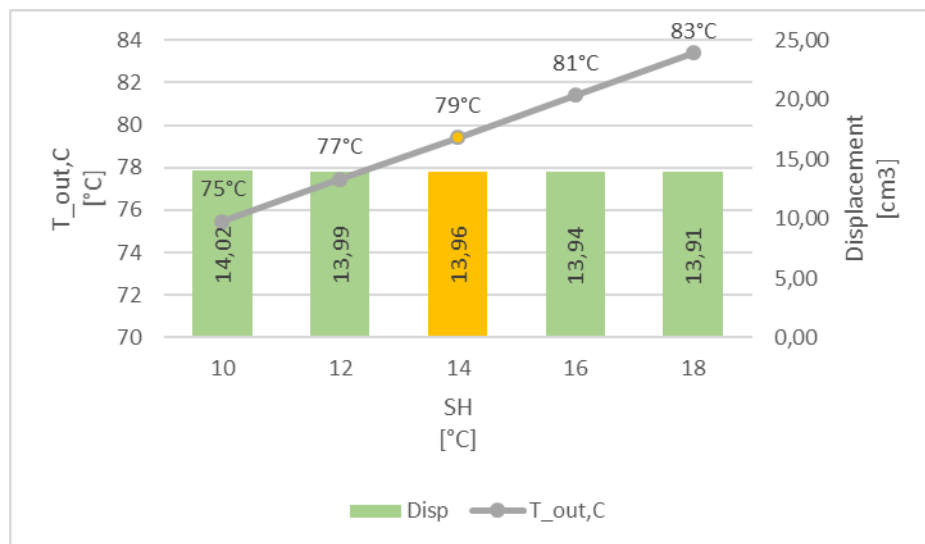


Grafico 2.12 Displacement e temperatura di uscita dal compressore in funzione di SH

Sottoraffreddamento: il sottoraffreddamento non influenza la temperatura di uscita al compressore, mentre determina un forte impatto sul Displacement; aumentando il sottoraffreddamento, infatti, il Displacement si riduce fino al 3% rispetto alla condizione standard di partenza, che si traduce in una possibile riduzione del costo di produzione dovuta alla minor quantità di materiale necessario ed una compattazione del prodotto.

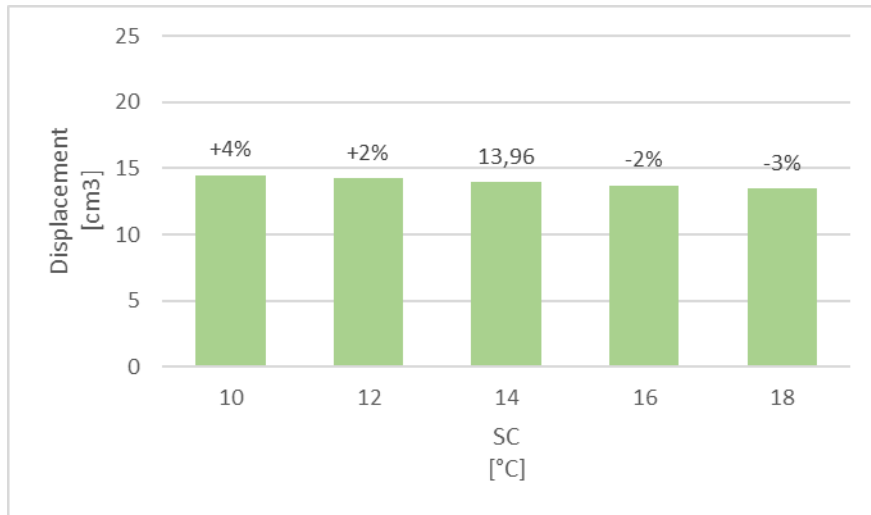


Grafico 2.13 Temperatura d'uscita al compressore in funzione del SC

Rendimento Isoentropico: il rendimento isoentropico non modifica il displacement, ma influenza la temperatura di uscita al compressore, in quanto aumentando η_{is} , il compressore riduce le perdite per desurriscaldamento, avvicinando la condizione di uscita del refrigerante alla condizione di vapore saturo secco, diminuendo quindi la porzione di condensatore che deve essere adibita al raffreddamento del fluido prima di poter cominciare il processo di condensazione. Facendo il confronto tra il compressore standard con $\eta_{is}=0,66$ ed uno a giri variabili con $\eta_{is}=0,8$, la temperatura di uscita si riduce di 5°C passando da 79°C a 74°C .

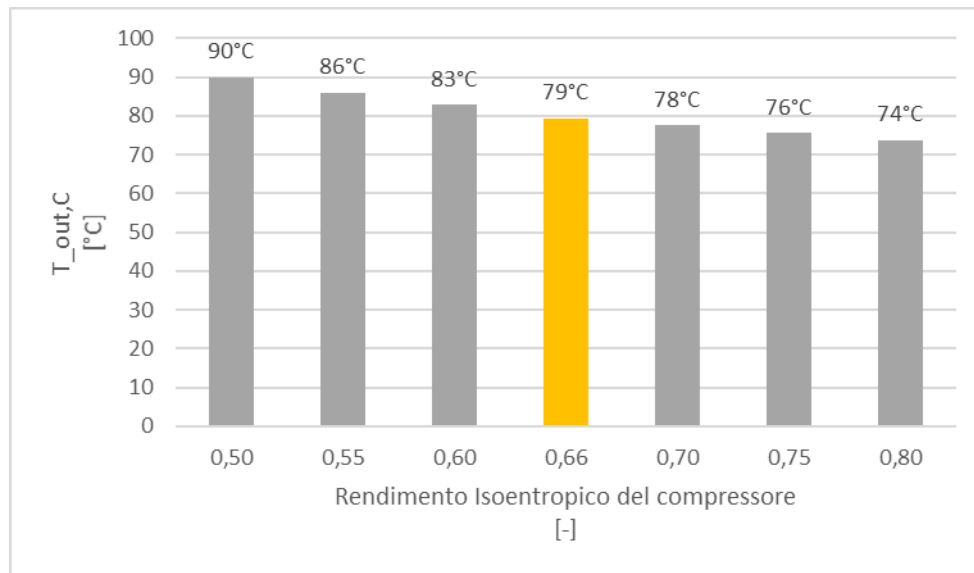


Grafico 2.14 Temperatura di uscita dal compressore in funzione del rendimento isoentropico dello stesso

Temperatura di evaporazione: nel caso della temperatura di evaporazione, un suo aumento comporta la contemporanea diminuzione della temperatura di uscita al compressore e del displacement. Nello specifico, confrontando la condizione con temperatura di condensazione pari a 12°C con quella raddoppiata a 18°C, l'effetto sul Displacement risulta molto più marcato, fino al 13% di variazione; mentre per la temperatura di uscita, la massima variazione è di 1°C.

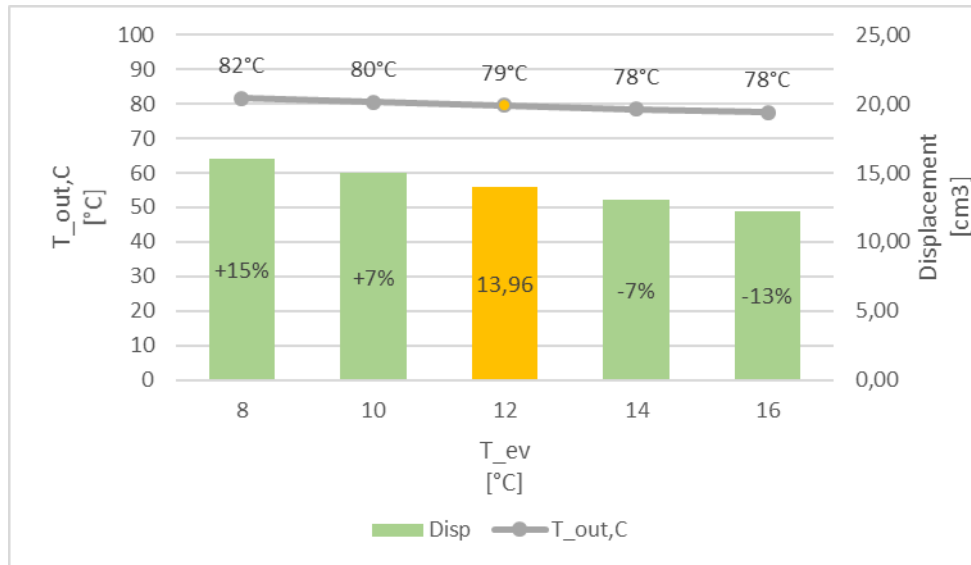


Grafico 2.15 Displacement e temperatura di uscita dal compressore in funzione della temperatura di evaporazione

Temperatura di condensazione: anche nel caso della temperatura di condensazione, una sua variazione comporta la concorde modifica della temperatura di uscita al compressore e del displacement, con una variazione massima relativa alla condizione standard di 5°C per la temperatura di uscita al compressore e del 4% per quanto riguarda il displacement.

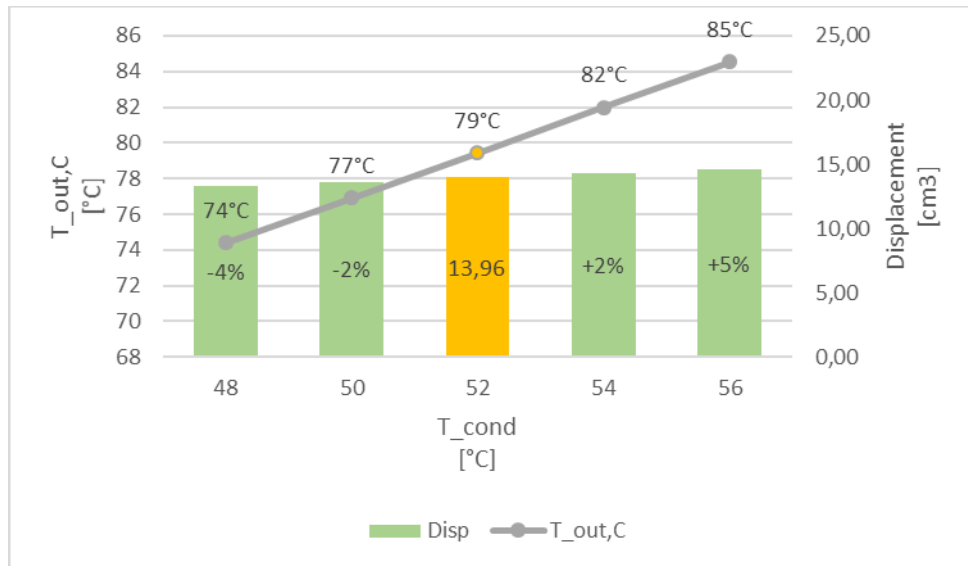


Grafico 2.16 Displacement e temperatura di uscita dal compressore in funzione della temperatura di condensazione

Già dall'analisi termodinamica sono evidenti i principali fattori e componenti che influenzano il ciclo: sottoraffreddamento, temperature di funzionamento e compressore.

Per rendere la macchina più efficiente dal punto di vista termodinamico, è necessario quindi:

- lavorare a temperature di condensazione ed evaporazione più vicine possibile¹².
- ottimizzare il sottoraffreddamento in modo da ottenere liquido sottoraffreddato all'ingresso del tubo capillare.
- scegliere un compressore in grado di mantenere rendimenti isoentropici elevati nel range di funzionamento del PAC, in funzione del refrigerante e delle pressioni operative.

L'analisi termodinamica non è però sufficiente per poter dichiarare con certezza quale, tra i vari componenti, sia quello su cui va posta maggiore attenzione, in quanto oltre alle informazioni riferite ai rendimenti relativi di ogni sottosistema, non si conosce alcun parametro per valutare la potenzialità di ogni componente in relazione all'accoppiamento con i restanti.

Dal rendimento isoentropico del compressore, per esempio, non emerge alcuna informazione su come questo funzioni assieme all'evaporatore o al condensatore. Per questo motivo è importante svolgere un'analisi di secondo principio in modo da poter valutare il mutuo funzionamento dei diversi componenti.

¹² Ricordando che dalle temperature di condensazione dipende anche il rapporto di pressione che va a modificare il rendimento isoentropico del compressore.

2.3 Analisi Exergetica

L'analisi exergetica del PAC ha l'obiettivo di individuare i componenti con maggiore dissipazione di exergia, e quindi affetti da maggiore irreversibilità, in modo da poter valutare il miglior tipo di intervento per ottimizzare il sistema.

Per eseguire tale analisi è stato utilizzato un modello di calcolo implementato sullo stesso foglio Excel sopra citato, impiegando i valori di entalpia ed entropia ottenuti dall'analisi termodinamica.

Come primo step è stato definito lo Stato Morto: coincidente con le condizioni di ingresso per l'aria all'evaporatore e al condensatore come da normativa Europea EN14511.

STATO MORTO	
TO	35 °C
RHO	40%

L'analisi è stata eseguita trattando ciascun componente come una "black box" attraversata da stream di exergia in ingresso ed uscita e calcolando le perdite exergetiche come la differenza tra input e output.

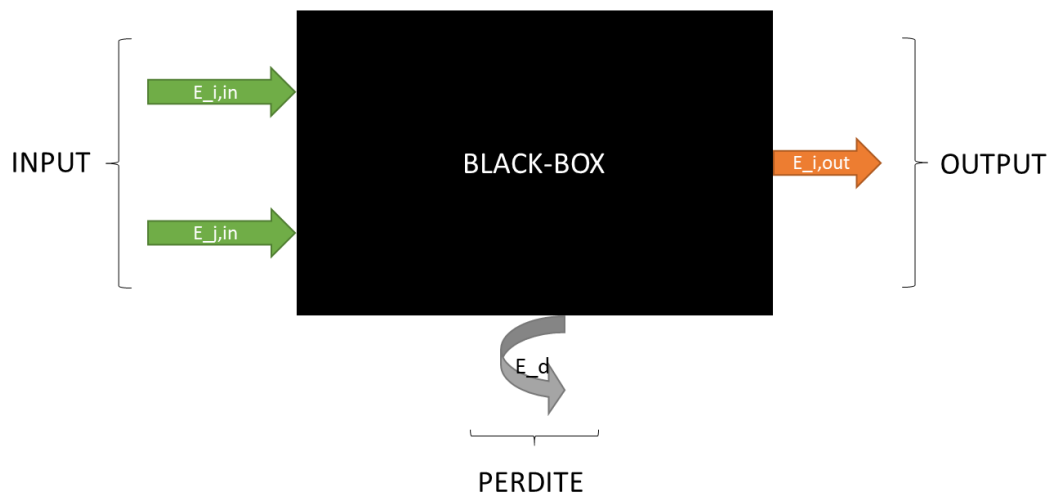


Figura 2.2 Modellizzazione dell'approccio "Black-box"

Il secondo step è stato il calcolo dell'exergia per ogni punto del ciclo, suddividendolo in sette punti fondamentali: ingresso evaporatore (1), inizio surriscaldamento (2), ingresso compressore (3), uscita compressore (4), fine desurriscaldamento (5), fine condensazione (6), fine sottoraffreddamento (7):

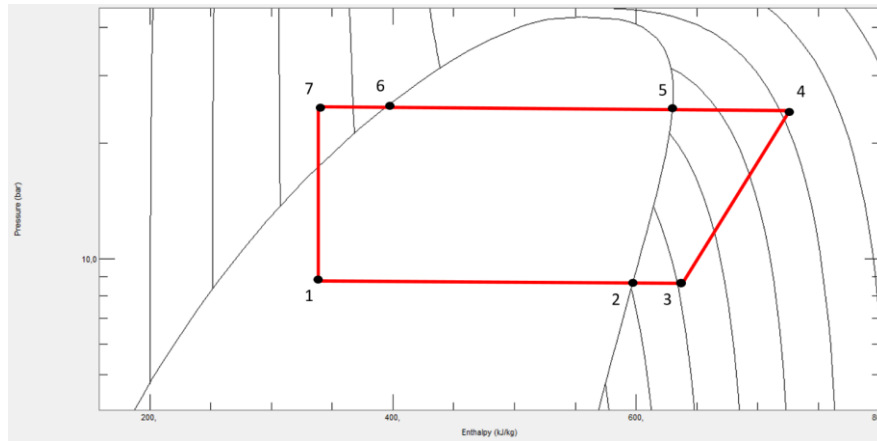


Figura 2.3 Punti del ciclo considerato per l'analisi exergetica, diagramma p-h

L'exergia specifica per unità di massa per le diverse condizioni del refrigerante è stata calcolata [9] con:

$$ex_k = h_k - h_0 - T_0(s_k - s_0) \quad (2.1)$$

Nella quale h_0 , T_0 e s_0 si riferiscono alle condizioni di Stato Morto.

Moltiplicando la (2.1) per la portata di refrigerante circolante, si ottiene il flusso exergetico per ogni punto.

Tabella 2.5 Flussi exergetici relativi al refrigerante nei diversi punti del ciclo

Stato	h	p	s	T	ex	Ex
	[kJ·kg ⁻¹]	[bar]	[kJ·(kg·K) ⁻¹]	[°C]	[kJ·kg ⁻¹]	[kW]
1	301,17	6,73	1,36	12,00	119,35	0,95
2	587,77	6,73	2,36	12,00	96,24	0,77
3	613,77	6,73	2,45	26,00	94,81	0,76
4	688,07	17,89	2,52	79,43	146,81	1,17
5	622,96	17,89	2,33	52,00	140,98	1,13
6	342,92	17,89	1,47	52,00	126,34	1,01
7	301,17	17,89	1,34	38,00	125,02	1,00

Per l'exergia relativa ai flussi d'aria in ingresso e uscita dai due scambiatori di calore, è stato necessario considerare anche il contributo exergetico latente e utilizzare l'equazione [10] :

$$Ex_a = c_{p,a} m_a T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + m_a R_a T_0 \left[(1 + 1,608x) \ln \frac{1+1,608x_0}{1+1,608x} + 1,608x \ln \frac{x}{x_0} \right] \quad (2. 2)$$

Un'altra importante equazione che è stata utilizzata è quella relativa al calcolo di exergia per la frazione di acqua condensata in uscita dall'evaporatore ed all'ingresso del condensatore [11]:

$$Ex_{cond,w} = R_a T_0 \left[(1 + 1,608 x_0) \ln \frac{1+1,608 x_{0s}}{1+1,608 x_0} + 1,608 x_0 \ln \frac{x_0}{x_{0s}} \right] \quad (2. 3)$$

Come terzo step, sono stati eseguiti dei bilanci di ingresso-uscita per ogni componente:

$$\sum Ex_{IN,i} = \sum Ex_{OUT,i} + Ex_{D,i} \quad (2. 4)$$

In cui Ex_D identifica la quantità di exergia persa nel componente.

Evaporatore:

In ingresso all'evaporatore sono presenti lo stream di refrigerante allo stato 1 e quello relativo all'aria ambiente nelle condizioni di stato morto; in uscita dal componente, invece, gli stream relativi al refrigerante nello stato 3, all'aria raffrescata e le perdite exergetiche. Effettuando il bilancio exergetico si ottiene:

$$Ex_{R1} + Ex_{Air,IN,ev} = Ex_{R3} + Ex_{Air,OUT,ev} + Ex_{w,cond} + Ex_{D,ev} \quad (2.5)$$

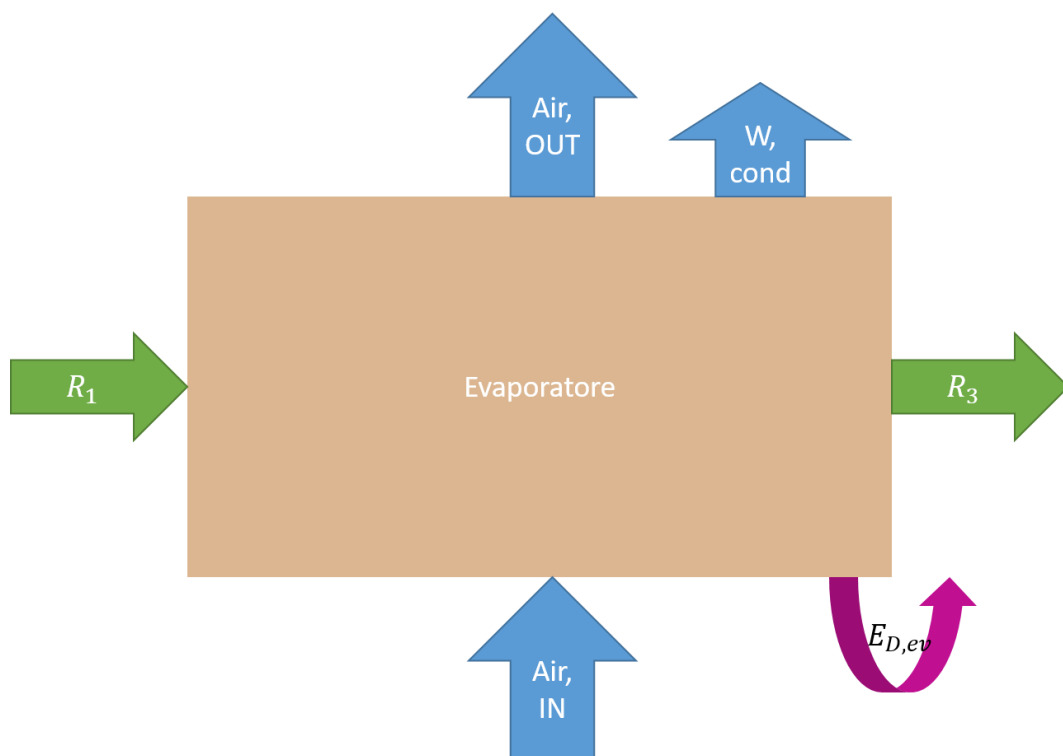


Figura 2.4 Evaporatore modellizzato come black-box

Compressore:

In ingresso al compressore sono considerati lo stream di refrigerante allo stato 3 e la potenza elettrica di alimentazione, mentre in uscita dal componente è presente solamente lo stream relativo al refrigerante nello stato 4 assieme alle perdite exergetiche. Effettuando il bilancio exergetico si ottiene:

$$Ex_{R3} + Ex_{Pel} = Ex_{R4} + Ex_{D,comp} \quad (2.6)$$

Trattandosi di potenza elettrica, l'exergia che ne deriva coincide con i kilowatt elettrici assorbiti.

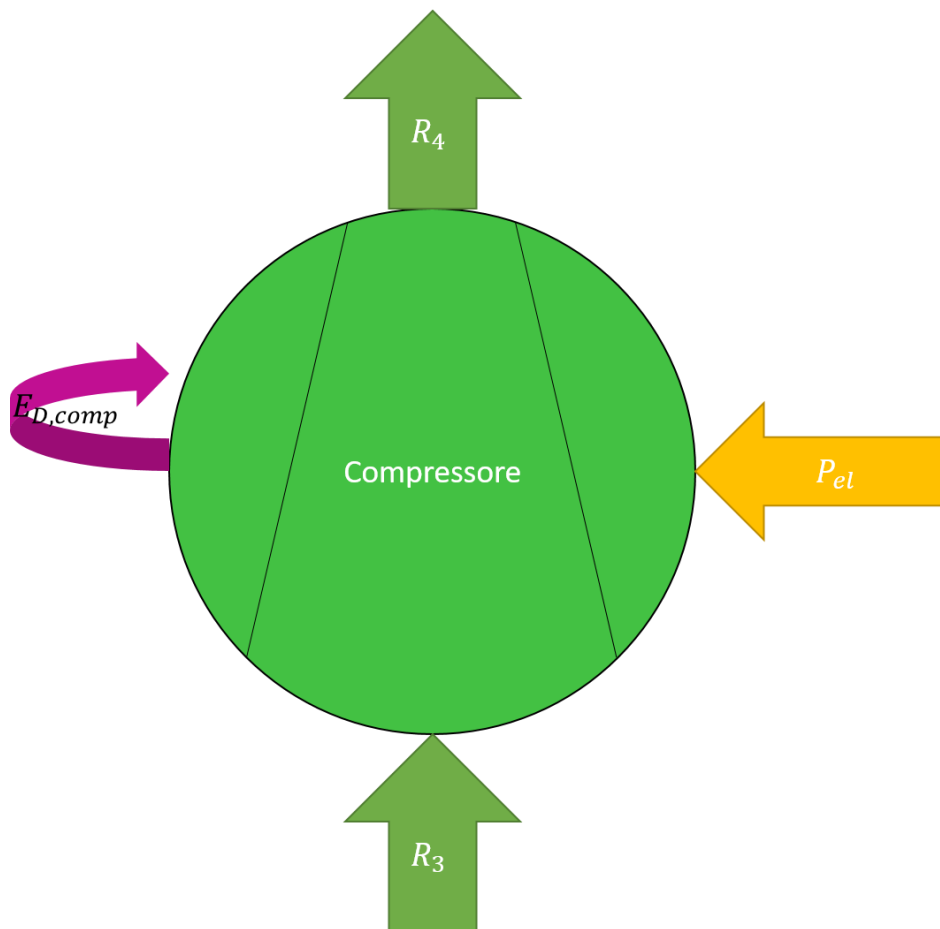


Figura 2.5 Compressore modellizzato come black-box

Condensatore:

In ingresso al condensatore ci sono lo stream di refrigerante allo stato 4, quello relativo all'aria ambiente allo stato morto e quella riferita alla condensa formatasi all'evaporatore¹³; in uscita sono presenti invece gli stream relativi al refrigerante nello stato 7, all'aria riscaldata e le perdite exergetiche. Il relativo bilancio exergetico risulta essere:

$$Ex_{R4} + Ex_{Air,IN,cond} = Ex_{R7} + Ex_{Air,OUT,cond} + Ex_{D,cond} \quad (2.7)$$

Anche per i flussi exergetici riferiti all'aria viene usata l'equazione (2.2) in modo da considerare il contributo exergetico latente.

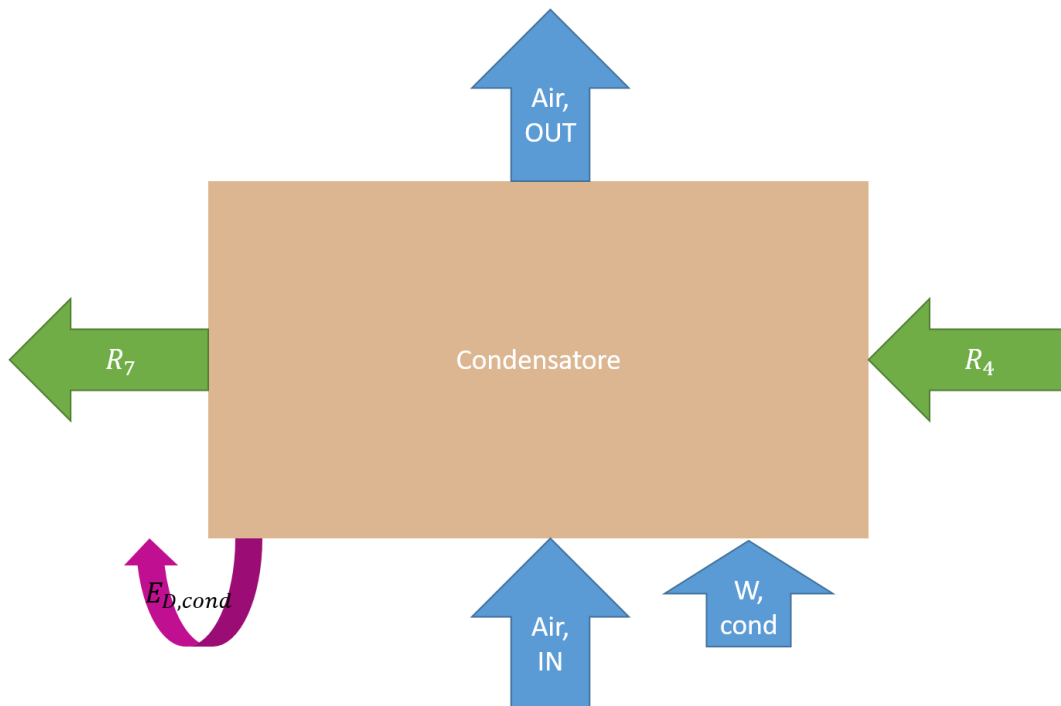


Figura 2.6 Condensatore modellizzato come black-box

¹³ Il PAC, infatti, è dotato di una ruota palettata posizionata alla base della macchina che raccoglie la condensa all'evaporatore e bagna il condensatore in modo da abbassare la temperatura di condensazione.

Tubo capillare:

In ingresso è presente solo lo stream di exergia relativo al refrigerante nello stato 7 mentre in uscita è presente lo stream riferito al refrigerante nello stato 1 e le perdite exergetiche. Il bilancio che ne deriva:

$$Ex_{R7} = Ex_{R1} + Ex_{D,Dxv} \quad (2.8)$$

Il tubo capillare del PAC garantisce una discreta autoregolazione¹⁴ nel caso di ridotte variazioni dalle condizioni di lavoro nominali.

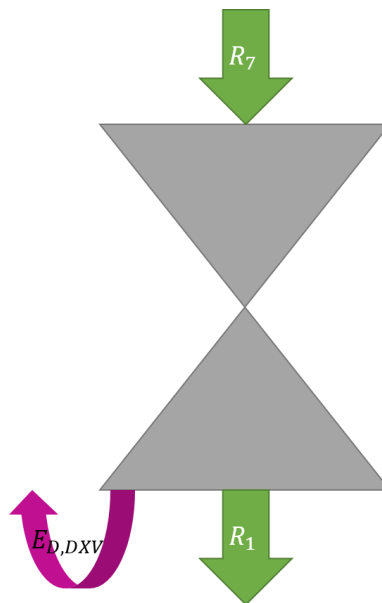


Grafico 2.17 Tubo capillare modellizzato come black-box

¹⁴ Un aumento della temperatura di condensazione determina un aumento della portata di refrigerante che non riuscirebbe completamente a condensare nel condensatore, di conseguenza una frazione di vapore aumenterebbe la resistenza al passaggio del tubo che quindi autoregolerebbe la portata. Lo stesso discorso vale, in maniera simmetrica, nel caso di una diminuzione della temperatura di condensazione che comporterebbe una diminuzione del flusso circolante e quindi la maggiore quantità di fase liquida sottoraffreddata all'uscita del condensatore ed all'interno del tubo capillare, determinando una diminuzione della resistenza del tubo stesso e quindi un conseguente ripristino del flusso nominale.

Tubo di scarico aria esausta:

In ingresso è presente il solo stream relativo all'aria proveniente dall'uscita del condensatore, mentre in uscita è presente lo stream riferito all'aria liberata in ambiente e le perdite exergetiche.

$$Ex_{Air,IN,duct} = Ex_{Air,OUT,duct} + Ex_{D,duct} \quad (2.9)$$

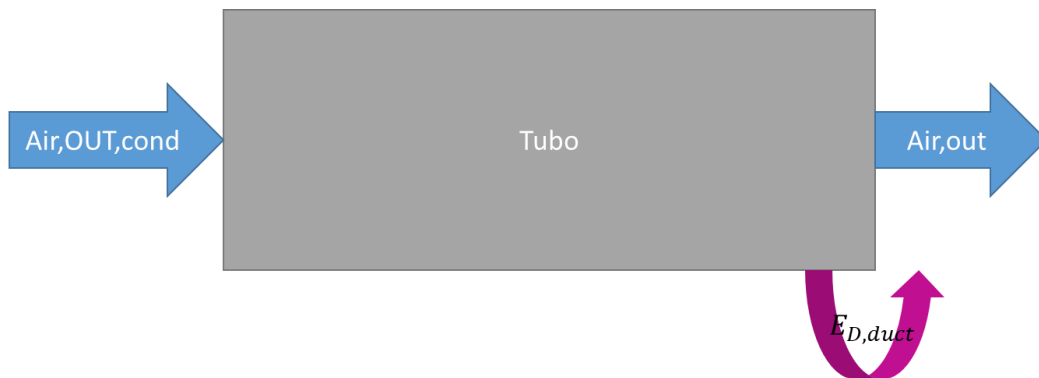


Figura 2.7 Tubo modellizzato come black-box

Il tubo ricopre un ruolo importante per la macchina in quanto le dissipazioni di calore per convezione ed irraggiamento, determinano una penalizzazione della cooling capacity e della classe energetica. Nella parte 3 della EN14511/2018, infatti, l'EER viene calcolato utilizzando la “Adjusted Cooling Capacity”, ovvero la capacità frigorifera all'evaporatore decurtata delle dispersioni termiche all'interno dell'ambiente climatizzato provenienti dal tubo e delle infiltrazioni provenienti dall'esterno; è chiaro quindi che riducendo le perdite exergetiche del tubo, verrà incrementata la capacità frigorifera e quindi l'EER del PAC.

$$ACC = Q_{ev} - Q_{duct} - Q_{infiltration} \quad (2.10)$$

Effettuati i bilanci per ciascun componente, sono state ricavate le perdite exergetiche di ognuno:

Tabella 2.6 Perdite exergetiche per componente

		Ev	Comp	Cond	Tubo capillare	Duct
Ex_loss	[kW]	0,101	0,178	0,107	0,045	0,035

Successivamente, sempre per ogni componente, è stato definito l'Efficiency Defect [12] , ovvero il rapporto tra il flusso exergetico distrutto in ogni componente e quello in ingresso al componente stesso:

$$\delta_k = \frac{Ex_{D,k}}{\sum Ex_{IN,k}} \quad (2.11)$$

Tabella 2.7 Efficiency defect per componente

	Ev	Comp	Cond	Tubo capillare	Duct
δ	0,17	0,30	0,18	0,08	0,06

Come prevedibile, il compressore risulta essere il componente con maggiori irreversibilità, a causa delle perdite per *fluid friction* e *heat transfer*.

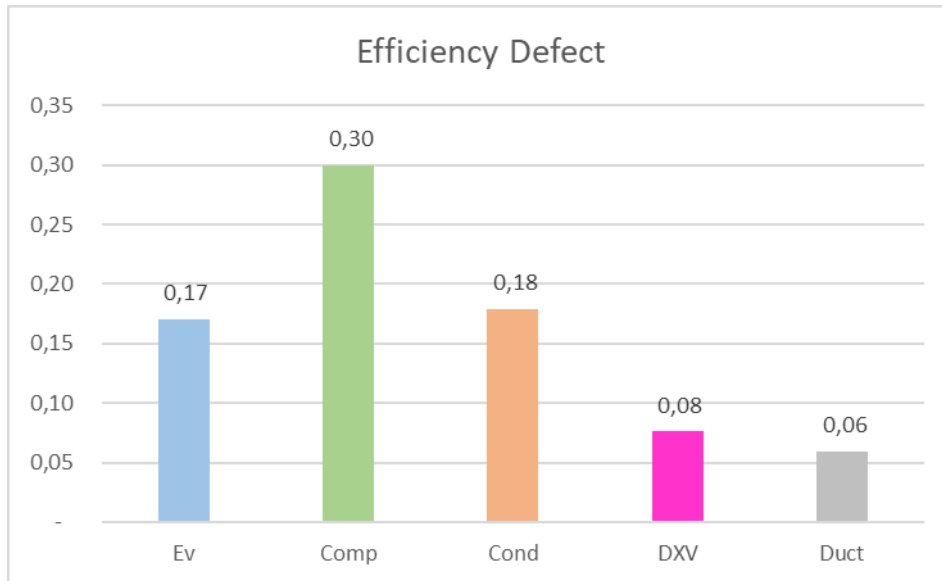


Grafico 2.18 Efficiency defect per componente

Dall'efficiency defect, è possibile ricavare il rendimento exergetico [12] dell'intero ciclo:

$$\eta_{ex} = 1 - \sum_k \delta_k \quad (2.12)$$

Mantenendo le stesse condizioni di temperatura, pressione, e rendimenti dell'analisi termodinamica e utilizzando le formule sopra citate per i flussi d'aria, il rendimento exergetico del PAC risulta essere: $\eta_{ex} = 28\%$.

Analizzata la condizione di partenza della macchina, sono stati fatti variare alcuni parametri, singolarmente, per valutare il loro impatto sulle perdite exergetiche.

Surriscaldamento:

Come per le grandezze termodinamiche, il surriscaldamento influisce in maniera molto lieve anche sulle perdite exergetiche. Il vantaggio al compressore dell'SH è limitato dal fatto che ritardando la fine dell'evaporazione dal punto di vapore saturo secco, il refrigerante entra nel compressore a densità ridotta, costringendo il componente a lavorare di più per poter ottenere lo stesso salto di pressione.

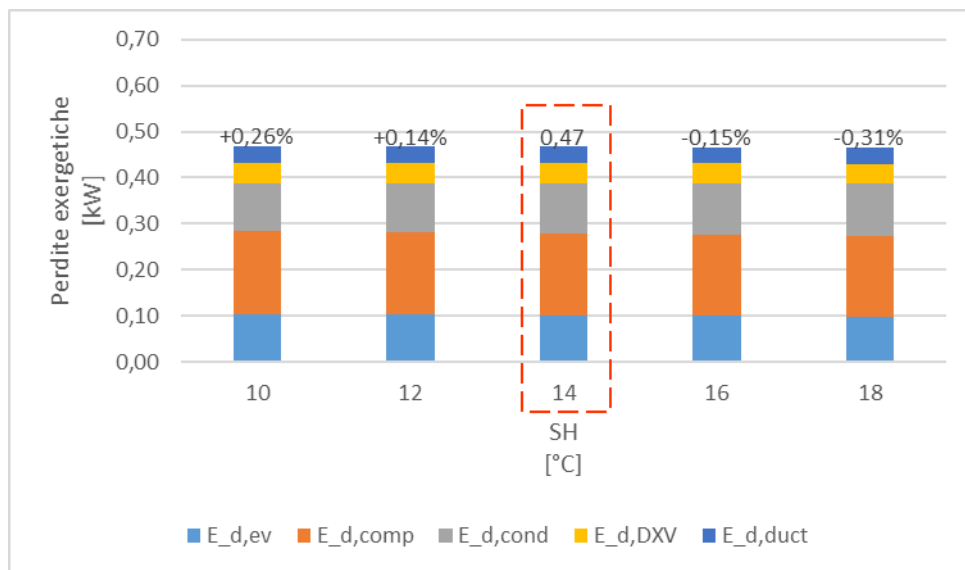


Grafico 2.19 Perdite exergetiche al variare del surriscaldamento

Sottoraffreddamento:

Come detto nel paragrafo precedente, il sottoraffreddamento ha sempre un effetto benefico per il ciclo, sia dal punto di vista termodinamico che da quello exergetico. Prolungando il processo di condensazione, infatti, viene aumentata la frazione di liquido all'ingresso della valvola di laminazione che diminuirà la resistenza interna e consentirà una quantità ottimale di refrigerante all'ingresso dell'evaporatore.

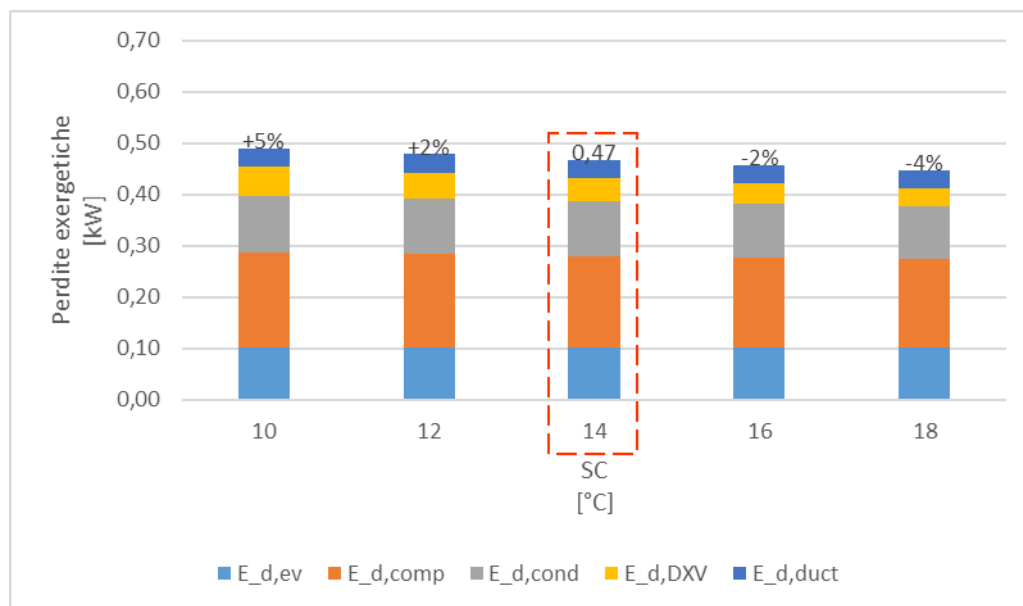


Grafico 2.20 Perdite exergetiche al variare del sottoraffreddamento

Aumentando l'SC fino a 18°C, le perdite exergetiche totali diminuiscono del 4%, mentre il componente che trae maggior beneficio è la valvola di laminazione, con una diminuzione delle perdite del 20%.

Temperatura di Evaporazione:

La temperatura di evaporazione risulta essere determinante, facendo diminuire le perdite exergetiche totali del 16%, con riferimento alle condizioni standard di partenza. Aumentando la temperatura di evaporazione, infatti, si riduce la perdita per desurriscaldamento al compressore, principale responsabile per le irreversibilità.

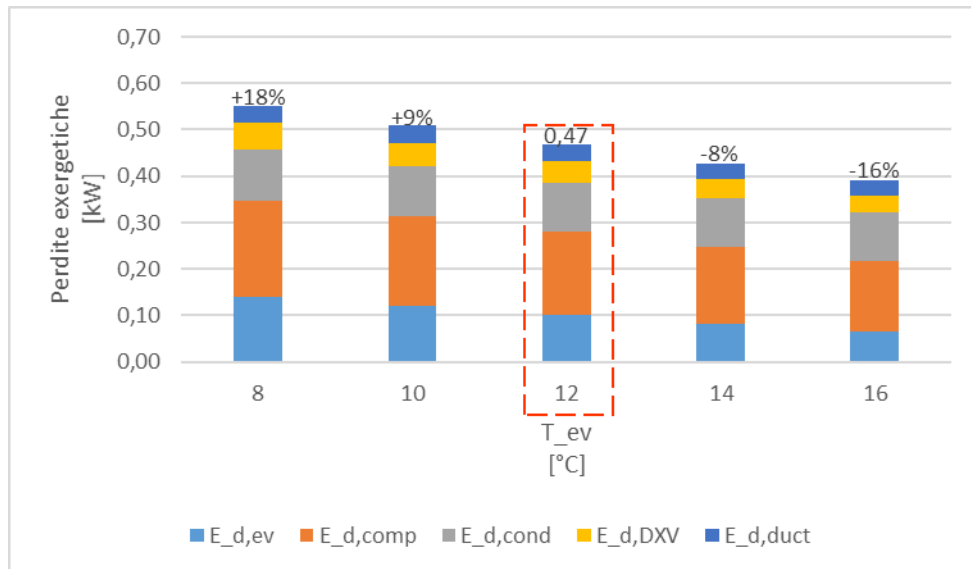


Grafico 2.21 Perdite exergetiche al variare della temperatura di evaporazione

Il componente che ne giova in maniera più sensibile è l'evaporatore stesso, che diminuisce le proprie perdite del 37%; nel caso dell'aumento della temperatura di evaporazione bisogna però tenere conto del fatto che aumentandola eccessivamente, la quantità di calore che il refrigerante riesce ad asportare diminuisce, rendendo necessario un compromesso tra efficienza e potenza desiderate.

Temperatura di condensazione:

Allo stesso modo della temperatura di evaporazione, il valore della temperatura di condensazione determina la diminuzione delle perdite per desurriscaldamento; diminuendo la T_{cond} quindi si migliorano notevolmente le prestazioni exergetiche del ciclo.

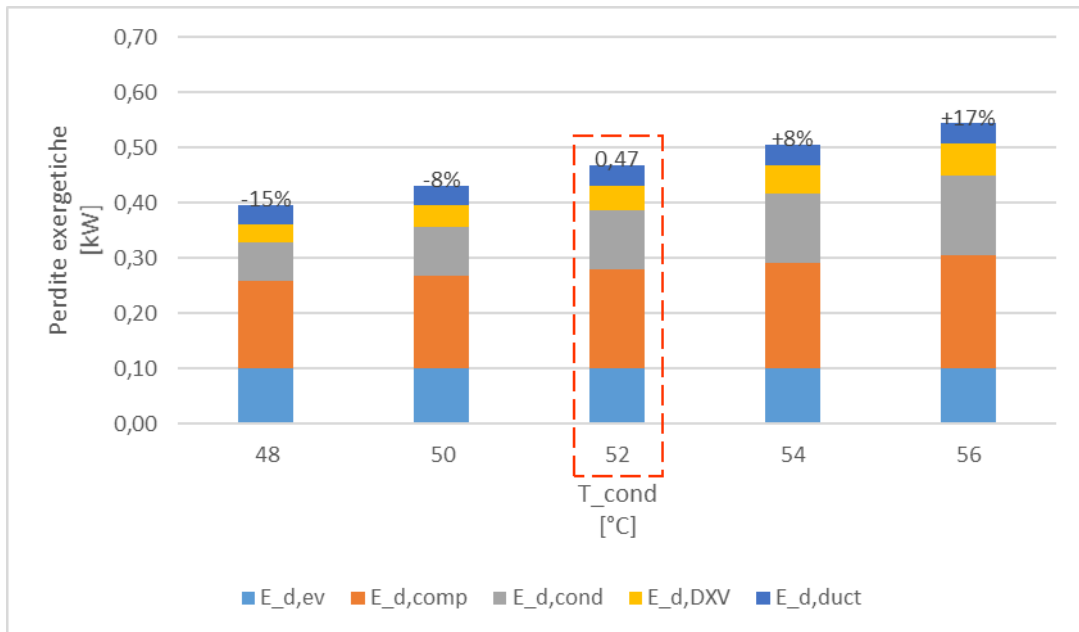


Grafico 2.22 Perdite exergetiche al variare della temperatura di condensazione

Diminuendo la T_{cond} fino a 48°C, le perdite exergetiche dell'intero sistema vengono ridotte del 15%. Dualmente all'evaporatore, nel caso di una variazione della temperatura di condensazione è il condensatore stesso ad ottenere il vantaggio maggiore.

Rendimento isoentropico del compressore:

Il rendimento isoentropico del compressore risulta essere il parametro che maggiormente influenza le perdite exergetiche; il suo valore, infatti, determina la divergenza del segmento 3-4 dalle isoentropiche¹⁵ e quindi la dimensione dell'area relativa al desurriscaldamento.

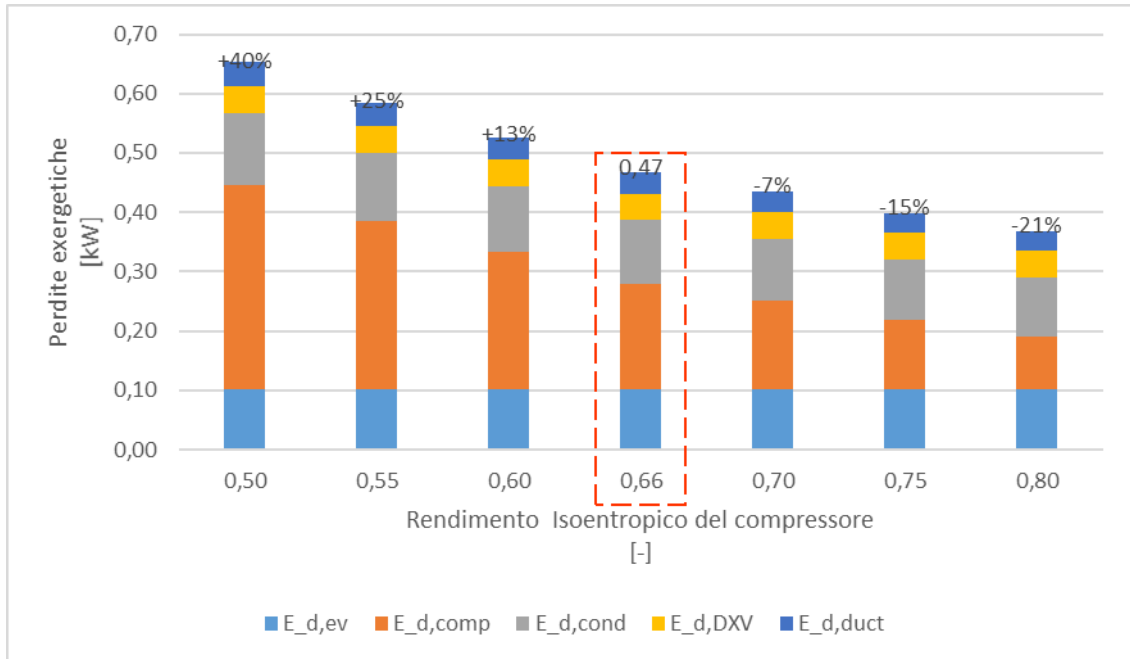


Grafico 2.23 Perdite exergetiche al variare del rendimento isoentropico del compressore

Un aumento del rendimento isoentropico fa sì che il compressore riesca a raggiungere e mantenere le performance richieste, sia in termini di pressione che di portata di massa circolante, assorbendo una minor quantità di potenza dalla rete.

Impiegando un compressore con un rendimento isoentropico di 0,8, le perdite exergetiche della macchina diminuiscono del 21%.

¹⁵ Riferimento alla figura 2.3

Isolamento del tubo di scarico dell'aria esausta: migliorando le prestazioni isolanti del tubo di scarico, è possibile guadagnare l'1% di rendimento exergetico. Sostituendo infatti il classico tubo in PVC con un prototipo caratterizzato da una più elevata capacità di isolamento termico¹⁶, il calore dissipato in ambiente climatizzato si riduce da 120 W a 30 W, e conseguentemente il rendimento exergetico aumenta dal 30% al 31%.

Tabella 2.8 Caratteristiche tubo standard

Materiale	PVC
Lunghezza Massima esteso	1100 mm
Lunghezza massima compresso	300 mm
Diametro esterno	150 mm
Peso	819,1 g
λ	$0,17 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$

L'analisi exergetica svolta, conferma il compressore come componente maggiormente affetto da irreversibilità e da cui sarebbe possibile ottenere maggiori prestazioni. Oltre al prevedibile risultato circa il compressore, è utile conoscere l'ordine decrescente dei sottosistemi con maggiori irreversibilità, in modo da potersi orientare sui componenti con maggior margine di ottimizzazione; i dati ottenuti suggeriscono un ordine di intervento da rispettare per procedere in un'ottimizzazione corretta del sistema seguendo un approccio piramidale.

¹⁶ Nel capitolo 3 al paragrafo 3.3 verrà presentata l'analisi sperimentale del materiale impiegato per ridurre le dissipazioni di calore.

2.4 Analisi Termoeconomica

L'analisi Termoeconomica è uno strumento molto utile che consente di definire dei criteri su cui basare le scelte di investimento riguardo i componenti del sistema, in modo da ottenere il miglior beneficio in termini exergetici e termodinamici, ottimizzando singole variabili e/o l'intero sistema. L'analisi, infatti, è stata effettuata con l'obiettivo di individuare il/i componente/i che maggiormente possono contribuire ad un miglioramento del ciclo, assicurando un margine di investimento sostenibile.

Il condizionatore portatile comporta due tipi di spesa: costo di investimento iniziale e costo operativo. Il costo di investimento iniziale dipende dai materiali utilizzati, dalla tecnologia installata, dal peso dei vari componenti e dalla manodopera. Per il PAC analizzato, considerando lo stato dell'arte attuale dei vari componenti, è possibile arrotondare il prezzo per ognuno di essi come:

Componente	Costo [\$]
Evaporatore	10
Compressore ¹⁷	30
Condensatore	14
Tubo capillare	3
Tubo di scarico	2

Il secondo tipo di costo, molto spesso sottovalutato, è il costo operativo della macchina, ovvero l'impatto che un PAC determina sulla bolletta elettrica dell'utente. Un condizionatore più efficiente sarà in grado di generare lo stesso effetto utile desiderato, consumando una quantità di energia ridotta, e quindi determinando un risparmio che può risultare notevole a lungo tempo.

¹⁷ Compressore a giri fissi.

Per l'analisi è stato applicato il metodo SPECO (Specific Exergy Costing Method) [13], che associa ad ogni flusso exergetico un costo in termini monetari, in relazione al costo d'investimento dei vari componenti; in particolare, in questo tipo di analisi, per ogni componente vengono individuati lo scopo, ovvero il risultato che ci si aspetta da tale componente all'interno del sistema, che viene chiamato Prodotto ed il Fuel, ovvero tutti i flussi di exergia in ingresso al componente stesso che partecipando al raggiungimento del prodotto finale.

L'applicazione di tale metodo prevede bilanci di costo, eseguiti per ciascun componente, del tipo:

$$\sum_k (c_e \dot{E}_e)_k + c_{w,k} \dot{W}_k = c_{q,k} \dot{E}_{q,k} + \sum_k (c_i \dot{E}_i)_k + \dot{Z}_k \quad (2.13)$$

In cui c_e , c_i , c_w e c_q rappresentano i costi medi per unità di exergia, mentre \dot{Z}_k è il flusso di costo associato al k-esimo componente, a cui vengono associate le spese di funzionamento e manutenzione¹⁸.

Per l'impostazione dei bilanci, è stato considerato come fuel principale il kWh elettrico che alimenta il compressore, valutato 0,1549 €/kWh. L'obiettivo principale dell'intero sistema è quello di raffreddare l'aria in all'evaporatore, motivo per cui il costo medio specifico riferito al prodotto di tale componente risulta essere il più elevato, in quanto affetto da tutte le irreversibilità dei componenti che lo precedono. A partire da questa assunzione è stato possibile risolvere i bilanci mediante il software di calcolo EES¹⁹.

¹⁸ Nel caso del PAC rappresenta esclusivamente il costo di investimento del componente ammortizzato nel periodo di vita dell'intero sistema.

¹⁹ Codice di calcolo in appendice.

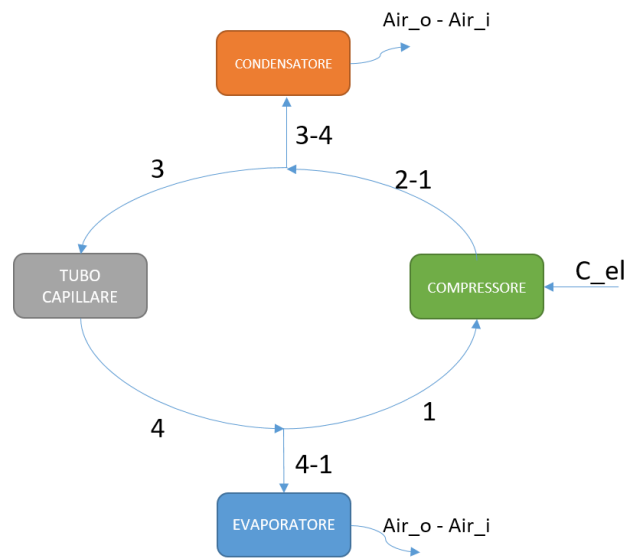


Figura 2.8 Struttura Produttiva del sistema considerato

Per poter migliorare il funzionamento del sistema, viene definito il fattore exergoeconomico per ciascun componente, calcolato come:

$$f_k = \frac{\dot{z}_k}{\dot{z}_k + c_{F,k} \dot{E}_{D,k}} \quad (2.14)$$

Questo indicatore esprime il rapporto tra il flusso di costo monetario associato al componente e il flusso di costo totale che causa l'incremento di costo tra fuel e prodotto.

Il processo di ottimizzazione avviene calcolando i vari f_k e confrontandoli in termini relativi tra i 4 componenti principali; nello specifico, un valore basso di f_k indica che si potrebbero ottenere dei risparmi di costo (legati alle perdite exergetiche) migliorando il rendimento del componente a fronte di un investimento aggiuntivo, viceversa, un valore alto di f_k suggerisce di ridurre l'investimento su tale componente per accettare prestazioni ridotte, in quanto il margine di miglioramento risulta essere già raggiunto.

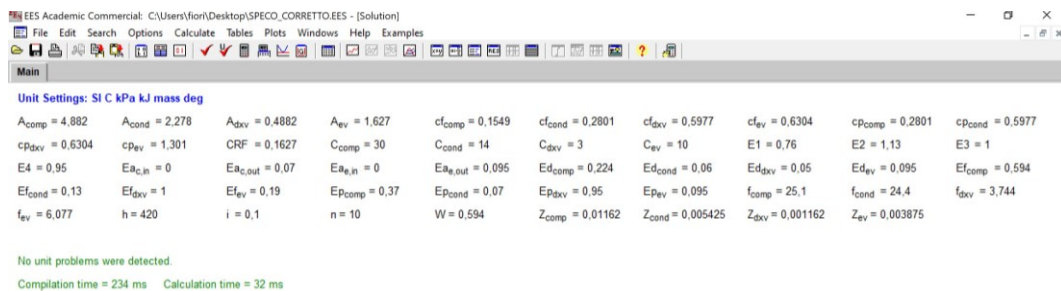


Figura 2.9 Risultati del software EES

Confrontando i fattori exergoeconomici di ciascun componente, risulta che il compressore rappresenta l'estremo superiore, mentre il tubo capillare l'estremo inferiore. Da questo risultato sembra essere il tubo capillare a rappresentare il componente su cui valga la pena indirizzare un investimento per migliorarne le prestazioni, mentre il compressore, essendo già il componente più costoso, non consente un margine di miglioramento tale da giustificare un ulteriore sovrapprezzo.

Tabella 2.9 Fattori exergoeconomici per i diversi componenti

Componente	f_k
Compressore	25,10%
Condensatore	24,40%
Tubo Capillare	3,74%
Evaporatore	6,07%

Con l'obiettivo di dimostrare per assurdo l'analisi exergoeconomica, è stato implementato un modello di calcolo [14] su di un foglio Excel per poter valutare l'effetto in termini pratici di un compressore a inverter sostitutivo. Nel modello vengono riportate la potenza spesa al compressore, la capacità frigorifera, il costo di investimento dell'intero PAC e i costi operativi.

Il costo di investimento viene considerato come:

$$C_{inv} = \frac{CRF \cdot C}{Q \cdot h} \quad (2.13)$$

In cui C è il costo dell'intero PAC (calcolato come somma di ogni singolo componente), h sono le ore di funzionamento, Q è la capacità frigorifera e CRF è il fattore di payback, calcolato con:

$$CRF = \frac{(1+i)^n \cdot i}{(1+i)^n - 1} \quad (2.14)$$

Con n numero di anni di vita del PAC ed i il tasso di interesse annuo.

Il costo operativo, invece, viene calcolato come il rapporto tra il costo dei kWh e l'EER della macchina:

$$C_{op} = \frac{C_{el}}{EER} \quad (2.15)$$

I risultati relativi al PAC standard di partenza erano stati valutati mediante il software Shark-Unilab 2.5; questa parte del lavoro verrà esposto più in dettaglio nel terzo capitolo.

Tabella 2.10 Dati di partenza PAC standard

P _{el}	685	W
Q _{ev}	2500	W
EER	3,65	-
C _{inv}	0,036155	m€
C _{op}	43,84	m€
C _{tot}	43,87	m€

Sostituendo il compressore di partenza a giri fissi con compressori a inverter, il costo di investimento iniziale cresce, ma i costi operativi diminuiscono in funzione dell'EER.

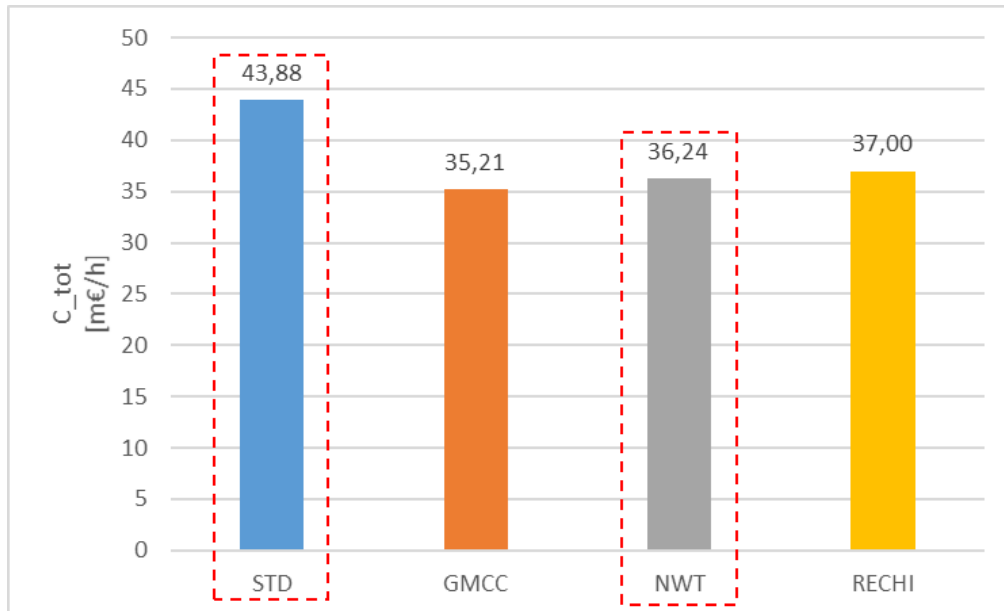


Grafico 2.24 Confronto risparmio orario per i diversi compressori

Risparmi orari minimi, a lungo termine potrebbero rivelarsi un punto di forza della macchina, tale da giustificare una spesa aggiuntiva per il cliente.

Considerando quindi una vita utile del prodotto di 10 anni ed un utilizzo annuo di 420 ore, sommando il costo di investimento iniziale al costo operativo in bolletta per tutta la vita utile, sono stati valutati tre possibili scenari in cui la soluzione standard viene confrontata con il compressore a inverter NWT:

Scenario I: il compressore a inverter ha lo stesso costo del compressore a giri fissi. In questo caso, a fine vita del prodotto, grazie alla tecnologia inverter, è possibile ottenere un risparmio totale di 32€.



Grafico 2.25 Confronto costo totale - Scenario I

Scenario II: il costo del compressore a inverter risulta essere doppio rispetto quello standard.

Già aumentando il prezzo del componente analizzato, il risparmio totale a fine vita si riduce a 2€, con un ritorno dell'investimento, riferito all'extracosto, di 9 anni.

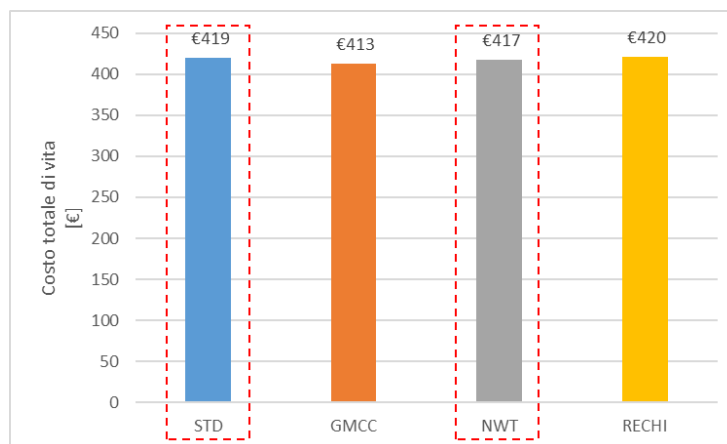


Grafico 2.26 Confronto costo totale - Scenario II

Scenario III: il prezzo del compressore a inverter viene ad essere triplicato rispetto la soluzione standard.

In questo scenario, il ritorno dell'investimento risulta essere esteso a 19 anni, di conseguenza l'extracosto pagato dal cliente non potrà essere colmato dal risparmio dovuto all'efficienza della macchina, in quanto è probabile che smetta di funzionare prima di colmare tale gap.

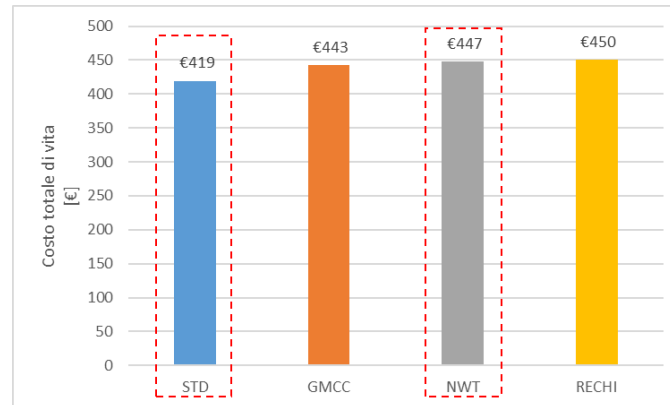


Grafico 2.27 Confronto costo totale - Scenario III

I tre scenari presentati confermano quanto precedentemente suggerito dal metodo SPECO; l'extra costo che comporta un compressore a inverter, infatti, non garantisce un risparmio, in termini di costi riferiti alle perdite exergetiche, tale da risultare sostenibile.

3. OTTIMIZZAZIONE

In questo capitolo vengono inizialmente prese in considerazione diverse geometrie e tipologie di compressori e scambiatori di calore come alternativa a quelle già in uso, valutandone l'impatto sulle prestazioni; dopodiché verrà riassunta l'attività sperimentale circa le prestazioni del PAC con diverse tipologie di tubo di scarico. Infine, verranno analizzate su base teorica le prestazioni del PAC utilizzando diversi refrigeranti.

3.1. Creazione di geometrie alternative tramite il software Shark-Unilab 2.5

Il PAC di riferimento con cui sono stati confrontati diversi tipi di componenti è composto da un evaporatore ed un condensatore a batteria alettata con tubi alternati, con le caratteristiche riportate nelle immagini sotto, ed un compressore a giri fissi modellizzato a partire dalle curve caratteristiche fornite dal costruttore.

The screenshot shows the 'GEOMETRY' settings for a condenser in Shark-Unilab 2.5. The 'Builder' is set to 'UNILAB STANDARD' and the 'Description' is '_fmf_louvered'. The 'Geometry' is '_fmf_louvered' and the 'Mode' is 'Condensing'. The 'Destination Mode' is 'Heating'. The 'Fin (Integral/Spiroidal)' is 'Integral' and the 'Pitch (Staggered/Aligned)' is 'Staggered'. The 'Rows Spacing' is 9,52 mm (2), 'Tubes Spacing' is 17,5 mm (2), 'Tube Ext. Diameter' is 5 mm (2), 'Tube Thickness' is 0,25 mm (2), 'Fin Thickness' is 0,1 mm (2), and 'Fin Height' is 0 mm (2). The 'Coil model' section shows 'Finned length' as 290,00 mm (2), 'Height' as 367,50 mm (2), 'Tubes per row' as 21,00, 'Number of rows' as 5, 'Number of circuits' as 2, and 'Skipped tubes' as 1. The 'Fin spacing' is 1,2 mm (2). The 'Tube material' is 'Copper' and the 'Fin material' is 'Aluminium'. The 'Inlet manifold' and 'Outlet manifold' are both set to 'No manifold'. A table of correction factors is also visible:

Fin Corrugation Factor	1,450	Slope Fact. Fin Corrugation	1,000
Tube side coef. Factor	1,100	Slope Fact. Tube Side Coeff.	1,000
Corrug. Factor Friction Factor	1,200	Slope Fact. Friction Factor Corr.	1,000
Air Friction Factor	1,550	Slope Fact. Air Friction	1,000
Red./Inc. Surface Factor	1,000	Tube internal surf. Ratio	1
Red. Area Pass. Tube	1,000	Latent air friction factor	1,000
		Security factor	0

Figura 3.1 Caratteristiche geometriche del Condensatore

GEOMETRY			
Builder	UNILAB STANDARD	Description	_FMF_louvered
Geometry	_FMF_louvered	Fin (Integral/Spiroidal)	Integral
Mode	Direct Expansion	Pitch (Staggered/Aligned)	Staggered
<input type="button" value="New"/> <input type="button" value="Save"/>		Rows Spacing	mm (2) 12,7
<input type="button" value="Delete"/>		Tubes Spacing	mm (2) 19,05
<input type="button" value="Copy to mode"/>		Tube Ext. Diameter	mm (2) 7
Destination Mode	Heating	Tube Thickness	mm (2) 0,25
Fin Corrugation Factor	1,450	Fin Thickness	mm (2) 0,12
Tube side coef. Factor	1,100	Fin Height	mm (2) 0
Corrug. Factor Friction Factor	1,200	Slope Fact. Fin Corrugation	1,000
Air Friction Factor	1,550	Slope Fact. Tube Side Coeff.	1,000
Red./Inc. Surface Factor	1,000	Slope Fact. Friction Factor Corr.	1,000
Red. Area Pass. Tube	1,000	Slope Fact. Air Friction	1,000
		Tube internal surf. Ratio	1
		Latent air friction factor	1,000
		Security factor	0

Coil model	
_FMF_louvered	<input type="button" value="Create"/>
Geometry	_FMF_louvered
Finned length	310,00 mm (2)
Height	285,70 mm (2)
Tubes per row	15,00
Number of rows	4
Number of circuits	2
Skipped tubes	1
Fin spacing	1,2 mm (2)
Tube material	Copper
Fin material	Aluminium
Outlet manifold:	No manifold

Figura 3.2 Caratteristiche geometriche dell'Evaporatore

Per quanto riguarda il tubo capillare, è stato modellizzato come una semplice trasformazione isoentalpica, senza tenere conto delle sue caratteristiche geometriche in quanto il software non lo consentiva.

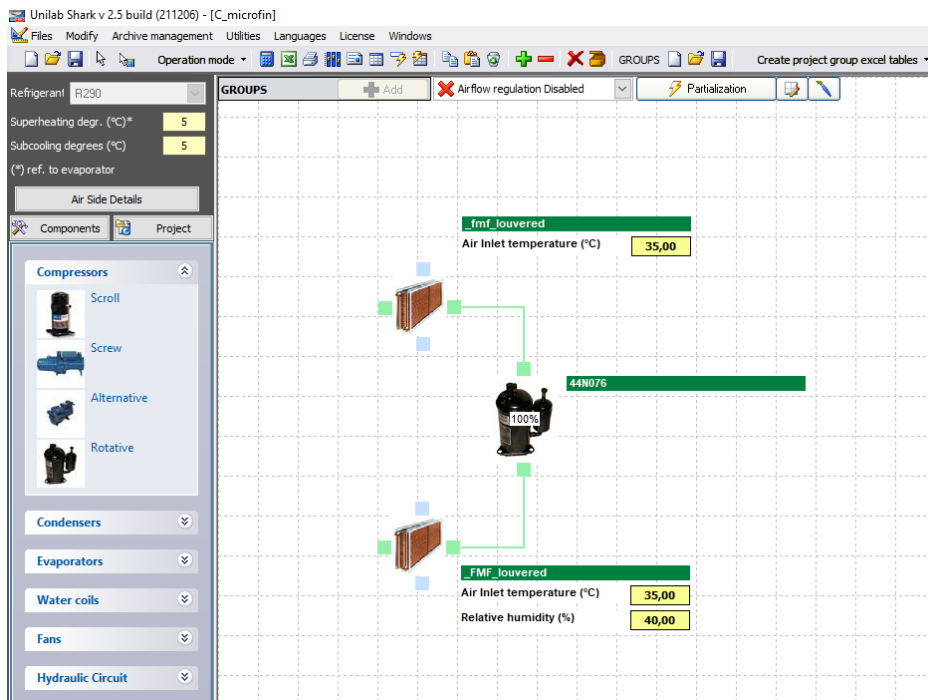


Grafico 3.1 Creazione virtuale del PAC di partenza con software Unilab-Shark 2.5

Attraverso il software Unilab-Shark 2.5 è stato possibile modellizzare virtualmente il PAC e ricavare i dati di funzionamento più importanti inserendo come dati di input: temperatura, umidità relativa e portate²⁰ relative all'aria in ingresso agli scambiatori di calore, desurriscaldamento (25K), surriscaldamento (14K) e sottoraffreddamento (18K). I risultati ottenuti dalla simulazione utilizzando i componenti standard sono riportati in figura.

Calculation Data		
Refrigeration circuit - side 1		
Evaporating Temperature:	13,02	°C
PD evaporator-comp line	0,00	K
Condensing Temperature:	65,27	°C
PD condenser-comp line	0,00	K
Cooling Capacity:	2,63	kW
Sensible Capacity:	1,95	kW
Sensible pwr / Total	0,74	
Rejected Heat:	3,41	kW
Absorbed Capacity:	0,78	kW
EER	3,37	
Refrigerant flow	33,1	kg/h

Figura 3.3 Risultati modellizzazione PAC standard

Confrontando i risultati delle simulazioni con le rilevazioni sperimentali, è stata osservata una buona affinità per quanto riguarda il valore della capacità frigorifera ed una sostanziale differenza per il valore relativo all'EER.

²⁰ Come ipotesi semplificativa sono state considerate due portate d'aria costanti di 400 e 300 metri cubi orari per condensatore ed evaporatore, ricavate da test sperimentali nelle condizioni definite dalla norma EN14511.

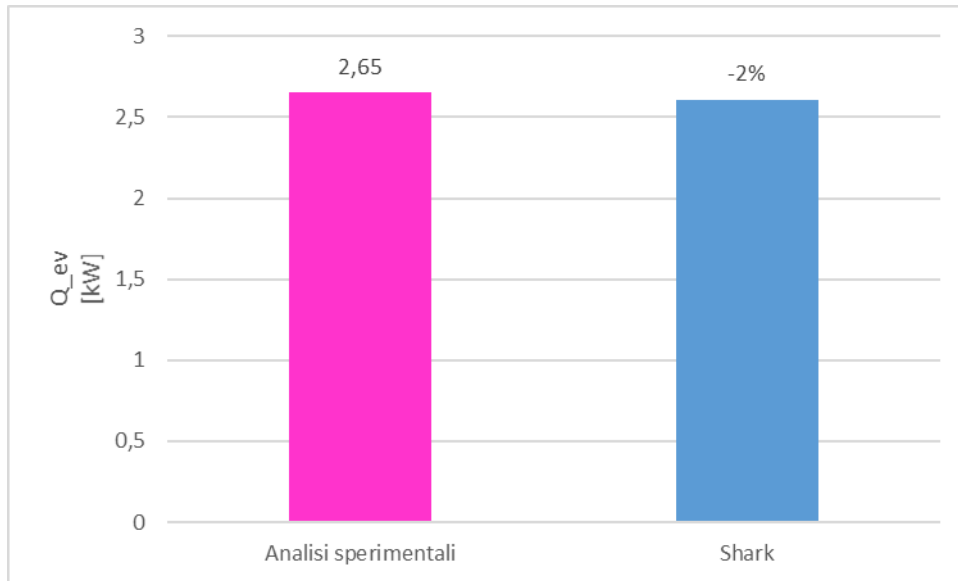


Grafico 3.2 Confronto dati sperimentali con simulazione virtuale - Capacità frigorifera

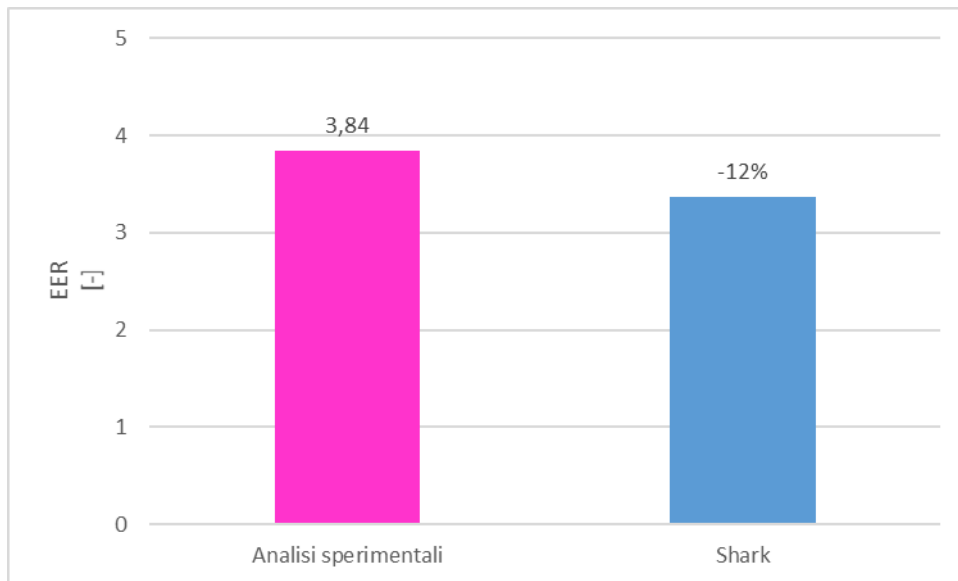


Grafico 3.3 Confronto dati sperimentali con simulazione virtuale - EER

Il primo tentativo di ottimizzazione è stato rivolto alle caratteristiche geometriche relative ai due scambiatori di calore.

Partendo dalla scelta del tipo di alette, del loro spessore e il tipo di corrugazione e selezionando poi l'allineamento dei tubi, le loro dimensioni geometriche ed il tipo di corrugazione interna, il software Unilab-Shark 2.5 consente di creare virtualmente lo scambiatore di calore desiderato. La geometria creata viene poi completata nella sezione *Coils* in cui vengono specificate l'altezza e la larghezza del pacco alettato, il numero di ranghi, il numero di tubi saltati, la distanza tra le alette e i materiali impiegati per tubi e alette.

Le caratteristiche geometriche che sono state fatte variare, per provare ad incrementare l'efficienza della macchina, sono la corrugazione interna dei tubi, la corrugazione delle alette, le dimensioni e la disposizione dei tubi:

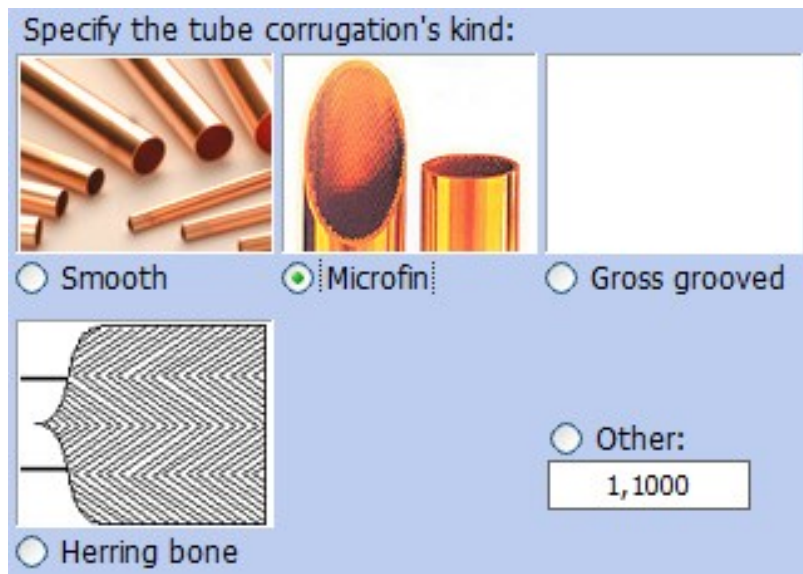


Figura 3.4 Tipologie di corrugazione interna per tubi

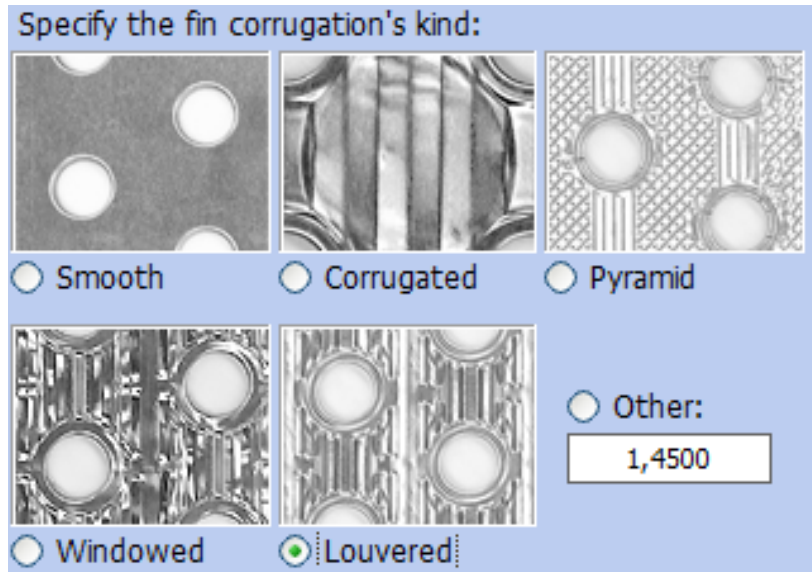


Figura 3.5 Tipologie di corrugazione per alette

Scegliendo diversi tipi di corrugazione, il coefficiente in basso a destra delle figure 3.4 e 3.5 varia tra 1 e 1,45 nel caso delle alette e tra 1 e 1,4 nel caso dei tubi.

Le tipologie di tubi diversi da quelli standard iniziali sono stati chiamati Small, Med e Big, con le relative caratteristiche geometriche:

Tabella 3.1 Geometrie di cui sono state modificate le dimensioni principali

Nome	Diametro Interno [mm]	Distanza tra i ranghi [mm]	Distanza tra i tubi [mm]
Small	3	5	7
Med	7	12	17
Big	10	14	25

Simulando il funzionamento del PAC alle stesse condizioni di temperatura e umidità dell'aria in ingresso ed ipotizzando un flusso d'aria costante ai due scambiatori di calore, sono stati fatti variare, singolarmente, una caratteristica geometrica alla volta.

Variazione della corrugazione interna dei tubi:

Mantenendo le stesse dimensioni e la tipologia di alette Louvered, i risultati mostrano come le diverse tipologie di corrugazione, alle condizioni operative analizzate, non influiscano in maniera significativa sulle prestazioni del PAC.

L'effetto della diversa lavorazione rimane minimo per quanto riguarda l'EER, che viene aumentato dell'1% rispetto allo standard nel caso di corrugazione *Smooth*.

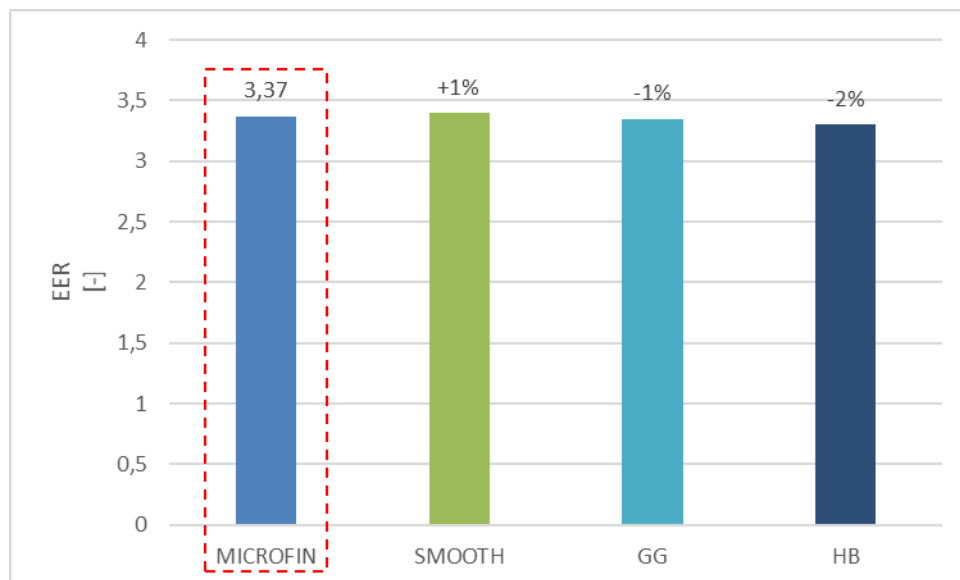


Grafico 3.4 EER al variare della corrugazione interna dei tubi

Risulta evidente quindi che un investimento in lavorazioni interne dei tubi risulti superfluo nel caso di un condizionatore portatile che opera tra questi range di temperatura e pressione e in particolare che l'utilizzo di tubi lisci, privi di

lavorazione e quindi meno costosi, avrebbe lo stesso risultato di tubi lavorati che necessitano invece di un costo aggiuntivo²¹.

Variazione della corrugazione delle alette:

Anche per le alette sono state fatte variare singolarmente le relative lavorazioni mantenendo le rimanenti caratteristiche immutate, in particolare mantenendo una corrugazione interna dei tubi di tipo *Microfin*.

Confrontando le possibili soluzioni, risulta evidente che la tecnologia *Louvered* rappresenta la migliore tra le diverse opzioni suggerite dal software.

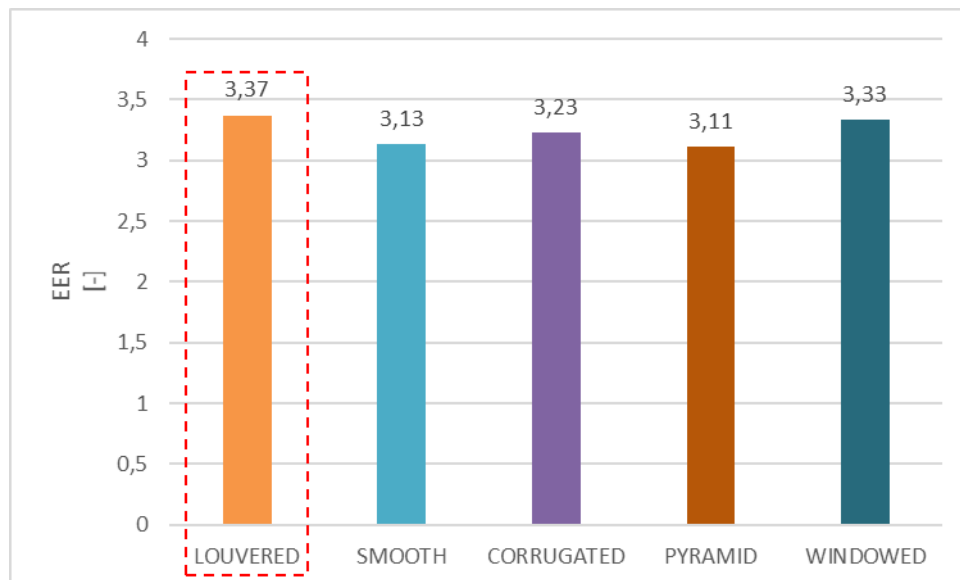


Grafico 3.5 EER al variare della lavorazione delle alette

²¹ L'aumento dell'1% relativo ai tubi Smooth potrebbe rientrare nel valore di incertezza del calcolo, e quindi non rappresentare di fatto un vantaggio; resta comunque il fatto che le due geometrie rimangono confrontabili in termini di prestazioni.

Variazione delle dimensioni e del layout tubi:

Modificando la disposizione dei tubi, da alternati ad allineati, e facendo variare contemporaneamente le dimensioni specifiche dei tubi, l'efficienza dell'intero ciclo risulta essere molto più sensibile.

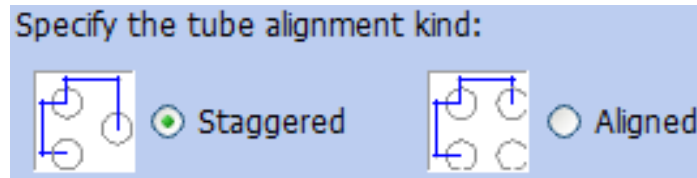


Figura 3.6 Alternative per layout tubi in Shark

Simulando varie combinazioni di evaporatori e condensatori, con tubi Small, Med, Big, *Staggered* e *Aligned*, l'aumento massimo di EER risulta essere del 12% con al condensatore tubi *Aligned*, Med con lavorazione *Smooth* e alette corrugate del tipo *Louvered*; all'evaporatore tubi alternati, standard, con lavorazione *Grossgrooved* e alette sempre di tipo *Louvered*. Con questa combinazione la temperatura di evaporazione scende dai 16,28°C a 12,82°C ma contemporaneamente diminuisce la temperatura di condensazione da 62,52°C a 61,41°C, inoltre, per la soluzione ottimizzata, aumenta la capacità frigorifera fino a 2,73 kW.

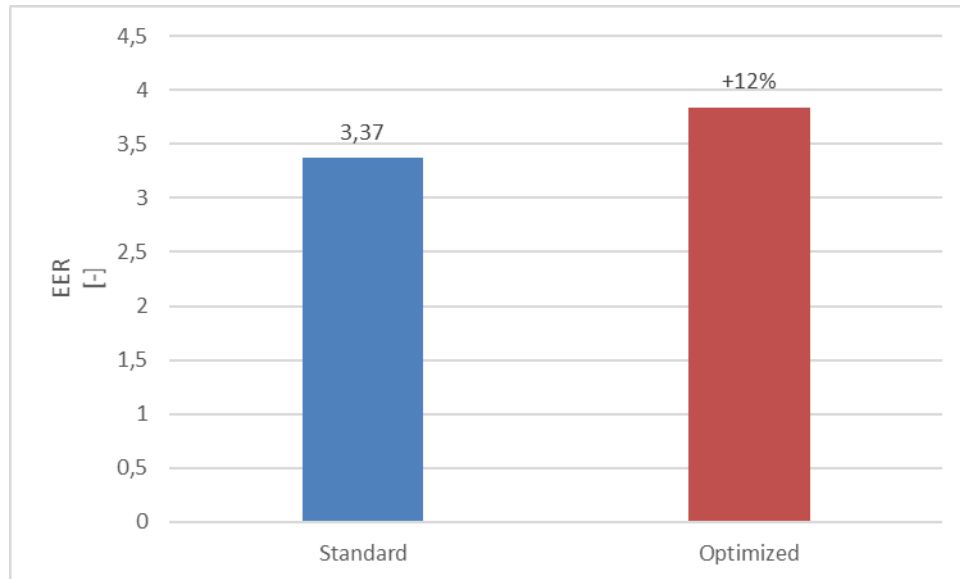


Grafico 3.6 Confronto EER tra PAC standard e ottimizzato

Aumentando le dimensioni dei tubi al condensatore, è però inevitabile l'incremento, calcolato del +23%, delle perdite di carico lato aria, che comporterebbero un necessario intervento supplementare da parte del ventilatore che andrebbe quindi a bilanciare l'apparente vantaggio in termini di EER per via del maggiore assorbimento.

Dal tentativo di ottimizzazione attraverso il software, le prestazioni degli scambiatori di calore sembrano presentare un margine di miglioramento colmabile con la modifica delle dimensioni e delle disposizioni dei tubi per il condensatore, in modo da migliorarne la capacità dissipativa del calore proveniente dal refrigerante.

Variatione del compressore:

Come ultimo step sono stati testati tre diversi compressori a velocità variabile (tecnologia inverter) mantenendo i due scambiatori di calore standard e simulando il funzionamento alle condizioni di normativa.

Attraverso il programma *Engauge Digitizer.Ink* è stato possibile ricavare Corrente, Capacità frigorifera e Potenza elettrica, per diverse temperature di condensazione ed evaporazione e per diversi livelli di frequenza, a partire dalle

curve caratteristiche di ogni compressore. Il software permette, infatti, di ricostruire le tre curve, ricalcando dalle immagini dieci o quindici punti fondamentali; in maniera automatica, il programma genera un foglio Excel in cui vengono riportati analiticamente, sotto forma di tabella, i dati acquisiti manualmente per ogni grandezza. Nelle figure 3.7 – 3.8 – 3.9 sono riportati gli screenshot del programma a termine dell'acquisizione manuale dei punti fondamentali.

Unendo le tre tabelle ottenute in un unico foglio Excel, attraverso Shark è possibile interpolare i dati in modo da poter simulare il comportamento del compressore in diverse situazioni operative.

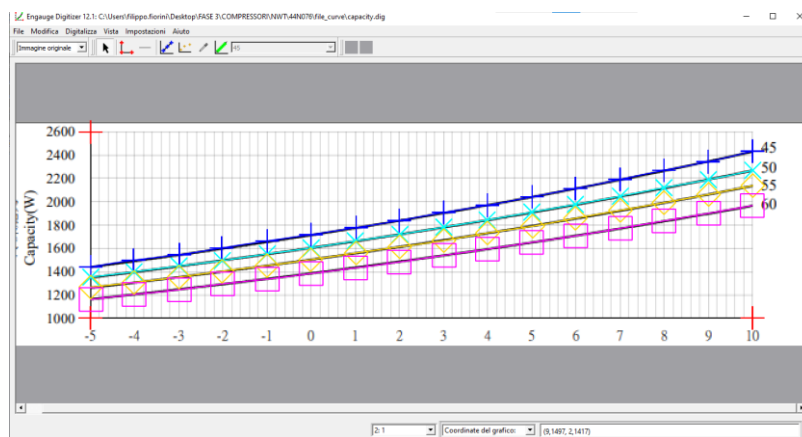


Figura 3.7 Schermata del programma Engauge Digitizer.Ink – Capacità frigorifera

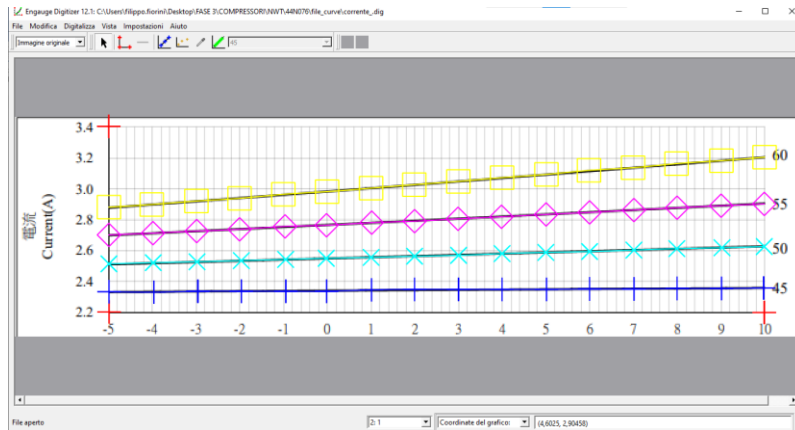


Figura 3.8 Schermata del programma Engauge Digitizer.Ink – Corrente

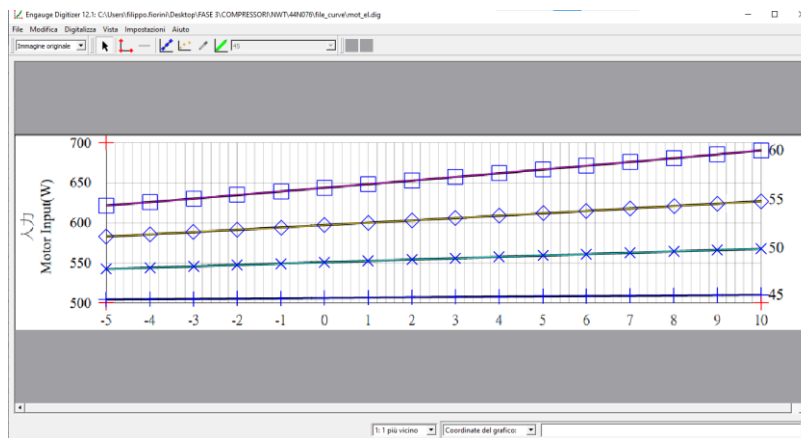


Figura 3.9 Schermata del programma Engauge Digitizer.Ink – Potenza assorbita

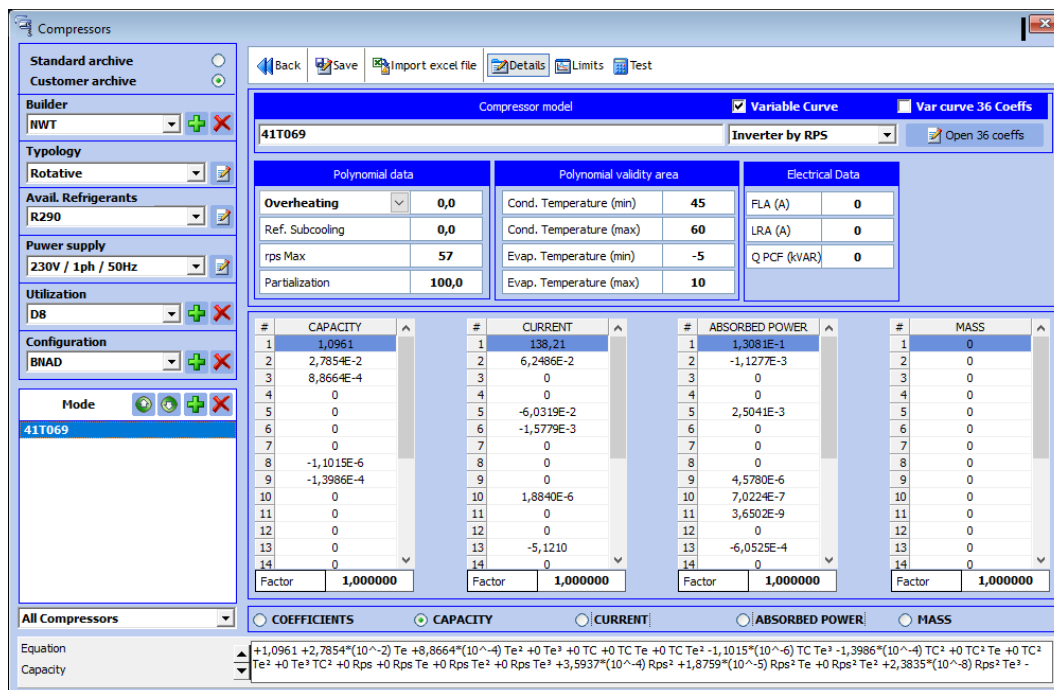


Figura 3.10 Schermata Unilab-Shark 2.5 per la creazione del compressore

I tre compressori analizzati sono:

Modello	Marca
DSM165	GMCC
41T069	NWT
39P22MX	RECHI

Simulando i tre compressori creati nelle stesse condizioni e facendo variare la percentuale di funzionamento del relativo inverter, i risultati variano significativamente rispetto alla simulazione con compressore a giri fissi (indicato come “STD” standard, nei grafici sotto), confermando nuovamente i risultati ottenuti dall’analisi termodinamica ed exergetica:

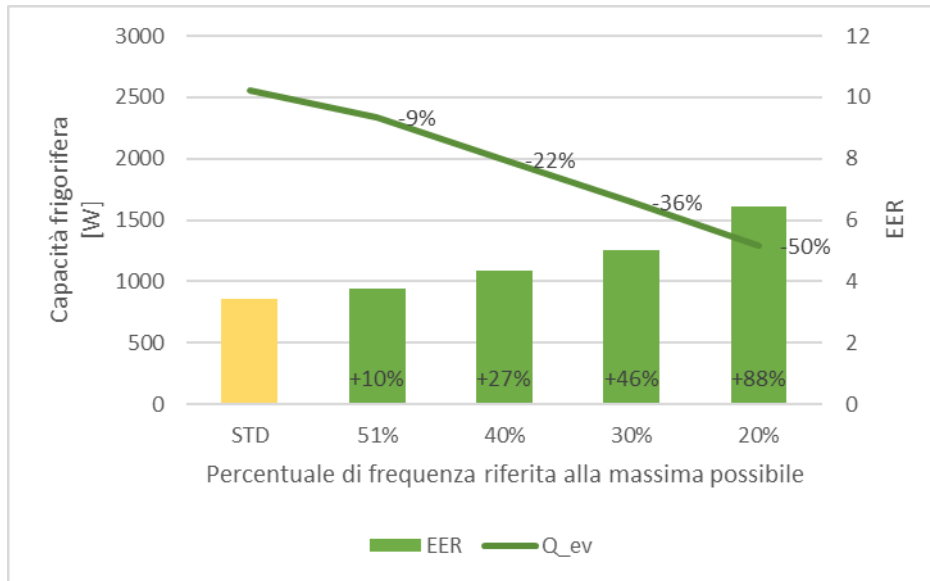


Grafico 3.7 Capacità frigorifera ed EER al variare della frequenza - 39P22MX, RECHI

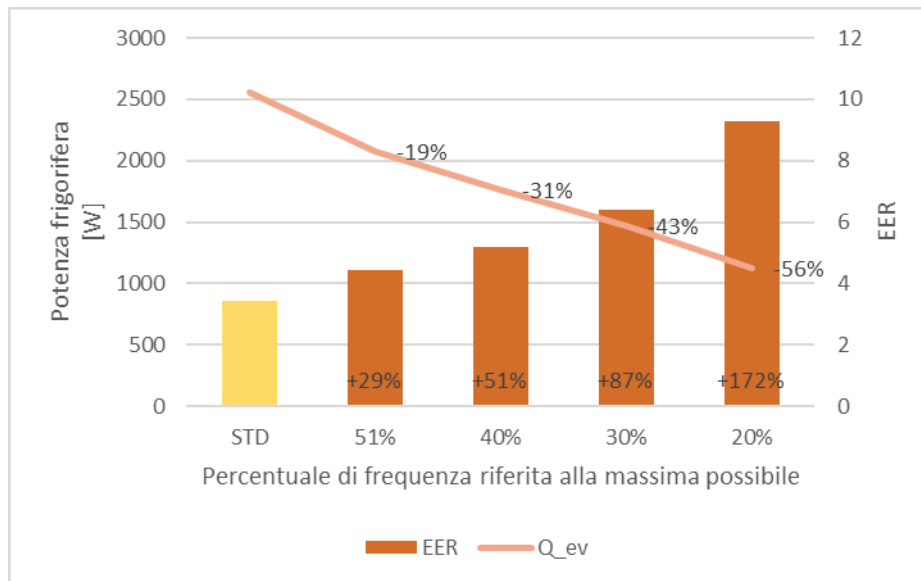


Grafico 3.8 Capacità frigorifera ed EER al variare della frequenza - 41T069, NWT

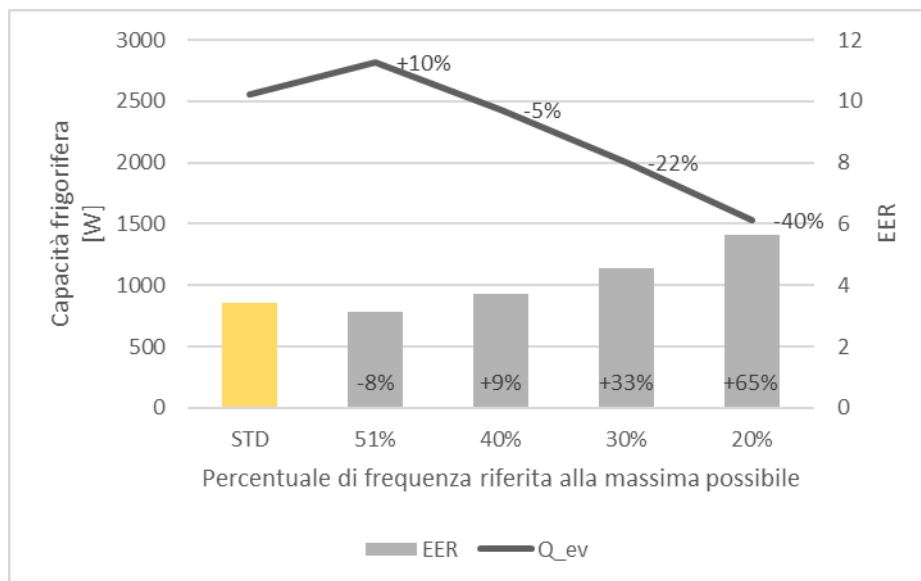


Grafico 3.9 Capacità frigorifera ed EER al variare della frequenza - DSM165, GMCC

Dai grafici riportati è possibile notare come al diminuire della percentuale di funzionamento dell'inverter, l'EER aumenti mentre la capacità frigorifera diminuisca. L'intervento dell'inverter permette all'intero sistema di adattarsi a diverse condizioni operative mantenendo elevate le prestazioni energetiche, garantendo un beneficio anche in termini di rumorosità.

3.2. Analisi sperimentale di tubi di scarico alternativi

Il tubo di scarico dell'aria calda proveniente dal condensatore, rappresenta il componente all'interno del quale lo scambiatore di calore rigetta l'aria esausta; di conseguenza le sue caratteristiche geometriche e meccaniche, influenzano il funzionamento del ciclo termodinamico e l'efficienza del prodotto. Inoltre, il calore emanato dal tubo per convezione e irraggiamento, penalizza l'effetto frigorifero della macchina, risultando un carico aggiuntivo nell'ambiente da raffrescare.

Con l'obiettivo di diminuire il calore emanato dal tubo, la soluzione standard adottata da De'Longhi è rappresentata da una coperta isolante realizzata con lo

stesso materiale delle coperture dei piani per gli assi da stiro, ovvero uno strato di poliuretano espanso avvolto con una copertura di poliestere.

Nell'analisi che è stata condotta, sono stati confrontati 3 nuovi tubi con caratteristiche termofisiche differenti, con l'obiettivo di raggiungere le stesse prestazioni del tubo equipaggiato semplificandolo ad un singolo componente.

Il tubo senza coperta è caratterizzato da una conducibilità $\lambda=0,17 \text{ W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$, mentre equipaggiandolo con la coperta, λ diminuisce fino a $0,05 \text{ W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$.



Figura 3.11 Tubo standard senza coperta



Figura 3.12 Tubo standard equipaggiato con coperta

Le tre tipologie di tubi alternativi vengono denominati A, B e C.

I tubi A e B sono composti dello stesso materiale *VEP.2* con un materassino isolante in fibra di poliestere ed una “*vapor-barrier*” in foglia di resina poliolefinica, ma si differenziano tra loro in termini di dimensioni; il tubo A ha infatti un diametro interno di 150 mm e un diametro esterno di 180 mm, mentre il tubo B è caratterizzato da un diametro interno di 130 mm e un diametro esterno di 150 mm.



Figura 3.13 Tubo A



Figura 3.14 Tubo B

Il tubo C è invece composto da un materassino isolante in fibra di Poliestere rivestito esternamente da una “*vapor-barrier*” in laminato d’alluminio rafforzato.



Figura 3.15 Tubo C

L’analisi sperimentale è stata eseguita all’interno di una camera biclimatica compensata²², in cui vengono simulate le condizioni ambiente (sia interno che esterno in cui verrà posto il PAC) che vengono mantenute costanti ai valori desiderati; nel caso delle misurazioni effettuate, sono state considerate le condizioni da normativa [3] a 35°C e 40% di temperatura e umidità relativa sia per le camere che per le precamere.

Per ogni combinazione tubo-PAC è stata svolta una prova calorimetrica²³, con l’obiettivo di valutare la resa in Watt dell’intero sistema e raccogliere le temperature caratteristiche del ciclo frigorifero.

²² Le camere climatiche, definite anche camere di prova climatica, rispettano le condizioni prestabilite per le prove di stabilità di diversi sistemi. In una camera climatica possono essere simulati diversi valori di temperatura e di umidità mediante l’impiego di chiller per la temperatura e resistenze elettriche collegate ad un serbatoio d’acqua per l’umidità.

²³ PAC a 90 cm dalla parete con tubo completamente disteso.

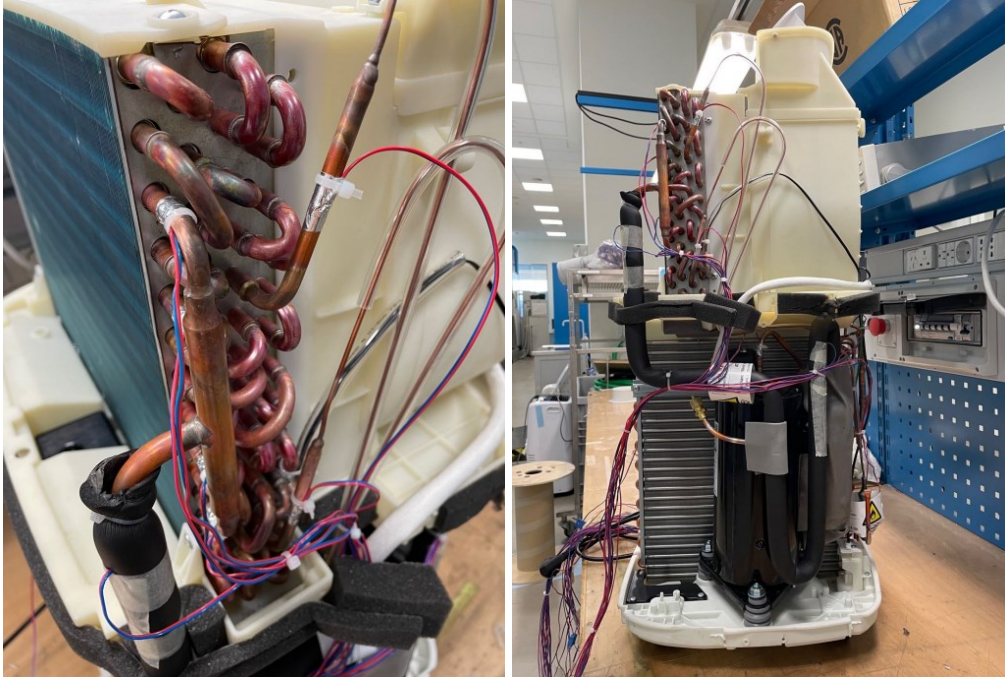


Figura 3.16 Termocoppie collegate al circuito frigorifero

A tal proposito sono state infatti collegate, nei punti principali del ciclo, tredici termocoppie tipo T (Rame-Costantana) alle quali ne sono state aggiunte altre sedici per misurare la temperatura lungo il tubo di scarico; infine altre due termocoppie sono state posizionate all'uscita aria del condensatore e a fine tubo di scarico.

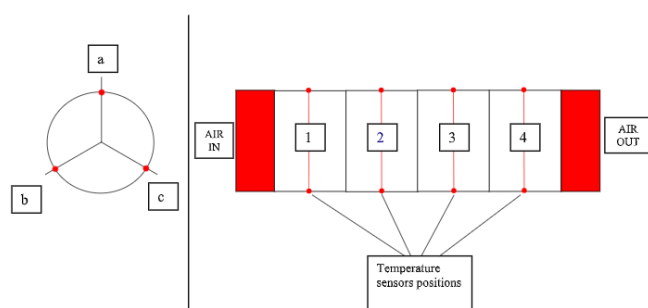
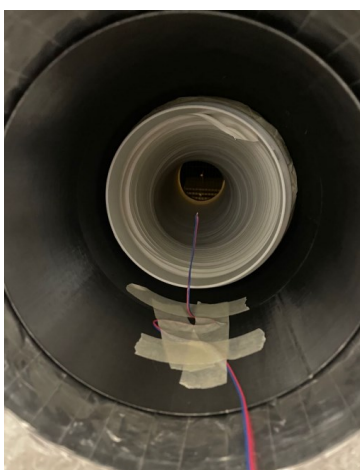


Figura 3.17 Termocoppia a fine tubo di scarico (sx); schema posizionamento termocoppie sul tubo di scarico (dx)

La prova viene eseguita accendendo il PAC alla velocità massima ed impostando una temperatura di uscita dell'aria di 18°C. Dopo circa 3 ore, raggiunta la condizione di *steady state*, può essere ricavata la resa del sistema, calcolata in base alla potenza necessaria al chiller ed alle resistenze elettriche per mantenere le condizioni di temperatura e umidità costanti. Durante tutto il tempo, vengono registrate le temperature dalle termocoppie, in modo da poter ricavare, a fine acquisizione, un valor medio per ciascun punto.

Il primo tubo ad essere stato testato è quello standard equipaggiato con la coperta:

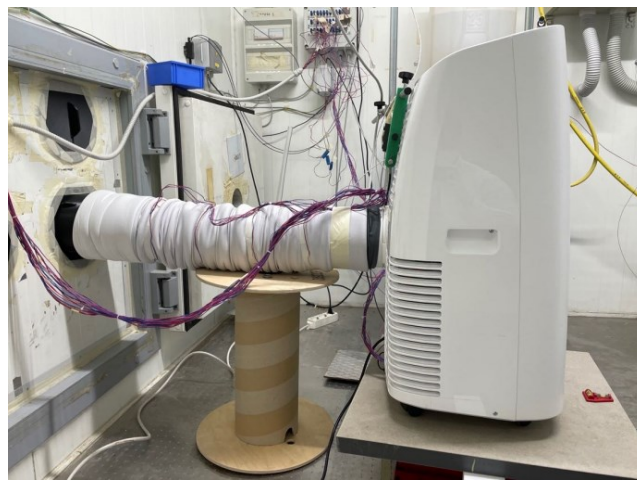


Figura 3.18 PAC con tubo standard equipaggiato con coperta

In questo caso, sono state aggiunte altre 16 termocoppie, posizionate sulla coperta in maniera simmetrica rispetto a quelle sul tubo.

Successivamente sono stati testati: tubo standard senza coperta, tubo A, tubo B ed infine tubo C.

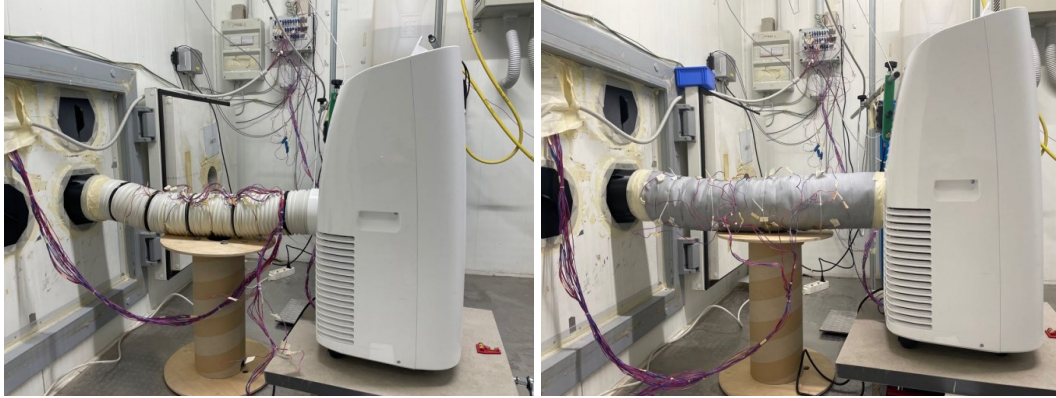


Figura 3.19 Test su tubo standard (sx) e su tubo A (dx)



Figura 3.20 Test su tubo B (sx) e su tubo C (dx)

I risultati relativi alle prove di resa per ciascun tubo sono stati:

		SENZA COPERTA	CON COPERTA	TUBO A	TUBO B	TUBO C
RESA	[W]	2543	2606	2638	2609	2471
ASSORBIMENTO	[W]	660	660	660	690	720
EER	[-]	3,86	3,96	3,99	3,80	3,44

Dai valori presentati, la soluzione A migliora (anche se di soli 40 W) la resa del sistema, mentre la soluzione C la riduce fino al -5% ²⁴.

Per il tubo C il risultato è attribuibile al fatto che la temperatura di condensazione aumenta, il che suggerisce una minore efficacia dello scambiatore che non riesce a dissipare il calore del gas in maniera efficace a causa delle condizioni termiche del tubo di scarico.

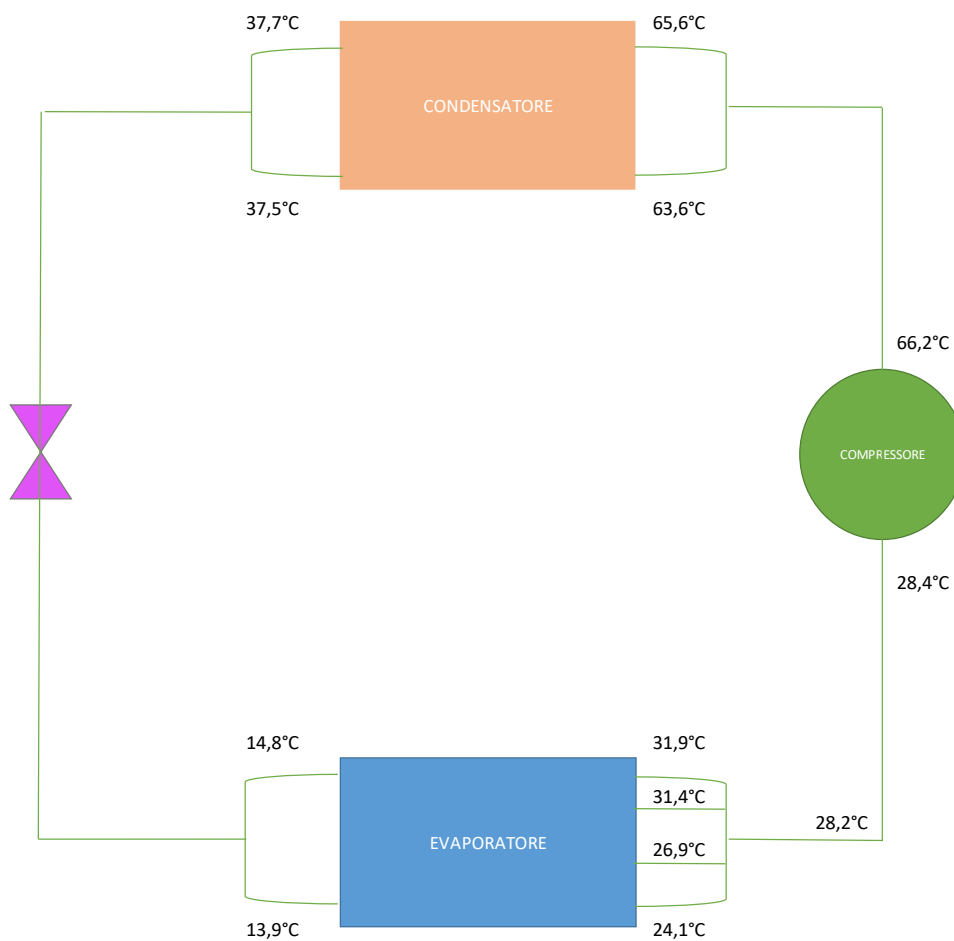


Figura 3.21 Temperature operative del PAC con tubo equipaggiato con coperta

²⁴ Con riferimento alla soluzione con coperta.

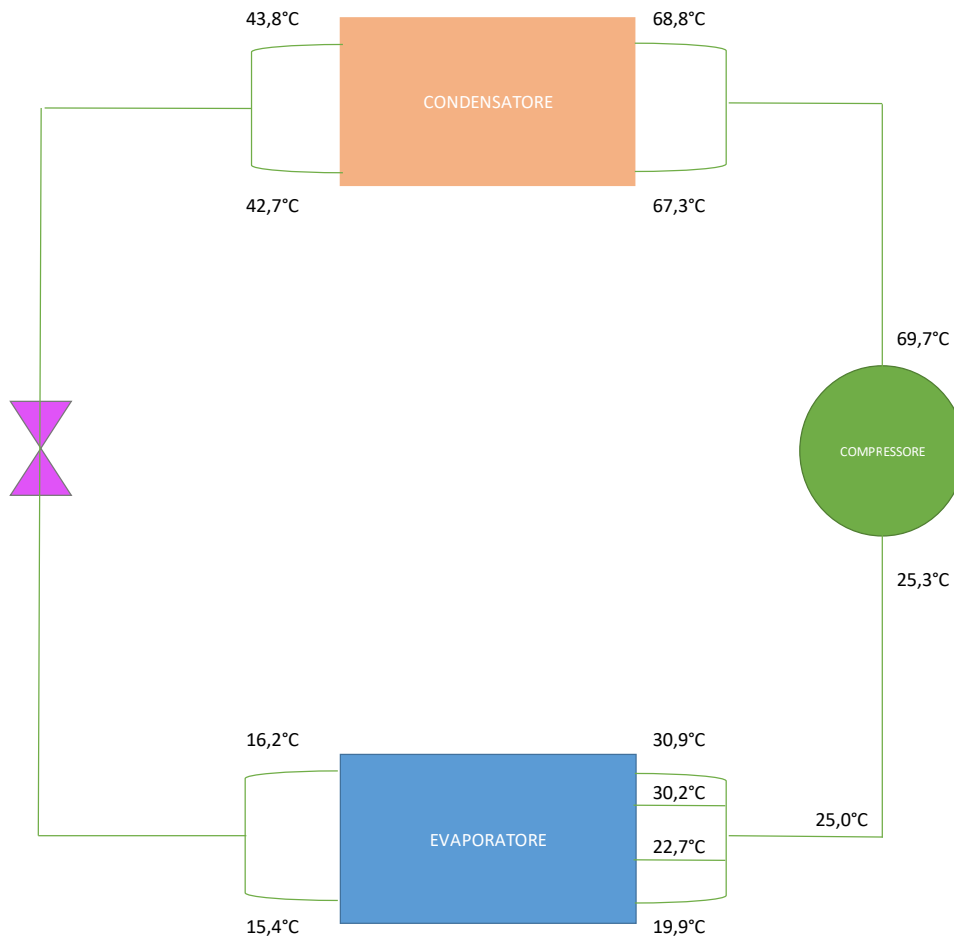


Figura 3.22 Temperature operative del PAC con tubo tipo C

Il tubo di tipo C, per via della sua leggerezza e del materiale conduttivo di cui è composto, abbassa la propria capacità termica, rilasciando nell'ambiente climatizzato molto calore, tale da ridurre di circa 80 W l'effetto utile del sistema.

Le soluzioni A e B, pur essendo composte dello stesso materiale isolante, differiscono nella resa per via del diverso livello di assorbimento; per quanto riguarda la potenza assorbita, infatti, il tubo B, caratterizzato da un diametro minore, penalizza il funzionamento del sistema, in quanto al condensatore la quantità d'aria che lo investe per assorbire il calore dal refrigerante diminuisce. Di conseguenza, ventilatore e compressore sono costretti ad incrementare la potenza assorbita nel tentativo di colmare questa limitazione geometrica.

Un ulteriore confronto che permette di visualizzare istantaneamente il beneficio dei diversi tubi è l'andamento della temperatura nelle diverse sezioni per ogni tubo:

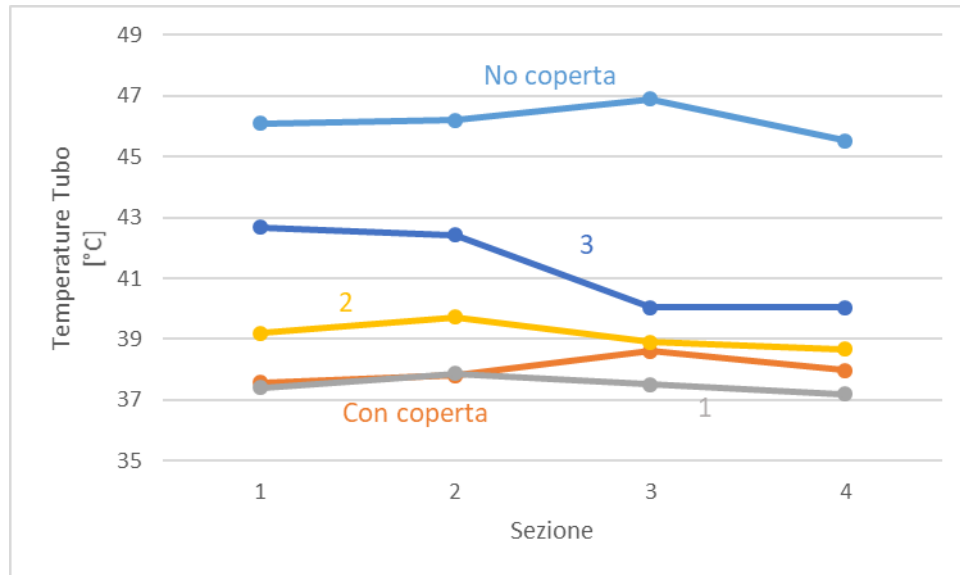


Grafico 3.10 Andamento delle temperature sulla superficie esterna del tubo di scarico per i diversi tubi

Dal grafico 3.10 è possibile notare come i tubi A e B abbiano le stesse proprietà isolanti, in quanto caratterizzati da un andamento parallelo; per il tubo C, invece, è possibile notare la bassa capacità termica confermata dal marcato abbassamento di temperatura tra la sezione due e tre.

Oltre alla resa e al valore di EER, cambiando il tubo di scarico, le temperature operative del ciclo frigorifero vengono modificate; in particolare, nel caso dei tubi B e C, la temperatura di mandata al compressore diminuisce di 2°C e 3°C, rispettivamente, mentre la temperatura di ritorno aumenta di 1°C e 3°C rispetto alla condizione standard con tubo in PVC. Tali modifiche vanno ad influenzare inevitabilmente anche le temperature di uscita lato aria:

Tabella 3.2 Temperature caratteristiche lato aria per i diversi tubi

Tubo	Temperatura di uscita aria evaporatore	Temperatura di uscita aria condensatore
Standard	19,6°C	51,5°C
Standard con coperta	19,6°C	51,5°C
A	18,9°C	51,2°C
B	22°C	54,7°C
C	19,9	57,8°C

I risultati emersi dall'attività sperimentale eseguita sono riassumibili in:

- La soluzione adottata da De'Longhi di equipaggiare il tubo in PVC con una coperta isolante risulta essere la migliore sia dal punto di vista di effetto utile della macchina che dalle condizioni operative che ne determina nell'intero sistema.
- Nel caso in cui si voglia continuare nella ricerca di alternative per il tubo standard, le caratteristiche a cui prestare attenzione sono sicuramente la conducibilità termica λ e la capacità termica del materiale (dal punto di vista puramente energetico e senza considerare l'aspetto pratico del componente).
- Il tubo di scarico del PAC risulta essere a tutti gli effetti un componente che determina le condizioni operative del sistema e che, in base alle sue caratteristiche, può penalizzare o ottimizzare le prestazioni energetiche.

3.3. Sostituzione del refrigerante con miscela

Il refrigerante del ciclo frigorifero viene spesso considerato come il quinto componente della macchina; in base alle sue caratteristiche termofisiche, infatti, le prestazioni ed il funzionamento del PAC variano in maniera sostanziale.

Le proprietà fondamentali di un refrigerante sono il peso specifico e la temperatura critica, in quanto vanno a modificare profondamente la curva caratteristica dei diagrammi T-s e p-h;

Il PAC preso in esame è caricato con R290 (Propano), caratterizzato da un peso molecolare di 44,096 g/mol, una temperatura critica di 96,74°C ed una temperatura normale di ebollizione di -42,114°C [7]. A livello di scambio di calore e funzionamento, risulta essere un buon refrigerante, ma appartenendo alla *safety class* A3 per via della sua elevata infiammabilità, deve essere sottoposto a rigorosi controlli di sicurezza che attraverso la normativa ne limitano la quantità massima utilizzabile.

Con l'obiettivo di trovare il refrigerante più adatto alle condizioni di lavoro del PAC, è stato utilizzato lo stesso foglio di calcolo presentato al capitolo due per l'analisi termodinamica, in modo da poter valutare le prestazioni della macchina al solo variare del refrigerante.

Sono stati investigati sei fluidi alternativi, tra cui idrofluorolefine, che garantiscono un impatto ambientale quasi nullo, e miscele zeotropiche; queste ultime tendono a migliorare l'efficienza dello scambio termico grazie al miglior accoppiamento dei profili di temperatura tra refrigerante e fluido secondario, ma contemporaneamente penalizzano il sistema in termini di quantità di calore scambiabile ed aumentando il surriscaldamento al compressore.

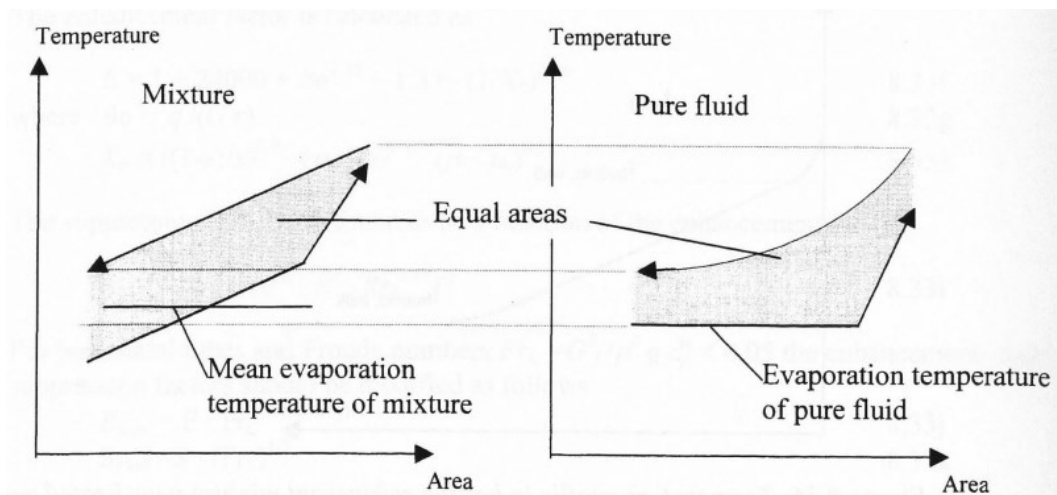


Figura 3.23 Confronto profili di temperatura tra fluido puro (destra) e miscela zeotropica (sinistra)

I fluidi alternativi che sono stati presi in considerazione sono:

	Tc	MM	Safety Class	Glide a 0°C
UDM	°C	kg/mol	-	°C
Propano	96,74	44,096	A3	0
Isobutano	134,7	58,122	A3	0
R1234yf	94,7	114,04	A2L	0
R1234ze	109,4	114,04	A2L	0
R431A	48,8	91,785	A3	<1
R443A	96,01	43,475	A3	~1
R441A	118,5	48,305	A3	9,3

Facendo variare come input solamente il refrigerante nel foglio di calcolo utilizzato nei paragrafi precedenti è stato possibile evidenziare i vantaggi e gli svantaggi di ognuno.

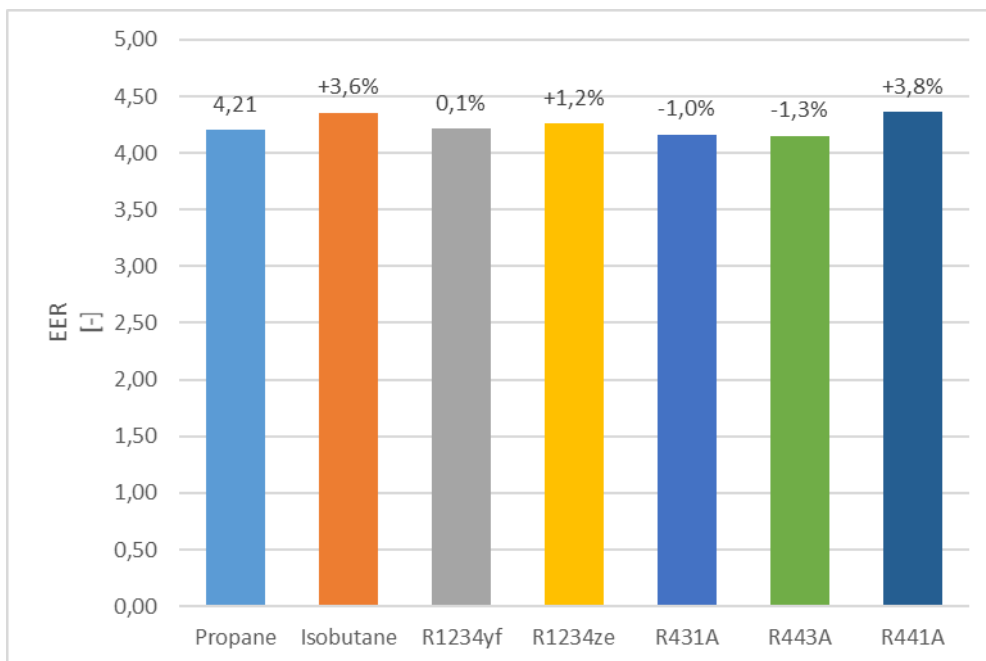


Grafico 3.11 EER a confronto per i diversi fluidi

In termini di EER, la miscela R441A, alle stesse condizioni di lavoro, porta un vantaggio del 3,8% rispetto al Propano. Il guadagno di 3,6% relativo all'Isobutano non è da considerare valido per via dell'enorme aumento di displacement (cilindrata del compressore) che ne conseguirebbe.

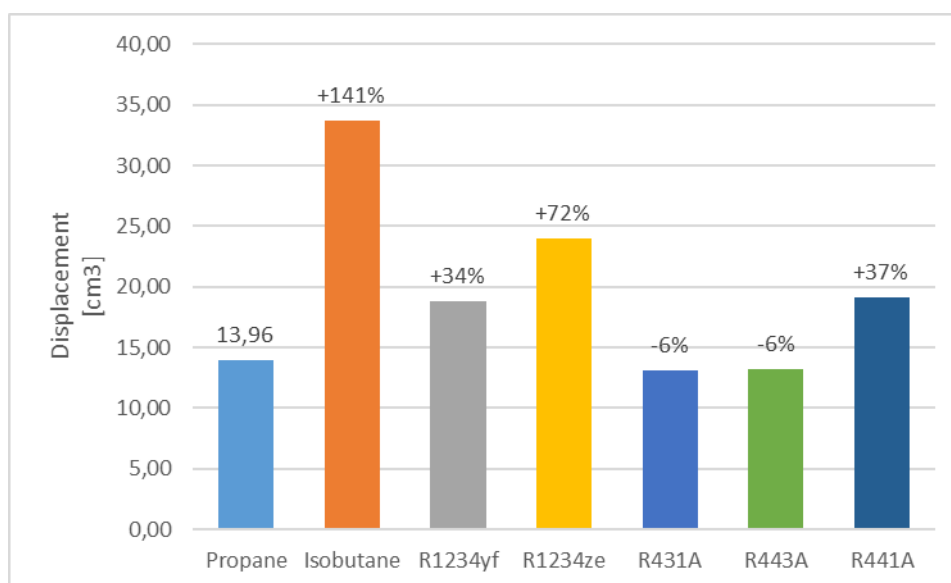


Grafico 3.12 Displacement a confronto per i diversi fluidi

Il vantaggio del R441A viene messo in risalto dalla forte riduzione in termini di perdite di exergia totali, determinando una diminuzione del 37% rispetto alle perdite che si manifestano col Propano.

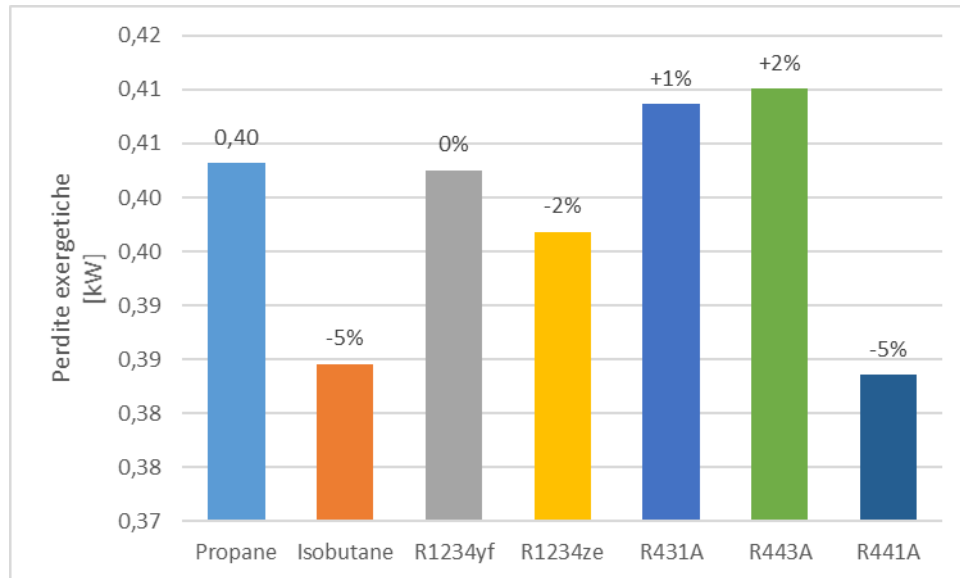


Grafico 3.13 Perdite exergetiche a confronto per i diversi fluidi

Tale percentuale non deve stupire, in quanto già a partire dalle caratteristiche della miscela circa la temperatura critica e il peso molecolare è possibile intuire il suo vantaggio exergetico; dalle caratteristiche appena citate, infatti, dipendono fortemente le perdite per strozzamento (al tubo capillare) e per desurriscaldamento (a fine compressione). Nello specifico, la temperatura critica più elevata del R441A rende più pendente la curva caratteristica, che quindi rende più piccole le aree relative alle perdite exergetiche.

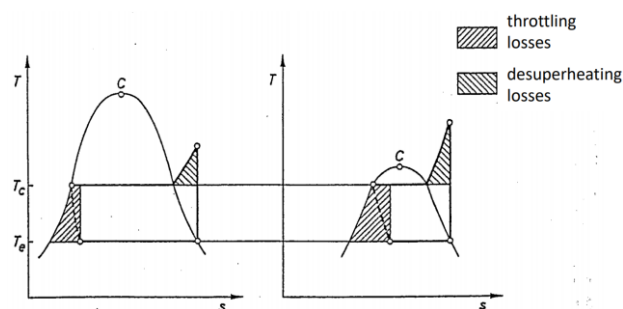


Figura 3.24 Perdite exergetiche al variare della temperatura critica del fluido refrigerante

Anche il peso molecolare modifica la curva caratteristica del fluido; nello specifico, fluidi con bassa MM sono caratterizzati da una curva di liquido saturo più pendente, che fa quindi diminuire le perdite per strozzamento (eg. Ammoniaca) mentre fluidi con elevata MM presentano una maggiore pendenza per la curva di vapore saturo, riducendo quindi le perdite per desurriscaldamento (eg. R134a).

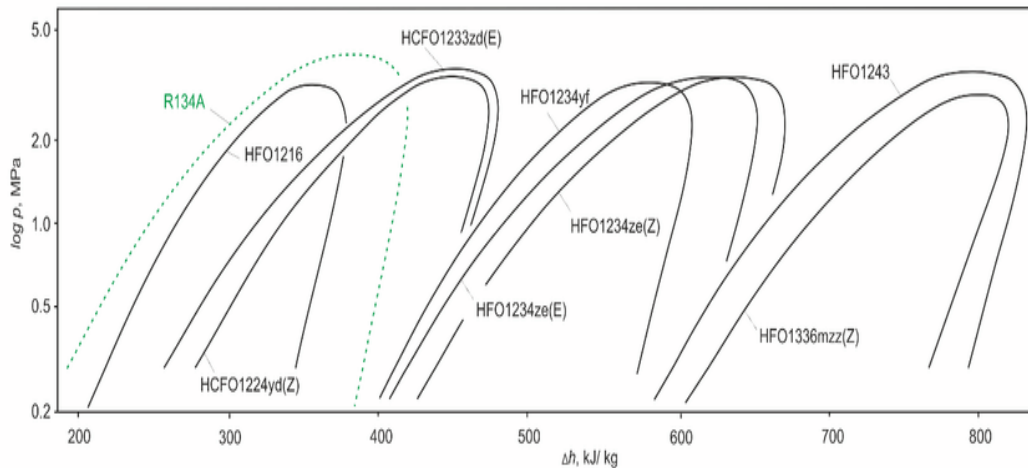


Figura 3.25 Curve log-p-h per diversi fluidi

Dal confronto effettuato, l'R441A si dimostra una valida alternativa al propano. È da tenere in considerazione, però, l'effettiva possibilità di sostituire l'R290 con la miscela zeotropica senza la necessità di un redesign del circuito attuale; in altre parole, è necessario valutare se l'R441A può essere impiegato nei PAC come "drop-in refrigerant" del Propano. Confrontando le curve di saturazione dei due refrigeranti, infatti, la differenza risulta essere troppo elevata, indicando la necessità di un adattamento relativo alle temperature di funzionamento del ciclo stesso per poter mantenere gli stessi risultati attuali o addirittura migliorare l'efficienza del sistema.

4. ADATTAMENTO AL DEMAND RESPONSE

In questo capitolo verranno presentate le caratteristiche e i relativi benefici delle comunità energetiche, i problemi della rete elettrica dovuti ai sovraccarichi estivi e la possibilità di collaborare con un fornitore elettrico per offrire il servizio di raffrescamento, con la possibilità di modulare i carichi necessari a garantirlo.

4.1. Comunità energetiche

Una comunità energetica è un insieme di persone che condividono energia rinnovabile in uno scambio alla pari; la loro nascita è conseguente al cambiamento della rete elettrica che sta avvenendo nell'ottica della conversione in *Smart Grid* che prevede la presenza sempre più numerosa dei *Prosumers*, ovvero consumatori di energia in grado però anche di fornirla attraverso fonti rinnovabili. In Italia, il decreto Milleproroghe recepisce la Direttiva Europea n.2001 del 11/12/2018, chiamata anche RED II, che vede l'energia proveniente da FER come indispensabile per un mercato dell'energia equo e sostenibile, basato su economia circolare, che promuova l'innovazione tecnologica e che porti al contempo benefici ambientali, sociali ed economici.

La Smart Grid ha tra i suoi tanti obiettivi, quello di rendere più consapevoli e responsabili i consumatori circa il dispendio di energia, permettendo un risparmio energetico dovuto alle minori perdite per trasmissione, e un alleggerimento del carico nazionale da sostenere da parte delle singole centrali produttive.

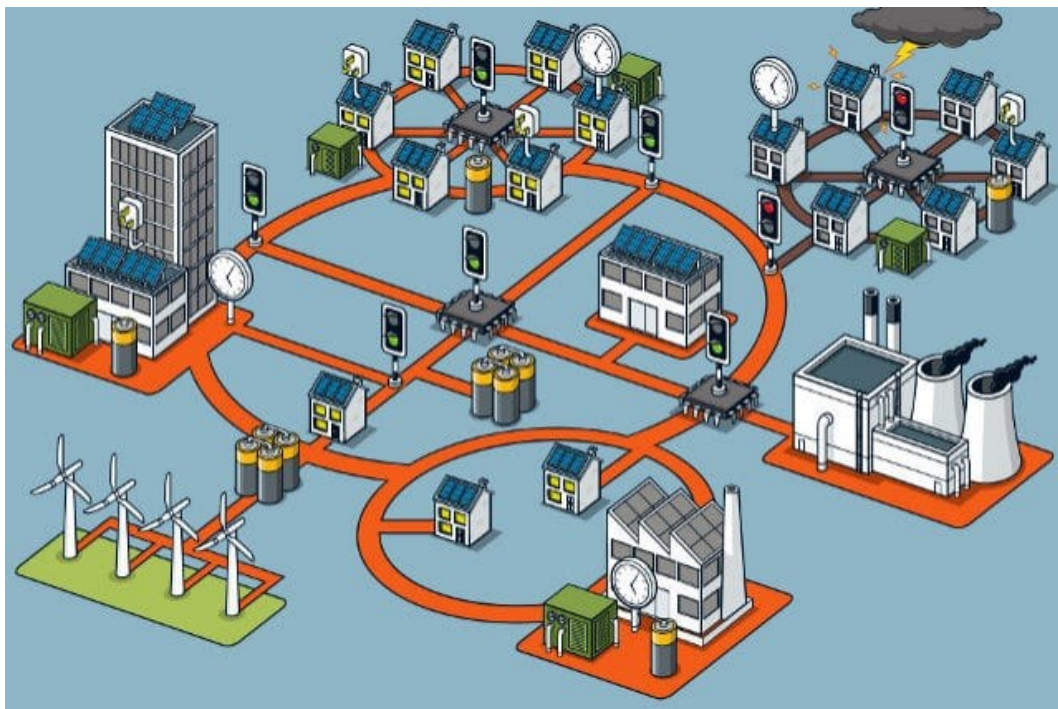


Figura 4.1 Rappresentazione di una Smart Grid

La concretizzazione di queste Comunità Energetiche porterebbe a un forte impatto sul paese: lo scenario base previsto da The European House Ambrosetti con una penetrazione del 5% delle 500mila Comunità Energetiche potenziali (su stime del Politecnico di Milano), prevede una riduzione delle emissioni di CO₂ di 3,6 milioni di tonnellate. Per i membri delle Energy Community, inoltre, il beneficio economico complessivo potrebbe essere di 2 miliardi € all'anno, considerando i ricavi dell'energia immesso ed il risparmio sull'acquisto al netto dell'investimento tecnologico iniziale [15].

4.2. Problemi relativi al consumo elettrico estivo

Storicamente la stagione in cui la domanda di energia elettrica risultava essere maggiore era l'inverno, con gli ingenti consumi da parte dei sistemi di riscaldamento. Negli ultimi 20 anni però, la richiesta di raffrescamento è aumentata notevolmente, fino a superare la richiesta di caldo; questo in seguito

all'aumento delle temperature estive per via del cambiamento climatico ed il contestuale miglioramento dei serramenti domestici in grado di mantenere il calore nella stagione invernale.

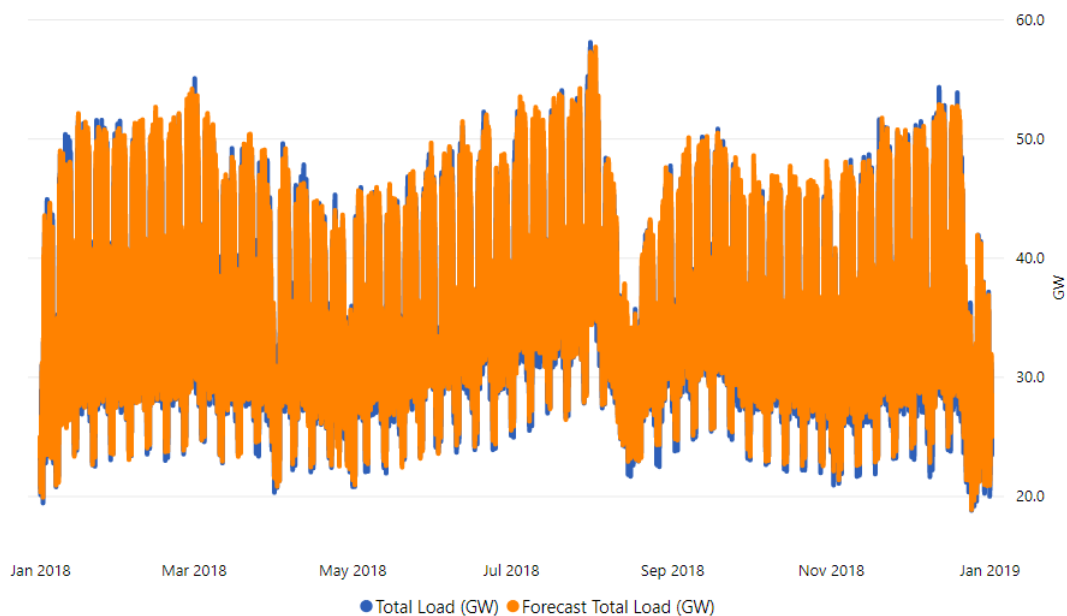


Figura 4.2 Andamento del carico elettrico italiano 2018-2019, fonte TERNA

I picchi richiesti nella stagione estiva raggiungono in media i 50 GW, ma nel 2019, a fine agosto, il picco massimo ha raggiunto i 58,06 GW [16].

La crescente richiesta elettrica estiva ha provocato e continua a provocare malfunzionamenti e interruzioni della rete, che comportano significative spese di intervento per manutenzione e rimborsi assicurativi nel caso di particolari tipi di contratto. Per questo motivo la possibilità di regolare carichi determinanti come i condizionatori assieme alla concretizzazione delle Comunità Energetiche, migliorerebbe la gestione e la qualità dell'approvvigionamento elettrico nazionale.

In questo contesto, condizionatori efficienti a basso consumo energetico risultano essere fondamentali per la salvaguardia del sistema elettrico, in quanto una riduzione dei picchi di richiesta determinerebbe un minor rischio di malfunzionamenti e interruzioni di rete.

4.3. Demand response

Il Demand Response consente ai clienti commerciali e industriali di ridurre o aumentare il proprio consumo energetico con l'obiettivo di rispondere ai picchi di domanda o di offerta del mercato elettrico, consentendo una maggiore flessibilità e stabilità di rete e un utilizzo più efficiente delle infrastrutture e delle risorse energetiche. In cambio di questa disponibilità, il cliente riceve una remunerazione [17].

Questo tipo di gestione è già presente a livello mondiale, coinvolgendo principalmente aziende caratterizzate da elevati consumi elettrici, ma, considerando che i consumi elettrici relativi al condizionamento estivo rappresentano un carico molto importante, l'adattamento di molti singoli sistemi coinvolti in tale richiesta potrebbe significare un importante miglioramento circa la gestione del carico per raffrescamento.

L'idea ipotizzata prevederebbe l'adattamento al Demand Response da parte del Pinguino De'Longhi mediante l'integrazione di un sistema di controllo connesso con uno dei distributori elettrici. L'accordo risulterebbe quindi tra De'Longhi ed il distributore elettrico, in modo tale che quest'ultimo possa offrire un servizio al proprio cliente attraverso il mezzo fornito dall'azienda. In questo modo, il cliente finale trae beneficio in quanto sarebbero previste agevolazioni economiche circa i prezzi energetici, mentre il fornitore elettrico aumenta la propria stabilità di servizio riducendo malfunzionamenti e la necessità di interventi di manutenzione.



Figura 4.3 Esempio di asciugatrice integrata con un "*demand response switch*" per il controllo della richiesta elettrica

4.4. Vantaggi e Svantaggi

Distinguiamo i tre soggetti interessati in questo tipo di collaborazione: De'Longhi, fornitore elettrico e cliente finale.

Per quanto riguarda De'Longhi, il vantaggio principale è rappresentato dalla sicurezza di un numero prestabilito di vendite da parte di un acquirente affidabile ogni anno e la diffusione più ampia sul territorio italiano del proprio prodotto, soprattutto per quei modelli con più alta efficienza energetica e di conseguenza più costosi. Negli svantaggi, è necessario considerare l'investimento per il componente aggiuntivo e i costi aggiuntivi che potrebbero risultare in termini di manutenzione, consegna e ritiro ²⁵del PAC.

Relativamente al distributore elettrico, il vantaggio principale è rappresentato dal beneficio che comporterebbe questo controllo di potenza sulla corretta distribuzione dell'energia elettrica, riducendo la probabilità di malfunzionamenti, black-out e interventi di manodopera per la risoluzione dei problemi. Per i

²⁵ Un servizio aggiuntivo potrebbe prevedere il ritiro del condizionatore portatile al termine dei mesi estivi in modo da rimuovere un ingombro inutilizzato per il cliente.

possibili svantaggi, è da considerare l'indipendenza del cliente finale che potrebbe non essere invogliato a limitare la possibilità di soddisfare i propri bisogni in qualsiasi momento e come lui desidera; il dispositivo di controllo infatti, limiterebbe la potenza del condizionatore portatile in determinate fasce orarie in modo da appiattire la curva di carico.

Infine, considerando il cliente finale, la remunerazione e le agevolazioni riguardo il prezzo dell'energia rappresentano i vantaggi principali, oltre che la non necessità di installare un condizionatore a muro; l'utente avrebbe inoltre la possibilità di utilizzare a prezzi accessibili i modelli più efficienti dal punto di vista energetico. Riguardo agli svantaggi, come detto sopra, l'impossibilità di utilizzare come e quando il proprio condizionatore portatile, limita l'indipendenza personale nel soddisfare i propri bisogni; di conseguenza non tutti i clienti sarebbero favorevoli a questa limitazione.

CONCLUSIONI

La richiesta di prodotti sempre più efficienti, spinta dalle normative e dalla maggiore consapevolezza circa l'effetto antropico sull'ambiente, deve necessariamente essere accolta dalle aziende; De'Longhi risulta essere tra le più interessate a questa transizione, investendo in ricerca e sviluppo di prodotti a basso impatto energetico e ponendosi come obiettivo il raggiungimento della classe energetica A+++ per i propri condizionatori portatili.

Il parametro che maggiormente determina l'aumento dell'EER e la diminuzione delle perdite exergetiche del PAC è il rendimento isoentropico del compressore, seguito dalle temperature di evaporazione e condensazione e dal valore di sottoraffreddamento; il surriscaldamento a fine evaporazione risulta invece pressoché irrilevante, in quanto aumenta le perdite per desurriscaldamento a fine compressione.

Dall'analisi exergetica, il compressore risulta essere il componente maggiormente affetto da irreversibilità, con un efficiency defect $\delta = 0,30$ per via delle perdite per attrito e trasferimento di calore.

Dall'analisi termoeconomica, l'investimento più vantaggioso, in termini economici ed exergetici, va rivolto al tubo capillare, con fattore exergoeconomico $f = 3,74\%$; si suggerisce dunque una maggiore attenzione al dimensionamento di questo componente o una possibile sostituzione con un alternativo organo di laminazione.

Con le simulazioni svolte attraverso il software Unilab-Shark 2.5 è stato possibile quantificare il margine di miglioramento in relazione alle geometrie degli scambiatori di calore; in particolare, aumentando le dimensioni dei diametri dei tubi al condensatore, dagli attuali 5 mm a 7 mm, ed allineandoli, sarebbe

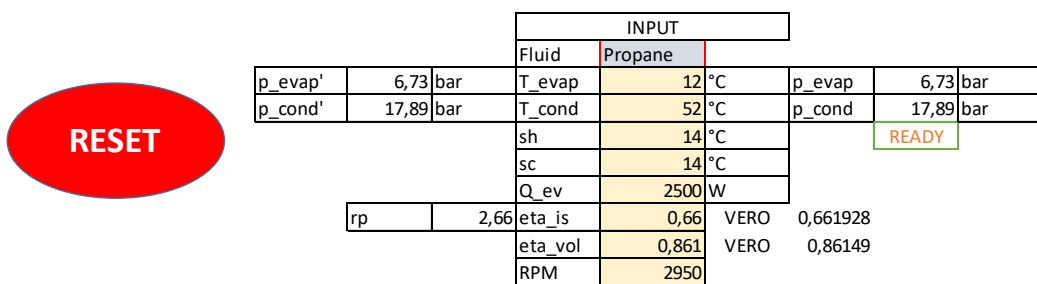
raggiungibile un aumento di EER del 12%, tenendo conto però dell'aumento di perdite di pressione lato aria al condensatore stesso.

Infine, l'attività sperimentale ha permesso di escludere le tre tipologie di tubi di scarico alternativi, confermando la soluzione attualmente adottata da De'Longhi come la migliore, in grado di aumentare la resa del sistema del 2,5% e l'EER del 3% rispetto alla condizione di tubo standard scoperto.

APPENDICE

Screenshots del foglio di calcolo Excel su cui è stato implementato il modello di calcolo:

Input:



INPUT								
		Fluid		Propane				
p_evap'	6,73	bar	T_evap	12	°C	p_evap	6,73	bar
p_cond'	17,89	bar	T_cond	52	°C	p_cond	17,89	bar
			sh	14	°C			READY
			sc	14	°C			
			Q_ev	2500	W			
rp	2,66		eta_is	0,66		VERO	0,661928	
			eta_vol	0,861		VERO	0,86149	
			RPM	2950				

Risolutore per miscele con glide maggiore di uno:

T Glide,ev	0,00 °C	Acceptable T° Glide=1°C
T_b,ev	12,00 °C	error 0,00
T_d,ev	12,00 °C	
Tm,ev	12,00 °C	

T Glide,cond	0,00 °C	Acceptable T° Glide=1°C
T_b,cond	52,00 °C	error 0,00
T_d,ev	52,00 °C	
Tm,cond	52,00 °C	

RUN THE SOLVER

If the error's cells are red, click first on the blu button, then on the orange button

RUN THE SOLVER

Analisi termodinamica:

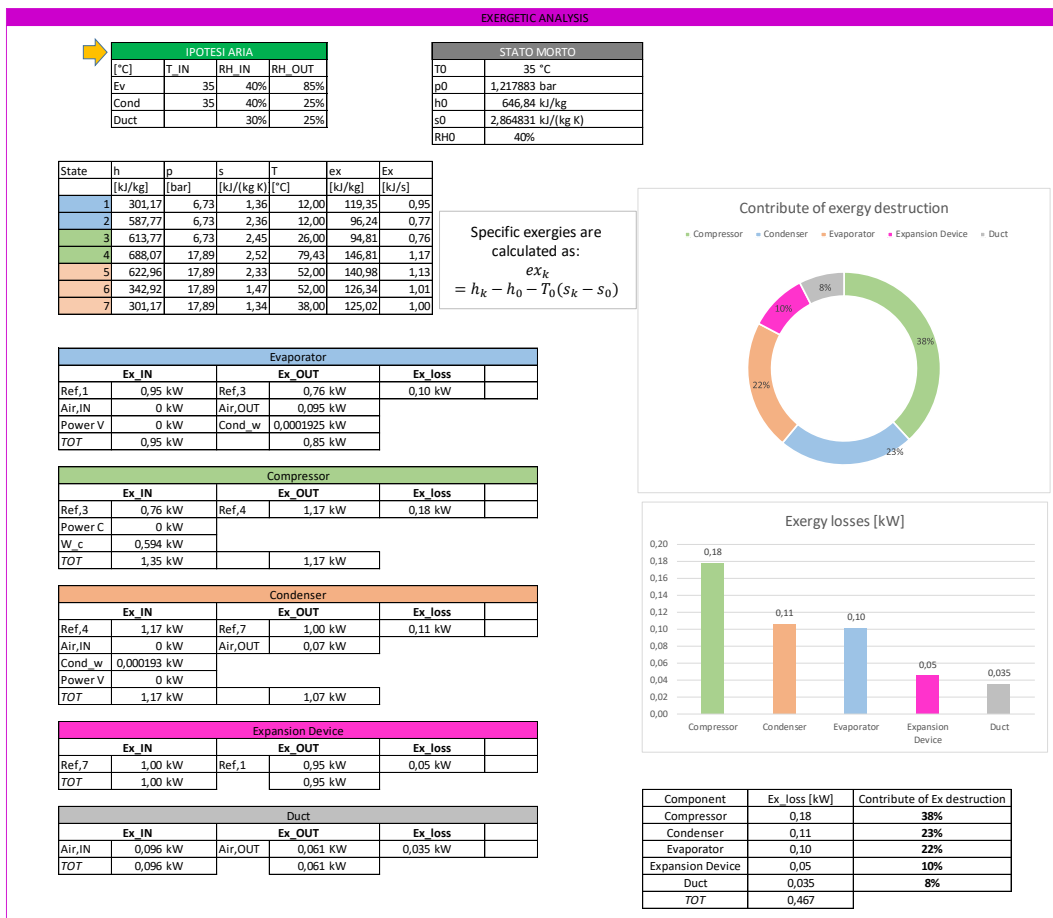
Evaporator inlet		Compressor outlet/Condenser inlet	
T_1	12,00 °C	T_4	79,43 °C
p_ev	6,73 bar	p_4	17,89 bar
h_1	301,17 kJ/kg	h_4	688,07 kJ/kg
s_1	1,36 kJ/(kg K)	s_4	2,52 kJ/(kg K)
q_1	0,20	rho_4	33,41 kg/m^3

Evaporation		Condensation	
T_2	12,00 °C	T_5	52,00 °C
p_2	6,73 bar	p_5	17,89 bar
h_2	587,77 kJ/kg	h_5	622,96 kJ/kg
s_2	2,36 kJ/(kg K)	s_5	2,33 kJ/(kg K)

Evaporation outlet/Compressor inlet		Condenser outlet	
T_3	26,00 °C	T_6	52,00 °C
p_3	6,73 bar	p_cond	17,89 bar
h_3	613,77 kJ/kg	h_6	342,92 kJ/kg
s_3	2,45 kJ/(kg K)	s_6	1,47 kJ/(kg K)
rho_3	13,52 kg/m^3		

Ideal compressor outlet		Post subcooling	
T_4is	68,53 °C	T_7	38,00 °C
p_4is	17,89 bar	p_7	17,89 bar
h_4is	662,95 kJ/kg	h_7	301,17 kJ/kg
s_4is	2,45 kJ/(kg K)	s_7	1,34 kJ/(kg K)

Analisi Exergetica



Script file EES per analisi termoeconomica.

```
EES Academic Commercial: C:\Users\fiore\Desktop\SPECO_CORRETTO.EES - [Equations Window]
File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples
"ASSUNZIONI"
i=0,1
n=10
h=420
CRF=(i*(1+i)^n)/(((1+i)^n)-1)

"COMPRESSORE"
Ef_comp=W
Ep_comp=E2-E1
Ed_comp=Ef_comp-Ep_comp
cf_comp*W+Z_comp=cp_comp*(E2-E1)
W=0,594
E1=0,76
E2=1,13
C_comp=30
A_comp=C_comp*CRF
Z_comp=A_comp/h
cf_comp=0,1549
f_comp=(Z_comp/(Z_comp+cf_comp*Ed_comp))*100

"CONDENSATORE CON OBIETTIVO DI SCALDARE L'ARIA"
Ef_cond=E2-E3
Ep_cond=Ea_c_out-Ea_c_in
Ed_cond=Ef_cond-Ep_cond
cf_cond*Ef_cond+Z_cond=cp_cond*Ep_cond
Ea_c_out=0,07
Ea_c_in=0
C_cond=14
A_cond=C_cond*CRF
Z_cond=A_cond/h
cf_cond=cp_comp
f_cond=(Z_cond/(Z_cond+cf_cond*Ed_cond))*100

"TUBO CAPILLARE"
Ef_dxv=E3
Ep_dxv=E4
Ed_dxv=Ef_dxv-Ep_dxv
cf_dxv*E3+Z_dxv=cp_dxv*E4
E3=1
E4=0,95
C_dxv=1
A_dxv=C_dxv*CRF
Z_dxv=A_dxv/h
cf_dxv=cp_cond
f_dxv=(Z_dxv/(Z_dxv+cf_dxv*Ed_dxv))*100

"EVAPORATORE CON OBIETTIVO DI RAFFRESCARE L'ARIA"
Ef_ev=E4-E1
Ep_ev=Ea_e_out-Ea_e_in
Ed_ev=Ef_ev-Ep_ev
cf_ev*Ef_ev+Z_ev=cp_ev*Ep_ev
Ea_e_in=0
Ea_e_out=0,095
C_ev=10
A_ev=C_ev*CRF
Z_ev=A_ev/h
cf_ev=cp_dxv
f_ev=(Z_ev/(Z_ev+cf_ev*Ed_ev))*100
```

EU Line: 58 Char: 24 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SI C kPa kJ mass deg Warnings: On Unit Chk: On

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1.1 Primo Pinguino, 1986, De'Longhi.....	14
Figura 1.2 Alcuni condizionatori portatili De'Longhi nel corso degli anni	16
Figura 2.1 Schema ciclo inverso a compressione di vapore	23
Figura 2.2 Modellizzazione dell'approccio "Black-box"	42
Figura 2.3 Punti del ciclo considerato per l'analisi exergetica, diagramma p-h	43
Figura 2.4 Evaporatore modellizzato come black-box	45
Figura 2.5 Compressore modellizzato come black-box.....	46
Figura 2.6 Condensatore modellizzato come black-box.....	47
Figura 2.7 Tubo modellizzato come black-box	49
Figura 2.8 Struttura Produttiva del sistema considerato	60
Figura 2.9 Risultati del software EES.....	61
Figura 3.1 Caratteristiche geometriche del Condensatore	66
Figura 3.2 Caratteristiche geometriche dell'Evaporatore.....	67
Figura 3.3 Risultati modellizzazione PAC standard	68
Figura 3.4 Tipologie di corrugazione interna per tubi	70
Figura 3.5 Tipologie di corrugazione per alette.....	71
Figura 3.6 Alternative per layout tubi in Shark	74
Figura 3.7 Schermata del programma Engauge Digitizer.Ink – Capacità frigorifera	76
Figura 3.8 Schermata del programma Engauge Digitizer.Ink – Corrente	77
Figura 3.9 Schermata del programma Engauge Digitizer.Ink – Potenza assorbita.....	77
Figura 3.10 Schermata Unilab-Shark 2.5 per la creazione del compressore	78
Figura 3.11 Tubo standard senza coperta	81
Figura 3.12 Tubo standard equipaggiato con coperta.....	81
Figura 3.13 Tubo A.....	82
Figura 3.14 Tubo B.....	82
Figura 3.15 Tubo C	83

Figura 3.16 Termocoppie collegate al circuito frigorifero	84
Figura 3.17 Termocoppia a fine tubo di scarico (sx); schema posizionamento termocoppie sul tubo di scarico (dx).....	84
Figura 3.18 PAC con tubo standard equipaggiato con coperta.....	85
Figura 3.19 Test su tubo standard (sx) e su tubo A (dx).....	86
Figura 3.20 Test su tubo B (sx) e su tubo C (dx).....	86
Figura 3.21 Temperature operative del PAC con tubo equipaggiato con coperta.	87
Figura 3.22 Temperature operative del PAC con tubo tipo C	88
Figura 3.23 Confronto profili di temperatura tra fluido puro (destra) e miscela zeotropica (sinistra).....	92
Figura 3.24 Perdite exergetiche al variare della temperatura critica del fluido refrigerante.....	94
Figura 3.25 Curve logp-h per diversi fluidi	95
Figura 4.1 Rappresentazione di una Smart Grid.....	97
Figura 4.2 Andamento del carico elettrico italiano 2018-2019, fonte TERNA.....	98
Figura 4.3 Esempio di asciugatrice integrata con un " <i>demand response switch</i> " per il controllo della richiesta elettrica.....	100

INDICE DEI GRAFICI

Grafico 1.1 Vendite di ACs ad uso residenziale per continente/nazione, 2016, IEA	3
Grafico 1.2 Tipologie di ACs, 2016, IEA.....	3
Grafico 1.3 Consumo energetico mondiale relativo al raffrescamento negli edifici, 2016, IEA.....	4
Grafico 1.4 Andamento del consumo di energia finale per raffrescamento residenziale, 2016, IEA.....	5
Grafico 1.5 Confronto consumo di energia primaria per raffrescamento residenziale nei diversi stati 1990-2016, 2016, IEA.....	6
Grafico 1.6 Primi cinque paesi per migliaia di PAC venduti, Sett 20 - Ago 21.....	7
Grafico 1.7 Differenza tra migliaia di PACs venduti tra 2019/2020 e 2020/2021 in Europa Occidentale.....	8
Grafico 1.8 Differenza tra migliaia di PACs venduti tra 2019/2020 e 2020/2021 in Asia	8
Grafico 1.9 Consumi energetici nelle diverse fasi del PAC, 2018, Commissione Europea	10
Grafico 1.10 Emissioni di CO2 equivalenti nelle diverse fasi del PAC, 2018, Commissione Europea	10
Grafico 1.11 Percentuali di PAC venduti nell'anno 2020/2021 dalle principali aziende	17
Grafico 1.12 Percentuali dei diversi marchi relative alle vendite di PAC tra il 2020-2021 in Europa Occidentale	18
Grafico 1.13 Percentuali dei diversi marchi relative alle vendite di PAC tra il 2020-2021 in Europa dell'Est.....	18
Grafico 1.14 Percentuali dei diversi marchi relative alle vendite di PAC tra il 2020-2021 in Medio Oriente e Africa.....	19

Grafico 1.15 Percentuali dei diversi marchi relative alle vendite di PAC tra il 2020-2021 in Asia.....	19
Grafico 1.16 Percentuali di PAC venduti nei diversi anni appartenenti alle varie classi energetiche	20
Grafico 1.17 Percentuali di PAC A++ venduti in Europa occidentale per marchio	20
Grafico 1.18 Percentuali di PAC A+ venduti in Europa occidentale per marchio	21
Grafico 2.1 Ciclo frigorifero semplice, diagramma T-s	24
Grafico 2.2 Ciclo frigorifero semplice, diagramma p-h	25
Grafico 2.3 Ciclo frigorifero con surriscaldamento e sottoraffreddamento, diagramma p-h	26
Grafico 2.4 Curva del rendimento isoentropico.....	28
Grafico 2.5 Curva del rendimento volumetrico	28
Grafico 2.6 Andamento del EER in funzione del surriscaldamento	30
Grafico 2.7 Andamento del EER in funzione del sottoraffreddamento.....	31
Grafico 2.8 Andamento del EER in funzione del rendimento isoentropico del compressore	32
Grafico 2.9 Andamento del EER in funzione della temperatura di evaporazione.	33
Grafico 2.10 Andamento del EER in funzione della temperatura di condensazione	34
Grafico 2.11 Percentuali del massimo incremento di EER in seguito alla variazione dei diversi parametri.....	35
Grafico 2.12 Displacement e temperatura di uscita dal compressore in funzione di SH	36
Grafico 2.13 Temperatura d'uscita al compressore in funzione del SC	37
Grafico 2.14 Temperatura di uscita dal compressore in funzione del rendimento isoentropico dello stesso	38
Grafico 2.15 Displacement e temperatura di uscita dal compressore in funzione della temperatura di evaporazione	39
Grafico 2.16 Displacement e temperatura di uscita dal compressore in funzione della temperatura di condensazione	40
Grafico 2.17 Tubo capillare modellizzato come black-box.....	48

Grafico 2.18 Efficiency defect per componente	51
Grafico 2.19 Perdite exergetiche al variare del surriscaldamento	52
Grafico 2.20 Perdite exergetiche al variare del sottoraffreddamento	53
Grafico 2.21 Perdite exergetiche al variare della temperatura di evaporazione	54
Grafico 2.22 Perdite exergetiche al variare della temperatura di condensazione..	55
Grafico 2.23 Perdite exergetiche al variare del rendimento isoentropico del compressore	56
Grafico 2.24 Confronto risparmio orario per i diversi compressori	63
Grafico 2.25 Confronto costo totale - Scenario I.....	64
Grafico 2.26 Confronto costo totale - Scenario II	64
Grafico 2.27 Confronto costo totale - Scenario III	65
Grafico 3.1 Creazione virtuale del PAC di partenza con software Unilab-Shark 2.5	67
Grafico 3.2 Confronto dati sperimentali con simulazione virtuale - Capacità frigorifera	69
Grafico 3.3 Confronto dati sperimentali con simulazione virtuale - EER.....	69
Grafico 3.4 EER al variare della corrugazione interna dei tubi.....	72
Grafico 3.5 EER al variare della lavorazione delle alette.....	73
Grafico 3.6 Confronto EER tra PAC standard e ottimizzato.....	75
Grafico 3.7 Capacità frigorifera ed EER al variare della frequenza - 39P22MX, RECHI	79
Grafico 3.8 Capacità frigorifera ed EER al variare della frequenza - 41T069, NWT	79
Grafico 3.9 Capacità frigorifera ed EER al variare della frequenza - DSM165, GMCC.....	80
Grafico 3.10 Andamento delle temperature sulla superficie esterna del tubo di scarico per i diversi tubi.....	89
Grafico 3.11 EER a confronto per i diversi fluidi.....	93
Grafico 3.12 Displacement a confronto per i diversi fluidi	93
Grafico 3.13 Perdite exergetiche a confronto per i diversi fluidi	94

INDICE DELLE TABELLE

Tabella 1.1.1 ACs e capacità frigorifera installata per continente/nazione, 2016, IEA.....	2
Tabella 1.2 Consumo di energia finale per raffrescamento residenziale per paese/continente, 2016, IEA	5
Tabella 1.3 Stima stock europei per condizionatori portatili, 2018, Commissione Europea	9
Tabella 1.4 Caratteristiche PAC standard in Europa, 2018, Commissione Europea	9
Tabella 1.5 Incidenza nel consumo energetico e nelle emissioni di CO2 delle diverse fasi di vita del PAC, 2018, Commissione Europea	11
Tabella 1.6 Requisiti di efficienza energetica minima, 2012, Gazzetta ufficiale dell'UE	12
Tabella 1.7 Benchmark per condizionatori d'aria, 2012, Gazzetta ufficiale dell'Unione Europea.....	13
Tabella 1.8 Classi energetiche per single duct e double duct, 2012, Gazzetta ufficiale dell'Unione Europea	13
Tabella 1.9 Alcuni PACs De'Longhi 1992-2020	15
Tabella 2.1 Dati di input del modello di calcolo.....	27
Tabella 2.2 Dati di output del modello di calcolo.....	29
Tabella 2.3 Dati di output calcolati.....	29
Tabella 2.4 Valori di partenza.....	30
Tabella 2.5 Flussi exergetici relativi al refrigerante nei diversi punti del ciclo.....	44
Tabella 2.6 Perdite exergetiche per componente	50
Tabella 2.7 Efficiency defect per componente	50
Tabella 2.8 Caratteristiche tubo standard	57
Tabella 2.9 Fattori exergetici per i diversi componenti	61
Tabella 2.10 Dati di partenza PAC standard.....	62

Tabella 3.1 Geometrie di cui sono state modificate le dimensioni principali.....	71
Tabella 3.2 Temperature caratteristiche lato aria per i diversi tubi	90

BIBLIOGRAFIA

- [1] IEA, «The Future of Cooling,» IEA, Paris, 2018.
- [2] Viegand Maagøe and ARMINES, «Review of Regulation 206/2012 and 626/2011. Air conditioners and comfort fans,» European Commission, Copenhagen, 2018.
- [3] c. s. c. CTI - Impianti di raffrescamento: pompe di calore, *Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti e refrigeratori per cicli di processo con compressore elettrico*, 2018.
- [4] A. Cavallini, *The state-of-the-art on Refrigerants*, Padova: IOP Publishing, 2020.
- [5] E. Campagna, «Centro Studi Galileo,» [Online]. Available: <https://www.centrogalileo.it/nuovaPA/Articoli%20tecnici/Campagna/R407C%20e%20R410A%20sviluppi%20futuri.htm>. [Consultato il giorno 11 Gennaio 2022].
- [6] De'Longhi S.p.A., «Report di Sostenibilità 2019,» 2019.
- [7] NIST, *Reference Fluid Properties (DLL version 9,1)*.
- [8] E. E. I. Granryd, P. Lundqvist, A. Melinder, B. Palm e P. Rohlin, REFRIGERATING ENGINEERING, Stockholm: KTH Royal Institute of Technology, 2011.
- [9] P. Muhamad, «An exergy analysis of an air conditioning system,» *Jurnal Teknikal Dan Kajian Sosial*, vol. 1, p. 36, 2003.

- [10] X. L. Y. J. L. Zhang, «Exergy analysis of parameter unmatched characteristic in coupled heat and mass transfer between humid air and water,» *Int. J. Heat. Mass. Transf.*, n. 84, pp. 327-338, 2015.
- [11] T.-G. ., L.-N. Y.-J. Ren-Chengqin, «Discussion Regarding the Principles of Exergy Analysis Applied to HVAC Systems,» *JAABE*, vol. 1, n. 1, pp. 137-141, 2002.
- [12] K. C. R.S. Mishra, «Energy & Exergy analysis (Thermodynamic analysis) of a multi-evaporators vapour compression refrigeration system using ecofriendly refrigerants (R410a, R290, R600, R600a, R1234yf, R502, R404a and R152a),» *International Journal of Research in Engineering and Innovation*, vol. 3, n. 5, pp. 343-351, 2019.
- [13] G. T. Andrea Lazzaretto, «SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems,» 2006. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2005.03.011>. [Consultato il giorno 2022].
- [14] E. & A. B. & K. M. & S. K. Gedik, «Thermodynamic and Thermoeconomic Analysis of Split Type Air Conditioners Combined with Boiler,» in *INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENGINEERING AND NATURAL SCIENCES*, Sarajevo, 2016.
- [15] REGALGRID, «Regalgrid.com,» [Online]. Available: [https://www.regalgrid.com/magazine/energy-community-cosa-sono-e-come-parteciparvi/#:~:text=Una%20Comunit%C3%A0%20Energetica%20\(o%20Energy,energia%20proveniente%20da%20fonti%20rinnovabili..](https://www.regalgrid.com/magazine/energy-community-cosa-sono-e-come-parteciparvi/#:~:text=Una%20Comunit%C3%A0%20Energetica%20(o%20Energy,energia%20proveniente%20da%20fonti%20rinnovabili..) [Consultato il giorno 23 Febbraio 2021].
- [16] TERNA , «terna.it,» [Online]. Available: <https://www.terna.it/en/electric-system/transparency-report/total-load>. [Consultato il giorno 23 Febbraio

2021].

- [17] ENEL X, «enelx.com,» [Online]. Available: <https://www.enelx.com/it/it/faq/cosa-e-il-demand-response-perche-conviene>. [Consultato il giorno 25 Febbraio 2022].
- [18] F. S. Neda Kazemi, «Thermodynamic, economic and thermo-economic optimization of a new proposed organic Rankine cycle for energy production from geothermal,» *Energy Conversion and Management*, n. 121, pp. 391-401, 2016.
- [19] Al-Sayyab, A.K.S.; Navarro-Esbrí, J.; Soto-Francés, V.M.; Mota-Babiloni, A. Conventional and Advanced Exergoeconomic Analysis of a Compound Ejector-Heat Pump for Simultaneous Cooling and Heating. *Energies* 2021, 14, 3511. <https://doi.org/10.3390/en14123511>.
- [20] I. D. Marc A. Rosen, «Effect of varying dead-state properties on energy and exergy analyses,» *International Journal of Thermal Sciences*, n. 43, pp. 121-133, 2004.
- [21] X.-R. Z. Guan-Bang Wang, «Thermoeconomic optimization and comparison of the simple single-stage transcritical carbon dioxide vapor compression cycle with different subcooling methods for district heating and cooling,» *Energy Conversion and Management*, n. 185, pp. 740-757, 2019.
- [22] R. L. e. al, «Energy and exergy analyses of a portable air conditioner system.,» in *X International Congress of Physics Engineering (X CIIF)* 2020, 2020.
- [23] F. S. Neda Kazemi, «Thermodynamic, economic and thermo-economic optimization of a new proposed organic Rankine cycle for energy production from geothermal,» *Energy Conversion and Management*, n. 121, pp. 391-401, 2016.

- [24] D. L. Q. L. D. W. B. Y. J. S. J. C. Xia Song, «Energy and exergy analyses of a transcritical CO₂ air conditioning system for an electric bus,» *Applied Thermal Engineering*, n. 190, 2021.
- [25] K. P. R. a. D. R. R. R. T. Hari Prasad, «Exergy Analysis of Vapour Compression Refrigeration System,» *International Journal of Applied Engineering Research*, vol. 4, n. 12, p. 2505–2526, 2009.
- [26] L. Marletta, «Air Conditioning Systems from a 2nd Law Perspective,» *entropy*, n. 12, pp. 859-877, 2010.
- [27] S. M. S. M. a. M. A. R. Nima Javanshir, «Thermodynamic and Exergoeconomic Analyses of a Novel Combined Cycle Comprised of Vapor-Compression Refrigeration and Organic Rankine Cycles,» *MDPI*, vol. 11, n. 3374, 2019.
- [28] L. G. F. A.H. Mosaffa, «Exergoeconomic and environmental analyses of an air conditioning system using thermal energy storage,» *Applied Energy*, vol. 162, pp. 515-526, 2016.
- [29] R. a. V. A. a. L. M. Tozer, «Thermoeconomics Applied to HVAC Systems,» *ASHRAE Transactions*, vol. 105, pp. 1247-1255, 1999.
- [30] V. S. K. Mani, «Experimental analysis of a new refrigerant mixture as drop-in replacement for CFC12 and HFC134a,» *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 47, pp. 1490-1495, 2008.
- [31] C. M. a. S. J. M. Mohanraj, «A review on recent developments in new refrigerant mixtures for vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump units,» *INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH*, vol. 35, pp. 647-669, 2011.

RINGRAZIAMENTI

Dopo sei anni di sacrifici, fallimenti e soddisfazioni, sono finalmente giunto al termine di questo percorso. La fatica è stata tanta, ma la consapevolezza di aver ricevuto una formazione completa e dettagliata in numerosi ambiti scientifici mi rende orgoglioso della scelta fatta sei anni fa. Ricordo che già al primo anno di triennale, in seguito al secondo esame non superato, cominciai a dubitare della mia preparazione per un corso di laurea di questo tipo, e solo grazie alle persone a me più vicine sono riuscito a non demordere, imparando che è normale avere alti e bassi, nello studio così come nella vita e nelle relazioni.

Voglio quindi ringraziare il Professore Arturo Lorenzoni, per la sua costante disponibilità nell'ascoltare e rispondere ai miei numerosi dubbi, relativi non solo al lavoro di tesi, ma anche al mio futuro lavorativo.

Ringrazio immensamente l'Ingegnere Filippo Bellomare, che con pazienza mi ha guidato in questi sei mesi, introducendomi in maniera perfetta nell'ambiente lavorativo e trasmettendomi tantissimi insegnamenti preziosi, rapportandosi nei miei confronti sia come tutor aziendale che, e soprattutto, come fratello maggiore dispensatore di consigli.

Ringrazio tutto il team De'Longhi del reparto Comfort per avermi accolto fin da subito e trasmettendomi fiducia ed empatia. In particolare ringrazio il mitico AC Team: Andrea, Renato, Roberto e Stefano; ognuno di voi mi ha insegnato qualcosa, dalle batterie alettate fino ai metodi per decontaminare l'auto con solventi alternativi, regalandomi spesso delle sane risate.

Ringrazio tutto il laboratorio per aver sempre assecondato le mie richieste, dandomi fiducia ed insegnandomi a mettere in pratica la teoria dei libri. In particolare ringrazio Andrea per avermi seguito con pazienza ed aver risposto ad ogni mio possibile dubbio.

Mamma e Papà, vi ringrazio perché avete permesso tutto questo, credendo sempre in me e nelle mie capacità, mettendovi in prima linea nel momento del bisogno e prendendovi cura di me attraverso piccoli gesti quotidiani: padella pronta, passaggi in stazione, spremute a colazione, integratori, sfide di golf terapeutiche. Nonostante i numerosi battibecchi che colorano le nostre giornate per un parcheggio sbagliato o per delle casse d'acqua non comprate, siete il riferimento più importante nella mia vita, l'esempio di ciò che una Mamma e un Papà dovrebbero essere, con le dosi perfette di amore, complicità, saggezza e ironia. Vi dedico questo mio piccolo, ma importante, successo, sperando di potervi rendere davvero orgogliosi.

Fede e Franci, vi ringrazio perché siete riusciti a sopportare uno studente fuori di testa in casa, assecondando i momenti di pazzia e dimostrandomi il vostro affetto in modi alternativi; il legame che ci tiene uniti va oltre un ti voglio bene detto a voce alta o un abbraccio, solo la vostra presenza a colazione o a cena mi fa capire quanto io sia fortunato ad avere una famiglia così unita.

Carlotta, ti ringrazio perché hai sempre creduto in me, anche quando io stesso non ci riuscivo, offrendomi nuovi punti di vista e addolcendo questi anni di fatica con il tuo Amore e la tua dolcezza; poter condividere le mie paure e le mie insicurezze con Te in questi anni è stata una fortuna immensa che mi ha aiutato giorno dopo giorno e che mi ha fatto crescere come Uomo sotto tutti i punti di vista.

Nonna Carla e Nonna Maby, vi ringrazio per aver aspettato con la mia stessa preoccupazione l'esito di ogni mio esame, pur non conoscendo minimamente la materia ed esultando con gran festa qualsiasi fosse il risultato.

Andrea, Matteo, Nicola e Luca, vi ringrazio per avermi fatto capire che la vita non va passata sui libri, che le esperienze che abbiamo vissuto assieme saranno quelle che da vecchi ci ricorderemo con più nostalgia: gli aperitivi, le serate, le confidenze più intime. Crescendo è normale allontanarsi, per lavoro, per amore e per entrambi, ma spero di avere sempre tempo per una "*Ginata*" assieme a voi.

