



Università degli Studi dell'Aquila

*Dipartimento di Ingegneria Industriale e
dell'Informazione e di Economia*



Dottorato di Ricerca in Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia

Titolo della tesi:

*Ottimizzazione energetica di un impianto di
refrigerazione a CO₂ transcritica: analisi sperimentale
e modellazione impiantistica*

SSD ING-IND/09

Dottorando

Ing. Luca Di Paolo

Coordinatore del corso

Prof.ssa Katia Gallucci

Tutor di dottorato

Prof. Roberto Carapellucci

A.A. 2022/2023

INDICE

SUMMARY.....	4
INTRODUZIONE	5
1. Industria della refrigerazione: impatti ambientali e scenari di mitigazione.....	6
1.1 La società dei consumi: sviluppo e impatti ambientali	6
1.2 Scenario energetico mondiale	9
1.3 Effetto Serra	11
1.4 Assottigliamento dell'ozono stratosferico.....	14
1.5 Uscire dalla società dei consumi	16
2. Gli impianti frigoriferi a CO ₂	18
2.1 Le macchine frigorifere.....	18
2.2 I fluidi refrigeranti	23
2.2.1 Global Warming Potential e Ozone Depletion Potential	29
2.3 I sistemi di refrigerazione a CO ₂	31
2.3.1 Analisi di un impianto di refrigerazione commerciale a CO ₂	33
3. L'impianto frigorifero transcritico a CO ₂ di EPTA.....	40
3.1 Generalità.....	40
3.2 Descrizione componenti.....	42
3.2.1 Compressore	42
3.2.2 Separatore olio.....	45
3.2.3 Gas Cooler.....	45
3.2.4 Valvola di alta pressione (HPV).....	47
3.2.5 Serbatoio ricevitore.....	48
3.2.6 Valvola RPRV di flash gas.....	49
3.2.7 Valvola EEV	51
3.2.8 Evaporatori	52
3.2.9 Circuito acqua e glicole.....	53
3.2.10 Sistema di acquisizione dati	54
3.3 Campagna sperimentale	55
4. Modellazione GT-Suite dell'impianto frigorifero EPTA.....	63
4.1 Introduzione al software GT-Suite.....	63
4.2 La modellazione del serbatoio separatore	64
4.3 Compressore.....	69
4.4 Gas Cooler.....	70
4.5 Evaporatori.....	74

4.6	Le valvole di espansione.....	75
4.7	Condizioni al contorno e validazione del modello	77
5.	Usò degli espansori come alternativa tecnologica alle valvole di laminazione	86
5.1	Tipologie di espansori.....	86
5.2	L'espansore rotativo a palette.....	92
5.2.1	Stato dell'arte	95
5.2.2	Modellazione analitica	98
5.2.3	Legge volumetrica	99
5.3	La progettazione dell'espansore	100
5.3.1	Pre-dimensionamento geometrico	101
5.3.2	GT-SUITE: Analisi 1D.....	103
5.4	Risultati.....	107
	CONCLUSIONI.....	113

SUMMARY

This thesis focuses on optimizing CO₂ refrigeration systems in response to the Montreal Protocol's requirement to phase out ozone-depleting refrigerants and transition to safer and more environmentally friendly options. The research begins with an analysis of why carbon dioxide is an ideal refrigerant, followed by a review of the current state of research in this field. Experimental activities were then conducted at the University of L'Aquila, where each component of a commercial refrigeration system was carefully analysed. Several experimental campaigns were carried out to identify the limitations and challenges of the system. Once the experimental data was collected, the energy optimization of the system was performed: a model of the entire system was made using the Gt-Suite software, subsequently validated with experimental data. This modelling allowed for simulations under various environmental and plant conditions, reducing time and costs compared to the same operations carried out in the laboratory. Finally, the developed model was utilized to evaluate a different system solution in order to increase performance, with particular reference to the use of an expander.

INTRODUZIONE

Questa tesi si concentra sull'ottimizzazione dei sistemi di refrigerazione a CO₂ in risposta al requisito del Protocollo di Montreal di eliminare gradualmente i refrigeranti che riducono lo strato di ozono e passare a opzioni più sicure e più rispettose dell'ambiente. In un contesto nel quale la crisi climatica e le sue conseguenze ambientali, sociali e geopolitiche sono ormai prevalenti nella vita quotidiana degli abitanti di tutto il mondo, il Protocollo di Montreal rappresenta l'unica circostanza nella quale le Nazioni e il mondo economico-finanziario hanno attuato all'unanimità e senza scorciatoie la progressiva eliminazione dei gas che attaccano l'ozono stratosferico. Questo risultato è dovuto alla volontà di fare politica mettendo da parte gli interessi e seguendo una tabella di marcia comune a tutto il mondo, contrariamente a quanto si sta facendo nella sfida climatica globale del nuovo millennio. Il capitolo 1 dell'elaborato descrive i principali problemi ambientali legati all'utilizzo dei fluidi refrigeranti, e approfondisce le motivazioni che giustificano l'utilizzo dell'anidride carbonica come fluido refrigerante. Il secondo capitolo presenta una revisione dello stato attuale della ricerca in questo campo, seguita dalla descrizione e dall'analisi di un impianto di refrigerazione a CO₂ transcritico utilizzato a livello commerciale, al fine di mettere in evidenza le criticità in termini di prestazioni. Le attività sperimentali, descritte nel capitolo 3, sono state condotte su un impianto sperimentale situato nella Sala Motori della facoltà di Ingegneria dell'Università dell'Aquila: ogni componente dell'impianto è stato attentamente analizzato, sono state condotte diverse campagne sperimentali per diverse condizioni di temperatura esterna, al fine di identificare i limiti e le sfide del sistema. Una volta raccolti i dati sperimentali, è stata eseguita l'ottimizzazione energetica del sistema: utilizzando il software Gt-Suite (capitolo 6) è stato realizzato un modello dell'intero sistema, successivamente validato con dati sperimentali. Questa modellazione ha permesso di effettuare simulazioni in diverse condizioni ambientali e impiantistiche, riducendo tempi e costi rispetto alle stesse operazioni svolte in laboratorio. Infine, il modello sviluppato è stato utilizzato per valutare una diversa soluzione impiantistica al fine di incrementare le prestazioni, con particolare riferimento all'utilizzo di un espansore.

1. Industria della refrigerazione: impatti ambientali e scenari di mitigazione

L'obiettivo di questo capitolo è quello di analizzare i problemi ambientali legati all'utilizzo dei sistemi di refrigerazione. Partendo da un'analisi più ampia, si ripercorrono le tappe che hanno portato allo sviluppo dei paradigmi culturali tipici della società dei consumi, con particolare riferimento ai consumi energetici e agli impatti ambientali, focalizzando l'attenzione su quelli legati all'industria della refrigerazione e della climatizzazione. Si giustifica in tal senso lo sforzo del comparto industriale e della ricerca verso lo sviluppo di nuove tecnologie frigorifere, che limitino il più possibile il carico ambientale con particolare riferimento al riscaldamento globale e al buco dell'ozono, fornendo infine qualche spunto di riflessione fornito dalle teorie della decrescita e della post crescita che azzardano il superamento del nostro modello socio-economico e culturale.

1.1 La società dei consumi: sviluppo e impatti ambientali

La rivoluzione industriale fu il processo che dal suo avvento diede inizio ad una profonda trasformazione che parte dal sistema produttivo fino a coinvolgere poi il sistema socio-economico e politico. Con l'avvento dell'energia elettrica ci fu una seconda rivoluzione dal punto di vista energetico, che convenzionalmente viene fatta partire dal 1870: l'energia meccanica cominciò ad essere prodotta anche da motori ad energia elettrica, che insieme a quelli a combustibile liquido e gassoso resero i sistemi produttivi sempre più rapidi ed efficienti. L'inarrestabile progresso dal punto di vista scientifico e tecnologico consentì un notevole miglioramento nella qualità di vita nei paesi industrializzati, accompagnato da un'irreversibile trasformazione socio-culturale ed economica: nel XVII secolo Francesco Bacone definisce il primo grande paradigma culturale associando al ruolo scientifico un'utilità per la popolazione, ed introduce il metodo Baconiano che presenta molti elementi in comune con il metodo scientifico moderno. Cartesio introduce il concetto di modello matematico, inventa il piano cartesiano, le equazioni e quindi dona a questa nuova visione del metodo scientifico una dimensione di tipo strumentale, ed il suo formalismo matematico viene sviluppato il secolo successivo attraverso un metodo di risoluzione delle equazioni differenziali: comincia ad instaurarsi una visione completamente meccanicista della natura. A cavallo tra il XVII ed il XVIII secolo John Locke e Adam Smith definiscono le leggi di naturalità dell'evoluzione dei sistemi sociali ed economici: il primo, filosofo e medico britannico, è fautore della massima utilizzazione della natura finalizzata all'arricchimento personale, senza limiti. È considerato il

padre del liberismo classico che esalta il ruolo delle autorità pubbliche per la difesa dei diritti individuali, definiti come naturali. Smith, filosofo ed economista scozzese, viene considerato unanimemente il padre degli economisti classici: la ricchezza di una nazione, identificata con l'insieme dei beni prodotti, deve crescere infinitamente e deve essere suddivisa per l'intera popolazione. Questi pensieri però rispecchiano un contesto storico che non lasciava presagire all'esaurimento delle risorse, ad una distribuzione disuniforme delle ricchezze o a qualsiasi altra problematica ambientale: il mondo economico era molto più piccolo dell'ecosistema nel quale era "inserito" e la loro interazione (Figura 1), costituita da uno scambio di energia, materie prime e rifiuti, non intaccava i parametri di naturalità dell'ecosistema (materie prime, biodiversità, parametri chimico-fisici che caratterizzano gli ecosistemi, indicatori sociali, consumo di suolo, deforestazioni, etc.).

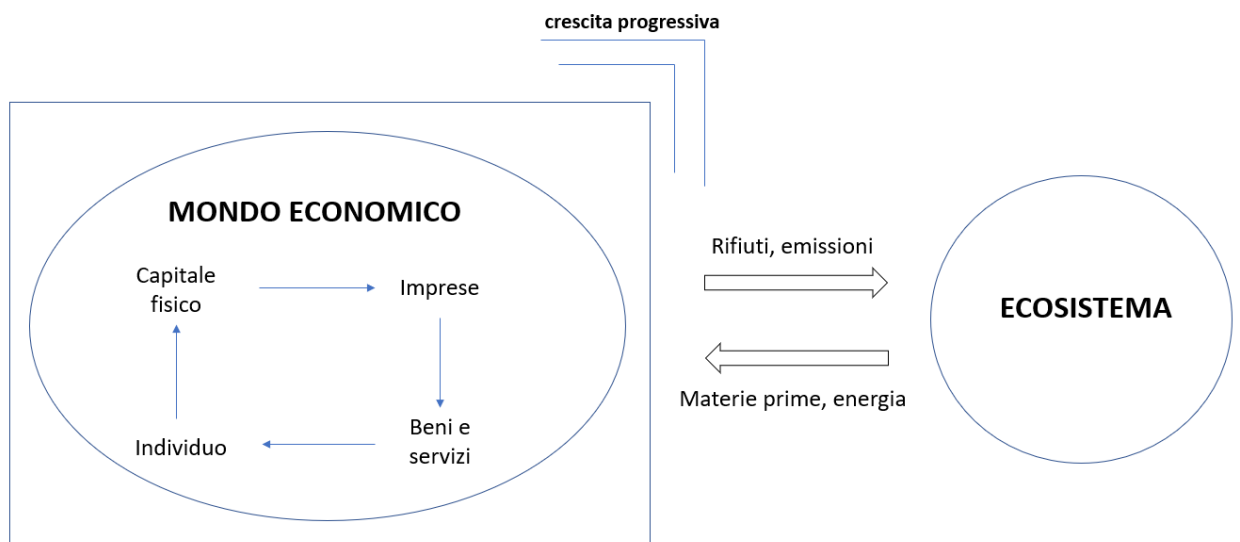


Figura 1. Interazioni del mondo economico con l'ecosistema

La progressiva crescita del mondo economico fino ai giorni nostri, ha però portato a delle interazioni con l'ecosistema sempre più consistenti, e le finalità di quest'ultimo vengono meno a causa di un'alterazione sempre maggiore dei suoi parametri di naturalità.

Quindi, sebbene l'industrializzazione abbia comportato un progressivo incremento della qualità di vita dell'uomo, la gestione inconsapevole ed immatura delle risorse ha causato danni irreparabili, e le conseguenze si manifestano in maniera sempre più preponderante sul nostro pianeta attraverso la concatenazione di crisi economiche, sociali ed ambientali.

Per la prima volta nella storia del pianeta, ed in meno di tre secoli, una specie vivente è stata in grado di trasformare l'intera biosfera: riversamento in atmosfera di inquinanti e gas serra, produzione di scorie radioattive, consumo di ricchezze del sottosuolo non rinnovabili, aumento

delle superfici edificate, deforestazioni, inquinamento delle acque, inquinamento e deterioramento del suolo, etc.

L'intuizione dei limiti fisici della crescita economica risale in parte già a Thomas Malthus (1766-1834). Tuttavia, è soltanto a partire dagli anni '70 che si comincia a pensare a fondo alla questione ecologica all'interno dell'economia, grazie al lavoro dello studioso ed economista rumeno Nicholas Georgescu-Roegen, secondo il quale adottando il modello della meccanica classica newtoniana, l'economia esclude l'irreversibilità del tempo ed il concetto di entropia, mascherando dietro un'eleganza matematica la sua indifferenza alle leggi fondamentali della biologia, della chimica e della fisica. Si tratta dunque di un "nosense" ecologico e Georgescu-Roegen sottolinea l'impossibilità di una crescita infinita all'interno di un mondo finito e la necessità di pensare il mondo economico all'interno della biosfera. In un articolo del 1973 l'economista inglese Kenneth Boulding paragona l'economia del cow-boy, fondata sulla rapina ed il saccheggio delle risorse naturali, all'economia del cosmonauta secondo cui la Terra è diventata una nave spaziale, sprovvista di riserve illimitate sia per attingervi risorse che per smaltire i suoi rifiuti.

In merito ai parametri di naturalità degli ecosistemi di cui si è parlato in precedenza, uno studio del 2009 individua i limiti del nostro pianeta e i principali meccanismi che stanno perturbando i suoi sottili equilibri[1]:

- ✓ cambiamenti climatici;
- ✓ acidificazione degli oceani;
- ✓ assottigliamento dell'ozono stratosferico;
- ✓ modifica del ciclo biogeochimico di fosforo e azoto;
- ✓ alterazione del ciclo idrogeologico terrestre;
- ✓ cambiamento nell'uso dei suoli;
- ✓ diffusione di aerosol atmosferici;
- ✓ inquinamento chimico;
- ✓ estinzioni e perdita di integrità della biosfera.

Nei prossimi paragrafi, partendo dall'analisi dello scenario energetico mondiale, verrà focalizzata l'attenzione solo sui due impatti legati ai sistemi di refrigerazione: cambiamenti climatici e assottigliamento dell'ozono stratosferico, legati rispettivamente all'emissione in atmosfera di gas climalteranti e fluidi refrigeranti.

1.2 Scenario energetico mondiale

A partire dalla rivoluzione industriale si è verificato un progressivo aumento del consumo energetico mondiale, indispensabile per il sostentamento dei modelli di consumo e produzione che, in linea con quanto detto nel paragrafo precedente, si sono affermati e sviluppati fino ai giorni nostri. La Figura 2 riporta i dati del Key World Energy Statistics 2022[2] che mostrano la richiesta mondiale di energia primaria dal 1971 al 2019, suddivisa per fonti: tralasciando per ora l'analisi sul chiaro predominio delle fonti fossili e focalizzandoci solamente sulla produzione di energia, è possibile osservare che negli ultimi 50 anni i Mtep di energia primaria sono quasi triplicati.

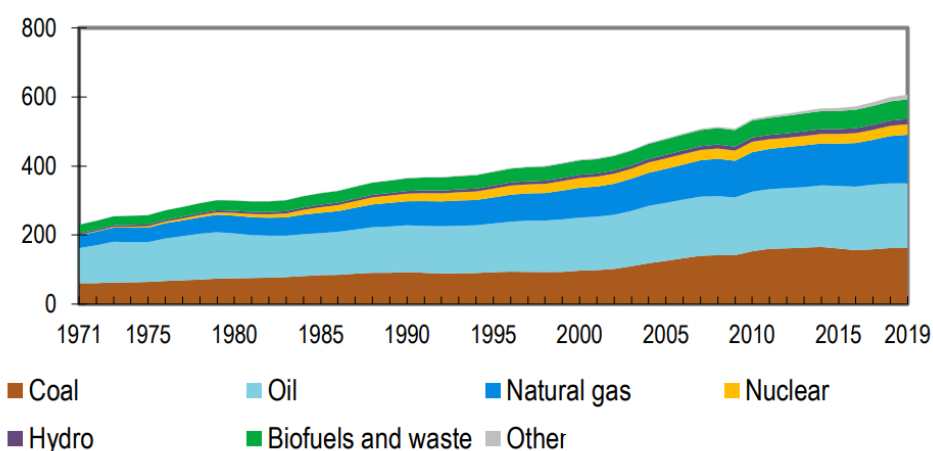


Figura 2. EJ di energia primaria prodotta/estratta dal 1971 al 2019, divisi per fonte

L'innalzamento della qualità di vita e i progressi nel campo della medicina permisero un forte incremento demografico ed in particolare dal secondo dopoguerra in poi la popolazione è più che triplicata[3] (Figura 3).

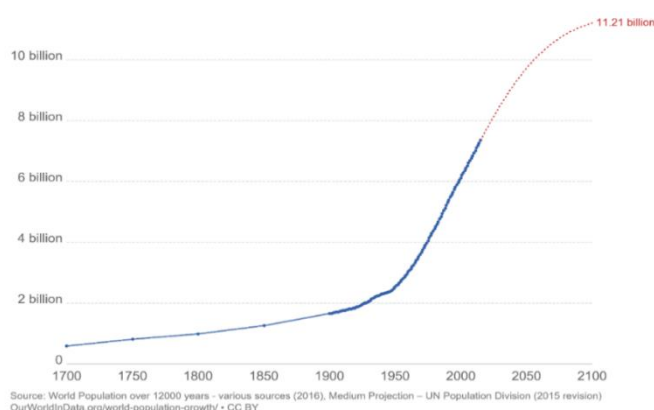


Figura 3. Andamento della popolazione mondiale negli ultimi 300 anni e proiezioni fino al 2100

Ciò contribuì ad aumentare la domanda energetica che per due secoli fu soddisfatta esclusivamente con l'utilizzo di fonti fossili, che racchiudono peculiarità non rilevabili in altre

fonti: alta densità energetica, semplicità d'uso, basso costo e facilità di trasporto. Costituirono quindi la più semplice, veloce ed efficiente soluzione al problema energetico, senza tener minimamente conto delle future ripercussioni ambientali: iniziò un sempre più intenso riversamento in atmosfera di gas serra e sostanze inquinanti. Questa visione si sviluppò incontrastata fino al 1970, quando divennero sempre più frequenti eventi climatici anomali che contribuirono a sensibilizzare la popolazione sulle tematiche ambientali, e che spinsero l'umanità ad intraprendere seri provvedimenti di mitigazione, con politiche di pianificazione finalizzate a ridurre le emissioni ed a sviluppare fonti energetiche rinnovabili.

Nonostante ciò l'utilizzo di fonti fossili è ancora preponderante. Con l'aiuto della Figura 4, estrapolata dal "Statistical Review of World Energy 2021", possiamo osservare che in tutte le macroaree, nel 2020, l'incidenza percentuale dell'energia prodotta da fonti rinnovabili è ancora marginale, soprattutto senza considerare il contributo del settore idroelettrico, fortemente sviluppato soprattutto in Centro e Sudamerica, dove supera il 25%. Il Nordamerica, e ancor di più Medio Oriente e Comunità degli stati indipendenti, soddisfano la quasi totalità del loro fabbisogno energetico con gas e petrolio, mentre l'Asia, dove sono collocati i due stati più popolosi del mondo, Cina e India, e le cui economia sono tra quelle con maggior crescita a livello mondiale, soddisfa quasi il 50% della domanda con il carbone, il vettore energetico con la maggior carbon footprint, doppia rispetto a quella del gas.

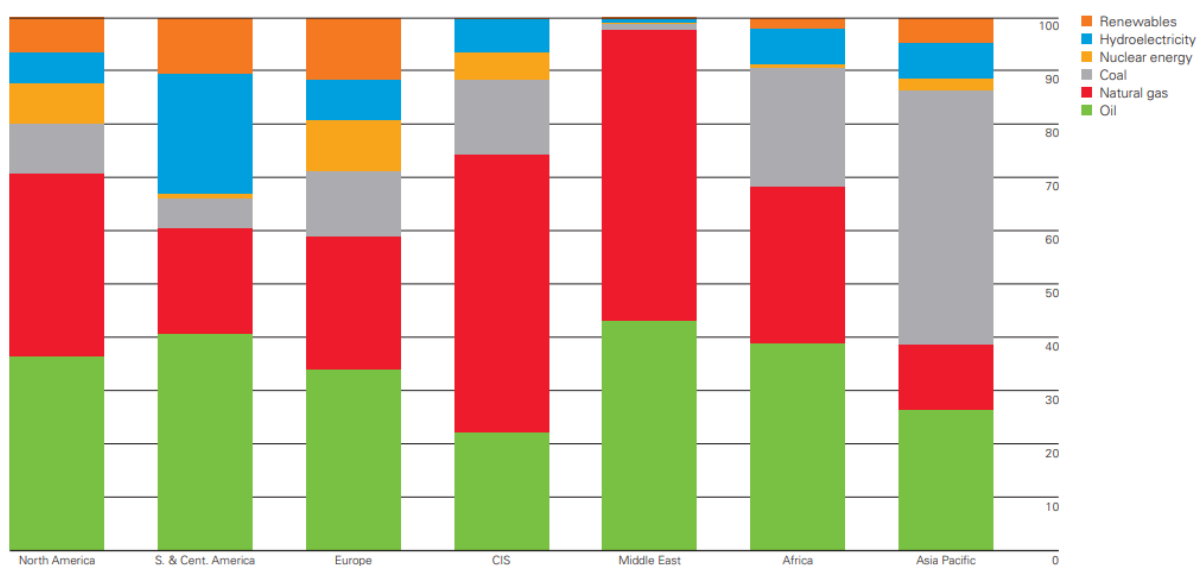


Figura 4. Contributo delle diverse fonti sui consumi energetici mondiali (2020)

1.3 Effetto Serra

Il riscaldamento climatico è una problematica di scala spazio-temporale planetaria, ed è legato ad un accumulo di gas serra in atmosfera: essi permettono l'entrata della radiazione solare, mentre tendono a trattenere la radiazione infrarossa emessa dalla Terra.

È un fenomeno che agisce direttamente sul trasferimento radiativo nell'atmosfera terrestre ed il cui schema di funzionamento è rappresentato graficamente nella Figura 5: i raggi solari irradiano la Terra con radiazioni elettromagnetiche a corta lunghezza d'onda, dall'ultravioletta all'infrarossa, penetrano facilmente nell'atmosfera e vengono in parte riflessi ed in parte assorbiti dalla superficie. La Terra dissipa il calore verso lo spazio, ma i gas serra interferiscono alla dissipazione della radiazione infrarossa terrestre causando l'accumulo di energia termica in atmosfera.

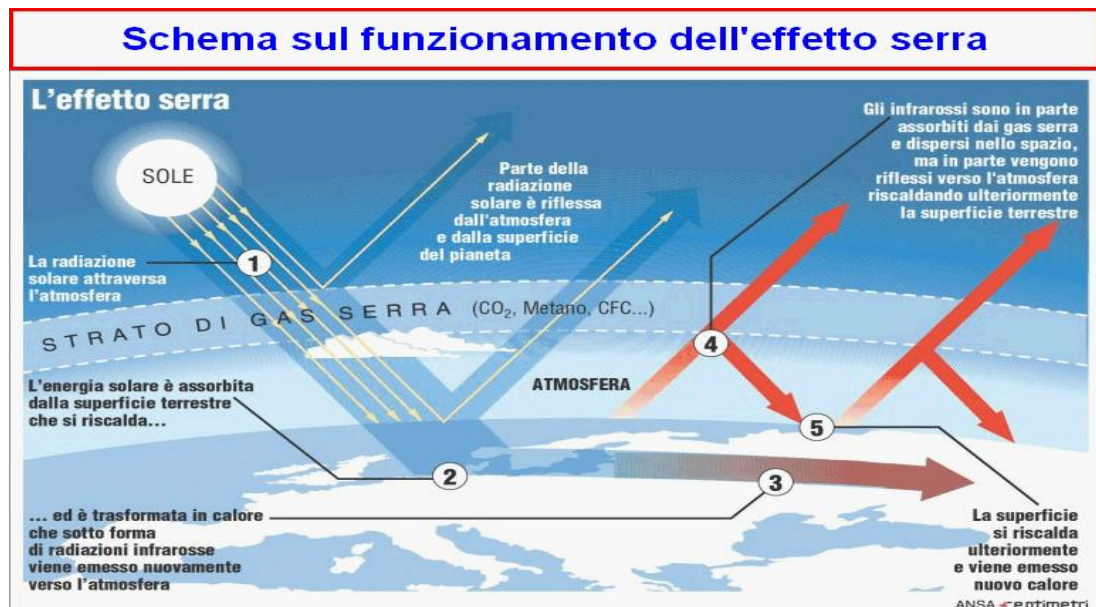


Figura 5. Schema sul funzionamento dell'effetto serra

Nello specifico, nella Figura 6 (a) sono mostrati i modelli emissivi monocromatici normalizzati di due radiazioni termiche, una a 5000 K (approssimativamente la temperatura del Sole) e l'altra a 288 K (approssimativamente la temperatura della Terra): ogni generico pacchetto d'onda emesso viene assorbito dall'atmosfera secondo un *coefficiente di assorbimento*, che come mostrato dalla Figura 6 (b) varia in funzione della lunghezza d'onda. L'analisi dei grafici permette di verificare che il maggior contributo al surriscaldamento dell'atmosfera è attribuibile alla radiazione emessa dalla Terra, che si somma ai flussi termici costituiti dalla quota parte di radiazione solare assorbita dall'atmosfera, e dagli scambi di calore sensibile e latente (es. evaporazione/condensazione di H₂O) dovuti ai processi che avvengono sulla Terra e nell'atmosfera stessa.

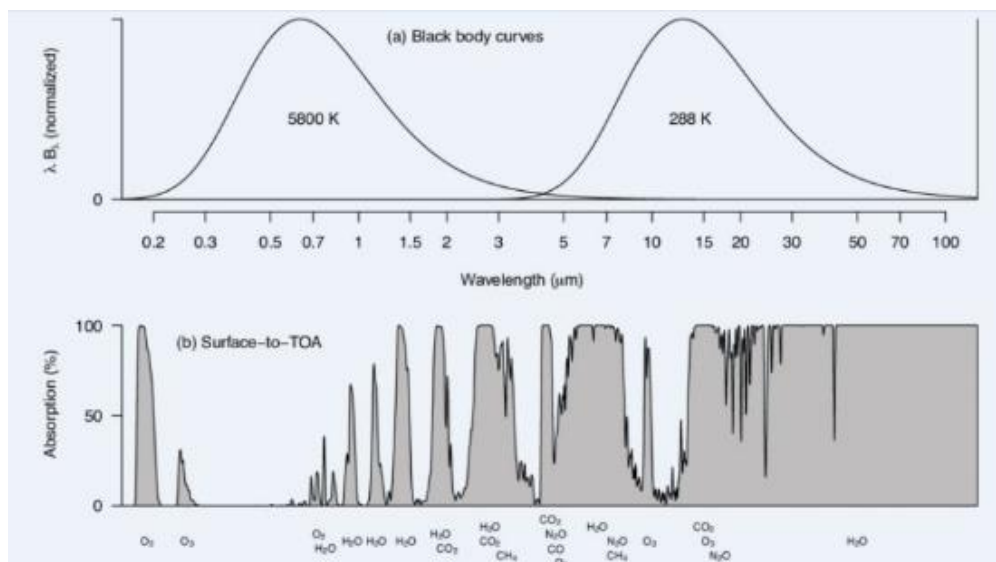


Figura 6. (a) Modelli emissivi monocromatici normalizzati di due radiazioni termiche, una a 5000K (temperatura del Sole) e l'altra a 288 K (temperatura della superficie della Terra). (b) Spettro di assorbimento dell'atmosfera terrestre in una giornata soleggiata.

Nel sistema solare l'effetto serra regola quindi le condizioni termiche sui pianeti: sulla Terra questo "scudo termico" ha un effetto benefico in quanto permette la presenza e lo sviluppo della vita, incrementando la temperatura media della superficie terrestre da $-18\text{ }^\circ\text{C}$ (che si avrebbe in sua assenza) a $15\text{ }^\circ\text{C}$. E' invece l'intensificazione del fenomeno avvenuta dal 1750 ad oggi a causa dell'accumulo dei gas serra, dovuti in gran parte a sorgenti antropogeniche, che ha alterato l'equilibrio termico del pianeta: la concentrazione di CO_2 è passata da 280 ppm del periodo preindustriale a quasi 420 ppm rilevati dall'osservatorio di Manua Loa il 6 Febbraio 2023 (Figura 7), causando un graduale incremento della temperatura media della Terra, con gravi scompensi sui delicatissimi equilibri chimico fisici del nostro pianeta e i cui effetti si evidenziano sotto svariate forme: dallo scioglimento dei ghiacciai, all'innalzamento del livello dei mari, all'acidificazione degli oceani, e con le variazioni di salinità dei corpi idrici, nonché con l'estremizzazione e il disturbo del regime precipitativo.

Gli accordi politici internazionali intrapresi a partire dal Protocollo di Kyoto (1997) fino all'Accordo di Parigi del 2015, erano finalizzati a contenere la concentrazione di CO_2 al di sotto del limite massimo di 450 ppm e l'incremento della temperatura media del pianeta al di sotto dei 2°C . Negli anni successivi si è cominciato a ripensare questi obiettivi portando il limite massimo di incremento della temperatura media a $1,5^\circ\text{C}$, e i nuovi target trovano il supporto della comunità scientifica ed in particolare dell'IPCC che nell'ottobre del 2018 pubblica il rapporto speciale "Global Warming of 1.5°C " che valuta le prospettive di mantenere il riscaldamento globale entro $1,5\text{ }^\circ\text{C}$, mostrando la necessità e l'urgenza di forti azioni di mitigazione e adattamento ai cambiamenti climatici.

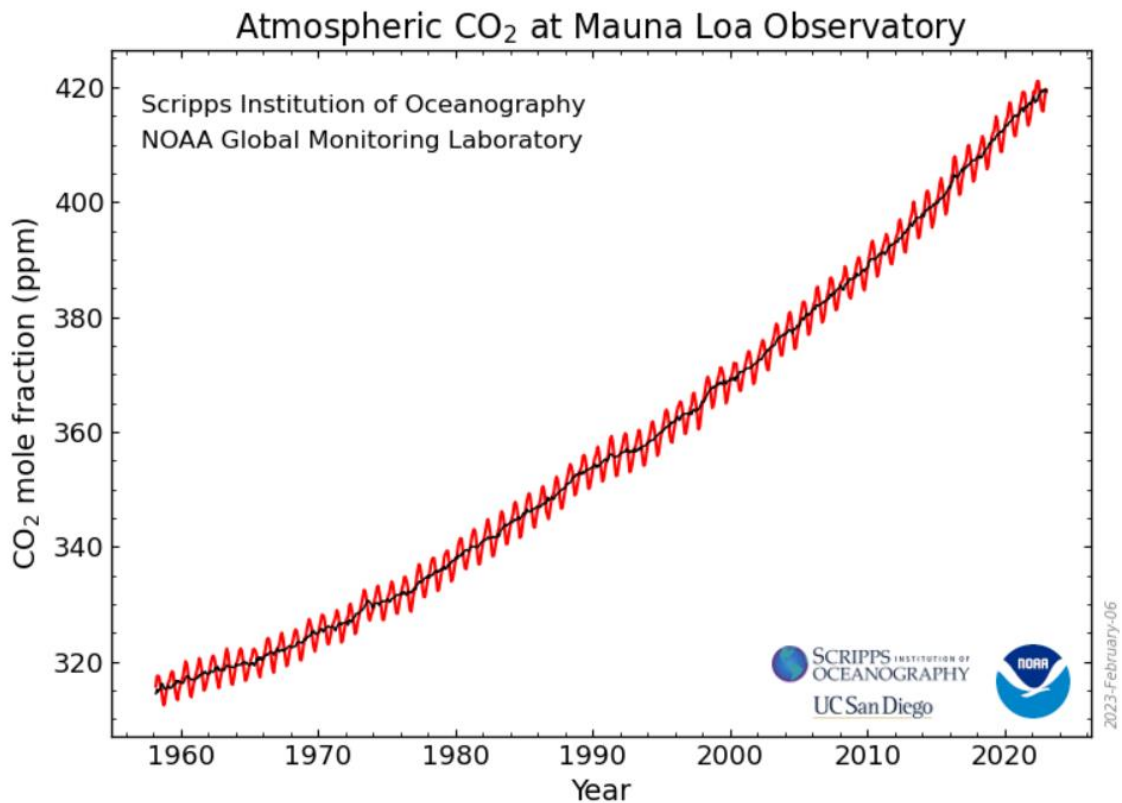


Figura 7. Concentrazione di CO₂ rilevata dall'osservatorio di Manua Loa [fonte: NOAA]

Il rapporto mostra come il contenimento del riscaldamento globale rispetto i livelli preindustriali anche di solo mezzo grado sia assolutamente necessario, e come possa limitare conseguenze altrimenti devastanti in termini di innalzamento del livello del mare, desertificazione, perdita di habitat e specie naturali e diminuzione delle calotte glaciali, con ripercussioni irreversibili a livello sociale e ambientale, mettendo in evidenza gli impatti dei cambiamenti climatici che potrebbero essere così evitati, alcuni dei quali sono riportati nella Figura 8. Ad esempio, entro il 2100 l'innalzamento del livello del mare su scala globale sarebbe più basso di 10 cm con la temperatura +1,5°C, e la probabilità che il Mar Glaciale Artico rimanga in estate senza ghiaccio marino sarebbe una in un secolo con un riscaldamento globale di 1,5°C, mentre sarebbe di almeno una ogni decennio con un riscaldamento globale di 2°C. Le barriere coralline diminuirebbero del 70-90% con un riscaldamento globale di 1,5°C, mentre con 2°C se ne perderebbe praticamente la totalità (>99%). Il rapporto evidenzia che il raggiungimento dell'obiettivo "+1,5°C" richiederebbe rapidi e lungimiranti cambiamenti in molti settori quali suolo, energia, industria, edilizia, trasporti, e pianificazione urbana, e le emissioni di CO₂ nette globali prodotte dall'attività umana dovrebbero diminuire di circa il 45% rispetto ai livelli del 2010 entro il 2030, raggiungendo lo zero intorno al 2050.

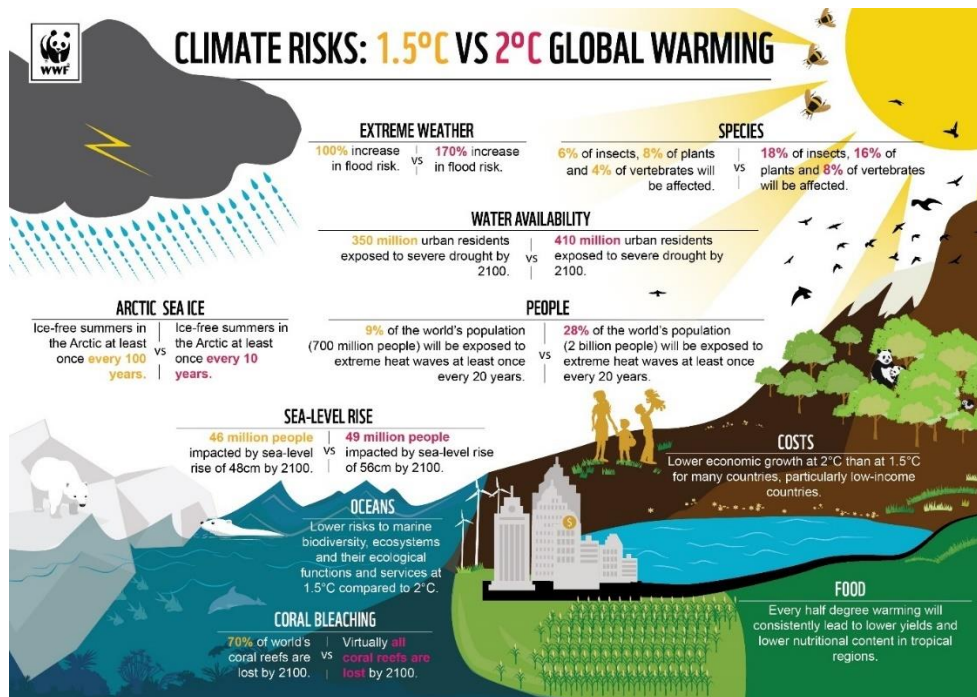


Figura 8. Confronto tra due scenari di incremento di temperatura media della Terra rispetto i livelli pre-industriali: +1,5°C vs. +2°C

1.4 Assottigliamento dell'ozono stratosferico

L'atmosfera ha la capacità di assorbire la frazione di radiazione solare a più bassa lunghezza d'onda (Figura 9): fino a 180nm l'assorbimento è attribuito all'ossigeno molecolare, anche se per i raggi X c'è un contributo significativo dell'azoto, mentre l'ozono diventa preponderante tra i 200 e 300 nm, assorbendo la UV-B e parte della UV-C.

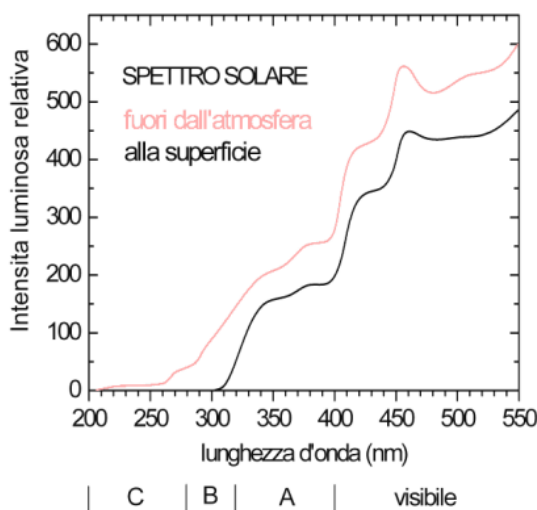


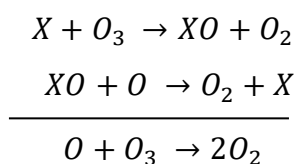
Figura 9. Frazione dello spettro solare filtrato (in nero) e non filtrato (in rosso) dai gas e aereosol atmosferici

A partire dagli anni '80 la scienza ha messo in luce l'esistenza di un meccanismo di distruzione dell'ozono stratosferico, che riducendo lo spessore dello strato di ozono incide

negativamente anche sulla capacità dell'atmosfera di proteggerci dall'esposizione alla radiazione ultravioletta, molto pericolosa per l'uomo e gli altri organismi viventi[4] [5]: infatti l'esposizione a queste radiazioni aumenta fortemente il rischio di tumore alla pelle, e l'azione altrettanto dannosa esercitata nei confronti della flora e della fauna può avere effetti importanti anche sulla produzione alimentare per l'uomo. Gli studi che si sono susseguiti negli anni successivi dimostrarono che i principali responsabili della distruzione dell'ozono (Figura 10) erano principalmente i CFCs (clorofluorocarburi), composti chimici largamente impiegati in passato come fluidi refrigeranti, solventi, propellenti per spray e isolanti, e derivati da un idrocarburo saturo a cui vengono sostituiti tutti gli atomi di idrogeno con atomi di cloro e fluoro. Come vedremo successivamente la loro natura "distruttiva" nei confronti dell'ozono, è legata alla loro forte stabilità che gli consente di raggiungere la parte alta della stratosfera, liberando atomi di cloro a causa della dissociazione che subiscono ad opera della radiazione solare ultravioletta. Sono proprio gli atomi di cloro ad essere molto reattivi e instaurare reazioni a catena con le molecole di ozono.

L'ozono nella stratosfera, studiato inizialmente dallo scienziato Sydney Chapman, è soggetto a meccanismi di formazione, distruzione e trasporto: i primi due vengono regolati da un insieme di reazioni chimiche e fotochimiche, che costituiscono il modello di Chapman[6] e che ne regolano le concentrazioni di equilibrio, mentre i meccanismi di trasporto sono causati dalla circolazione atmosferica. Come detto in precedenza, la riduzione dell'ozono è invece legata alla presenza in atmosfera di radicali liberi generati dalla decomposizione fotochimica e capaci di perturbare gli equilibri di altre specie. In particolare si tratta di Cl, ClO, e Br: i primi due sono prodotti dal cloruro di metile (CH₃Cl), dal tetracloruro di carbonio (CCl₄) e dai clorofluorocarburi (CFC o freon), mentre il bromo ha origine dagli Halon, anch'essi di origine industriale. Dalle reazioni che seguono[7], dove con X si indica il generico radicale e che rappresentano il meccanismo di riduzione dello strato di ozono, è possibile osservare che nel bilancio globale delle reazioni chimiche, c'è uno spostamento verso la formazione di ossigeno molecolare a partire da ozono e ossigeno atomico, mentre il radicale viene rigenerato tornando disponibile per un'altra reazione e capace potenzialmente di sostenerne infinite: anche se presente in piccolissime quantità, ha la capacità di spostare gli equilibri fino alla scomparsa di alcune specie.

(1)



Come si evince dalla Figura 10 a partire dagli anni '90 l'emissione di questi gas in atmosfera ha subito una brusca frenata, a causa dell'entrata in vigore del Protocollo di Montreal del 1986 che ne ha progressivamente proibito l'utilizzo e favorito il "phase out" sostituendoli temporaneamente con gli HCFC.

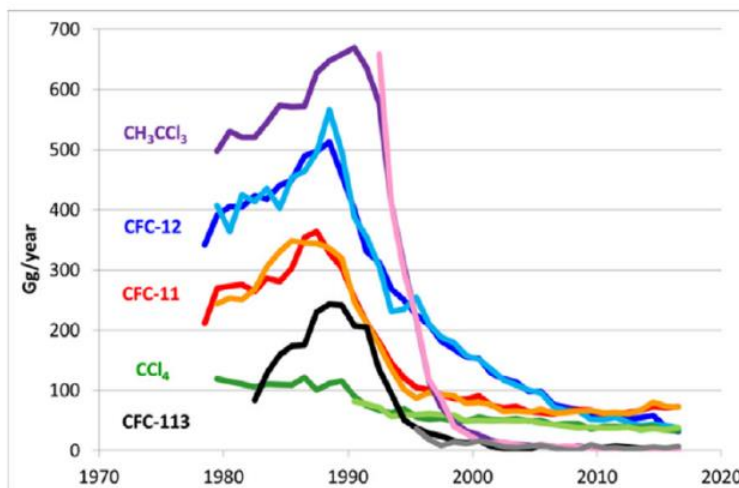


Figura 10. Andamento delle emissioni in atmosfera dei principali gas responsabili della distruzione dell'ozono

Tuttavia le molecole di CFC hanno una vita di 20-100 anni nella stratosfera, causando notevoli ritardi nella stimolazione alla guarigione dello strato di ozono che ancora oggi sono ben al di sotto dei parametri di naturalità.

1.5 Uscire dalla società dei consumi

La prima definizione di sviluppo sostenibile arrivò nel 1987, contenuta nel rapporto dal titolo *Our Common Future*, pubblicato dalla Commissione Mondiale per l'Ambiente e lo Sviluppo (World Commission on Environment and Development, WCED) del Programma delle Nazioni Unite per l'Ambiente (United Nations Environment Programme, UNEP), presieduta dalla statista norvegese Gro Harlem Brundtland. Nel rapporto, meglio noto proprio come rapporto Brundtland, si legge che lo sviluppo sostenibile è quello in grado di assicurare "il soddisfacimento dei bisogni della generazione presente senza compromettere la possibilità delle generazioni future di realizzare i propri". Oltre che un dovere morale dunque è un obbligo verso le generazioni future cambiare repentinamente rotta e scindere definitivamente i due concetti di "crescita" e "progresso". A tal fine bisogna in primis seguire uno sviluppo tecnologico sostenibile: non finalizzato ad aumentare la produttività ai danni dei capitali umano e naturale, ma inteso come sviluppo di innovazioni tecnologiche che accrescano l'efficienza nell'uso delle risorse ed attenuino l'impatto ambientale dei processi produttivi. È necessario ripensare gli

indicatori economici: ancora oggi lo sviluppo è inteso come aumento della produzione di beni e servizi, e uno degli indicatori più importanti resta il Prodotto Interno Lordo, cioè il valore complessivo dei beni e dei servizi prodotti. Ma il benessere di una Nazione non può essere facilmente desunto da un indice del reddito nazionale[8]. Il benessere e la prosperità dell'umanità dipendono solo da ecosistemi in buona salute, capaci di fornire i loro servizi essenziali per la vita, come l'acqua pulita o un clima benevolo, dal cibo ai combustibili, alle fibre e al suolo fertile. Secondo l'economista e filosofo francese Serge Latouche si può sintetizzare l'insieme di questi cambiamenti in un circolo virtuoso di otto "R"[9]: rivalutare, riconcettualizzare, ristrutturare, ridistribuire, rilocalizzare, ridurre, riutilizzare, riciclare. È necessario dunque un nuovo paradigma sociale, dove le logiche del consumismo e la dipendenza dalla combustione degli idrocarburi non possono trovare casa. Al di là degli impegni politici, il contrasto al depauperamento dei parametri di naturalità degli ecosistemi è però uno sforzo che non deve lasciare indifferente nessuno, già da ora: anche i cittadini, le aziende, le realtà locali sono "soggetti emettitori", corresponsabili del problema ambientale e quindi moralmente chiamati ad intervenire in maniera volontaria in attività di tutela climatica. Per limitare a monte le proprie emissioni, e per compensare le emissioni inevitabili legate alle proprie necessità di energia, beni e servizi primari, la prima operazione sarebbe quella di capire quali sono le nostre vere necessità oggettivamente indispensabili. È necessario sviluppare un paradigma culturale alternativo al sistema dei valori fondato sull'ossessione del consumo e della crescita illimitata. Gli aspetti economici, sociali ed ambientali devono integrarsi tra loro e sostenersi reciprocamente, al fine di costruire una nuova società, più equa, sana e armoniosa per tutti, e l'immaginario collettivo deve essere decolonizzato, attraverso lo sviluppo di abitudini sociali consapevoli e compatibili con i limiti delle risorse della Terra, e attraverso la scelta di beni di consumo i cui cicli produttivi rispettino elevati standard sociali ed ambientali e che permettano quindi di salvaguardare lo sviluppo umano, l'uguaglianza sociale, la qualità della vita e la salvaguardia del pianeta.

2. Gli impianti frigoriferi a CO₂

Questo capitolo approfondisce il mondo degli impianti di refrigerazione partendo dalla descrizione delle basi termodinamiche e del ciclo di riferimento, mostrando come esse hanno permesso lo sviluppo tecnologico dal primo brevetto fino ai giorni nostri. In tal senso, la descrizione delle caratteristiche operative e delle prestazioni ambientali dei diversi fluidi refrigeranti, con particolare riferimento al GWP (“Global Warming Potential”) e ODP (“Ozone Depletion Potential”), palesano la necessità di una graduale ma inesorabile transizione verso sistemi di refrigerazione che lavorano con fluidi refrigeranti naturali. In particolare, viene studiato un impianto commerciale di refrigerazione a CO₂, descrivendo il layout impiantistico, il ciclo termodinamico di riferimento e i parametri operativi, per poi valutarne le prestazioni e le criticità, che saranno studiate nel dettaglio nei capitoli successivi con la finalità di ottimizzarle.

2.1 Le macchine frigorifere

In accordo con il secondo principio della termodinamica i sistemi naturali tendono a riequilibrare i livelli termici di due sorgenti a temperature diverse, in virtù del flusso di energia termica che si dirige dalla sorgente a temperatura maggiore verso quella a temperatura minore. Il principio di funzionamento delle macchine frigorifere, illustrato nella Figura 11, prevede invece di invertire il suddetto flusso di energia in virtù dell’apporto di lavoro esterno.

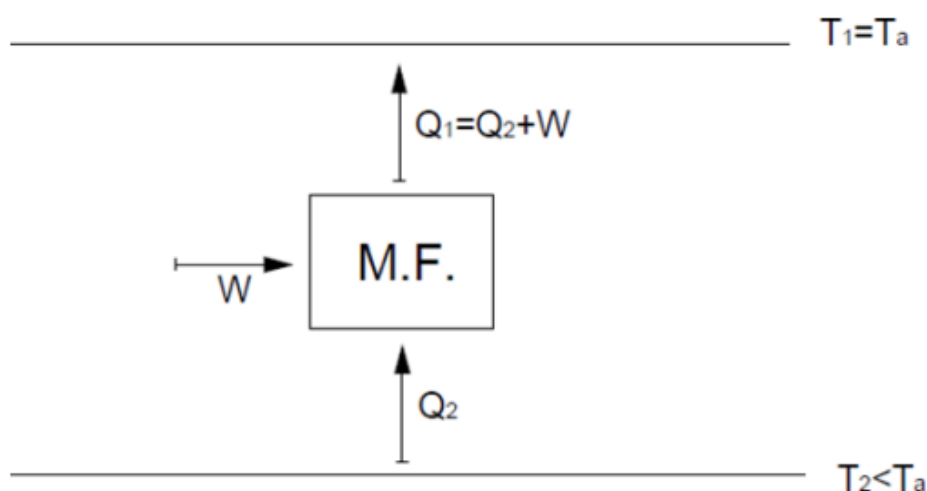


Figura 11. Principio di funzionamento di un sistema di refrigerazione

A livello termodinamico e da un punto di vista strettamente ideale, il ciclo frigorifero di riferimento è quello di Carnot inverso, che è illustrato dalla Figura 12 e che prevede l’utilizzo

di fluidi di lavoro detti refrigeranti, che in virtù del loro diagramma caratteristico si adattano bene alle trasformazioni previste e che riassumiamo nei seguenti punti:

- 1 – 2: Espansione adiabatica;
- 2 – 3: Assorbimento di calore isoterma (effetto utile);
- 3 – 4: Compressione adiabatica (lavoro esterno);
- 4 – 1: Cessione di calore isoterma.

Nonostante il ciclo di Carnot inverso sia puramente ideale, esso rappresenta un importante modello di confronto con i cicli reali soprattutto in merito all'efficienza che viene quantificata dal COP ("Coefficient of Performance), calcolato come rapporto tra effetto utile e lavoro:

(2)

$$COP_{cooling} = \frac{Q_2}{W}; COP_{heating} = \frac{Q_1}{W}$$

In particolare, si utilizza la potenza frigorifera Q_2 in caso di impianti frigoriferi, mentre la Q_1 nel caso di pompe di calore.

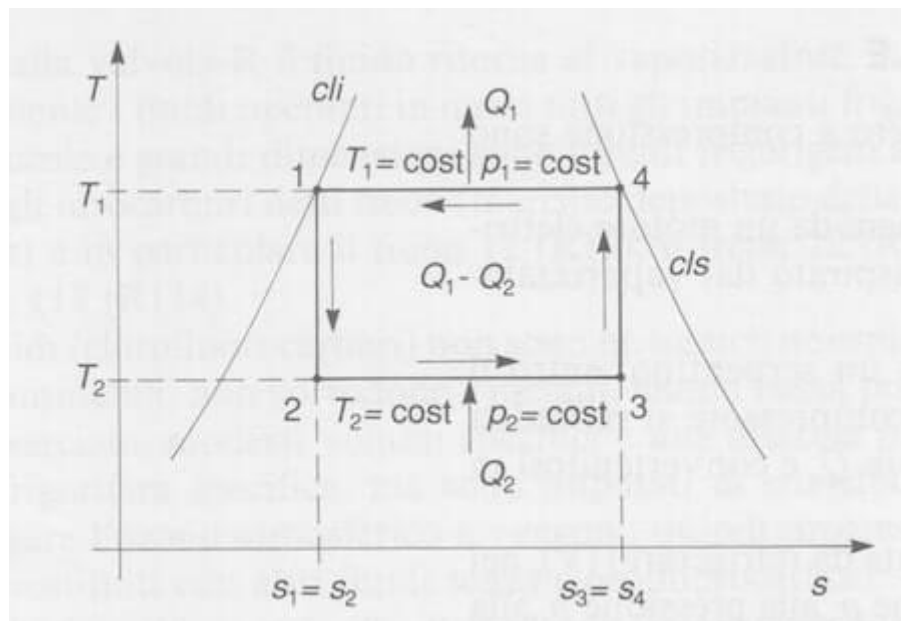


Figura 12. Ciclo di Carnot inverso

L'idealità del ciclo di Carnot è legata principalmente a due fattori:

- la trasformazione 3 – 4 richiederebbe la compressione di una miscela bifasica e quindi l'utilizzo di un compressore capace di elaborare contemporaneamente entrambe le fasi;

- la difficoltà nel realizzare l'espansione nella trasformazione 1 – 2, a causa della presenza di un elevato contenuto di fase liquida.

Queste problematiche vengono superate prevedendo un surriscaldamento del fluido refrigerante a monte della compressione, al fine di garantire la sola presenza di fase vapore, e sostituendo l'espansione in turbina con una laminazione. Si ottiene il ciclo inverso a compressione di vapore riportato nella Figura 13[10], che viene realizzato mediante le seguenti trasformazioni:

- 1 – 2: compressione isoentropica in un compressore;
- 2 – 3: cessione di calore a pressione costante in un condensatore;
- 3 – 4: laminazione in una valvola o in un tubo capillare;
- 4 – 1: assorbimento di calore a pressione costante in un evaporatore.

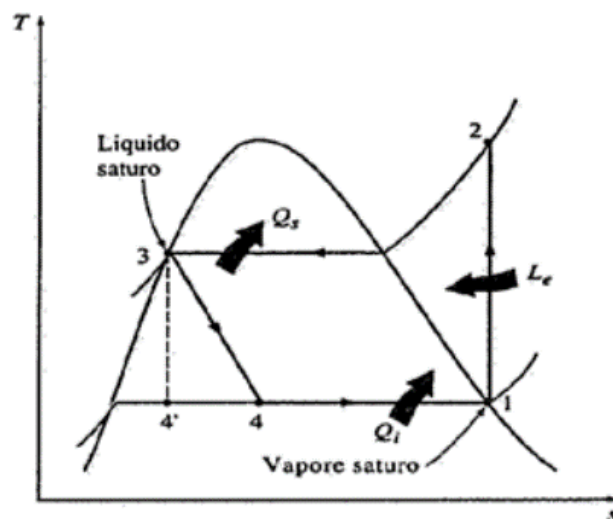


Figura 13. Ciclo inverso a compressione standard

Nella Figura 14 è rappresentato il layout di impianto di riferimento che permette di realizzare il ciclo inverso a compressione: il fluido refrigerante entra nel compressore (1) in condizioni di vapore surriscaldato, al fine di garantire la sola presenza di fase vapore, e in uscita (2) raggiunge i massimi livelli di pressione e temperatura che come vedremo nei prossimi paragrafi dipendono fortemente dalla temperatura esterna. In queste condizioni il fluido entra nel condensatore e si raffredda cedendo calore alla sorgente calda (3), mentre la successiva valvola di laminazione lo riporta al minimo livello di pressione del circuito, compatibilmente con i livelli termici desiderati all'ingresso dell'evaporatore che porta la miscela bifasica alle

condizioni di vapore saturo (1), assorbendo calore dalla sorgente fredda e realizzando l'effetto utile.

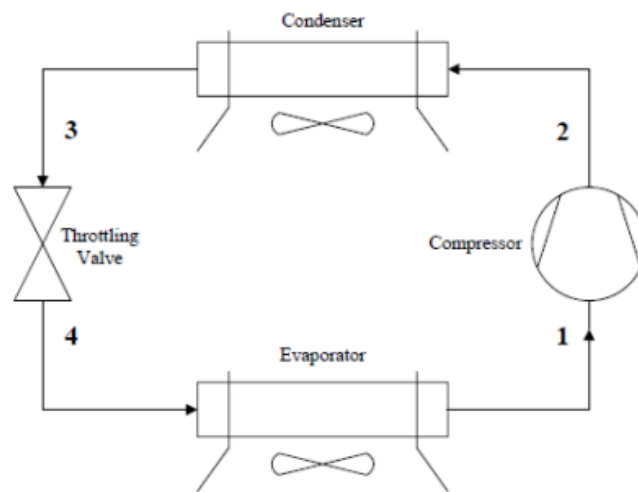


Figura 14. Layout impiantistico di riferimento per un ciclo inverso a compressione

Il primo brevetto relativo a un sistema di refrigerazione risale al 1748 quando William Cullen realizzò la prima macchina rudimentale. Successivamente Jacob Perkins nel 1834 progetta il primo frigorifero domestico dotato di un sistema a compressione, e solo nel 1859 il francese Ferdinand Carré realizza e brevetta la prima macchina che lavora con fluidi refrigeranti. Questa tecnologia era molto simile a quella dei sistemi di refrigerazione moderni, ma utilizzava ammoniaca come fluido di lavoro, eccessivamente corrosiva. Nel 1931 negli Stati Uniti viene messo a punto un nuovo composto chimico refrigerante, il Freon, miscela di Clorofluorocarburi che ottimizzò il funzionamento delle macchine frigorifere, e che fu protagonista dei decenni di forte sviluppo industriale che seguirono il secondo dopoguerra, e che coinvolsero anche il settore della refrigerazione.

Nel mondo sono installati oltre 3 miliardi di impianti di refrigerazione, che oltre al settore domestico e commerciale comprende il trasporto refrigerato, i condizionatori, i sistemi di climatizzazione e le pompe di calore. Ogni anno la richiesta energetica supera i 2000 TWh, valore più che triplicato rispetto i 600 TWh del 2016[11], e che sarà destinato a triplicare ancora entro il 2050 secondo le attuali previsioni di Legambiente, sia a causa degli effetti dei cambiamenti climatici che per la crescente necessità di refrigerazione di alimenti e medicinali, soprattutto nei paesi in via di sviluppo. Mediamente la richiesta pro-capite è di 440 kWh/anno/pro-capite, con forti differenze tra il nord e il sud del mondo: dagli oltre 2500 kWh/anno/pro-capite consumati in Nord America, ai circa 75 dell'Africa Subsahariana. A livello professionale il mondo della refrigerazione coinvolge più di 10 milioni di persone, ed è previsto un aumento di oltre il 20%[12]. La figura che segue mostra invece i contributi dei

diversi settori sul consumo di energia elettrica mondiale, con la refrigerazione che supera il 17%; di questi il 45% sono legati al settore residenziale, il 40% a quello terziario e il 15% a quello industriale[13].

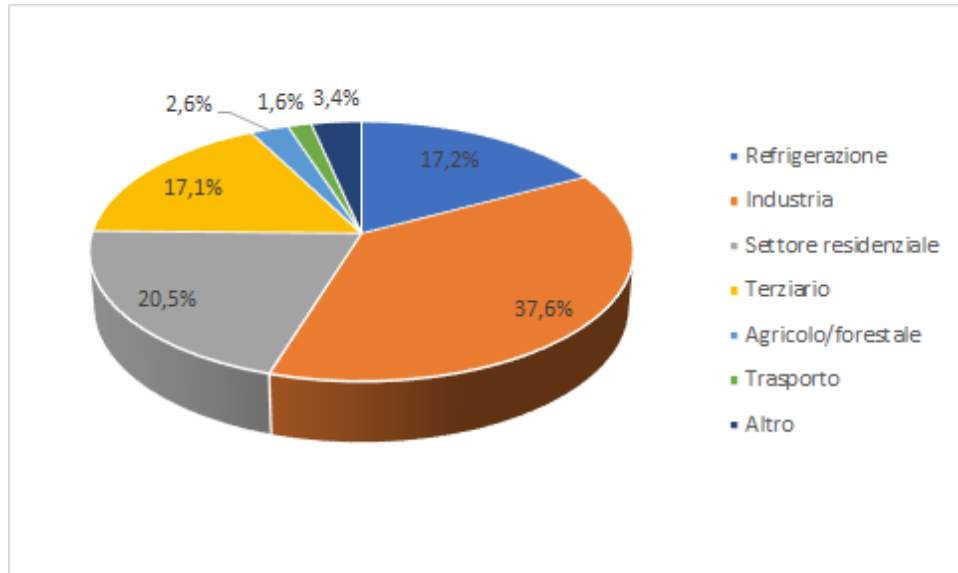


Figura 15. Contributi dei diversi settori sul consumo elettrico mondiale

Le analisi LCA dei sistemi di refrigerazione mostrano che la fase operativa è quella più impattante a livello ambientale, con un peso sulla carbon footprint che va dal 65% al 86%[14]. Un contributo rilevante in tal senso è dato dall'utilizzo di HFC, appartenenti alla famiglia degli F-gas: si diffusero ampiamente dagli inizi degli anni '90 in seguito al Protocollo di Montreal sostituendo i CFC come fluidi refrigeranti, ma nonostante siano innocui per lo strato di ozono essi sono dei gas serra potentissimi, anche migliaia di volte in più rispetto la CO₂. La dispersione in atmosfera di gas refrigeranti durante la fase operativa è ogni anno di circa il 15%, e negli ultimi anni sono gli unici gas serra che sono aumentati in atmosfera: le emissioni di HFC in Italia sono aumentate di 30 volte rispetto il 1990[15], e rappresentano il 4,4% delle emissioni climalteranti in Italia[16]. Con il Regolamento UE n. 517/2014 è stata pianificata una graduale riduzione degli F-gas finalizzata ad una loro completa sostituzione con gas naturali, come CO₂, ammoniaca e idrocarburi. Il Regolamento è ancora in fase di revisione al fine di rendere più stringenti gli obiettivi, che al momento prevedono entro il 2030 la riduzione di due terzi delle emissioni rispetto ai livelli del 2014.

2.2 I fluidi refrigeranti

Le condizioni più importanti che devono sussistere affinché una sostanza possa essere utilizzata come fluido refrigerante sono legate alle caratteristiche termodinamiche, oltre ovviamente alle condizioni di sicurezza in termini di tossicità e infiammabilità, e in particolare[17]:

- la fase liquido-vapore deve essere all'interno del range di temperatura formato dalle sorgenti termiche che caratterizzano il ciclo frigorifero;
- la pressione critica deve avere un livello tale da garantire pressioni di lavoro accettabili in termini di operabilità;
- il volume specifico del vapore saturo secco deve essere relativamente basso, in modo da incrementare la potenza frigorifera per unità di portata volumetrica.

Il riferimento normativo per la nomenclatura dei fluidi refrigeranti è la normativa ASHRAE, che permette di identificare i fluidi sintetici puri attraverso un codice formato dalla lettera "R" e seguito da una serie di cifre che definiscono la composizione chimica della molecola:

R – I – II – III – IV – V – VI:

Con:

- I: nel caso di derivanti ciclici si inserisce una "C", altrimenti viene omissa;
- II: rappresenta il numero di legami doppi meno uno (viene omissa se uguale a zero) e viene indicato con un numero;
- III: rappresenta il numero di atomi di carbonio meno 1 e viene indicato con un numero;
- IV: rappresenta il numero di atomi di idrogeno più uno e viene indicato con un numero;
- V: rappresenta il numero di atomi di fluoro e viene indicato con un numero;
- VI: viene indicato con una lettera per distinguere eventuali molecole con identica struttura chimica ma differente struttura molecolare.

In Tabella 1 sono riportati alcuni CFC identificati con la normativa ASHRAE: analizzando a titolo esemplificativo il tetracloro-difluoro-etano, nella sigla R112 che lo individua:

- la prima cifra identifica gli atomi di carbonio che sono due;
- la seconda gli atomi di idrogeno che sono zero;
- la terza gli atomi di fluoro che sono due.

Tabella 1. Classificazione ASHRAE di alcuni refrigeranti CFC

SIGLA	DENOMINAZIONE	FORMULA CHIMICA
<i>R10</i>	<i>tetracloruro di carbonio</i>	$C\text{Cl}_4$
<i>R11</i>	<i>tricloro-fluoro-metano</i>	CFCl_3
<i>R12</i>	<i>dicloro-difluoro-metano</i>	CF_2Cl_2
<i>R13</i>	<i>cloro-trifluoro-metano</i>	CF_3Cl
<i>R111</i>	<i>pentacloro-fluoro-etano</i>	C_2FCl_5
<i>R112</i>	<i>tetracloro-difluoro-etano</i>	$\text{C}_2\text{F}_2\text{Cl}_4$
<i>R217</i>	<i>cloro-eptafluoro-propano</i>	$\text{C}_3\text{F}_7\text{C}$

I CloroFluoroCarburi (CFC)

Da un punto di vista chimico, i CFC sono molecole sintetiche ottenute a partire da idrocarburi quali il metano e l'etano, alogenati completamente con atomi di cloro e fluoro.

Sono stati introdotti nel mercato della refrigerazione a partire dagli anni trenta del secolo scorso, e sono ben presto diventati i fluidi refrigeranti più utilizzati, grazie alle loro proprietà e alle condizioni operative che riescono a garantire:

- basso punto di ebollizione (a pressione atmosferica);
- basse pressioni operative;
- costi impiantistici relativamente bassi;
- non infiammabilità e non tossicità per l'uomo;
- elevata stabilità chimica.

Come visto nel capitolo precedente, la loro stabilità chimica è tale da consentire alle molecole presenti in atmosfera di raggiungere gli strati più alti della stratosfera, diventando un problema per lo strato di ozono. È per questo motivo che sono stati banditi dal Protocollo di Montreal del 1987.

Gli IdroCloroFluoroCarburi (HCFC)

Dopo il protocollo di Montreal gli HCFC hanno trovato un largo impiego come fluidi refrigeranti di transizione, in quanto rispetto ai CFC mantengono simili prestazioni da un punto di vista termodinamico e operativo, mentre grazie alla loro natura chimica l'aggressività nei confronti dell'ozono stratosferico è molto più bassa. Infatti gli HCFC sono fluidi alogenati solo parzialmente: quando vengono sintetizzati, viene sostituita solo una parte degli atomi di idrogeno dall'idrocarburo di partenza, e ciò riduce la stabilità della molecola che ha una minore probabilità di raggiungere la stratosfera e liberare gli atomi di cloro che verrebbero coinvolti nelle reazioni di distruzione dell'ozono. Tuttavia, gli HCFC sono dei gas serra potentissimi, ed è per questo che i regolamenti successivi al Protocollo di Montreal (in Europa il Regolamento UE n. 517/2014, e nel mondo l'Emendamento di Kigali del 2016) hanno pianificato una loro graduale riduzione fino a una completa sostituzione con gas naturali, come CO₂ e ammoniaca.

Gli IdroFluoroCarburi (HFC)

Gli HFC sono costituiti da atomi di carbonio, fluoro e idrogeno, e la principale differenza a livello chimico rispetto ai CFC e agli HCFC è l'assenza di cloro, e quindi una totale inoffensività nei confronti dell'ozono stratosferico. Per questo motivo hanno trovato un largo impiego come fluidi refrigeranti dopo il Protocollo di Montreal, nonostante le complessità per il retrofit di impianti esistenti dovute alle loro caratteristiche termodinamiche. Tuttavia, analogamente agli HCFC sono gas serra potentissimi (fino a 15000 volte più della CO₂), e gli accordi internazionali prevedono una loro completa sostituzione con i gas naturali.

Le IdroFluoro-olefine (HFO)

Gli HFO sono molecole sintetiche derivanti dal propano, e che analogamente agli HFC sono costituiti da atomi di idrogeno, fluoro e carbonio. Nonostante il loro costo relativamente alto rispetto ad altri refrigeranti, dovuto alla complessità del loro processo di produzione, si sono affermati nel mondo della refrigerazione grazie alle loro proprietà ecologiche. Infatti, oltre all'inoffensività nei confronti dell'ozono stratosferico dovuta all'assenza di atomi di cloro, possiedono anche un limitato impatto sul riscaldamento climatico in virtù della loro struttura chimica: una volta rilasciati in atmosfera sono molto instabili e si decompongono rapidamente, a differenza delle tre categorie di fluidi refrigeranti analizzate fin ora.

Gli Idrocarburi (HC)

Gli idrocarburi risultano molto efficienti, non solo ai fini dell'impiego nei sistemi di refrigerazione ma anche dal punto di vista ambientale, anche se il loro impiego su larga scala è

sempre stato limitato a causa della loro elevata infiammabilità. Tuttavia, nel nord Europa l'utilizzo degli idrocarburi nei sistemi di refrigerazione è più massiccio, e la graduale eliminazione dei fluidi sintetici ha permesso di reconsiderarlo anche su scala più ampia. Al fine di garantire la sicurezza dell'impianto vengono di solito utilizzati in sistemi di bassa potenza, che lavorano con una carica di fluido frigorifero molto contenuta.

Ammoniaca (NH₃)

L'ammoniaca è stato uno dei primi fluidi utilizzati nei primi sistemi di refrigerazione del XIX secolo, infatti fin da subito erano note le eccellenti proprietà tra cui un calore latente di evaporazione molto elevato. Tuttavia, la complessità e la pericolosità di utilizzo dovuta all'elevata tossicità per l'uomo, all'infiammabilità, all'esplosività e alla capacità corrosiva, ha permesso ai fluidi sintetici di scalzarla facilmente dopo la loro scoperta. Nonostante ciò, in virtù del suo impatto nullo nei confronti dell'effetto serra e dell'assottigliamento dello strato di ozono, è un fluido oggi largamente utilizzato nella refrigerazione industriale dove gli standard di sicurezza sono meno restrittivi di quella commerciale.

Anidride Carbonica (CO₂)

L'anidride carbonica è stata utilizzata in passato come fluido refrigerante orientativamente fino agli anni quaranta dello scorso secolo, in virtù delle ottime proprietà termodinamiche e delle caratteristiche di non tossicità e non infiammabilità che la contraddistinguono. Il primo brevetto per un compressore che lavora con CO₂ e che segnò l'inizio della diffusione di questa tecnologia nel mondo della refrigerazione risale addirittura al 1886, firmato da Franz Windhausen. A causa delle elevate pressioni di lavoro la CO₂ viene progressivamente abbandonata in favore dei fluidi refrigeranti sintetici, che si affacciano sul mercato negli anni quaranta del novecento, finché le progressive restrizioni introdotte dal Protocollo di Montreal (1987) e di Kyoto (1999), parallelamente allo sviluppo di componenti affidabili ad elevate pressioni, hanno ricandidato l'anidride carbonica ad assumere un ruolo da protagonista tra i fluidi refrigeranti del futuro. In realtà, grazie alle stringenti normative internazionali sull'utilizzo degli F-gas (Regolamento UE F-gas n°517/2014, Emendamento di Kigali – 2016) l'anidride carbonica viene già ampiamente utilizzata in diverse applicazioni, e tra le più comuni troviamo quelle industriali che raggiungono livelli termici anche molto bassi, quelle commerciali che lavorano con livelli di media e bassa temperatura, pompe di calore, impianti di condizionamento dei veicoli, trasporto refrigerato di prodotti farmaceutici e alimentari[18]:[19]. In Europa la progressiva conversione dei sistemi di refrigerazione commerciali verso tecnologie che utilizzano CO₂ ed altri

refrigeranti naturali è cominciata nei primi anni del duemila, seguendo una crescita esponenziale che ha portato in circa 10 anni all'istallazione di più di 1600 impianti, di cui quasi tutti utilizzavano CO₂/HFC (Figura 16). La figura mostra come gli impianti siano concentrati soprattutto nel nord Europa, dove le condizioni climatiche consentono di avere migliori prestazioni e pressioni di lavoro più basse. L'Europa ha avuto il ruolo di protagonista nello sviluppo e nella diffusione di sistemi di refrigerazione a CO₂, arrivando nel 2018 ad avere installati 14000 impianti, seguita dal Giappone con 3100 e poi con gli Stati Uniti che ne avevano 340.

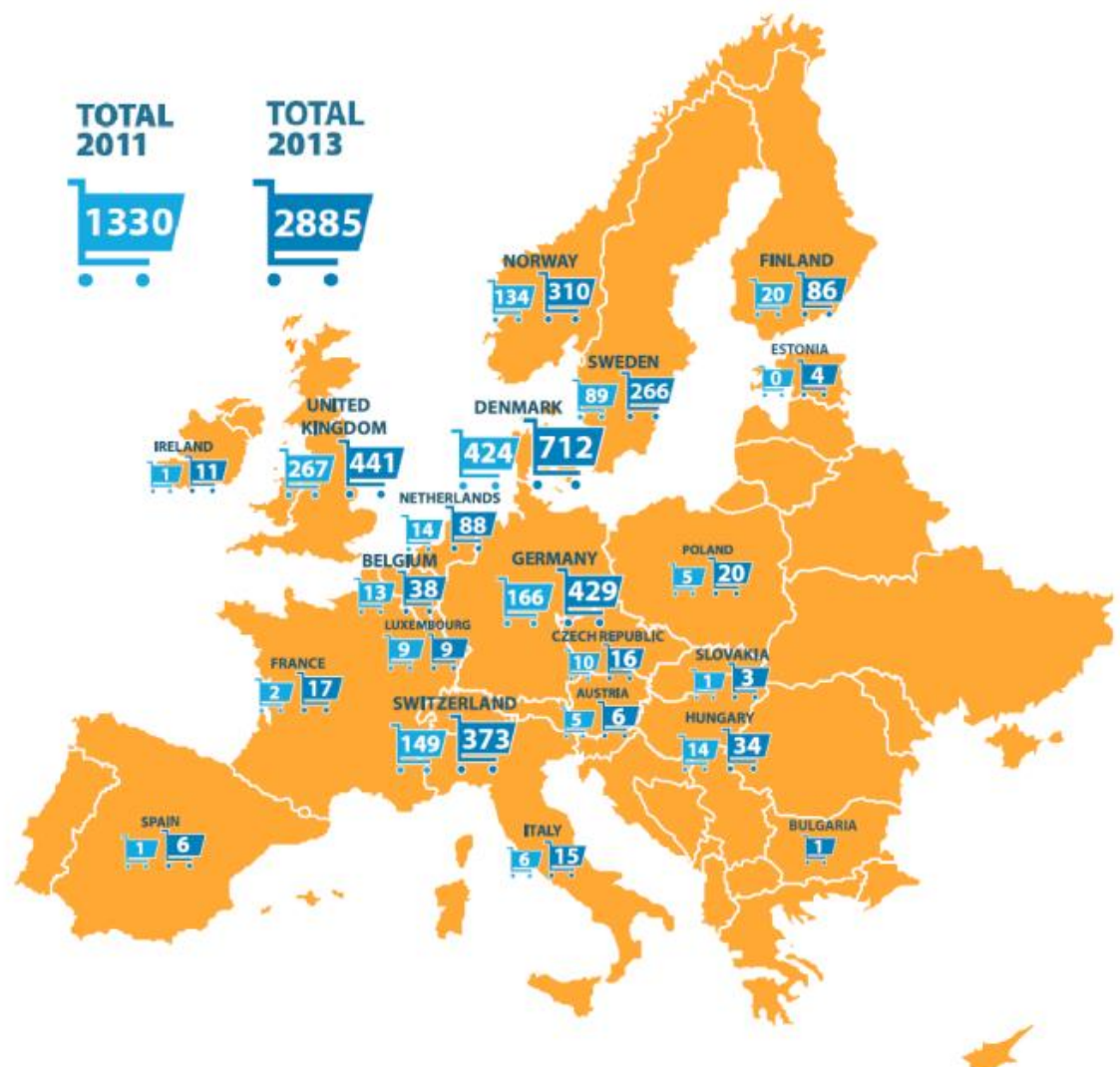


Figura 16. Sistemi di refrigerazione commerciale con a CO₂ nel 2011 e 2013[20]

Oltre alle proprietà termodinamiche e alle caratteristiche operative descritte precedentemente, l'anidride carbonica soddisfa anche le esigenze ambientali che contraddistinguono il periodo storico attuale e che la rendono molto competitiva rispetto altri fluidi refrigeranti: come vedremo nel prossimo paragrafo ha un impatto minimo sull'effetto

serra e nullo sull'ozono stratosferico, e inoltre rappresenta uno dei più consistenti prodotti di scarto legati ad attività industriali e di produzione di energia, e nel momento che viene recuperata annulla o quantomeno riduce ulteriormente il proprio contributo sull'effetto serra.

Per analizzare le proprietà chimico-fisiche della CO₂, di seguito sono riportati il diagramma di stato (Figura 17) e il diagramma caratteristico temperatura-entropia (Figura 18), che utilizzeremo nei prossimi capitoli per analizzare i cicli frigoriferi.

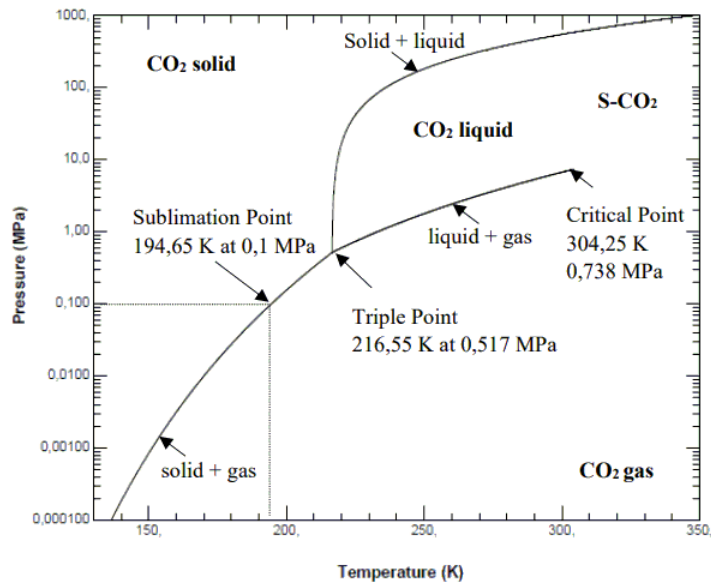


Figura 17. Diagramma di fase della CO₂

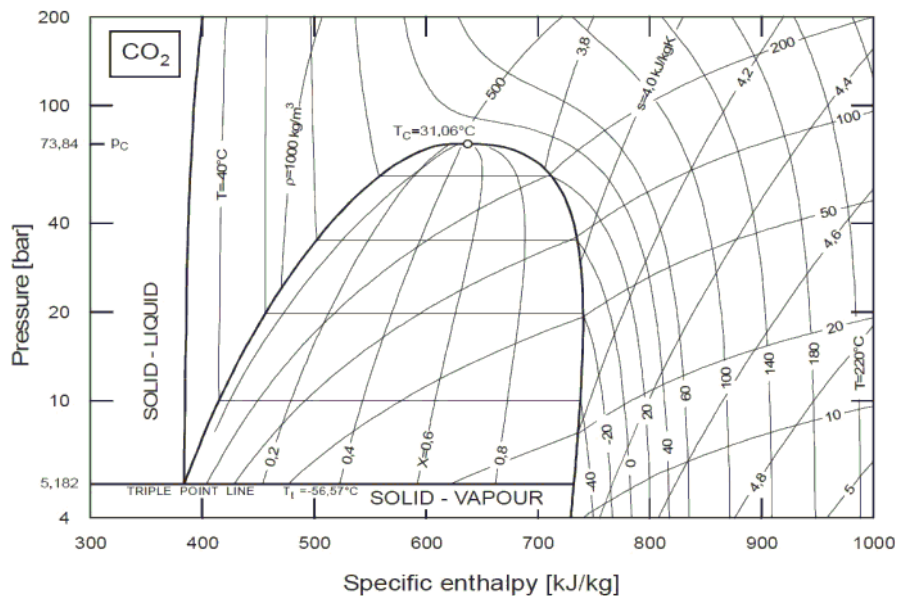


Figura 18. Diagramma caratteristico della CO₂

È possibile osservare come l'anidride carbonica che in condizioni standard è in stato gassoso, alla pressione atmosferica non può esistere allo stato liquido, mentre sotto i 216,55 K si presenta

sempre allo stato solido. Il punto triplo è caratterizzato da una temperatura di 216,55 K e da una pressione di 0,517 MPa (5,185 bar), mentre il punto critico da una temperatura di 304,12 K e una pressione di 7,38 MPa (73,82 bar). A livello operativo, quest'ultima proprietà determina una delle principali differenze rispetto gli altri gas refrigeranti che normalmente presentano un punto critico a più alta temperatura. Per questo motivo gli impianti a CO₂ si trovano a lavorare sia in condizioni transcritiche, quando le temperature esterne sono elevate, che in condizioni subcritiche, quando le temperature esterne sono più basse. La Tabella 2 riassume tutte le principali differenze tra alcuni gas refrigeranti, tra cui due naturali (ammoniaca e anidride carbonica) e due sintetici, uno appartenente alla famiglia degli HFC (R-134a) e l'altro alla famiglia degli HCFC (R-404A).

Tabella 2. Confronto tra le caratteristiche di alcuni gas refrigeranti

GAS	CO ₂	NH ₃	R-134a	R-404A
P _c [bar]	73,83	113,53	40,67	37,32
T _c [°C]	31,06	132,25	101,1	72,07
Calore latente volumetrico [kJ/m ³]	14592	2131	1444	1082
P _{max} [bar]	alta	media	bassa	media
GWP	Basso	basso	alto	alto
ODP	Nullo	Nullo	Basso	Basso
Infiammabilità	No	Media	No	No
Tossicità	Bassa	Alta	Bassa	Bassa
Economicità	Alta	Alta	Bassa	Bassa

Rispetto altri fluidi refrigeranti, il calore latente volumetrico dell'anidride carbonica è relativamente elevato, e questo incide sulla portata massica elaborata dal compressore che risulta essere inferiore a parità di energia termica scambiata. Inoltre, il coefficiente di scambio termico della CO₂ è relativamente alto e spesso superiore a quello dei fluidi tradizionali, e come verrà meglio descritto nei prossimi paragrafi ciò incide positivamente sulla disenergizzazione del fluido a valle della compressione, e quindi sul valore del COP.

2.2.1 Global Warming Potential e Ozone Depletion Potential

Per confrontare la pericolosità dei diversi gas serra, e in particolare per stimare la carbon footprint associata ad un'attività umana, si utilizza la CO₂ equivalente (CO_{2, eq}). Quest'ultima esprime la misura dell'impatto sul riscaldamento globale di una certa quantità di gas serra utilizzando un fattore di normalizzazione metrica, il Global Warming Potential (GWP), che esprime il contributo all'effetto serra rispetto a quello della CO₂, che per definizione ha GWP

pari a 1. Più nello specifico il GWP rappresenta la massa di anidride carbonica che dovrebbe essere riversata in atmosfera per produrre gli stessi effetti causati da 1 kg di gas serra i-esimo, ed in particolare è calcolato come l'integrale del forcing radiativo (RF) dovuto all'emissione di un gas serra i-esimo, rispetto un'uguale massa di CO₂ e in un certo intervallo di tempo.

L'indicatore utilizzato per classificare i gas che incidono sulla riduzione dell'ozono stratosferico è invece l'ODP (Ozone Depletion Potential), che utilizza come fattore di normalizzazione l'impatto del CFC-11. In particolare, l'ODP rappresenta la variazione di ozono per unità di emissione della sostanza i-esima.

Tabella 3. Vita media, GWP-100 e ODP per alcuni tra i più usati fluidi refrigeranti

GAS	Vita media	GWP 100	ODP
Anidride carbonica, CO ₂	1186	1	0
HCFC-22	12	1500	0,05
HFC-134a	14	1300	0,000015
HFC-32	4,9	650	0
HFC-125	29	2800	0
CFC-11	45	3800	1
CFC-12	100	8100	0,82

Per riepilogare e completare quanto esposto nel paragrafo precedente, la Tabella 3 evidenzia come la carbon footprint dei CFC sia migliaia di volte più alta rispetto quella della CO₂, così come anche per gli HCFC che possono avere un impatto sull'ozono stratosferico anche decine di migliaia di volte inferiore rispetto i primi, mantenendo però lo stesso potenziale di riscaldamento globale.

L'effetto potenzialmente devastante di questi gas nei confronti del clima è per fortuna almeno in parte attutito dalla loro piccola concentrazione in atmosfera: come mostrano dalla Figura 15 le concentrazioni in valore assoluto restano relativamente basse, dell'ordine delle "ppt".

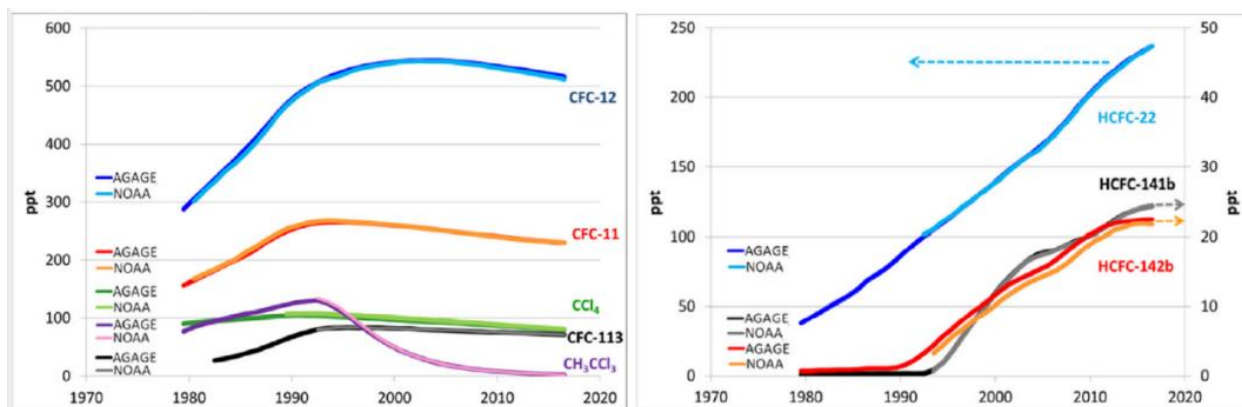


Figura 19. Andamento in atmosfera della concentrazione dei maggiori gas responsabili della riduzione di ozono (a sinistra) e dei più impattanti HCFCs (a destra)

2.3 I sistemi di refrigerazione a CO₂

In questo paragrafo si andrà a trattare più nel dettaglio il ciclo inverso a compressione descritto ad inizio capitolo, con un riferimento particolare ad una macchina di refrigerazione operante a CO₂. Come è stato osservato nei paragrafi precedenti, la proprietà che a livello operativo contraddistingue la CO₂ è il punto critico, caratterizzato da una temperatura di 304,12 K e una pressione di 73,82 bar, mentre gli altri gas refrigeranti normalmente presentano un punto critico a più alta temperatura. Per questo motivo gli impianti a CO₂ si trovano a lavorare sia in condizioni transcritiche che subcritiche, in funzione della temperatura esterna: osservando la Figura 17, si evince facilmente che quando il livello termico della sorgente calda è alto, e raffredda la CO₂ fino a temperatura maggiore di quella critica (30,8 °C), non ci sarà modo per la CO₂ di subire condensazione isotermodarica bifase, ma avverrà un raffreddamento isobaro monofase. In tal caso si parla di ciclo transcritico. Quando invece la temperatura dell'aria esterna è tale da raffreddare il fluido fino ad una temperatura minore di 30,8°C, durante la cessione di calore la CO₂ raggiungerà un punto del ramo di coesistenza delle fasi liquido-vapore e quindi avverrà una vera e propria condensazione (isotermodarica bifase). In tal caso si parla di ciclo subcritico. In realtà il suddetto limite di 31°C ha una valenza puramente ideale, mentre negli impianti reali è leggermente più basso in quanto si deve tener conto del pinch point dello scambiatore, che come vedremo per gli impianti commerciali è di qualche unità di grado.

La Figura 20, che confronta le due varianti di ciclo sul piano termodinamico P-h, ci permette di intuire questo meccanismo in maniera più diretta: in entrambi i casi il refrigerante entra nel compressore (1) come vapore surriscaldato e raggiunge il livello di pressione massimo (2), poi attraversando il condensatore cede calore verso l'esterno fino a raggiungere il livello di temperatura voluto (3). A questo punto la CO₂ subisce una laminazione isoentalpica per mezzo

di una valvola di laminazione (4), che la riporta al livello di pressione minimo compatibile con la temperatura della sorgente fredda, e infine attraversando l'evaporatore chiude il ciclo assorbendo calore fino a raggiungere le condizioni del punto iniziale (1). Le due varianti di ciclo differiscono nella parte alta: quando la temperatura esterna è bassa il ciclo evolve in condizioni subcritiche, e durante la cessione di calore verso l'esterno (2 – 3) il gas diminuisce il suo titolo vapore fino a fino alla condizione di liquido sottoraffreddato. Invece per temperature esterne maggiori di 31°C, in uscita dal compressore il livello di pressione supera la pressione critica (2_t), il processo di scambio termico avviene lungo l'isobara in fase supercritica (2_t – 3_t) e si perde il legame diretto tra pressione e temperatura.

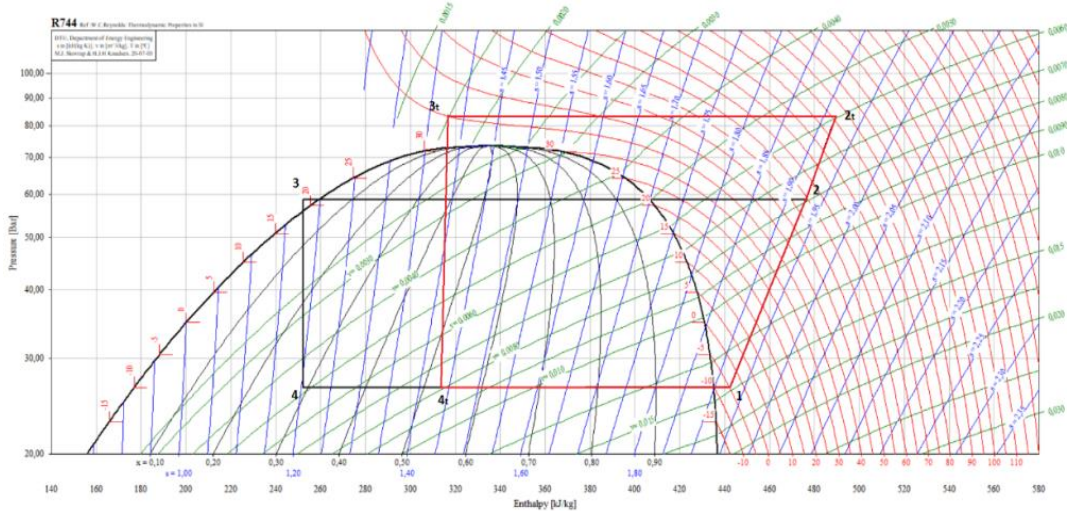


Figura 20. Cicli subcritico (in nero) e transcritico (in rosso) confrontati sul piano termodinamico T-s

In entrambi i casi il ciclo termodinamico è caratterizzato da un livello minimo di pressione, che è fisso e dipende dal livello di temperatura scelto per la sorgente fredda, e da una pressione massima che invece varia al fine di ottimizzare il COP. In particolare, i parametri che influenzano la pressione che ottimizza il COP sono: la temperatura in uscita dal gas cooler, la pressione in uscita dal compressore, e le temperature di evaporazione e surriscaldamento. Attraverso le osservazioni di queste variabili, Liao et al.[21] hanno costruito una relazione che descrive l'andamento della pressione ottimale, che è funzione della temperatura in uscita dal gas cooler e della temperatura di evaporazione, e che viene descritta dall'equazione che segue e illustrata nella Figura 21:

(3)

$$p_{opt} = (2.778 - 0.0154 \cdot t_e) \cdot t_c + (0.381 \cdot t_e - 9.34)$$

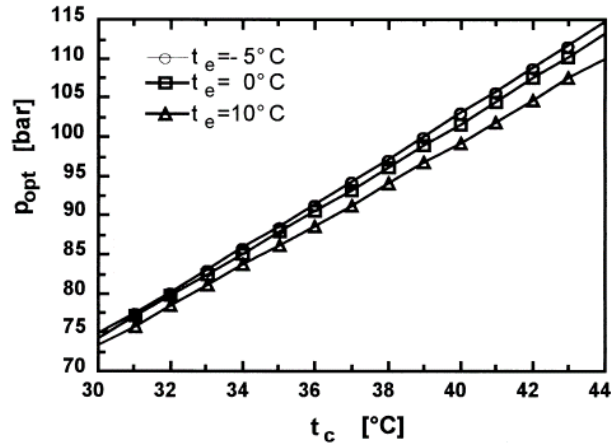


Figura 21. Andamento della pressione ottimale in ingresso al gas cooler, considerando un rendimento isoentropico del compressore costante

2.3.1 Analisi di un impianto di refrigerazione commerciale a CO₂

In questo paragrafo viene descritto il funzionamento di un impianto di refrigerazione commerciale a CO₂ di un ipermercato, situato in un territorio classificato in zona climatica D. Rispetto il layout di Figura 14 descritto precedentemente, la configurazione impiantistica è lievemente più complessa soprattutto a causa alla necessità di assicurare due livelli termici. In particolare, osservando la Figura 22 notiamo che tale esigenza viene soddisfatta mediante l'utilizzo di due sorgenti fredde, e quindi da un punto di vista operativo dall'utilizzo di due evaporatori: uno di media temperatura (MT) e uno di bassa temperatura (BT), che forniscono un livello termico pari rispettivamente a -9°C e -35°C (Tabella 4). Per completezza va osservato che i compressori illustrati nello schema di impianto sono in realtà costituiti da un sistema di compressori che lavorano in parallelo, e si attivano e contribuiscono in percentuali variabili in funzione della portata da elaborare e del livello di pressione da garantire. In particolare, il componente denominato "Compressore 1" è formato da un sistema di due compressori, mentre il componente "Compressore 2" è caratterizzato da un sistema di tre compressori. Nello specifico, nella Figura 22 è illustrato il layout impiantistico in esame: il fluido refrigerante entra nel "Compressore 2" (1) in condizioni di vapore surriscaldato, fornendo alla CO₂ in uscita (2) i massimi livelli di pressione e temperatura. In queste condizioni il fluido entra nel Gas Cooler e si raffredda cedendo calore all'esterno (3), per poi entrare nella parte centrale del circuito attraversando la valvola di laminazione HPV (4) che porta il fluido alle condizioni di ingresso del serbatoio separatore. Quest'ultimo separa la miscela bifasica in due correnti: una di vapore saturo (5), detta anche Flash Gas, e una di liquido saturo (7). La corrente di vapore saturo attraversa una valvola di laminazione (FGV) che la riporta alla pressione di ingresso del Compressore 2 (6), per poi entrare in un collettore di pre-aspirazione che permette il

ricongiungimento con le correnti 9 e 11. La corrente di liquido saturo è invece quella che permetterà di generare l'effetto utile, alimentando in parte la linea di media temperatura e in parte quella di bassa temperatura. In particolare, le valvole di laminazione EEV garantiscono alle correnti 7' e 7'' di raggiungere i livelli di pressione compatibili con le due sorgenti termiche, che poi attraversano gli evaporatori generando l'effetto utile voluto (8-9, 8'-9'). A questo punto la corrente 9 entra direttamente nel collettore di pre-aspirazione, mentre la corrente 9' che è caratterizzata da un livello termico e di pressione inferiore, deve prima subire due trasformazioni: la compressione (9'-10) e il raffreddamento (10-11).

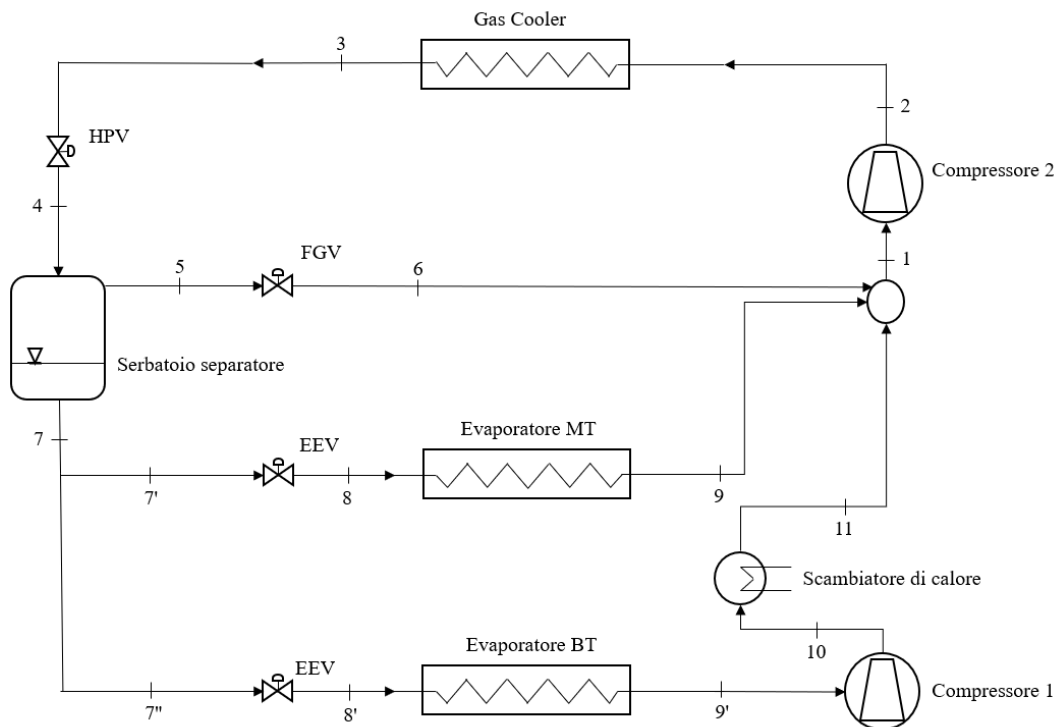


Figura 22. Layout impiantistico di un impianto commerciale di refrigerazione a CO₂

Tabella 4. Parametri operativi dell'impianto e stato del fluido in ogni componente

	Pressione	Temperatura	Stato
Aspirazione compressore 2 (1)	28 bar	-29°C	Vapore surriscaldato
Ingresso valvola HPV (3)	variabile	variabile	Vapore surriscaldato
Serbatoio separatore (4,5,7)	35 bar	-1°C	Miscela bifasica
Ingresso valvola EEV linea MT (7')	35 bar	-1°C	Miscela bifasica
Ingresso evaporatore linea MT (8)	28 bar	-9°C	Miscela bifasica

Uscita evaporatore linea MT (9)	28 bar	-7°C	Vapore surriscaldato
Ingresso valvola EEV linea BT (7'')	35 bar	-1°C	Miscela bifasica
Ingresso evaporatore linea BT (8')	12,5 bar	-35 °C	Miscela bifasica
Uscita evaporatore linea BT (9')	12,5 bar	-9 °C	Vapore surriscaldato

Si osserva che l'impianto lavora su quattro livelli di pressione e temperatura: la linea di freddo a bassa temperatura ($P=12,5$ bar, $T=-35^{\circ}\text{C}$), la linea di freddo a media temperatura ($P=28$ bar, $T=-9^{\circ}\text{C}$), il serbatoio separatore ($P=35$ bar; $T=-1^{\circ}\text{C}$), e il gas cooler che lavora con valori variabili e dipendenti dalla temperatura dell'aria esterna, a cui il fluido cede energia termica nella parte alta dell'impianto: di norma il gas cooler lavora all'interno di un range di pressione che va da 55-60 bar a 95-100 bar, e come già discusso nel precedente paragrafo si esige dall'impianto una flessibilità che gli consenta di lavorare con un fluido che può presentarsi sia in condizioni subcritiche che transcritiche. In particolare, nelle Figura 23 e 24 sono riportati i cicli termodinamici nelle due condizioni, ricostruito a partite da dati operativi dell'impianto relativi a due periodi dell'anno differenti, uno invernale e uno estivo. Le due varianti di ciclo differiscono nella parte alta: quando il livello termico della sorgente calda è sufficiente a raffreddare la CO_2 al di sotto di $30,8^{\circ}\text{C}$, il ciclo avviene in condizioni subcritiche (Figura 23) e la trasformazione 2-3 è una vera e propria condensazione, che porta il fluido dalle condizioni di vapore surriscaldato a quelle di liquido sottoraffreddato. Viceversa, quando la temperatura della sorgente calda costringe la CO_2 a temperature superiori a $30,8^{\circ}\text{C}$, il ciclo avviene in condizioni transcritiche (Figura 24) e la trasformazione 2-3 sarà un semplice raffreddamento isobaro monofase.

La Figura 23 e la Figura 24 permettono anche di comprendere meglio il ruolo delle 4 valvole di laminazione, una per ogni livello di pressione:

- la valvola di alta pressione HPV (trasformazione 3-4);
- la valvola di flash gas FGV (trasformazione 5-6);
- la valvola di media pressione EEV (trasformazione 7-8);
- la valvola di media pressione EEV (trasformazione 7-8').

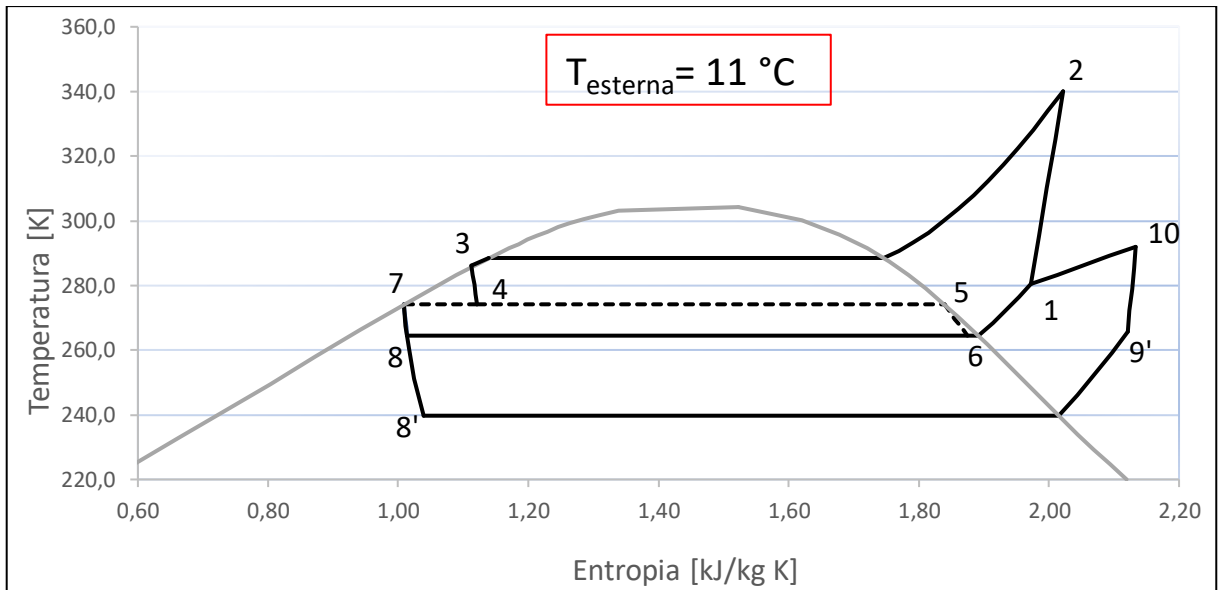


Figura 23. Ciclo subcritico dell'impianto

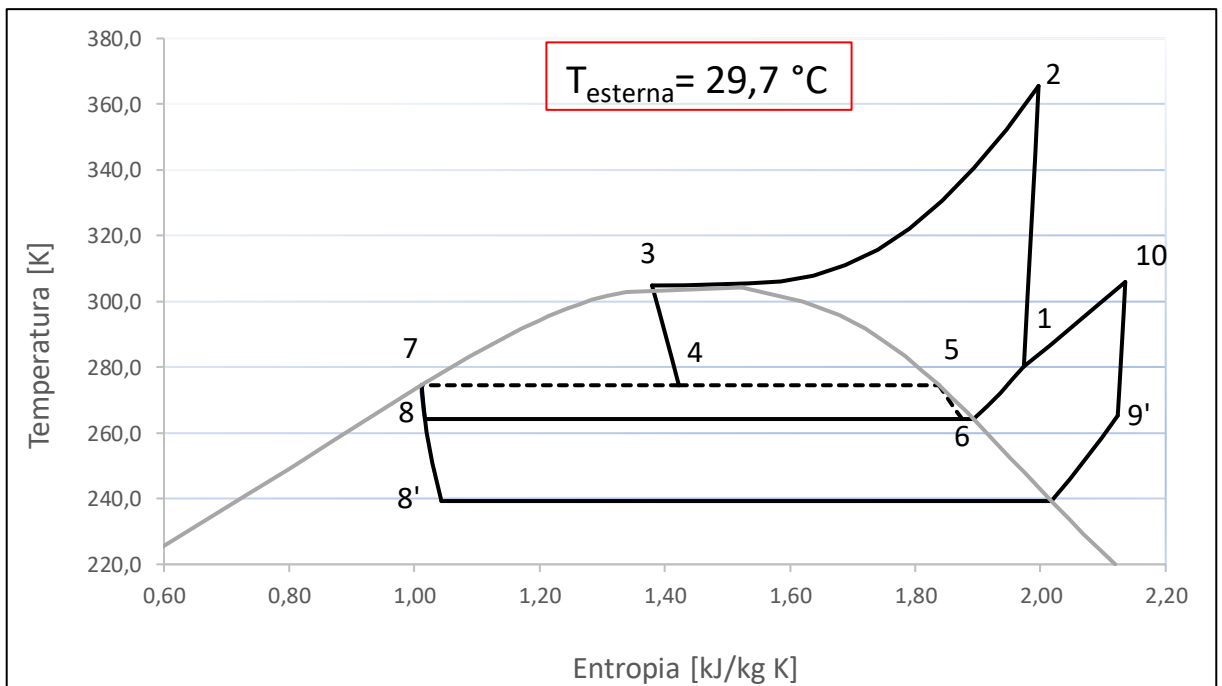


Figura 24. Ciclo transcritico dell'impianto

Al fine di analizzare nel dettaglio le differenze di prestazione dell'impianto nelle due condizioni di lavoro, di seguito vengono messe a confronto le prestazioni lungo le 24 ore di funzionamento nelle due giornate di riferimento (una di marzo e una di luglio).

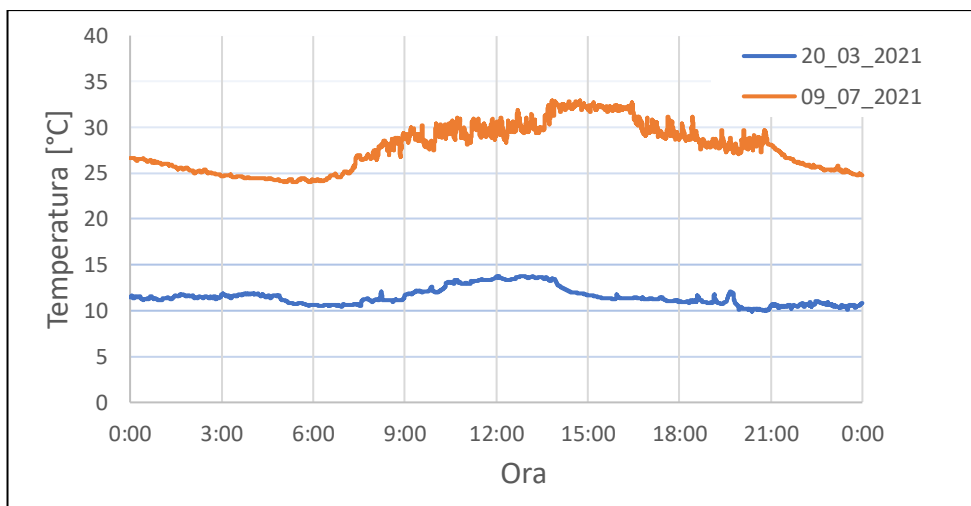


Figura 25. andamento della temperatura esterna nelle due giornate di riferimento

Dalla Figura 25 si osserva l'andamento delle temperature esterne, che nella giornata di marzo non raggiungono mai valori di 15°C e che quindi assicurano un funzionamento dell'impianto sempre in condizioni subcritiche. La temperatura esterna della giornata di luglio, che è compresa in un range di valori che va da 24°C a 32,9 °C, obbliga invece l'impianto ad adattarsi alle condizioni del fluido che passa più volte durante la giornata da subcritico a transcritico, e viceversa. Il valore limite di temperatura esterna che determina questo passaggio è di circa 26/27 °C.

Tale difformità di comportamento dell'impianto si intuisce anche analizzando l'andamento della potenza frigorifera prodotta, illustrata nelle seguenti figure. Quando l'impianto lavora solo in condizioni subcritiche (Figura 26) la potenza frigorifera rimane pressoché costante e si attesta su valori 5 kW della linea di media temperatura e di 3,5 kW della linea di bassa temperatura, risentendo solo minimamente delle variazioni di carico termico che si verificano negli orari di apertura dell'ipermercato. Nella Figura 27 si osserva invece come nel periodo estivo le potenze frigorifere delle due linee di media e bassa temperatura si attestano su livelli notevolmente più alti e hanno andamenti irregolari: in condizioni subcritiche gli andamenti restano costanti, intorno a valori medi rispettivamente di 15 kW e 5 kW, mentre in condizioni transcritiche, le potenze termiche prodotte aumentano rispettivamente fino a valori medi di 30 kW e 7,5 kW.

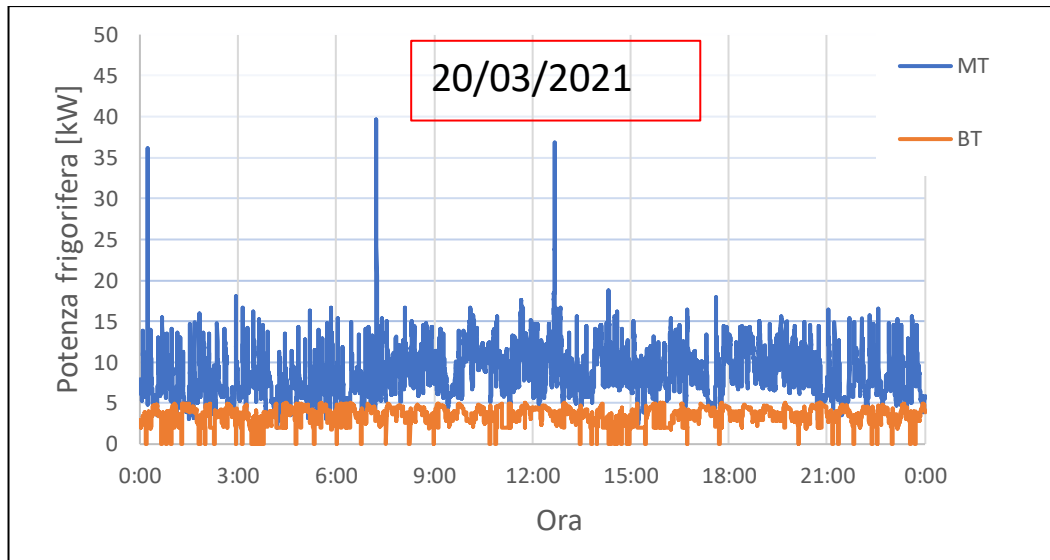


Figura 26. Potenza frigorifera prodotta durante la giornata di marzo

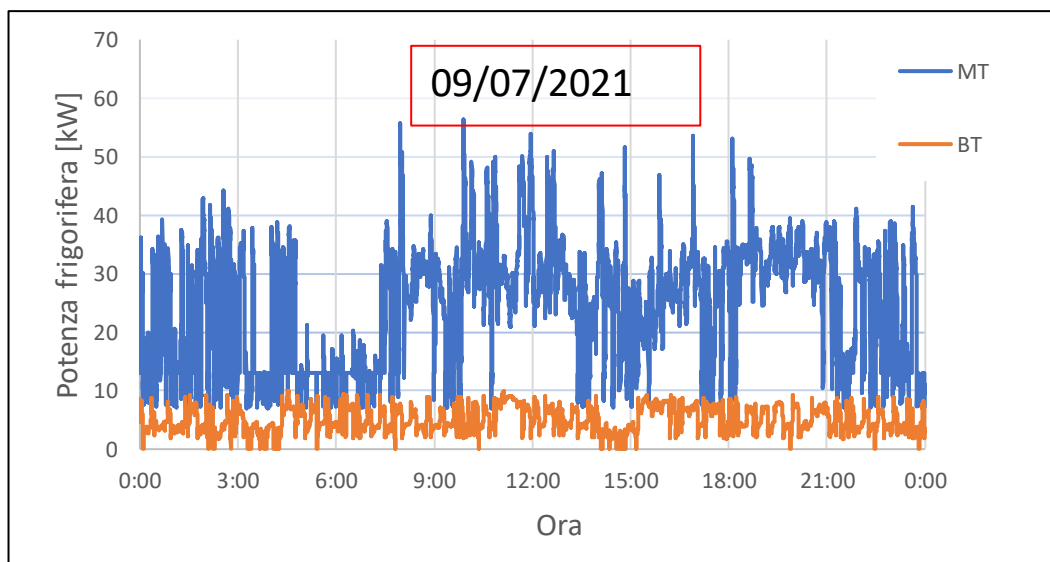


Figura 27. Potenza frigorifera prodotta durante la giornata di luglio

La Figura 28 mostra in maniera più chiara la relazione tra l'andamento di temperatura esterna e l'irregolarità sull'andamento delle potenze termiche prodotte, che anche se in maniera meno marcata si ripercuote anche sul COP (Figura 29): in condizioni subcritico il valore medio del COP è uguale a 4, con un andamento costante lungo l'arco della giornata; in condizioni transcritiche invece il COP è nettamente più basso, con un valore medio pari circa a 2,5, ma con un minimo che può raggiungere anche il valore di 2 nelle ore centrali della giornata.

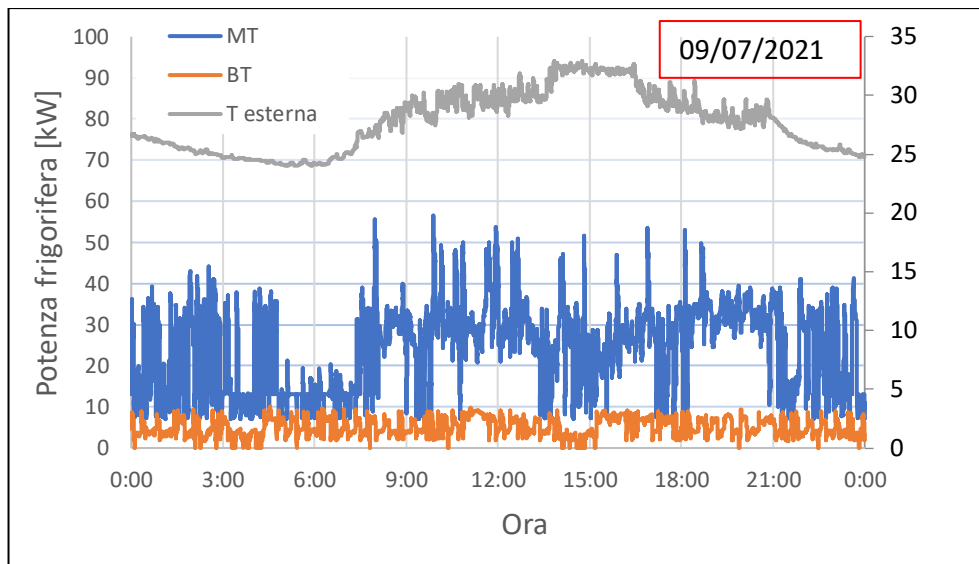


Figura 28. Confronto tra gli andamenti delle potenze termiche prodotte e della temperatura esterna

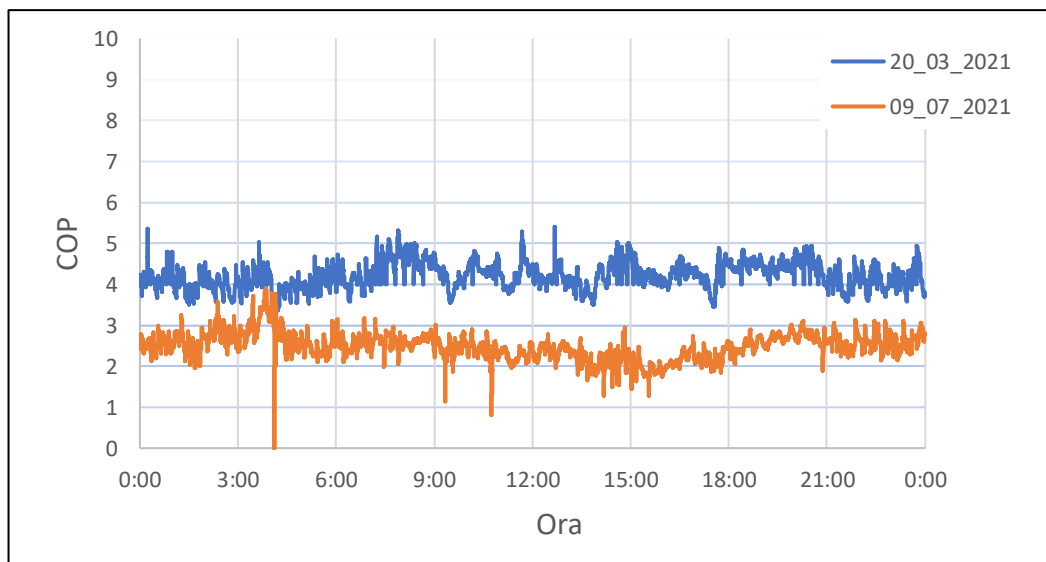


Figura 29. Confronto del COP lungo le due giornate di marzo e luglio

Il confronto tra gli andamenti del COP mostra chiaramente un comportamento dell'impianto a livello di efficienza nettamente peggiore durante i periodi caldi. Al fine di analizzare nel dettaglio la natura di tali inefficienze e di ricercare soluzioni che permettano di ottimizzarle, nei prossimi capitoli si sposterà l'attenzione verso un impianto sperimentale analogo a quello trattato in questo capitolo.

3. L'impianto frigorifero transcritico a CO₂ di EPTA

In questo capitolo viene descritto l'impianto sperimentale di proprietà della società "Epta Refrigeration S.p.A", installato nella Sala Motori "C. Caputo" dell'Università degli Studi dell'Aquila, situata nei laboratori del Dipartimento di Ingegneria Industriale e di Informazione e di Economia (DIIE). La prima parte del capitolo si concentra sulla descrizione dettagliata dell'impianto e dei suoi componenti, oltre che del sistema di controllo e acquisizione. Successivamente verrà descritta la campagna sperimentale realizzata, andando a valutare il grado e la natura delle criticità al fine di alimentare la ricerca di soluzioni innovative di efficientamento.

3.1 Generalità

La disposizione dell'impianto è stata scelta in modo da poter implementare modifiche legate ad attività di ricerca, mentre la configurazione impiantistica rispecchia quella tipica di un supermercato. La Figura 30 mostra il layout impiantistico completo: il circuito in rosso è quello dell'impianto frigorifero, molto simile a quello trattato nel capitolo 2 e rispetto al quale la differenza principale è legata alla presenza di una sola linea di freddo, che come vedremo garantisce un livello termico pari a circa -10 °C e 26,5 bar. L'impianto prevede due compressori in parallelo con potenza nominale massima di 17 kW_e, di cui uno lavora e l'altro è di sicurezza, due evaporatori con potenza nominale massima pari a 18 kW_t che lavorano in parallelo e nei quali la portata elaborata si ripartisce equamente, un serbatoio separatore con capacità volumetrica nominale pari a 110 litri, un Gas Cooler che permette di cedere energia termica alla sorgente calda, un collettore di pre-aspirazione che serve a ricongiungere le diverse correnti prima delle compressioni, e tre valvole di laminazione: la valvola di alta pressione (HPV), la valvola di flash gas (RPRV) e la valvola di bassa pressione (EVD).

Al fine di simulare il carico frigorifero è stato realizzato un circuito parallelo (in blu) alimentato da una soluzione di acqua e glicole al 30% e costituito da tre componenti: una pompa, un serbatoio ed uno scambiatore di calore (Dry Cooler). Il serbatoio ha una capacità massima di accumulo pari a 100 litri, garantendo un'adeguata capacità di compenso oltre ad un battente liquido alla pompa di circolazione. La pompa assicura la circolazione della soluzione glicolata, che dal serbatoio transita negli evaporatori cedendo calore alla CO₂. Successivamente entra nel Dry Cooler, uno scambiatore di calore installato a contatto termico con il Gas Cooler: l'aria calda in uscita da quest'ultimo incrementa la temperatura della soluzione, rendendola di nuovo disponibile per lo scambio termico agli evaporatori.

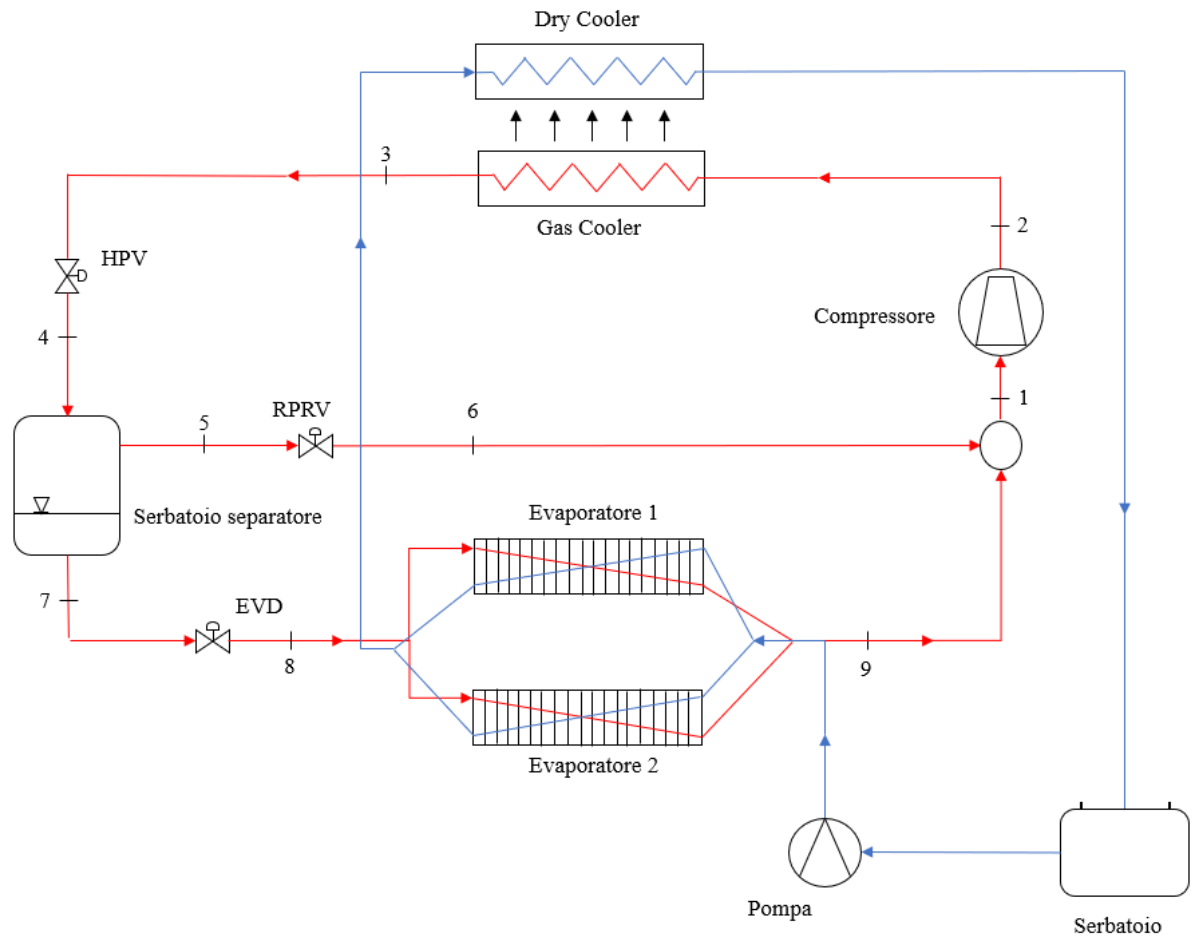


Figura 30. Layout impiantistico dell'impianto sperimentale: in rosso l'impianto frigorifero, in blu il circuito acqua e glicole che simula il carico frigorifero

Il compressore porta la CO₂ alle condizioni di massima pressione e temperatura (2) del ciclo (a valle del compressore è presente un separatore di olio per il ricircolo del lubrificante POE). A questo punto l'anidride carbonica entra nel Gas Cooler, uno scambiatore di calore che raffredda il fluido seguendo una trasformazione isobara e cedendo calore all'aria esterna, che funge da sorgente calda (3). La CO₂ viene laminata nella valvola di alta pressione HPV prima di entrare nel serbatoio separatore (4), all'interno del quale il fluido è una miscela bifasica che viene separata: nella parte superiore si raccoglie il vapore saturo (5), mentre nella parte inferiore il liquido saturo (7). Il vapore saturo, detto "Flash Gas", viene laminato dalla valvola FGV (6) ed entra nel collettore di aspirazione by-passando il banco di evaporatori. Il liquido saturo viene invece laminato dalla valvola EEV che lo porta fino ai livelli minimi di pressione e temperatura del circuito (8), pari rispettivamente a 26,5 bar e -10°C. Attraversando il banco di evaporatori il fluido garantisce l'effetto utile (9): in particolare, la valvola EEV regola la portata transitante negli evaporatori in funzione del carico frigorifero, garantendo allo stesso tempo un grado sufficiente di surriscaldamento al fine di evitare problemi legati all'aspirazione di fase liquida

nel compressore. A questo punto la corrente 9 entra nel collettore di pre-aspirazione, dove si mescola con la corrente 6 chiudendo il ciclo prima di entrare nel compressore (1).

3.2 Descrizione componenti

Riassumendo, nello schema completo del banco prova riportato in Figura 30 sono presenti i seguenti dispositivi:

- due compressori;
- un separatore di olio;
- un Gas Cooler;
- una valvola di alta pressione (HPV);
- un serbatoio separatore;
- una valvola del Flash Gas (RPRV);
- un collettore di pre-aspirazione;
- una valvola di espansione (EEV);
- due evaporatori a piastre;
- un serbatoio di accumulo della soluzione di acqua e glicole;
- una pompa di circolazione;
- un Dry Cooler.

3.2.1 Compressore

Il compressore utilizzato nell'impianto è il Compressore BITZER 4JTC – 15K (Figura 31), è un compressore volumetrico a pistoncini semi-ermetico.

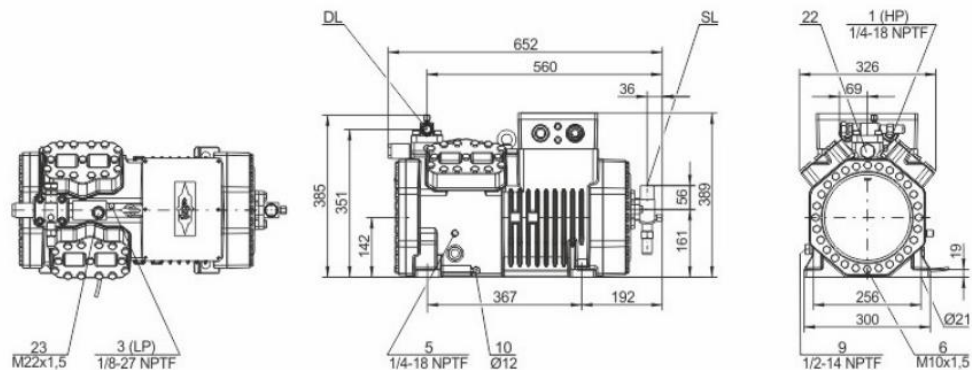


Figura 31. dimensioni del Compressore BITZER 4JTC - 15K

I cicli ad anidride carbonica generano pressioni molto elevate che possono raggiungere anche i 140 bar, e quindi è necessario che i compressori siano compatibili con tali livelli di pressione. Per questa specifica applicazione di solito vengono utilizzati compressori volumetrici, che possono essere di quattro tipologie: alternativi a pistone, a vite, scroll, e rotativi a palette. Nel nostro caso è stato scelto un compressore alternativo a pistone, che garantisce robustezza e semplicità di funzionamento e le cui fasi di compressione sono illustrate nella Figura 32: la struttura del compressore è costituita essenzialmente da un cilindro all'interno del quale è presente un pistone che si muove di moto alternativo. Quest'ultimo viene alimentato da un motore, il cui moto rotativo viene trasformato in moto alternativo da un meccanismo manovella-biella che collega il pistone all'albero. Nella parte superiore del cilindro sono presenti le due valvole di aspirazione e mandata.

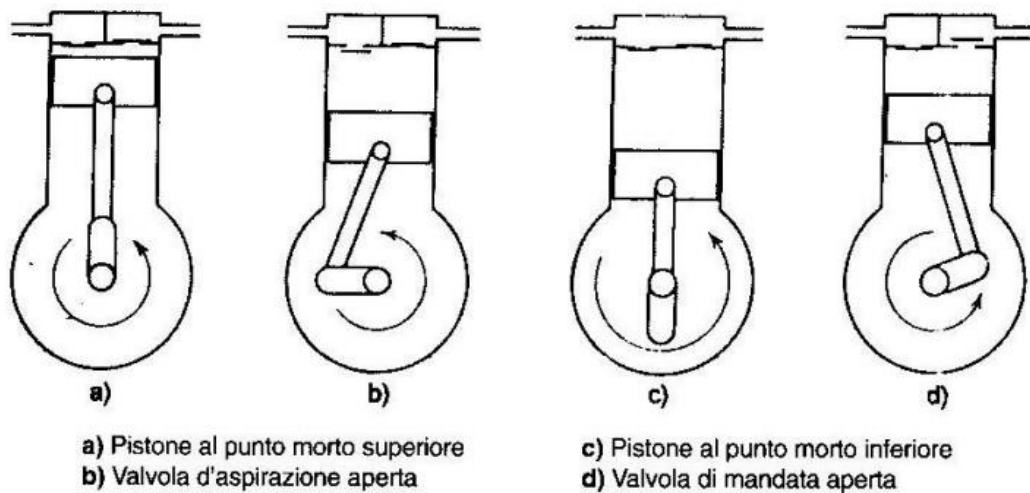


Figura 32. *funzionamento del compressore alternativo a pistoni*

I compressori alternativi possono essere classificati anche in base alla loro modalità costruttiva. In particolare, il BITZER 4JTC – 15K è un compressore alternativo semi-ermetico caratterizzato un unico involucro che contiene compressore e motore, che può essere aperto per operazioni di manutenzione. I compressori ermetici, tipici di applicazioni civili, sono invece costituiti da un unico involucro saldato che non può essere aperto, neanche in caso di manutenzione. L'ultima tipologia è invece costituita dai compressori aperti, tipici di applicazioni che garantiscono grandi potenze frigorifere, nei quali motore e compressore sono due entità distinte ed entrambe accessibili.

In Tabella 5 sono riportate le informazioni tecniche del compressore fornite dal produttore.

Tabella 5. *Scheda tecnica compressore BITZER 4JTC – 15K. 10)*

COMPRESSORE BITZER 4JTC - 15K

Volume spostato (1450g/ min 50 Hz)	9,2 m3/h
Volume spostato (1750g/ min 70 Hz)	11,1 m3/h
No cilindri x alesaggio x corsa	4 x 36 mm x 26 mm
Peso	157 kg
Max pressione (BP/AP)	100/160 bar
Attacco linea aspirazione	28 mm – 1 1/8’’
Attacco linea scarico	18 mm – 3/4’’
Carica olio R744 CO2	BSE85K (Standard)
Versione motore	1
Tensione Motore (altre su richiesta)	380-420V PW-3-50Hz
Max corrente di lavoro	30.2 A
Rapporto di avvolgimento	50/50
Corr. Avviam. (Rotore bloccato)	81.0 A Y / 132.0 A Y Y
Massimo potenza assorbita	17,7 kW
Dispositivo prot. Motore	SE-B1
Classe di protezione	IP65
Antivibranti	Standard
Carica olio	2,60 dm3
Riscaldatore carter	0.. 140 W PTC (Standard)
Livello di potenza sonora (-10°C / 90 bar)	82 dB(A) @ 50 Hz
Livello di pressione sonora @ 1m (-10°C / 90 bar)	74 dB(A) @ 50 Hz

3.2.2 Separatore olio

L'olio viene inserito nel circuito per lubrificare il compressore e proteggerlo da un deterioramento eccessivo, e viene separato dal refrigerante attraverso un separatore installato a valle del compressore. Il separatore installato nell'impianto è il modello Temprite 135° (Figura 33), e nella Tabella 6 ne vengono riportate le caratteristiche principali.

Tabella 6. caratteristiche del separatorio di olio

Parametro	Valore
Potenza	29,3 – 32,9 kW
Portata d'aria	6400 – 7600 (m ³ /h)
Assorbimento motori	0,8 – 1,4 A
Livello pressione sonora	26 – 30 dB
Pressione massima di esercizio	140 bar
Efficienza nominale di separazione	98,5%

Un malfunzionamento di questo componente o un utilizzo eccessivo di olio comporta una riduzione di prestazione dell'impianto: gocce di olio si depositerebbero sulle superfici del Gas Cooler e degli evaporatori riducendo la capacità di scambio termico, oltre alle ripercussioni che si avrebbero sull'efficienza del compressore.



Figura 33. Separatore olio Temprite 135°

3.2.3 Gas Cooler

Il Gas Cooler permette di disenergizzare il fluido cedendo calore all'aria esterna che funge da sorgente calda. Il modello utilizzato nell'impianto trattato è il LUVE EAV5N 5311 (Figura 34) ed è installato nell'area esterna della sala motori "C. Caputo". Il gas cooler è uno scambiatore di calore ventilato tipico degli impianti per la refrigerazione: è caratterizzato da una struttura di alette e tubi e una rigatura interna con andamento elicoidale, che permette di

incrementare l'efficienza e la potenza termica anche a basse portate d'aria, riducendo allo stesso tempo il rumore ed i consumi elettrici[22].



Figura 34. Gas Cooler LUVE EAV5N 531

In un impianto a CO₂ si raggiungono pressioni e temperature molto elevate e lo scambiatore deve garantire la sicurezza dell'impianto ed un contestuale elevato coefficiente di scambio termico. In particolare, il dimensionamento dello scambiatore tende a sovradimensionare la superficie di scambio al fine di ridurre al minimo il ΔT di "pinch point" fino ad un valore di qualche unità di grado, come si evince dal diagramma di scambio termico riportato in Figura 35, che fa riferimento ad una misura sperimentale caratterizzata da una temperatura esterna pari a 306,45 K.

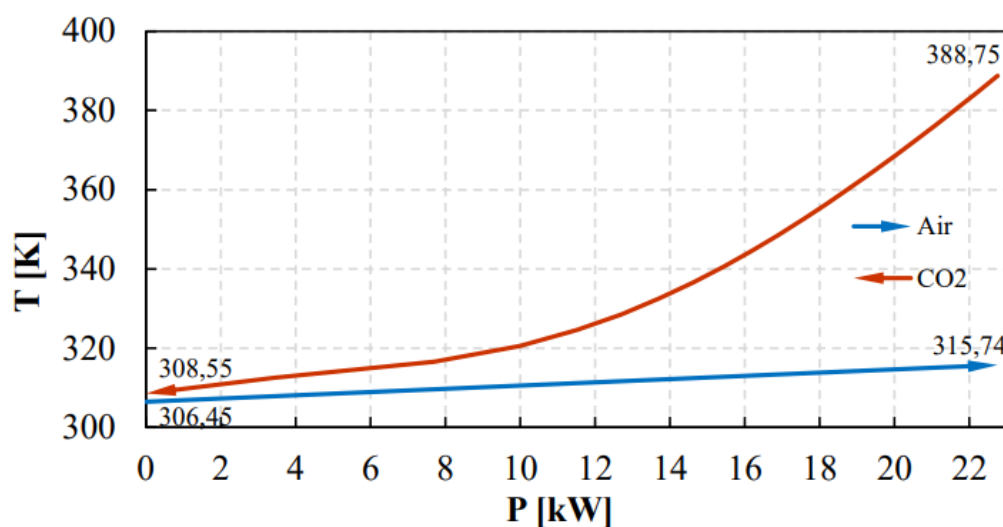


Figura 35. diagramma di scambio termico al Gas Cooler

Questa necessità è dettata dalla forte influenza che ha la temperatura in uscita dal Gas Cooler sul COP dell'impianto: come mostrato nel grafico di Figura 36, il COP aumenta per temperature in uscita dallo scambiatore sempre più basse, e da qui la necessità di minimizzare il ΔT di "pinch point".

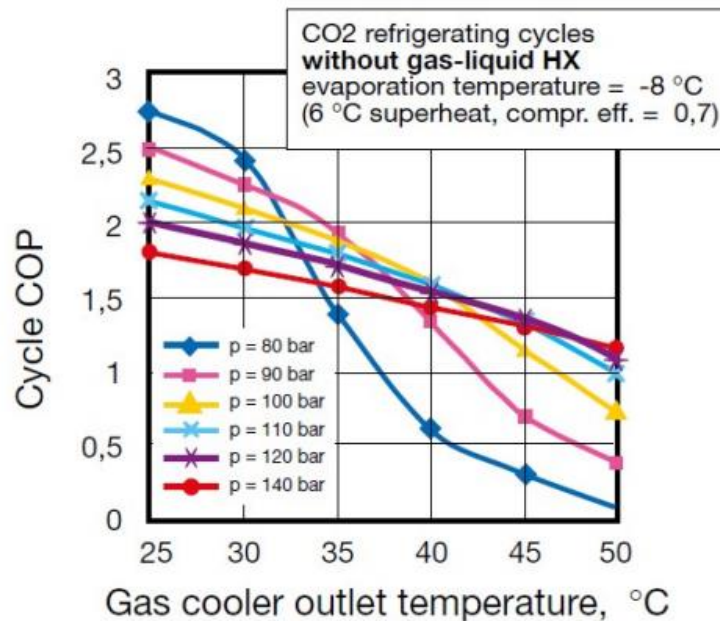


Figura 36. andamento del COP in relazione a temperatura e pressione in uscita dal Gas Cooler[22]

In Tabella 7 sono riportate le specifiche tecniche del Gas Cooler installato.

Tabella 7. Scheda tecnica Gas Cooler[22]

Parametro	Valore
Potenza	29,3 – 32,9 (kW)
Portata d'aria	6400 – 7600 (m ³ /h)
Assorbimento motori	500 – 640 (W)
Livello pressione sonora	45 – 49 (dB)
Attacchi	28/28 (φ mm)
Circuiti	12 (n°)
Elettroventilatori	500 (φ mm)
Superficie esterna	56,5 mm
Superficie interna	7,4 mm
Volume circuito	10 dm ³
Peso	119 kg

3.2.4 Valvola di alta pressione (HPV)

Questo componente regola le condizioni del fluido prima dell'ingresso nel serbatoio separatore: l'anidride carbonica in uscita dal Gas Cooler è nella condizione di massima

pressione del ciclo, e la valvola permette di effettuare una trasformazione di espansione irreversibile laminando il fluido fino alla pressione intermedia. Il modello utilizzato nella centrale oggetto di studio è il Danfoss ICMTS 20°, le cui specifiche sono indicate in Tabella 8:

Tabella 8. Scheda tecnica valvola HPV

Parametro	Valore
Carico termico	9 kW
Surriscaldamento	10 K
Portata	0,03516 kg/s
Pressione massima	190 kPa
Superficie totale di scambio termico	0,807 m ²
Flusso di calore	11,2 kW/m ²
ΔT_m	17,80 K
Range di temperature di lavoro	-60°C/120°C

In Figura 37 è indicata la geometria della valvola Danfoss ICMTS, con le relative misure[23].

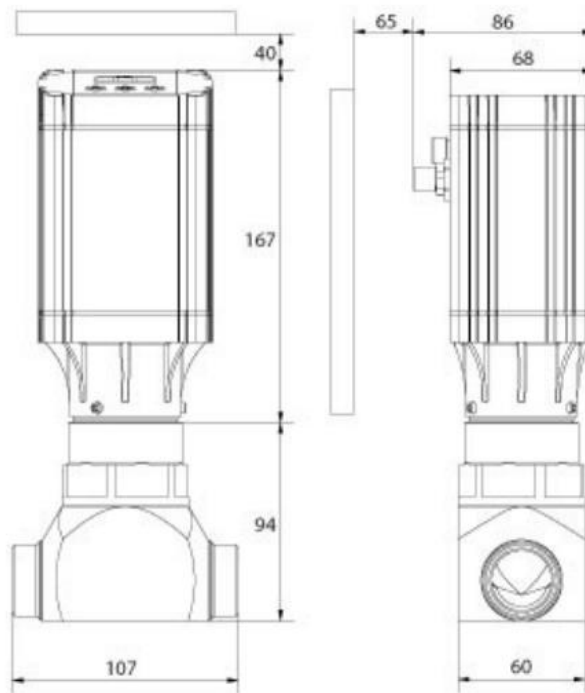


Figura 37. Geometria valvola Danfoss ICMTS 20°

3.2.5 Serbatoio ricevitore

Questo componente è posto a valle della valvola di alta pressione HPV, lavora ad una pressione di 36 bar e riceve il fluido in condizioni di miscela bifasica.



Figura 38. a) Serbatoio ricevitore dell'impianto sperimentale; b) Targa di produzione

La funzione principale è quella di separatore: all'interno del serbatoio si instaura un equilibrio liquido-vapore e per gravità e densità avviene la separazione tra la fase liquida, che si raccoglie nella parte bassa, e la fase vapore che si raccoglie nella parte alta. Ci sono anche altre funzioni svolte dal serbatoio:

- alimentare l'impianto in caso di blocchi della macchina;
- regolare il funzionamento dell'unità in funzione della richiesta frigorifera e della temperatura ambiente.

Come si evince dalla Figura 38 il serbatoio ha una forma cilindrica, e nella tabella che segue sono riportate le sue caratteristiche principali.

Tabella 9. scheda tecnica serbatoio

Parametro	Valore
Altezza	140 cm
Circonferenza	142 cm
Raggio	22,6 cm
Volume di ingombro	225 l
Capacità volumetrica nominale	110 l
Range di temperatura di funzionamento	-20°C/120°C
Pressione massima	45 bar
Pressione di collaudo	64,35 bar

3.2.6 Valvola RPRV di flash gas

La valvola di by-pass del flash gas, in Figura 39, è una valvola Carel E³V45, caratterizzata da una pressione di lavoro massima di 145 bar e una pressione differenziale massima pari a 90 bar. La funzione principale è quella di controllare la pressione all'interno del serbatoio,

regolando la portata di vapore saturo che viene prelevato dalla parte alta del serbatoio, laminato ed inviato al collettore di pre-aspirazione, by-passando il banco di evaporatori e quindi non contribuendo all'effetto utile.



Figura 39. Valvola Carel E³V45

In Figura 40 sono riportate le dimensioni geometriche della valvola[24].

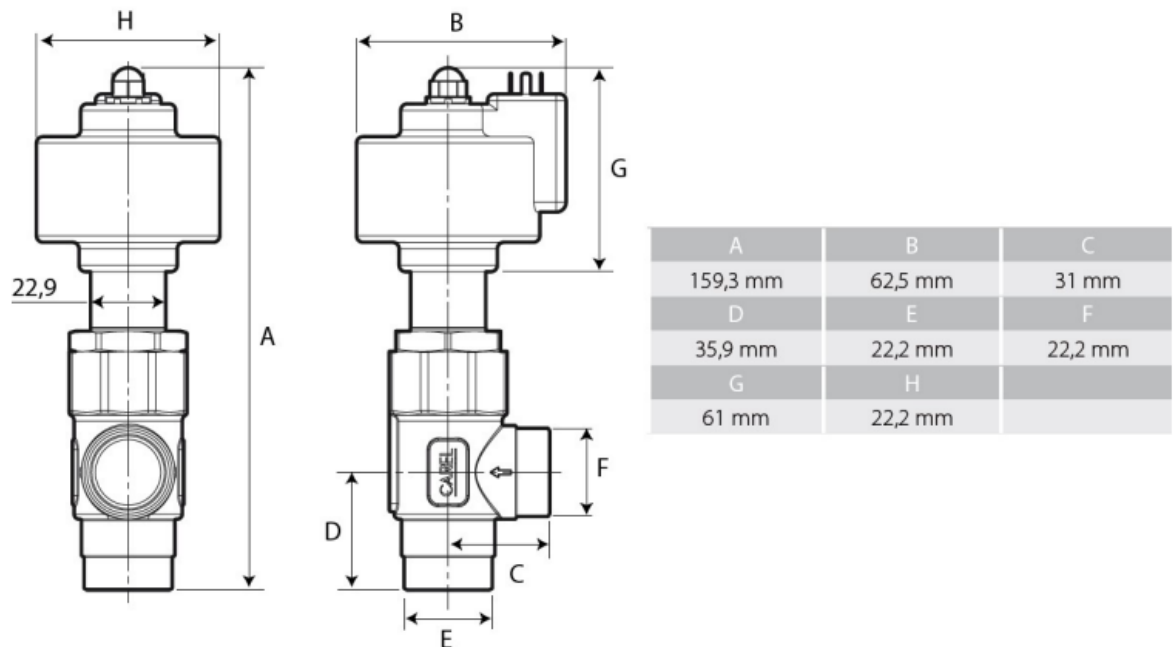


Figura 40. Dimensioni della valvola E³V45

3.2.7 Valvola EEV

La funzione principale della valvola EEV, riportata in Figura 41, è quella di laminare il liquido saturo in uscita dalla parte bassa del serbatoio fino al livello di pressione richiesto.



Figura 41. Valvola Carel EEV

A livello strettamente operativo invece la valvola permette di controllare la portata di fluido che fluisce negli evaporatori, assicurando un livello di surriscaldamento di sicurezza per evitare l'ingresso di fase liquida nel compressore. La pressione massima di lavoro è pari a 45 bar, mentre la temperatura del refrigerante può variare nel range $-40^{\circ}\text{C}/65^{\circ}\text{C}$. In Figura 42 sono riportate le dimensioni geometriche della valvola.

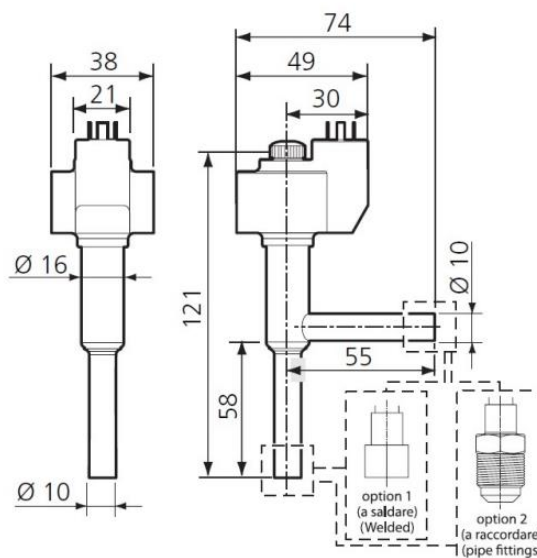


Figura 42. Dimensioni geometriche della valvola Carel EEV

3.2.8 Evaporatori

In questa sezione dell'impianto si realizza l'effetto utile: il refrigerante, al livello minimo di pressione e temperatura, evapora assorbendo energia termica dalla sorgente a bassa temperatura. Nell'impianto sperimentale oggetto di studio, sono stati installati in parallelo due evaporatori a piastre SWEP - B9Hx32/1P, ognuno con una potenza nominale di 9 kW, le cui caratteristiche geometriche sono riportate in Figura 43.

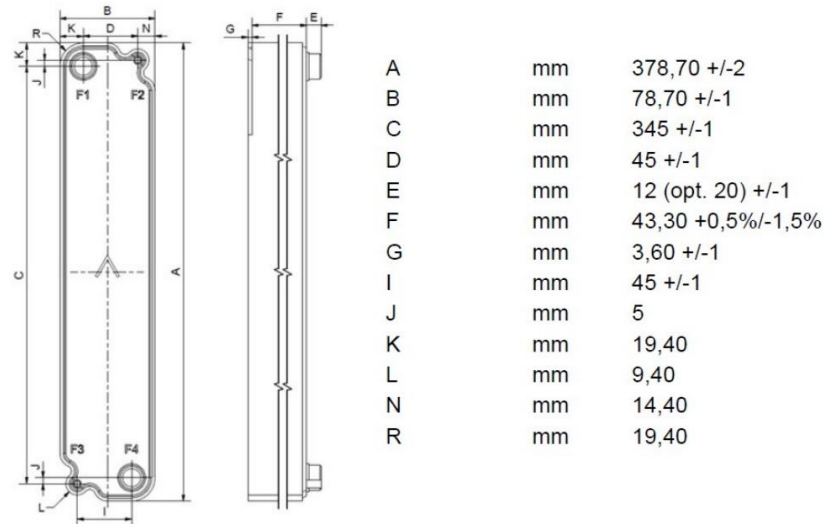


Figura 43. Caratteristiche geometriche degli evaporatori a piastre SWEP - B9Hx32/1P

Come ampiamente descritto nel capitolo precedente, nella refrigerazione commerciale gli evaporatori sono generalmente scambiatori ad aria a servizio di banchi frigo che variano in relazione al livello termico di lavoro: media temperatura (MT) per prodotti freschi e bassa temperatura (BT) per i surgelati. L'impianto sperimentale invece prevede come sorgente fredda una soluzione di acqua e glicole che, raffreddandosi, simula il carico frigorifero (Figura 44).

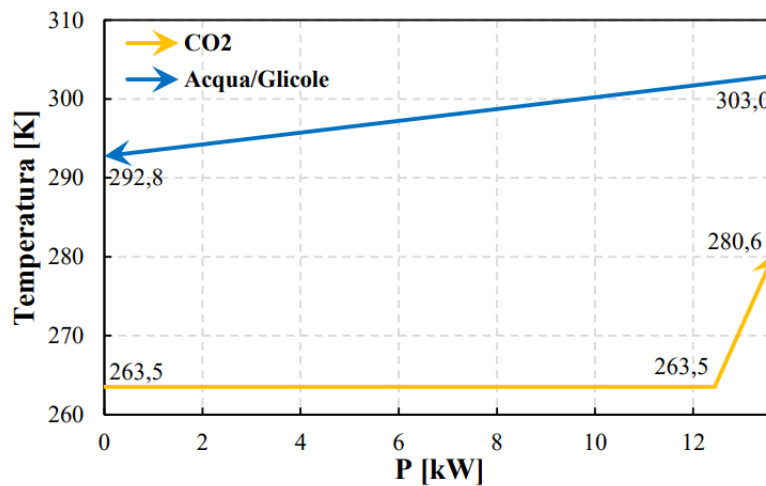


Figura 44. Diagramma di scambio termico agli evaporatori

All'interno dell'evaporatore coesistono contemporaneamente la fase liquida e la fase vapore, e considerando le differenze in termini di densità, tensione superficiale e viscosità, ciò provoca la formazione di diversi regimi di moto e campi di forza esterni che incidono sulla velocità con cui le due fasi fluiscono, sulle cadute di pressione e sui coefficienti di scambio termico che si determinano lungo l'intera lunghezza dell'evaporatore. In particolare, il coefficiente di scambio termico è funzione di:

- proprietà termo-fisiche del fluido utilizzato;
- titolo di vapore;
- geometria delle superfici di scambio termico;
- condizioni operative.

Al fine di garantire un adeguato surriscaldamento del refrigerante in uscita dall'evaporatore (Figura 44), questo componente viene generalmente sovradimensionato, incrementando la superficie di scambio termico del 2-3% ogni mezzo grado di surriscaldamento.

3.2.9 Circuito acqua e glicole

Nel circuito acqua e glicole, costruito in parallelo rispetto a quello del refrigerante (Figura 30), è presente un inverter collegato alla pompa che permette di agire sulla portata e quindi sul carico termico, al fine di valutare le prestazioni dell'impianto e diverse condizioni. Come mostrato nella Figura 44, transitando negli evaporatori questo fluido viene raffreddato al fine di garantire lo scambio termico con la CO₂, e successivamente il Dry Cooler ripristina le condizioni termiche del fluido riscaldandolo con l'aria calda in uscita dal Gas Cooler. Nella tabella che segue sono riportate le caratteristiche del Dry Cooler installato, prodotto dalla LU-Ve.

Tabella 10. Caratteristiche del Dry Cooler

Parametro	Valore
Potenza	20,66 kW
Portata d'aria	15390 m ³ /h
Pressione massima operativa	10 bar
Pressione massima del fluido	53,2 bar

La scelta di una miscela di acqua e glicole è legata all'esigenza di mantenere il fluido allo stato liquido, in relazione alle condizioni termiche dell'impianto che scendono sotto 0°C. Nella Tabella 11 sono riportati alcuni parametri caratteristici della miscela di acqua e glicole al 30% alla temperatura di 10°C.

Tabella 11. Caratteristiche della miscela di acqua e glicole al 30%

Parametro	Valore
Temperatura	10°C
Densità	1042,6 kg/m ³
Calore specifico	3,6816 kJ/kgK

3.2.10 Sistema di acquisizione dati

Il sistema di acquisizione dati si basa su due dispositivi: la piattaforma DAQ Agilent 34901A, e il Boss/Carel (Figura 45).



Figura 45. Sistema di acquisizione dati: Boss/Carel e DAQ Agilent

Il primo utilizza il software BenchLink Data Logger 3, per acquisire i dati riportati nella Tabella 12. Inizialmente il sistema Agilent è stato installato solo per monitorare ed acquisire i dati del circuito acqua e glicole, ed in particolare: le temperature di ingresso e di uscita dal Dry Cooler e dagli Evaporatori, e la portata. Successivamente è stato configurato per acquisire anche la portata di CO₂ totale e quella agli evaporatori

Tabella 12. Dati acquisiti dal sistema Agilent

Parametro	Descrizione
DC in	Temperatura di ingresso al Dry Cooler (°C)
DC out	Temperatura di uscita dal Dry Cooler (°C)
EVAP in	Temperatura di ingresso agli evaporatori (°C)
EVAP out 1	Temperatura di uscita dall'evaporatore 1 (°C)
EVAP out 2	Temperatura di uscita dall'evaporatore 2 (°C)
m H ₂ O	Portata della miscela di acqua e glicole (l/m)
m CO ₂	Portata di CO ₂ agli evaporatori (kg/h)
m CO ₂ tot	Portata di CO ₂ totale (kg/h)

Il secondo dispositivo, il Boss, è un sistema della Carel specifico per il monitoraggio, l'acquisizione dati e la regolazione degli impianti di refrigerazione. In particolare, nell'impianto sperimentale oggetto di studio viene utilizzato il sistema di gestione pRack300T, che permette di controllare e settare le principali grandezze termodinamiche della CO₂, riportate in Tabella 13.

Tabella 13. Principali parametri acquisiti dal Boss/Carel

Parametro	Descrizione
Temperatura di ingresso al compressore	Temperatura di evaporazione
Temperatura di uscita dal compressore	Temperatura al Gas Cooler
Pressione di ingresso al compressore	Surriscaldamento
Pressione in uscita dal compressore	Pressione del serbatoio ricevitore
Pressione agli evaporatori	Temperatura esterna

Il ruolo del sistema pRack non si limita alla sola fase di settaggio e monitoraggio dei parametri, ma ne gestisce la dinamica al fine di ottimizzare il funzionamento dell'impianto con particolare riferimento all'apertura e chiusura delle valvole, ai compressori, al sistema di ventilatori del compressore e al sistema d'olio. In particolare, il grado di apertura della valvola HPV di alta pressione viene regolato in base al funzionamento in transcritico o subcritico dell'impianto: nel primo caso la valvola lavora in modo da garantire il massimo COP, mentre in modalità subcritica la regolazione controlla il sottoraffreddamento che per l'impianto oggetto di studio vale 3,5°C. La valvola di Flash gas viene regolata al fine di minimizzare le oscillazioni di pressione all'interno del serbatoio separatore, incrementando o diminuendo la portata di vapore saturo in uscita dal serbatoio stesso. La valvola elettronica EEV di bassa pressione regola la portata di liquido saturo che entra negli evaporatori e che quindi garantisce lo scambio di calore con la sorgente fredda, garantendo il soddisfacimento della variabilità del carico termico.

3.3 Campagna sperimentale

In questo paragrafo vengono riportati i risultati più significativi della campagna sperimentale che è stata effettuata a diverse condizioni climatiche, con particolare riferimento a quelle più sfavorevoli, al fine di analizzare le prestazioni dell'impianto e l'influenza dei vari parametri termodinamici, e sviluppare modelli per incrementare le prestazioni energetiche. Sono state scelte alcune temperature esterne di riferimento, e sono stati ricostruiti i cicli termodinamici sulla base delle seguenti ipotesi:

- trasformazioni in condizioni stazionarie;
- perdite di carico trascurabili;
- trasformazioni di espansione nelle valvole considerate isoentalpiche.

Le prove sperimentali sono state effettuate dopo aver fissato alcuni parametri e variabili termodinamiche che caratterizzano il ciclo:

- pressione evaporazione: 26,5 bar;

- temperatura evaporazione: - 10°C
- pressione serbatoio ricevitore: 36,0 bar
- temperatura serbatoio ricevitore: 1°C
- ΔT surriscaldamento aspirazione compressore: 10 K
- pressione massima > 75 bar.

È necessario premettere che tutte le osservazioni, i grafici e i dati riportati di seguito, sono stati elaborati a partire dalle acquisizioni realizzate durante prove sperimentali caratterizzate da una temperatura esterna superiore a 11°C. Infatti questa è la temperatura limite al di sotto della quale l'impianto mostra dei limiti di funzionamento legati alla natura impiantistica, ed in particolare al circuito parallelo alimentato dalla soluzione di acqua e glicole al 30% installato per simulare il carico frigorifero (Figura 30, linea blu). Infatti, quando la CO₂ fluisce attraverso gli evaporatori, oltre alla sua completa vaporizzazione deve essere garantito anche un surriscaldamento minimo di 10 °C prima dell'ingresso al compressore. Nel momento in cui la temperatura esterna scende sotto gli 11°C la miscela di acqua e glicole non riesce a raggiungere un livello termico tale da garantire il suddetto surriscaldamento in uscita dagli evaporatori, e il sistema di monitoraggio inizia ad avviare messaggi di allarme: nella Figura 46, che riporta un output grafico estrapolato dal sistema di monitoraggio durante una prova sperimentale, è possibile osservare come l'andamento di tutti i parametri sia fortemente disomogeneo dopo le ore 19.00, momento in cui la temperatura esterna scende sotto gli 11°C.

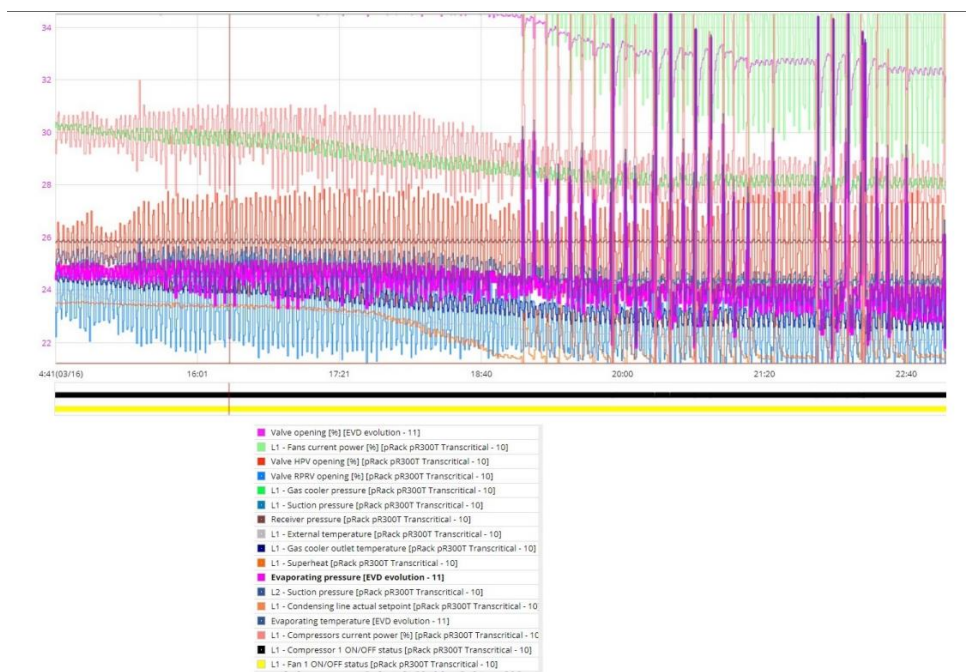


Figura 46. Output grafico estrapolato dal sistema di monitoraggio Boss/Carel

Questo limite non ha però compromesso la completezza delle analisi e delle prove sperimentali effettuate, in quanto le condizioni di maggior interesse sono quelle caratterizzate da una minor efficienza dell'impianto, che come visto nel Capitolo 2 si verificano per temperature ben maggiori di 11°C.

Nelle Figura 48 e Figura 49 sono riportati sul piano T-S i due cicli di riferimento che caratterizzano l'impianto, subcritico e transcritico, caratterizzati da una temperatura esterna rispettivamente di 16,7 °C e 28,7 °C e ricostruiti a partire dai dati ricavati da prove sperimentali svolte in una giornata primaverile (27/04/2022) e in una estiva (20/07/2022). Per meglio comprendere la lettura dei cicli termodinamici, la Figura 47 riporta anche lo schema di impianto del circuito di CO₂ che è già stato ampiamente descritto e analizzato all'inizio di questo capitolo.

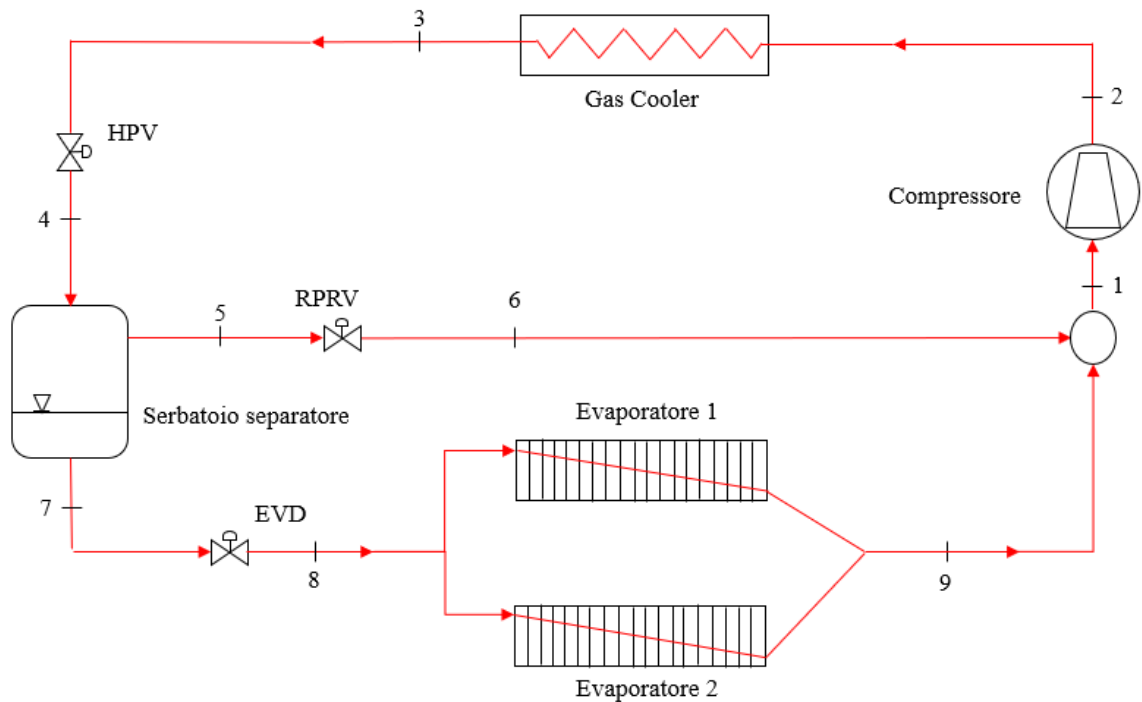


Figura 47. Schema dell'impianto sperimentale EPTA situato nella sala motori G. Caputo (Università degli Studi dell'Aquila)

In particolare, di seguito sono descritte le trasformazioni termodinamiche che caratterizzano il ciclo:

- **Compressione (1-2):** La CO₂ passa dal livello minimo di pressione dell'impianto pari a 26,5 bar, ossia la pressione di evaporazione, al livello massimo di pressione il cui valore è variabile e funzione della temperatura esterna: il fluido viene compresso fino ad un valore che ottimizza il funzionamento dell'impianto, ed in particolare fino a raggiungere quell'isobara che nella trasformazione successiva, ossia nello scambio di

calore che avviene nel Gas Cooler, permetta al fluido di raffreddarsi fino a raggiungere un valore di temperatura molto prossimo a quello della temperatura esterna e mai superiore ad essa di 7°C.

- **Scambio di calore isobaro (2-3):** Come detto nel punto precedente, il fluido si raffredda fino a raggiungere un valore di temperatura di circa 3-7°C superiore a quello della temperatura esterna (Figura 51). Se la temperatura esterna è superiore a 26/27 °C questa trasformazione avviene con il fluido sempre in fase transcritica (Figura 49), mentre in caso contrario il fluido subisce prima una condensazione e poi un sottoraffreddamento, come si evince dalla Figura 48 in cui il tratto di curva 2-3 entra ed esce dalla campana.
- **Laminazione “HPV” (3-4):** Il fluido viene laminato al fine di ridurre la pressione fino a portarla al livello intermedio dell’impianto, corrispondente a 36 bar.
- **Separazione (4-7 e 4-5):** Non si tratta di una vera e propria trasformazione termodinamica, ma di una separazione di fase. Il serbatoio separatore è caratterizzato da condizioni di saturazione che favoriscono la separazione delle due fasi per gravità: la fase liquida (liquido saturo) si accumula in fondo al serbatoio, mentre la fase vapore (vapore saturo) si accumula nella zona superiore. Il titolo che caratterizza l’equilibrio liquido-vapore dipende dalla temperatura esterna, in quanto come detto nel punto precedente è quest’ultima a condizionare lo stato termodinamico del punto 3: per valori di temperatura esterna progressivamente più bassi, il punto 3 si sposta a sinistra orientandosi verso valori di entropia minori che permettono al punto 4 di stabilire un equilibrio caratterizzato da un titolo vapore progressivamente più basso. Viceversa, per valori di temperatura esterna crescenti il punto 3 si orienta verso valori di entropia via via maggiori, incrementando progressivamente il titolo vapore che caratterizza il punto 4.
- **Laminazione “EVD” (7-8):** è una trasformazione di espansione che porta il fluido, che in uscita dal serbatoio è in condizioni di liquido saturo, dalla pressione di saturazione pari a 36 bar fino alla pressione di evaporazione, pari a 26,5 bar e che corrisponde al livello minimo di pressione dell’impianto.
- **Evaporazione (8-9):** in questa trasformazione, caratterizzata da uno scambio di calore tra la CO₂ e la sorgente fredda, avviene l’effetto utile dell’impianto: sottraendo calore alla sorgente fredda il fluido viene prima vaporizzato e successivamente surriscaldato di circa 10°C.
- **Espansione “RPRV” (5-6):** Transitando attraverso la valvola di flashgas (valvola RPRV), il vapore saturo in uscita dal serbatoio subisce una trasformazione di espansione

necessaria per portare il vapore proveniente dal ramo di flashgas allo stesso livello di pressione di quello che esce dagli evaporatori, rendendo le due correnti compatibili al loro successivo miscelamento.

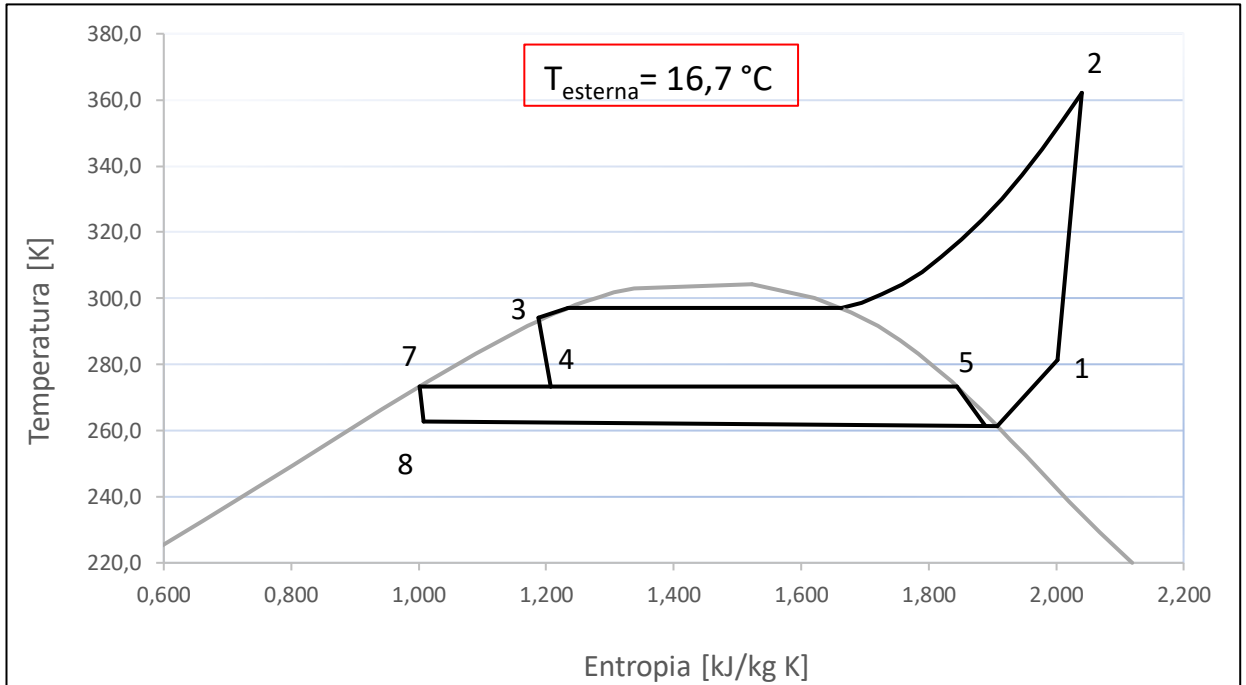


Figura 48. Ciclo termodinamico subcritico realizzato dall'impianto e ricostruito a partire dai dati ricavati dalle prove sperimentali relative al giorno 27/04/2022.

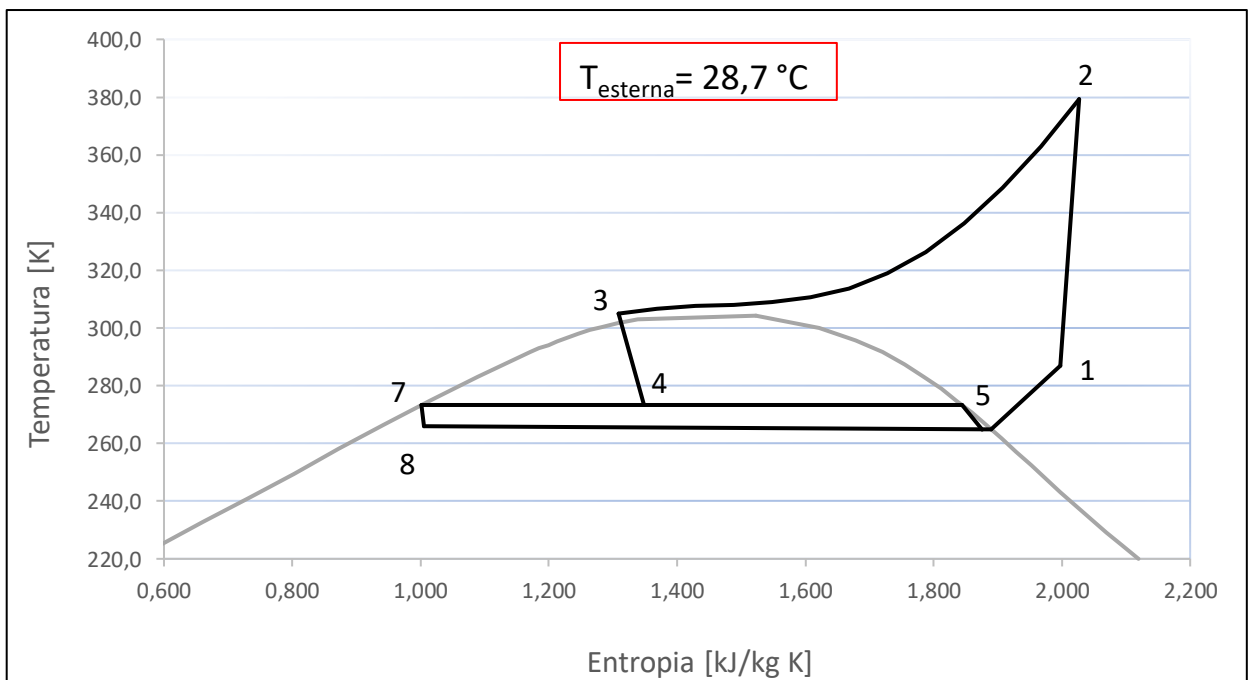


Figura 49. Ciclo termodinamico transcritico realizzato dall'impianto e ricostruito a partire dai dati ricavati dalle prove sperimentali svolte il giorno 20/07/2022.

Osservando la Figura 48 e la Figura 49 è possibile individuare e commentare le differenze che caratterizzano il ciclo termodinamico quando evolve in condizioni rispettivamente

subcritiche e transcritiche. Come anticipato nella descrizione delle trasformazioni termodinamiche, è possibile osservare la differenza principale tra le due modalità nella parte alta nel ciclo, ed in particolare nello scambio di calore che avviene con la sorgente calda (trasformazione 2-3). Quando il fluido in uscita dal compressore ha una pressione più bassa di quella critica, pari a 73,82 bar, il ciclo evolve in condizioni subcritiche (Figura 48) e la trasformazione 2-3, che rappresenta una cessione di calore verso la sorgente calda, avviene lungo un'isobara che passa all'interno della campana: il fluido che entra nel Gas Cooler in condizioni di vapore surriscaldato, esce dallo stesso in condizioni di liquido sottoraffreddato. Quando invece in uscita dal compressore si raggiunge una pressione maggiore di quella critica, la stessa trasformazione avviene lungo un'isobara posizionata al di sopra della campana, quindi senza passaggi di stato e con il fluido sempre in condizioni transcritiche. La pressione in uscita dal compressore è una variabile dell'impianto proporzionale alla temperatura esterna, che si autoregola posizionando il punto 2 sull'isobara che permette di ottimizzare le prestazioni termodinamiche dell'impianto, legate al meccanismo che verrà descritto a seguire.

Il parametro principale che influenza il ciclo, e quindi l'evoluzione dello stesso nell'una o nell'altra modalità, è la temperatura della sorgente calda, ovvero la temperatura esterna, che influenza in maniera diretta anche le prestazioni dell'impianto. Infatti, come si osserva nella Figura 50, all'aumentare della temperatura esterna, si riducono la potenza termica scambiata dall'impianto e il COP che, come già illustrato nel primo paragrafo del Capitolo 2, descrive le prestazioni dell'impianto ed è calcolato come segue:

(3)

$$COP_{cooling} = \frac{Q_2}{W} = \frac{m_{evap}\Delta h_{evap}}{m_{comp}\Delta h_{comp}}$$

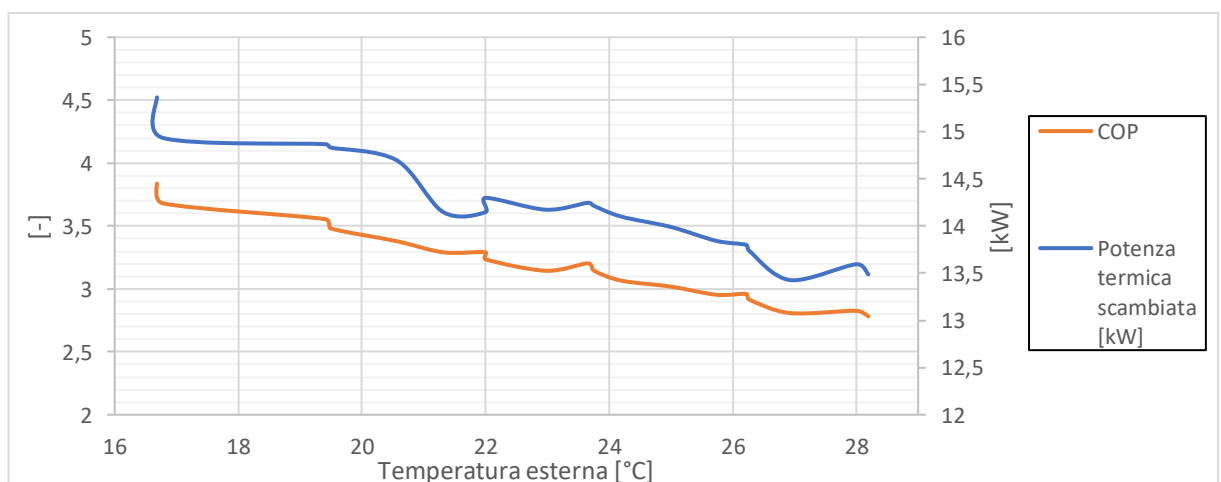


Figura 50. Prova sperimentale del 17/06/2022: COP e potenza termica (andamento rispetto la temperatura esterna)

Per temperature esterne che vanno da 16,7 °C a 28,7 °C, in figura è osservabile un range di variazione del COP compreso tra i valori di 2,78 e 3,86, mentre la potenza termica scambiata negli evaporatori va da 13,5 kW a 15,4 kW. In particolare, le prestazioni dell'impianto si mostrano all'incirca costanti fino ad una temperatura esterna di circa 20°C, superata la quale viene rilevata una brusca riduzione del COP, ribadendo le criticità che si manifestano quando l'impianto lavora in condizioni di fluido transcritico. Infatti, tornando a descrivere il comportamento nella parte alta del ciclo (Figura 48Figura 49), quando il fluido esce dal Gas Cooler è caratterizzato da una temperatura di 3-7 °C maggiore rispetto a quella dell'aria esterna (Figura 51), e quindi da un livello entropico progressivamente decrescente per temperatura esterne via via più basse. Semplificando, ciò vuole dire che per temperature esterne decrescenti, il punto 3 si sposta progressivamente verso la curva di liquido saturo, influenzando a cascata la posizione del punto 4, a sua volta caratterizzata da un titolo vapore progressivamente più basso, e in generale le prestazioni dell'impianto che riescono a garantire portate di liquido via via maggiori agli evaporatori e quindi una maggiore potenza termica scambiata.

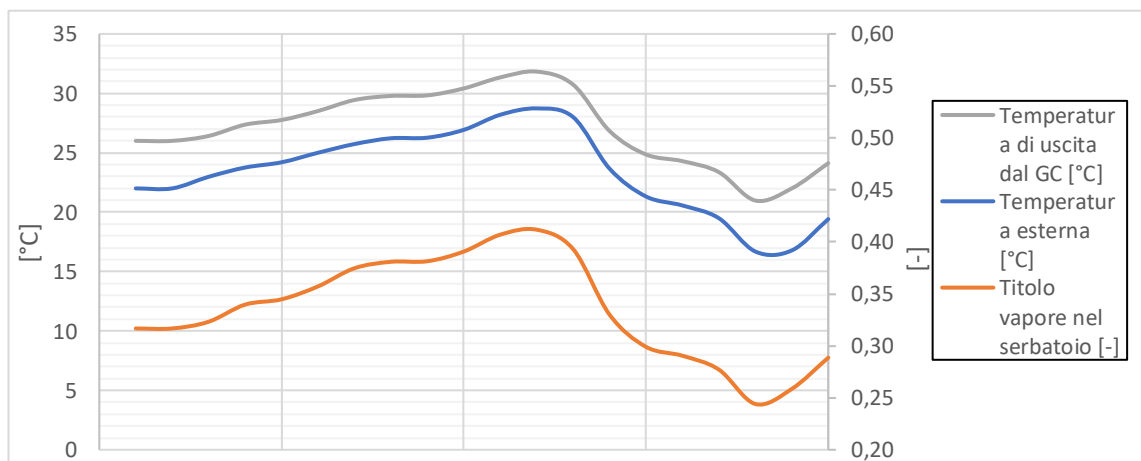


Figura 51. Prova sperimentale del 17/06/2022: Temperatura esterna, temperatura di uscita dal GC e titolo di vapore nel serbatoio

In particolare, nella Figura 51 è osservabile anche la sopraccitata dipendenza di tipo lineare tra la temperatura esterna e il titolo vapore nel serbatoio, che oscilla nel range 0,24-0,42. La Figura 52 mostra invece come all'aumentare delle temperature esterne diminuisce la portata di CO₂ all'interno degli evaporatori, mostrando una riduzione superiore al 10% a causa del progressivo aumento del titolo di vapore nel serbatoio. Contestualmente, si verifica un aumento della portata totale di fluido elaborata dall'impianto, al fine di compensare la riduzione % di quella che fluisce all'interno degli evaporatori e quindi opponendosi alla perdita di potenza termica frigorifera.

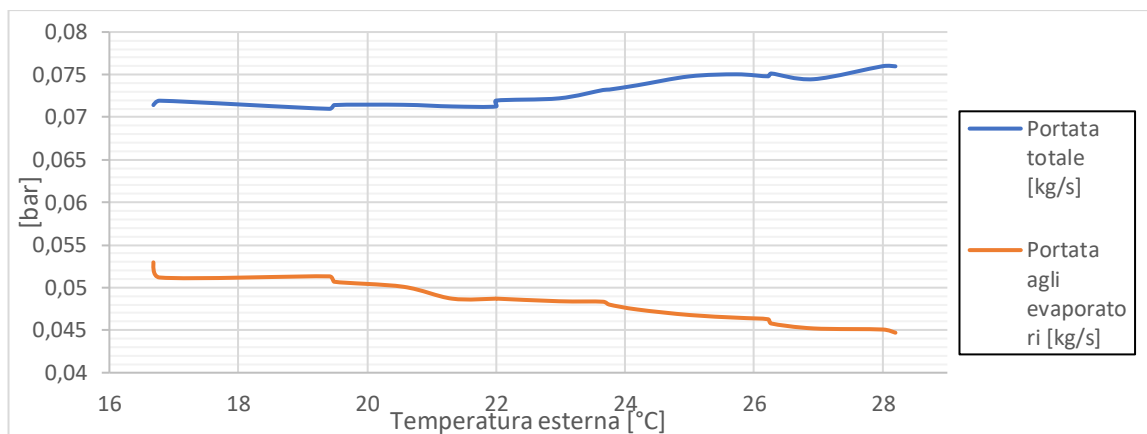


Figura 52. Prova sperimentale del 17/06/2022: Portata di CO₂ totale, portata di CO₂ agli evaporatori: andamento rispetto la temperatura esterna

Infine, la Figura 53 ci permette di analizzare il comportamento delle valvole HPV e RPRV: mentre la prima mostra un andamento pressoché costante, il grado di apertura della valvola RPRV cresce al crescere della temperatura esterna e quindi della pressione massima, passando da circa il 10% a quasi il 50% nel range di temperature esterne esaminato. La valvola HPV, che si trova immediatamente a valle del gas cooler, riduce la pressione fino al valore impostato nel serbatoio ricevitore. La valvola RPRV invece, detta anche valvola di Flash Gas, ha la funzione di stabilizzare la pressione del serbatoio ricevitore regolando la portata di vapore saturo prelevato nella parte alta del serbatoio ed inviato al collettore di pre-aspirazione.

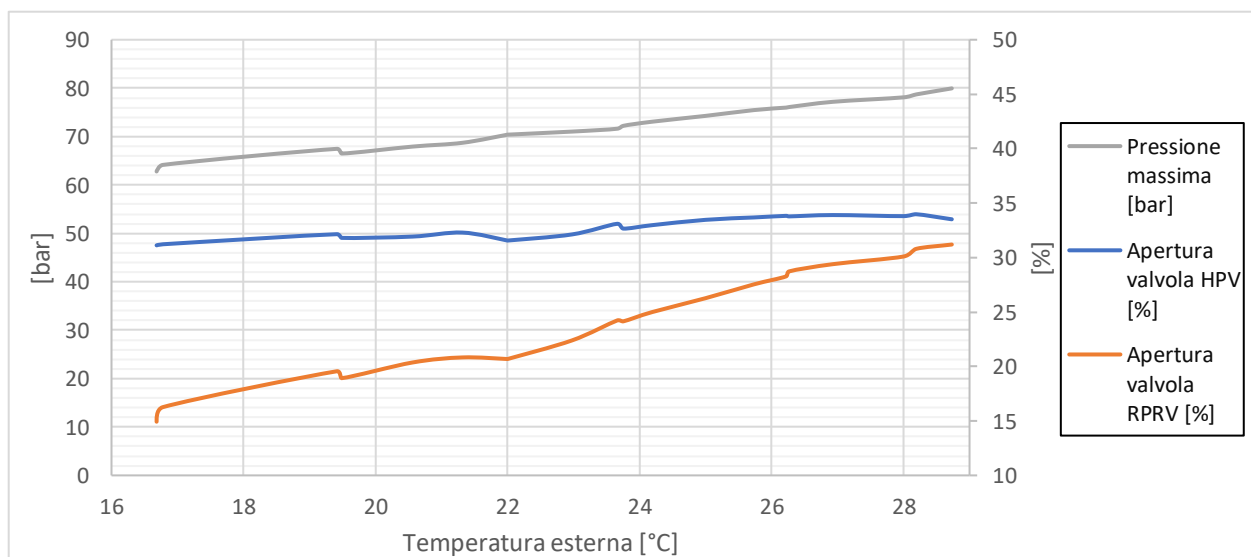


Figura 53. Prova sperimentale del 17/06/2022: Pressione massima, apertura della valvola HPV, apertura della valvola RPRV: andamento rispetto la temperatura esterna

4. Modellazione GT-Suite dell'impianto frigorifero EPTA

Questo capitolo fornisce una descrizione completa del processo di modellazione effettuata con il software GT-Suite concentrandosi sulla descrizione di ciascun componente, esaminandone funzionalità e comportamento, mentre nella parte finale del capitolo vengono analizzati i risultati relativi al processo di validazione. Il modello consente di simulare condizioni operative e modifiche al sistema, abbattendo tempi e costi legati alle fasi di sperimentazione e prototipazione.

4.1 Introduzione al software GT-Suite

La piattaforma GT-Suite, sviluppata da Gamma Technologies, è un software multiphysics CAE che funge da strumento di simulazione per varie applicazioni che vanno dalla fluidodinamica, alla gestione termica, alla meccanica del corpo, e ai sistemi integrati e di propulsione. Questo software consente la modellazione in ambienti 0-D, 1-D e 3-D. Il software offre un'ampia gamma di librerie, consentendo agli utenti di scegliere ed estrarre componenti per la costruzione di modelli virtuali. Ogni oggetto della libreria necessita di dati di input per l'utilizzo: in particolare, oltre a definire gli attributi geometrici è fondamentale l'utilizzo di dati sperimentali o di letteratura per verificare l'accuratezza nel replicare il comportamento nel mondo reale e validare il modello. Per costruire un modello di un singolo componente è fondamentale attenersi a tre passaggi fondamentali, tra cui innanzitutto la costruzione del modello fisico (termofluodinamico) che prevede la replica fisica del layout dell'impianto. In secondo luogo, il modello deve essere calibrato utilizzando parametri specifici e, infine, il comportamento del modello deve essere validato confrontandolo con dati esterni provenienti da esperimenti, letteratura e altre fonti. Il processo di validazione nel caso di studio si è concentrato prima sul serbatoio, che rappresenta il componente più complesso da modellare. Successivamente è stato replicato l'intero layout dell'impianto ed è stata effettuata una prima validazione. Nel dettaglio, il codice di calcolo adoperato dal software si basa sulla risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes che esprimono la conservazione della portata, della quantità di moto e dell'energia, applicata a condotti monodimensionali. La loro soluzione fornisce il campo di moto del fluido, da cui è poi possibile risalire a tutte le altre grandezze che caratterizzano il flusso. Queste equazioni sono formulate utilizzando una metodologia unidimensionale, che presuppone che tutte le quantità nella sezione trasversale del condotto abbiano un valore uniforme lungo la sua lunghezza. Il modello fluidodinamico viene risolto

discretizzando inizialmente il condotto in maniera lineare secondo un metodo di discretizzazione denominato a “griglia sfalsata”, schematizzato in Figura 54.

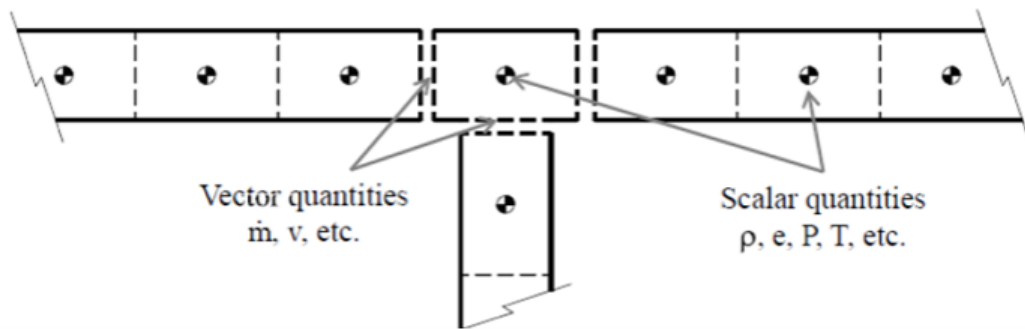


Figura 54. Schematizzazione della discretizzazione spaziale a “griglia sfalsata”

In particolare, il sistema viene suddiviso in piccoli volumi adiacenti, che contengono le porzioni fluide. Ciascun condotto è segmentato in uno o più volumi, e ogni punto in cui il flusso si dirama è indicato da un singolo volume. Si presuppone che le proprietà scalari, come pressione, temperatura, densità ed energia interna, siano costanti all'interno di ciascun volume, mentre le proprietà vettoriali, come velocità e portata massica, vengono calcolate su ogni interfaccia.

4.2 La modellazione del serbatoio separatore

Come visto nei capitoli precedenti, il serbatoio separatore è dotato di tre condotti: un condotto di ingresso per l'immissione dell'anidride carbonica dopo aver attraversato la valvola di alta pressione, e due condotti di uscita. Tra quest'ultimi, uno consente la fuoriuscita del vapore, che viene successivamente indirizzato ad una valvola di laminazione per la miscelazione con il fluido proveniente dagli evaporatori, e l'altro trasporta la fase liquida ad un'altra valvola di laminazione, che poi indirizza il fluido agli evaporatori. Per la modellazione di questo componente è stata necessaria un'analisi molto dettagliata, a causa della carenza di report tecnici e letteratura specifica. Il Phase Separator Refrig [25], illustrato nella Figura 55, è stato il componente selezionato dalla libreria per rappresentare il serbatoio separatore, in quanto è quello che fornisce una rappresentazione più completa.

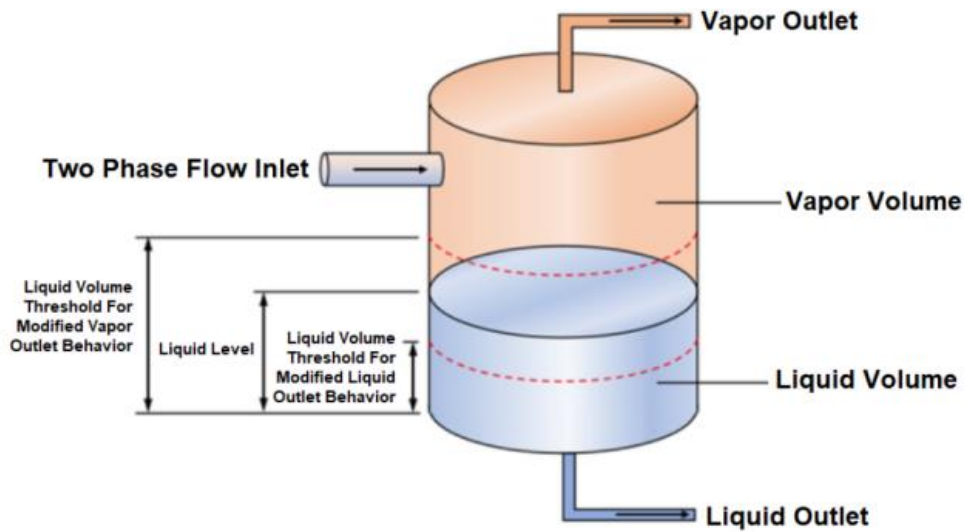


Figura 55. Libreria GT-Suite: Refrigerant Phase Separator

Per condurre la modellazione è stato necessario considerare la frazione di volume liquido, espressa come percentuale del volume totale e denominata LVF, che viene determinata calcolando il rapporto tra il volume del liquido e il volume combinato di liquido e vapore ((4):

$$LVF = \frac{V_{liquid}}{V_{liquid} + V_{vapour}} \quad (4)$$

Vengono fissate due soglie per questo parametro. La prima, definisce il livello massimo superato il quale la fase liquida entra nel condotto del flash gas, con conseguente miscelazione delle due fasi. La seconda soglia invece definisce il livello di liquido minimo al di sotto del quale la fase vapore entra nel condotto che porta agli evaporatori. Nel caso in cui una o entrambe le soglie vengano raggiunte, è possibile intraprendere due potenziali linee d'azione. La prima opzione è diminuire la portata di ingresso al serbatoio attraverso l'orifizio, garantendo al tempo stesso che dai due condotti continui a uscire la fase desiderata: liquido verso gli evaporatori e vapore verso i compressori. La seconda opzione è quella di consentire alla miscela di liquido e vapore di avanzare nei condotti di uscita, mantenendo la portata iniziale. Dopo aver condotto un'analisi approfondita e confrontato i risultati ottenuti con i dati sperimentali è stata scelta la prima opzione, nonostante sia meno realistica, in quanto con la seconda si avrebbe una distribuzione percentuale delle portate in uscita non in linea con quella osservata sperimentalmente. Le soglie fissate per questo studio sono del 95% per il lato vapore e del 5% per il liquido diretto verso gli evaporatori. Il modello finale del serbatoio separatore è mostrato nella Figura 56. Per comprendere più a fondo il funzionamento del serbatoio, si è deciso di estrapolare la sua funzionalità dal modello complessivo e successivamente validarlo in funzione

del comportamento del componente reale. La simulazione necessita di un set di parametri che includono sia dati input al serbatoio, quali portata massica totale, titolo di vapore e tipo di fluido, che dati di output (sia in fase liquida che in fase vapore), quali pressione e temperatura.

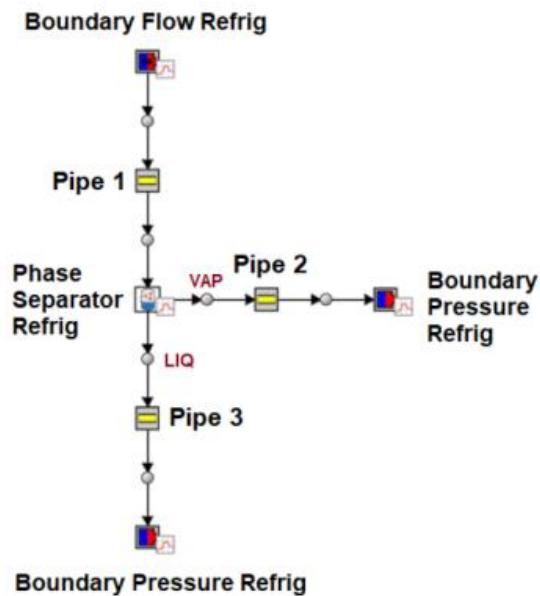


Figura 56. Modello del serbatoio separatore sul software

I parametri utilizzati come indicatori per analizzare il comportamento del componente includono il “quality” (Q), che è il rapporto tra la massa del vapore e la massa totale nel serbatoio, il volume della frazione liquida (LFV), espresso in percentuale, e la pressione media (P) all'interno del serbatoio. Questi valori dipendono da vari fattori come il titolo in ingresso, la portata massica e le dimensioni del serbatoio. Va precisato che useremo la parola “quality” per indicare il titolo all'interno del serbatoio, e la parola “titolo” per indicare quello di ingresso al serbatoio. Sulla base di numerose simulazioni, è stato osservato che il “quality” del serbatoio, in condizioni stazionarie, differisce dal titolo. Questa discrepanza può essere attribuita al duplice ruolo del serbatoio di separazione e accumulo. Ciò implica che il “quality” differisce dal titolo per la presenza di un accumulo interno, e rappresenta più propriamente un accumulo piuttosto che la fase del fluido contenuto al suo interno. La figura che segue mette in relazione tutti i parametri coinvolti: quality, titolo e portata in ingresso.

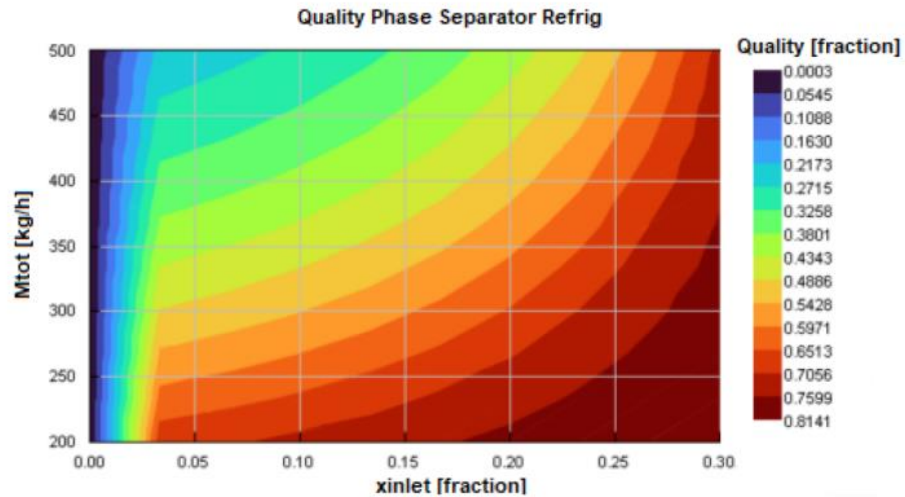


Figura 57. Legame tra “Quality”, titolo (ascisse) e portata totale (ordinate).

In particolare, dalla figura si osserva che quando la portata totale aumenta (a titolo costante) si ha una diminuzione del “Quality”, e a mano a mano che il titolo diminuisce la riduzione del “Quality” diventa più rapida. La Figura 58 mostra invece chiaramente la relazione tra “Quality” e altezza di liquido nel serbatoio (LVF): un aumento della portata in ingresso nel serbatoio provoca come detto una riduzione del “Quality”, contestualmente a un aumento del livello di liquido nel serbatoio.

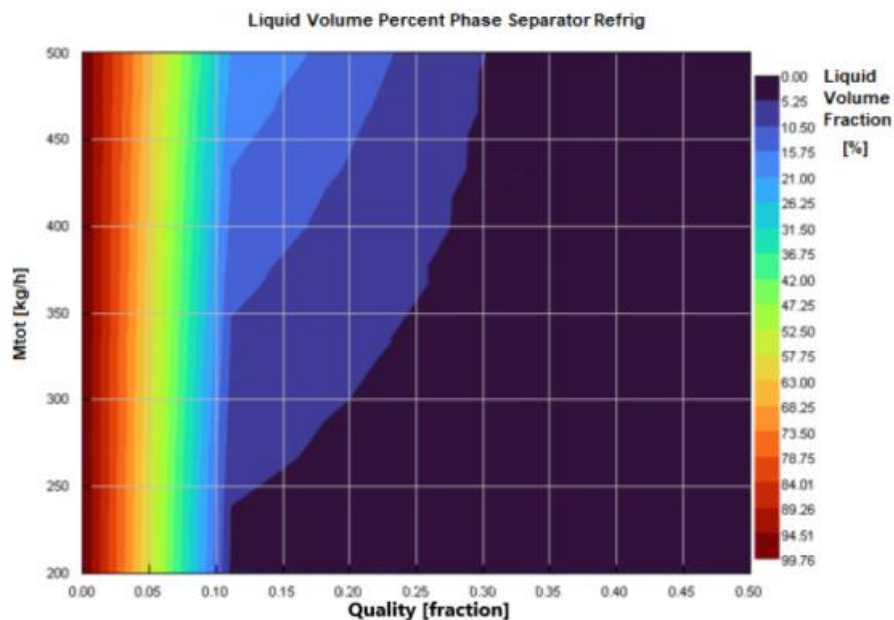


Figura 58. Legame tra LVF, titolo (ascisse) e portata (ordinata).

Nelle stesse condizioni, ossia per valori di portata che aumentano a parità di titolo, la pressione aumenta sensibilmente a causa dell'incremento della frazione di volume liquido (Figura 59).

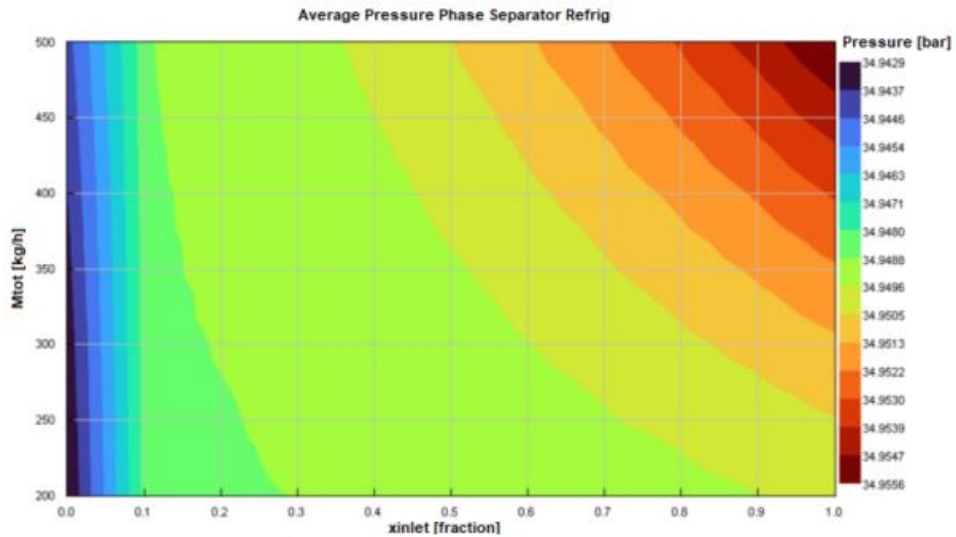


Figura 59. Legame tra pressione, titolo (ascisse) e portata (ordinata).

Per verificare l'accuratezza del modello al fine di validarlo, sono state condotte molteplici analisi concentrandosi in particolare sulle variazioni dimensionali del serbatoio, ottenendo risultati in linea con le osservazioni fatte poc'anzi analizzando le Figura 57Figura 58Figura 59. In particolare un aumento di volume favorisce il processo di evaporazione, portando ad un incremento del "Quality" e quindi alla frazione di vapore all'interno del serbatoio (Figura 60) e a una riduzione della frazione di volume liquido (Figura 61).

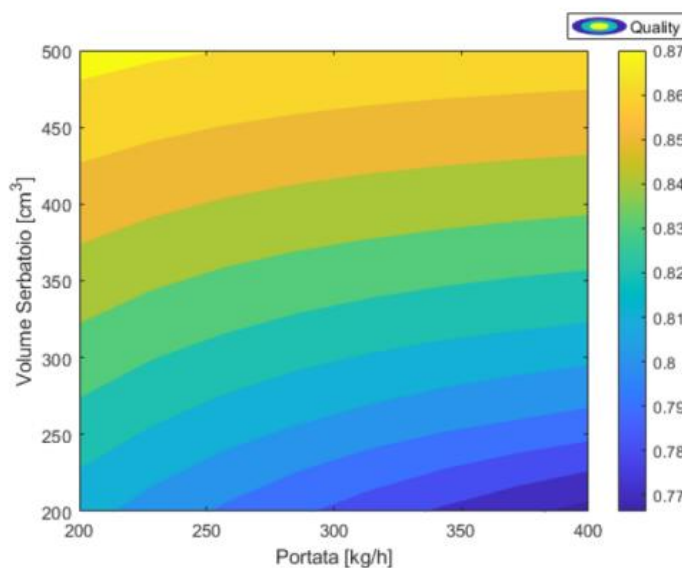


Figura 60. Legame tra "Quality", portata e volume del serbatoio

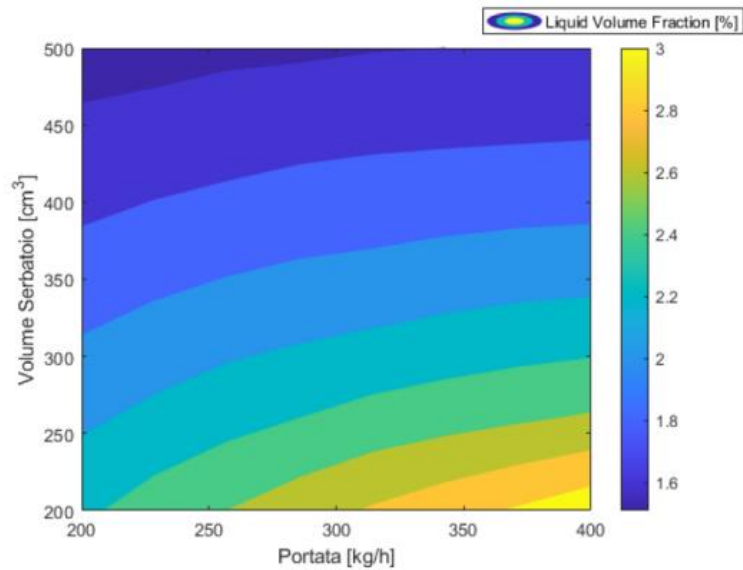


Figura 61. Legame tra "LVF", portata e volume del serbatoio

4.3 Compressore

L'elemento selezionato dalla libreria per modellare questo particolare componente è il "VarDispComprefrig", particolarmente adatto per applicazioni relative ai sistemi di refrigerazione. Il software fornisce una rappresentazione schematica di questo componente riportata nella Figura 62, estrapolata dal software.

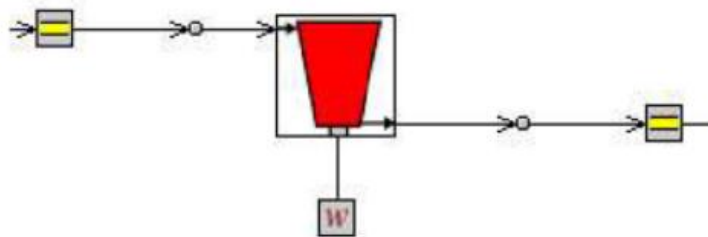


Figura 62. Schema del compressore

I primi dati da impostare sono il "imposed compressor displacement" e il "compressor maximum displacement", a cui è stato attribuito un valore uguale e pari a 105859 cm^3 (scheda tecnica del compressore), mentre è stato assegnato un valore pari a 0 cm^3 al "compressor minimum displacement". Successivamente è stata definita la mappa del compressore (Figura 63) utilizzando i parametri riportati di seguito, e i cui valori sono stati ottenuti dai dati sperimentali:

- velocità del compressore [RPM];

- portata elaborata [kg/s];
- pressione di aspirazione [MPa];
- temperatura di aspirazione [°C];
- pressione di mandata [MPa];
- temperatura di mandata [°C];
- potenza totale assorbita [kW].

Attri...	Compressor Speed	Mass Flow Rate	Suction Pressure	Suction Temperature	Discharge Pressure	Discharge Temperature	Total Shaft Power Input
RPM	kg/s	MPa	C	MPa	C	kW	
1	1450.0	0.071262	2.585366	284.3939	7.039024	370.9549	4.299019
2	1450.0	0.07319	2.61707	285.052	7.22195	372.613	4.44738
3	1450.0	0.07597	2.7317	286.906	7.99512	379.271	4.84727
4	1450.0	0.07142	2.53170	281.393	6.41463	361.589	4.00418
5	1450.0	0.07322	2.61463	285.15	7.21707	372.784	4.45674
6	1450.0	0.07322	2.61463	285.15	7.21707	372.784	4.45674
7	1450.0	0.07348	2.62682	285.15	7.33902	373.393	4.47654
8	1450.0	0.07501	2.67804	285.345	7.48780	374.515	4.63489
9	1450.0	0.07529	2.7	286.15	7.61951	375.906	4.66639
10	1450.0	0.07491	2.71463	286.15	7.70487	376.784	4.69739
11	1450.0	0.07551	2.73414	286.15	7.82682	377.662	4.77611
12	1450.0	0.07608	2.73902	286.540	7.91951	378.930	4.85692
13	1450.0	0.07510	2.76829	287.101	8.05609	379.881	4.79580
14	1450.0	0.07502	2.77073	287.101	8.15853	381.198	4.86846
15	1450.0	0.07538	2.79512	287.15	8.27804	382.223	4.95201
16	1450.0	0.07530	2.79512	287.198	8.43170	384.174	5.05426
17	1450.0	0.07484	2.80243	287.491	8.51463	385.296	5.07293
18	1450.0	0.07418	2.80487	287.589	8.57073	385.784	5.04086
19	1450.0	0.07420	2.81463	287.710	8.63565	386.271	5.04774
20	1450.0	0.07435	2.81951	288.101	8.83170	387.979	5.10606
21	1450.0	0.07459	2.81951	288.15	8.88048	388.979	5.19217
22	1450.0	0.07435	2.81707	288.15	8.83414	388.881	5.18661
23	1450.0	0.07364	2.82682	288.15	8.88780	389.101	5.14285
24	1450.0	0.07360	2.81707	288.15	8.8358	389.003	5.14478
25	1450.0	0.07350	2.80243	288.15	8.74146	388.487	5.11697

Figura 63. Interfaccia utilizzato per definire la mappa del compressore

Infine è stato definito il tipo di compressore, scegliendo l'impostazione "positive displacement".

4.4 Gas Cooler

Il gas cooler viene rappresentato da due elementi distinti: "HxOldMain" e "HxOldSecondary" (Figura 64).

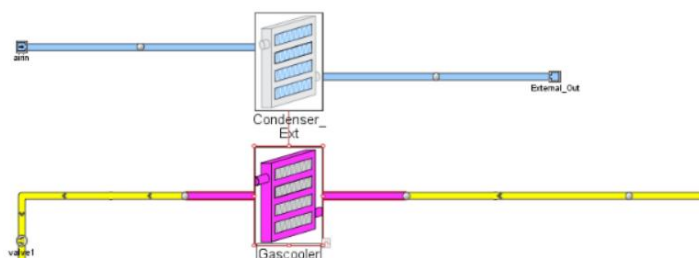


Figura 64. Schema del Gas Cooler estrapolato dal software (in giallo la linea "Main", in blu la linea "Secondary")

Il suffisso "-Main" indica il lato attraverso il quale scorre l'anidride, mentre "-Secondary" indica il lato attraverso il quale passa l'aria. La modellazione del Gas Cooler prevede la definizione delle seguenti grandezze (Figura 65):

- “Heat Exchanger Geometry Object”: permette di definire la geometria;
- “Heat Trasfert Data Object”: permette di definire il coefficiente di scambio termico;
- “Main (Internal) Pressure Drop Data Object”: permette di definire le perdite di carico lato freddo;
- “Secondary (External) Pressure Drop Data Object”: permette di definire le perdite di carico lato caldo

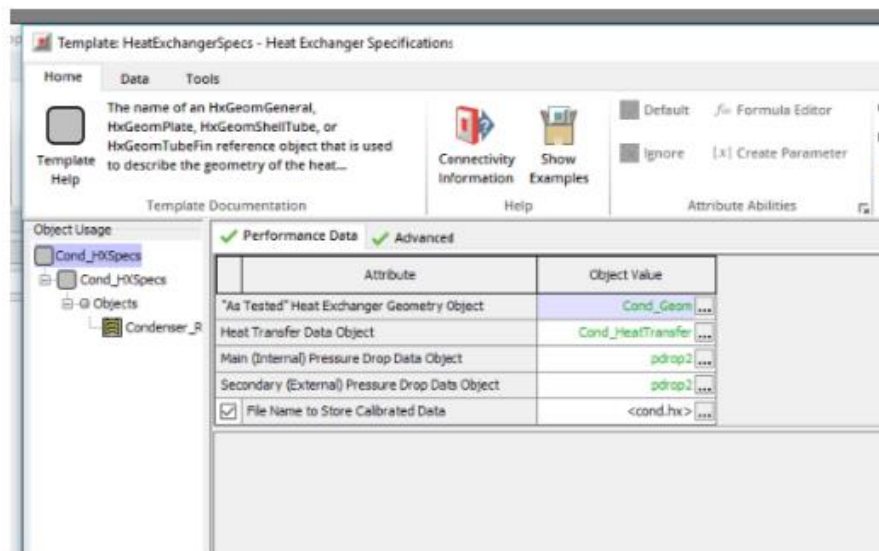


Figura 65. Schermata di impostazione del Gas Cooler

In particolare, di seguito sono indicati i parametri richiesti per definire la geometria e i rispettivi valori numerici (Figura 66):

- height (H):350 mm;
- width (W):601 mm;
- total heat exchanger depth (D):15 mm;
- inlet connection diameter (D_{m1}):15 mm;
- outlet connection diameter (D_{m2}):10 mm;
- dry mass of tube and n material:1 kg.

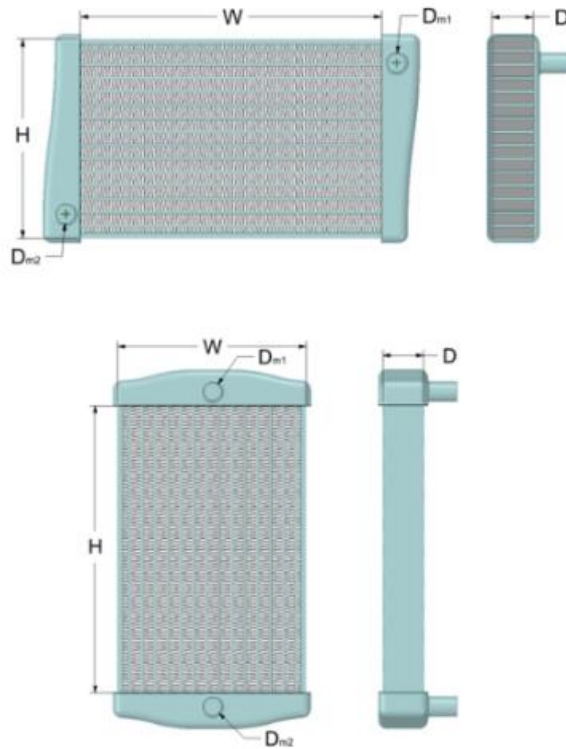


Figura 66. Schema delle grandezze usate per definire la geometria del Gas Cooler

Lo scambio termico viene stimato utilizzando relazioni, riscontrate all'interno del software e documentate in letteratura, che dipendono dalle caratteristiche specifiche dello scambiatore, ed in particolare:

- il tipo di fluido
- lo stato fisico
- la trasformazione termodinamica che avviene durante il processo di scambio di calore.

La Tabella 14 riassume le relazioni utilizzate per definire lo scambio termico, che verranno approfondite e descritte nello specifico.

Tabella 14. Relazioni per lo scambio termico utilizzate nel modello

fase liquida	Dittus - Boelter[26]
fase vapore	Dittus-Boelter[26]
bifase in condensazione	Tube, Shah, 1979[27]
bifase in evaporazione	Vertical Tube, Shah, 1982[28]
fase supercritica	Dittus- Boelter[26]

Relazione Dittus-Bitter:

Questa relazione (3) che definisce il coefficiente di scambio termico, è tanto più accurata quanto minore è la differenza di temperatura tra i due fluidi, e quindi assolutamente affidabile nel range dei valori sperimentali del nostro caso studio (nel Capitolo 3 è stata rilevata una differenza di temperatura pari a 3°C tra la CO₂ uscita dal Gas Cooler e la temperatura ambiente).

(5)

$$h = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.3} \cdot \frac{K}{D}$$

valida per:

- $L/D \geq 10$;
- $0.6 \leq Pr \leq 160$;
- $Re \geq 10000$

Relazione Tube, Shah, 1979

Il coefficiente di scambio termico è definito dalla seguente relazione:

(6)

$$h = N_{ul} \left((1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{Pr_d^{0.38}} \right) \frac{k_l}{D}$$

con $N_{ul} = 0,023 \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4}$ e valida per:

- $0.002 \leq Pr_d \leq 0.44$;
- $0 \leq x \leq 1$;
- $10.8 \text{ kg/m}^2\text{s} \leq G \leq 1599 \text{ kg/m}^2\text{s}$;
- $Re_l > 350$
- $PR_l > 0.5$

Relazione Vertical Tube, Shah, 1982

Il coefficiente di scambio termico è definito in base al valore del coefficiente N:

- Se $N > 1$, h è calcolato come valore massimo tra h_{nb} e h_{cb} , dove:

(7)

$$h_{cb} = \frac{1.8}{N^{0.8}} h_{lo}$$

Mentre per il calcolo di h_{nb} esistono due relazioni:

- se $Bo > 0.3x$, allora $h_{nb} = 230 \cdot Bo^{0.5} \cdot h_{lo}$
- se $Bo < 0.3x$, allora $h_{nb} = (1 + 46 \cdot Bo^{0.5}) \cdot h_{lo}$

- Se $0 < N \leq 1$, h è calcolato come valore massimo tra h_{nb} e h_{cb} , dove:

(8)

$$h_{bs} = F \cdot Bo^{0.5} \cdot e^{(2.74e^{0.1})} h_{lo}$$

- Se $N < 0.1$, h è calcolato come valore massimo tra h_{bs} e h_{cb} , dove:

(9)

$$h_{bs} = F \cdot Bo^{0.5} \cdot e^{(2.74e^{0.15})} h_{l0}$$

Va precisato che h_{l0} viene calcolato con l'eq. (5), mentre il valore del coefficiente "F" dipende da Bo (numero di Boiling), ed in particolare:

- se $Bo > 11 \times 10^{-4}$, allora $F = 14.7$
- se $Bo < 11 \times 10^{-4}$, allora $F = 15.43$

4.5 Evaporatori

Gli evaporatori sono costituiti da due componenti identici, che possono essere modellati utilizzando elementi simili a quelli trattati precedentemente per il Gas Cooler. Infatti, la Figura 67. Schema degli evaporatori sul software anche in questo caso la presenza di due linee, una componente principale e una secondaria, mentre la differenza è concentrata solo nei parametri che definiscono la geometria dello scambiatore.

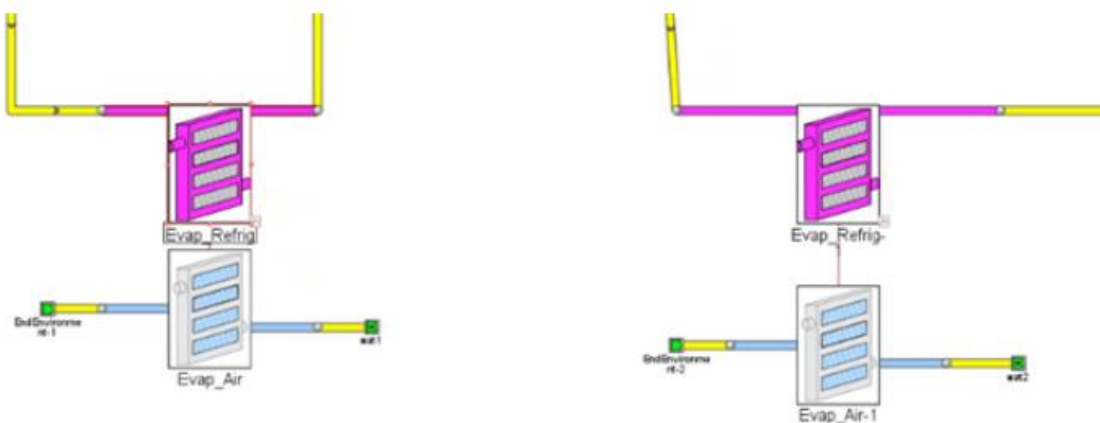


Figura 67. Schema degli evaporatori sul software

In particolare, la Figura 68 mostra i parametri caratteristici richiesti dal software per definire la geometria degli evaporatori, i cui valori vengono specificati di seguito:

- plate length (L): 370,7 mm;
- plate width (W): 78,7 mm;

- connection diameter, main (D_m): 19,4 mm;
- connection diameter, secondary (D_s): 19,4 mm;
- dry mass of plate material: 0,128 kg

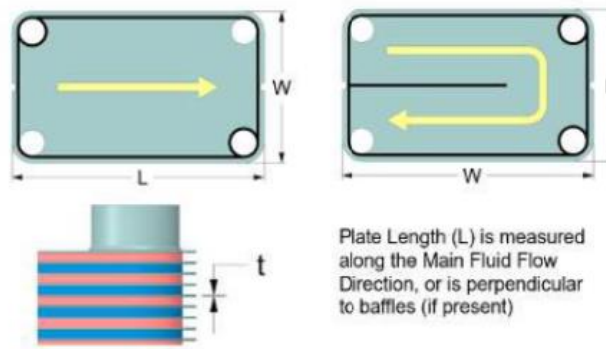


Figura 68. Specifiche geometriche dello scambiatore richieste dal software

Infine sono state definite le relazioni per il calcolo del coefficiente di scambio termico, che sono le stesse utilizzate per il Gas Cooler e già trattate nel paragrafo 4.4.

4.6 Le valvole di espansione

È stato utilizzato lo stesso elemento (Figura 69) per modellare tutte e tre le valvole. L'elemento corrisponde ad un orifizio, che è caratterizzato dal suo diametro o area nonché dai suoi coefficienti di scarico. Il suo scopo è determinare con precisione la portata massica che transita tra volumi di flusso adiacenti, e per raggiungere questo obiettivo viene utilizzata l'equazione della quantità di moto.



Figura 69. Schema della valvola sul software

La Figura 70 mostra le tre valvole a monte e a valle del serbatoio separatore, mentre la Figura 71 mostra la scheda utilizzata per modellare la loro geometria. In particolare, la condizione più critica da definire è il grado di apertura della valvola, che è un parametro che non si è riusciti a definire direttamente a causa della limitata disponibilità di dati sperimentali

che non hanno permesso una completa comprensione dei meccanismi che governano il loro funzionamento. E' quindi necessaria la creazione di una mappa, ed in tal senso il processo di validazione assume grande importanza poiché consente l'identificazione dei parametri che potranno essere successivamente utilizzati per costruire la mappa completa, al fine di rappresentare al meglio le funzionalità delle valvole e ridurre le discrepanze rispetto al comportamento reale.

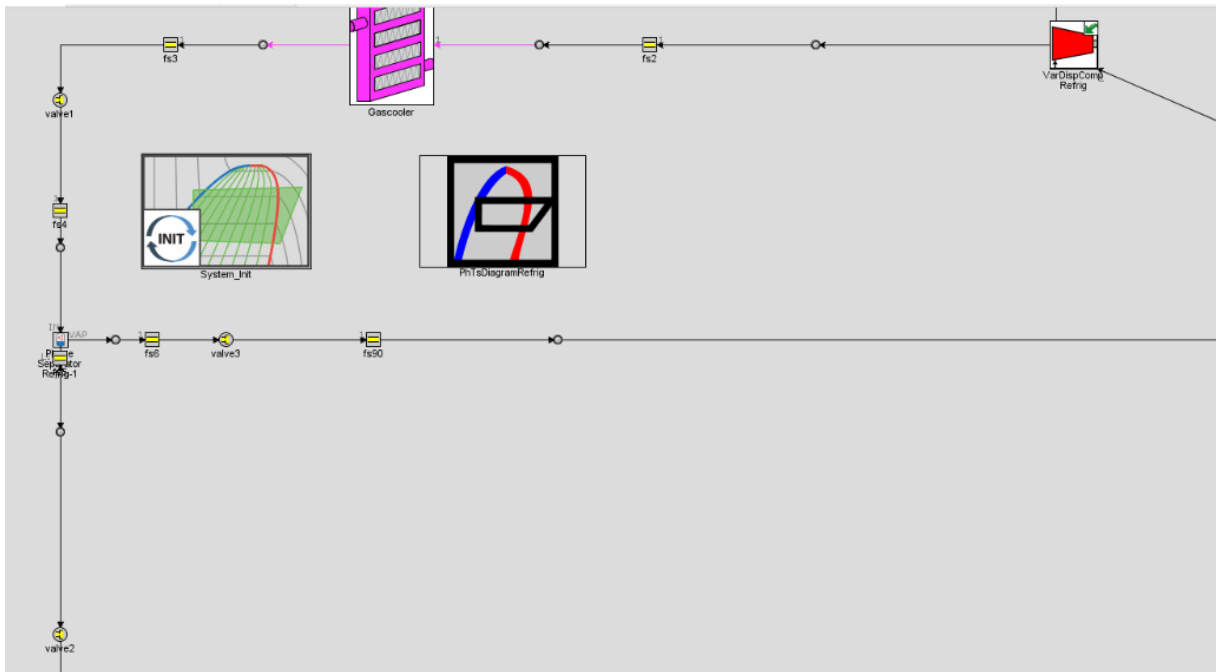


Figura 70. Focus sulle tre valvole di laminazione: "valve 1" (dopo il Gas Cooler), "valve 2" e "valve 3" (a valle del serbatoio)

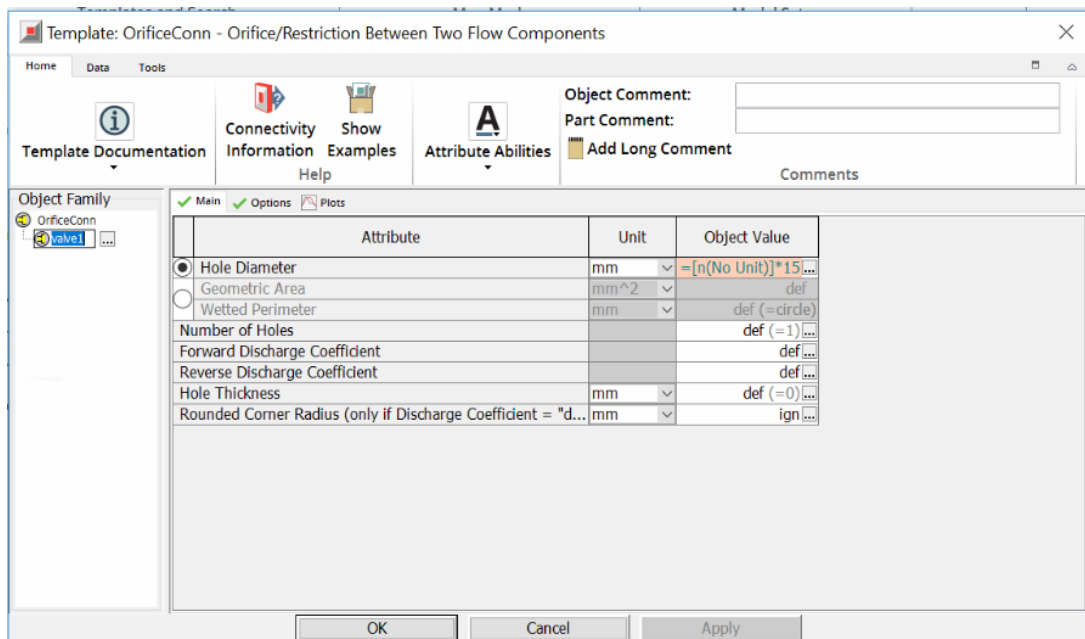


Figura 71. Schema di impostazione delle valvole di laminazione

Per eludere il problema, come si evince dallo schema di impostazione delle valvole riportato in figura, è stata inserita una variabile che definisce il grado di apertura delle valvole

(rispettivamente “n” per la valvola di alta pressione e “n1” per le due valvole a valle del serbatoio separatore), determinata successivamente tramite processi iterativi che saranno descritti nel prossimo paragrafo. Nella figura che segue viene riportato lo schema completo del modello, comprensivo di tutte le sue componenti, che permette di osservare la riproduzione attenta e precisa delle tubazioni in termini di dimensioni e curvatura.

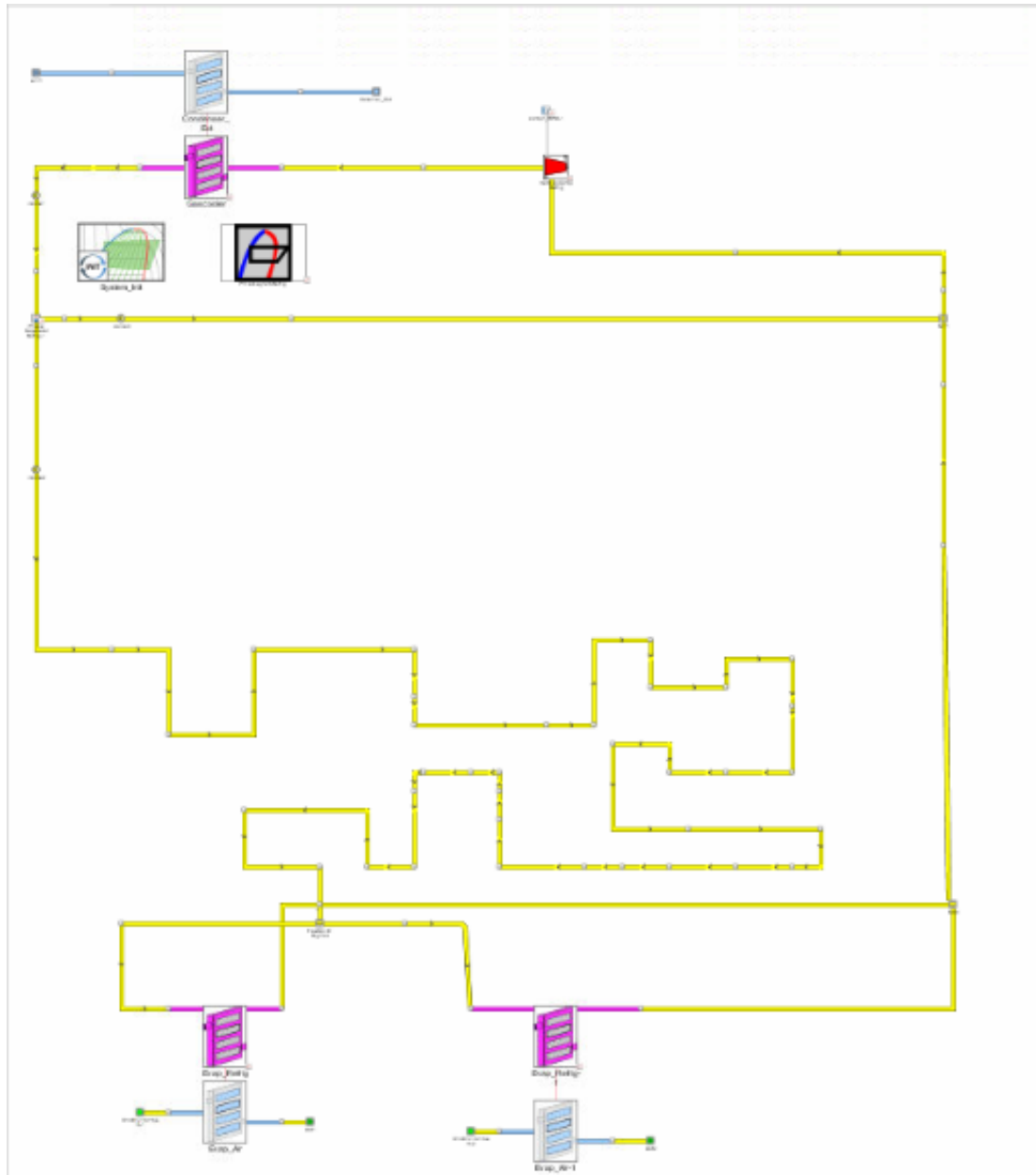


Figura 72. Modello completo dell'impianto oggetto di studio

4.7 Condizioni al contorno e validazione del modello

Per avviare il processo di validazione è necessario stabilire le condizioni al contorno del gas per il Gas Cooler, l'evaporatore e il compressore. Il riferimento è costituito dai dati

sperimentali esposti nel Capitolo 3, che assicurano una rappresentazione esaustiva delle condizioni di funzionamento dell'impianto, con un riferimento specifico a quelle più critiche in termini di COP. Verranno utilizzate le seguenti condizioni al contorno:

- Gas Cooler lato aria: portata e temperatura in ingresso, pressione in uscita;
- Compressore: velocità di rotazione;
- Evaporatore lato acqua: portata e temperatura in ingresso, pressione in uscita;
- Per quanto concerne le valvole invece, come già anticipato nel precedente paragrafo, non è stato possibile definire condizioni al contorno e si è proceduto a processi iterativi per individuarne il grado di apertura.

Inizialmente è stata scelta una temperatura esterna di riferimento di 28°C e sono stati inseriti i relativi valori delle condizioni al contorno appena descritte. In particolare la Figura 73 mostra una delle schermate di impostazione.

Folder	Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9	Case 10	Case 11
	Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	Case Label		Unique Text for Plot Legends											
Main	Vgoccia	mm^3		244987.4911	244987.4911	247293.8585	110000000	202507.6725	110000000	221564.049	110000000	343103.829	110000000	359399.3
Main	hgoccia	mm		67.818994	67.818994	68.031151	1400	63.647869	1400	65.584791	1400	75.877305	1400	77.06002
Main	mw	kg/s		0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9
Main	System_Refrig_C...	kg	Total Refrigerant Charge	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Main	Diam	mm		25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
Main	Twin	C		26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26
Main	pint	bar		35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
Main	pmin	bar		28	28	28	28	28	28	28	28	28	28	28
Main	m1	g/s		75	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75
Main	m2	g/s		44	44	44	44	44	44	44	44	44	44	44
Main	speed	RPM		1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450
Main	water_mfr_in	kg/s		0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9
Input	mfrh20	kg/s		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Input	n1			0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14
Input	n			0.125	0.125	0.125	0.125	0.125	0.125	0.125	0.125	0.125	0.125	0.125
Input	Cond_Air_MFR	kg/s	Mass Flow Rate / Air scfm	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40
Input	Temp_wat_in	C		25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25

Figura 73. Schermata di impostazione delle condizioni al contorno

Nello schema di impostazione è possibile osservare i livelli di pressione (bassa e media), le portate, ed anche i parametri “n” ed “n1” (descritti nel paragrafo precedente). Quest’ultimi sono stati definiti mediante un processo di ottimizzazione: come mostrato dalla schermata riportata in Figura 74, è stato assegnato un range di variazione ai parametri (da 0,01 a 1) e cinque valori obiettivo (pressioni massima, intermedia e minima, portata totale e portata agli evaporatori), prevedendo un numero di iterazioni pari a 150.

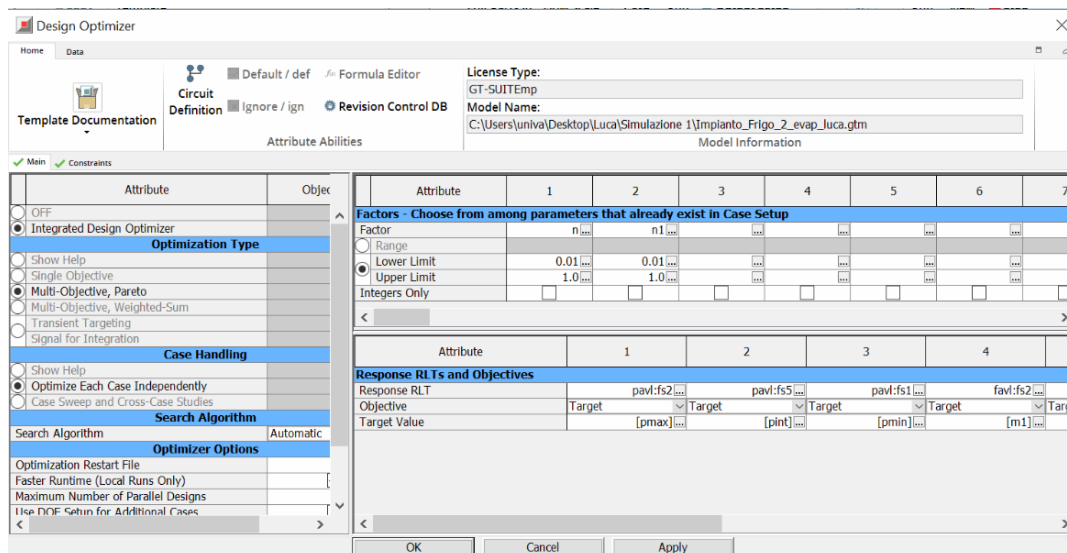


Figura 74. Pagina di impostazione per il processo di ottimizzazione dei parametri "n" e "n1"

I risultati della simulazione effettuata hanno mostrato dei risultati soddisfacenti in termini di pressioni e temperature, come mostra il diagramma P-h di Figura 75, molto vicino a quello sperimentale. Tuttavia i risultati evidenziano delle discrepanze nelle portate, che saranno analizzate più avanti ma che non influiscono nella prima fase del processo di validazione.

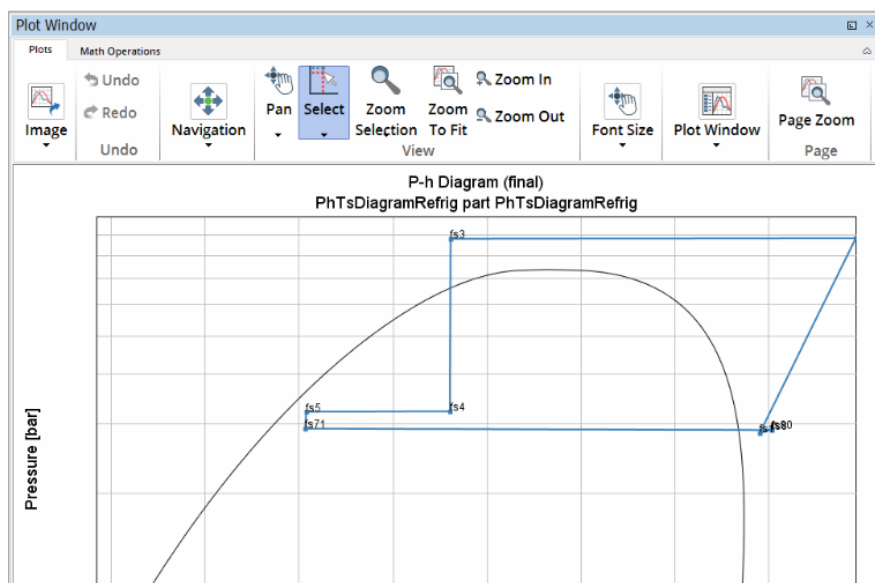


Figura 75. Simulazione con temperatura esterna pari a 28°C: diagramma P-h

Successivamente, al fine di validare il modello al variare delle temperature esterne, è stata avviata una simulazione multipla (Figura 76).

Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9	Case 10	Case 11	Case 12
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Case Label		Unique Text for Plot Legends												
mfrh20	kg/s		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
n1			0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14
n			0.125	0.125	0.125	0.125	0.125	0.125	0.125	0.125	0.125	0.125	0.125	0.125
Cond_Air_MFR	kg/s	Mass Flow Rate / Air scfm	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40
Temp_wat_in	C		14	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
Cond_Air_Temp...	C	Temperature	16.6829...	19.4878...	21.3170...	22	23.6585...	24.1951...	25.7317...	26.2682...	28	28.7317...	28.7317...	28.7317...
Ambient_Temper...	C	Ambient Temperature	16.6829...	19.4878...	21.3170...	22	23.6585...	24.1951...	25.7317...	26.2682...	28	28.7317...	28.7317...	28.7317...
pmax	bar		62.7804...	66.4878...	68.7073...	70.3902...	71.6097...	73.0731...	75.4634...	76.0975...	78.0975...	79.9512...	79.9512...	79.9512...

Figura 76. Impostazione della simulazione multipla a temperatura progressivamente crescente (da 16,7°C a 28,7°C)

I risultati sono stati elaborati costruendo gli andamenti in funzione della temperatura esterna dei parametri più significativi per la validazione del modello, messi poi a confronto con quelli reali già descritti nel Capitolo 3 come mostrato nelle figure che seguono. In particolare le Figura 77, Figura 78, Figura 79 mostrano il confronto tra i tre livelli di pressione: la discrepanza maggiore si verifica per la pressione all'interno del serbatoio separatore (Figura 79), che raggiunge un valore massimo pari al 13% in condizioni subcritiche ma che si riallinea sui valori sperimentali per temperature esterne progressivamente crescenti.

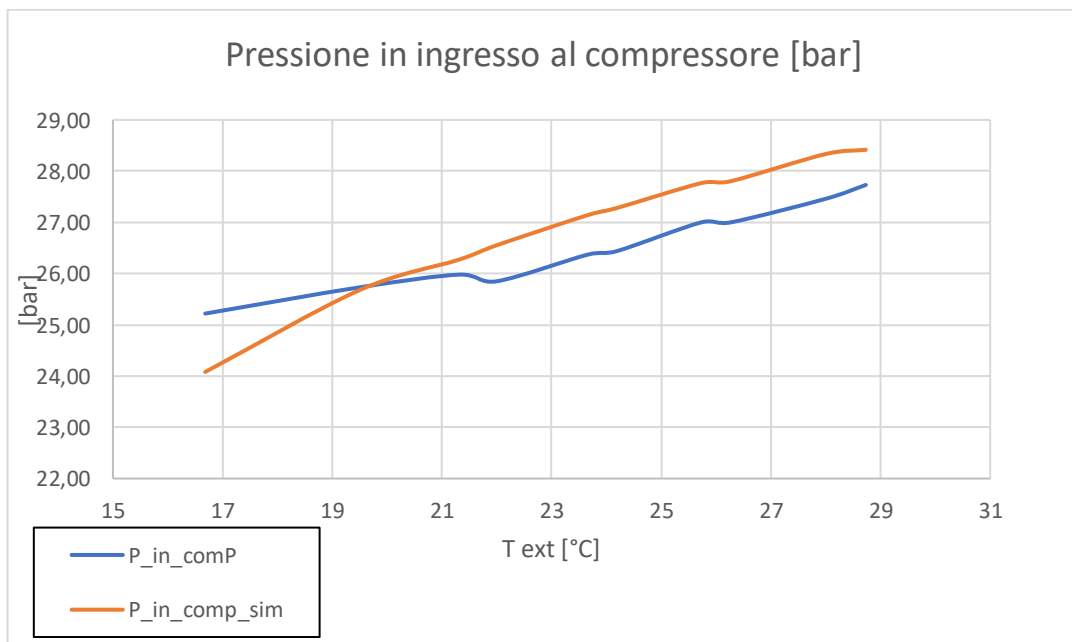


Figura 77. Confronto con i dati sperimentali: pressione minima

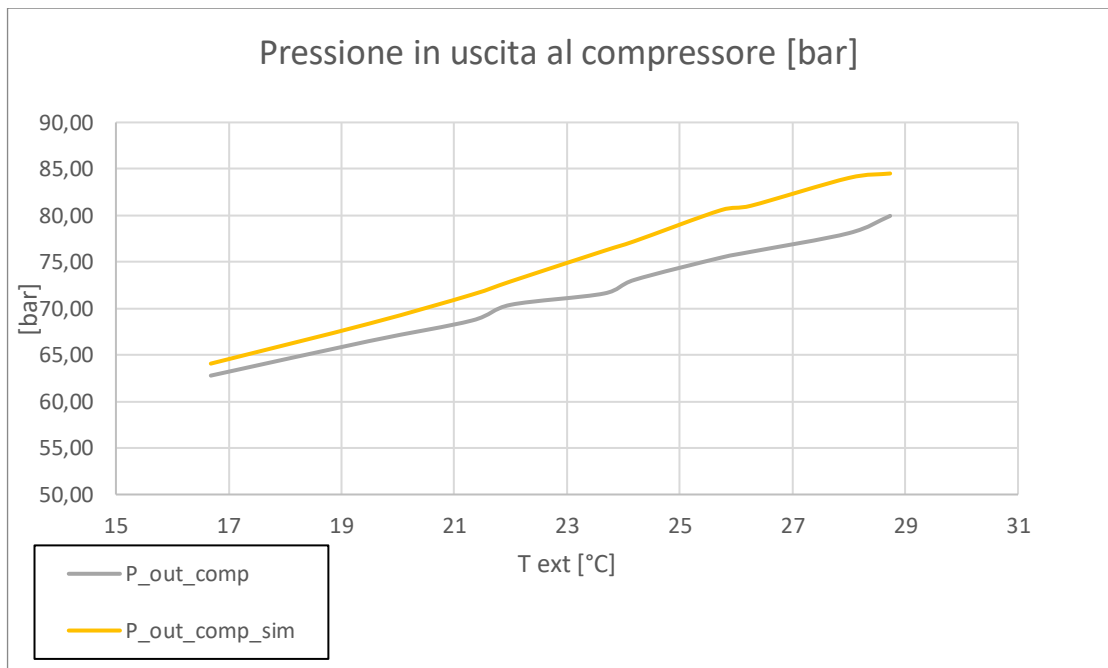


Figura 78. Confronto con i dati sperimentali: pressione massima

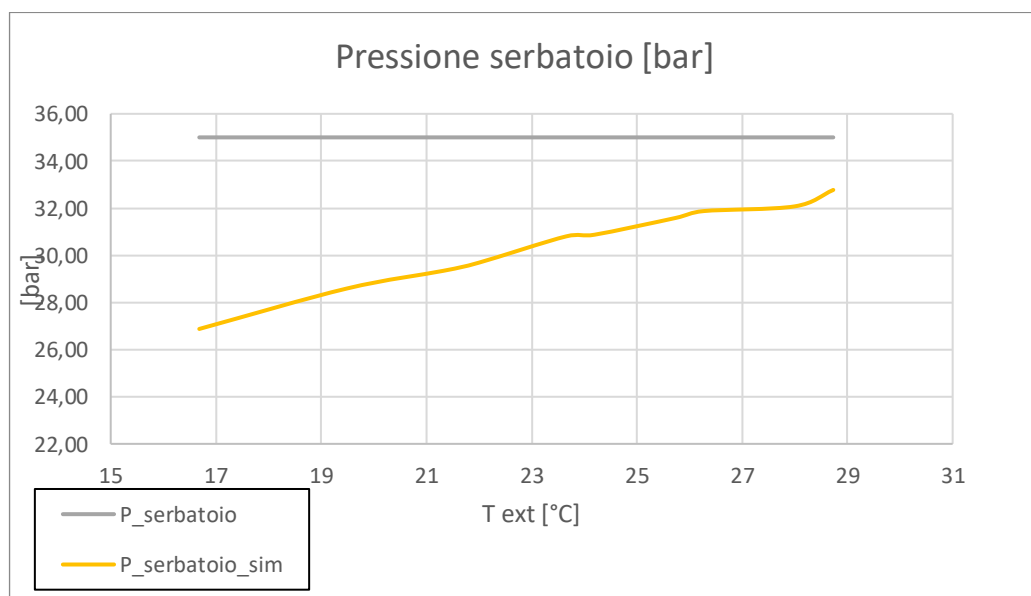


Figura 79. Confronto con i dati sperimentali: pressione intermedia

La fase di simulazione evidenzia risultati molto interessanti anche per quanto concerne i livelli termici, con particolare riferimento alla temperatura in uscita dal Gas Cooler (Figura 80), parametro molto importante in quanto influenza a cascata il titolo di vapore all'interno del serbatoio separatore e quindi la potenza termica scambiata agli evaporatori. In particolare la Figura 80 mostra dei risultati quasi sovrapponibili con l'andamento ricostruito a partire dai dati sperimentali, con una differenza percentuale massima pari a circa il 5%, e un'osservazione analoga può esser fatta anche per l'andamento del titolo vapore, riportato in Figura 81.

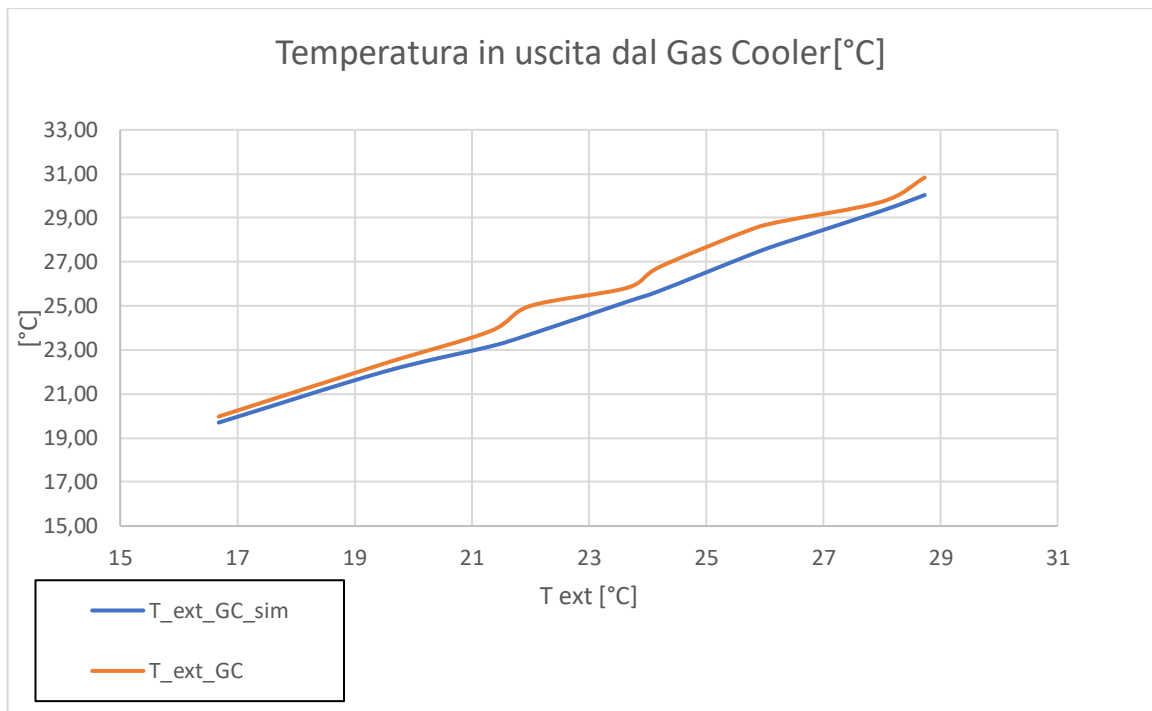


Figura 80. Confronto con i dati sperimentali: temperatura di uscita dal Gas Cooler

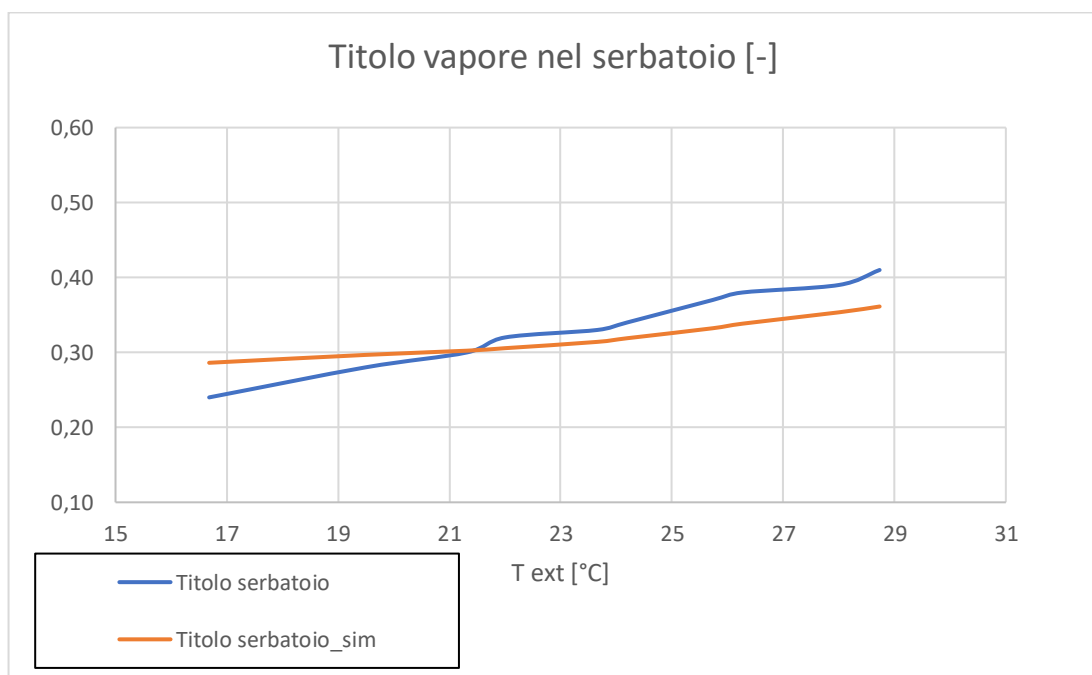


Figura 81. Confronto con i dati sperimentali: titolo di vapore all'interno del serbatoio separatore

L'analisi effettuata fin ora mostra un comportamento del modello molto simile a quello reale per quanto concerne i livelli di pressione, i livelli termici e il titolo vapore all'interno del serbatoio. Come si evince dalle Figura 82Figura 83 lo stesso non si può dire per le portate, che mostrano discrepanze importanti rispetto quelle reali, che sono pari a circa la metà dei valori provenienti dalle simulazioni. Tali discrepanze sono attribuibili ad un non perfetto funzionamento delle valvole, dovuto alla difficoltà di costruire una mappa completa a causa

della carenza di dati sperimentali, che rende tra l'altro impossibile comprendere i meccanismi che ne regolano il funzionamento nell'impianto sperimentale.

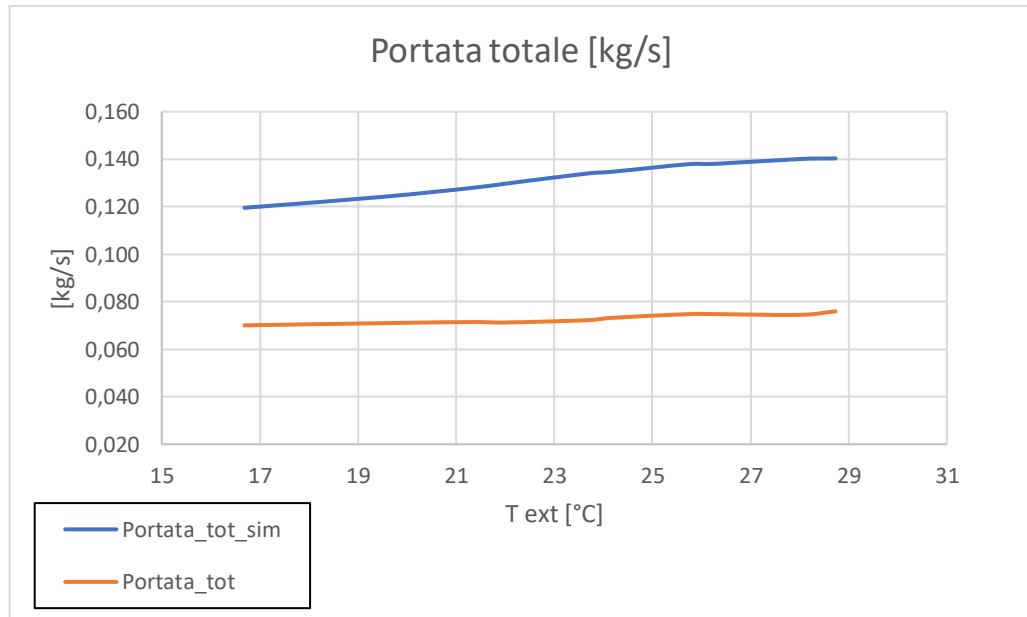


Figura 82. Confronto con i dati sperimentali: portata totale

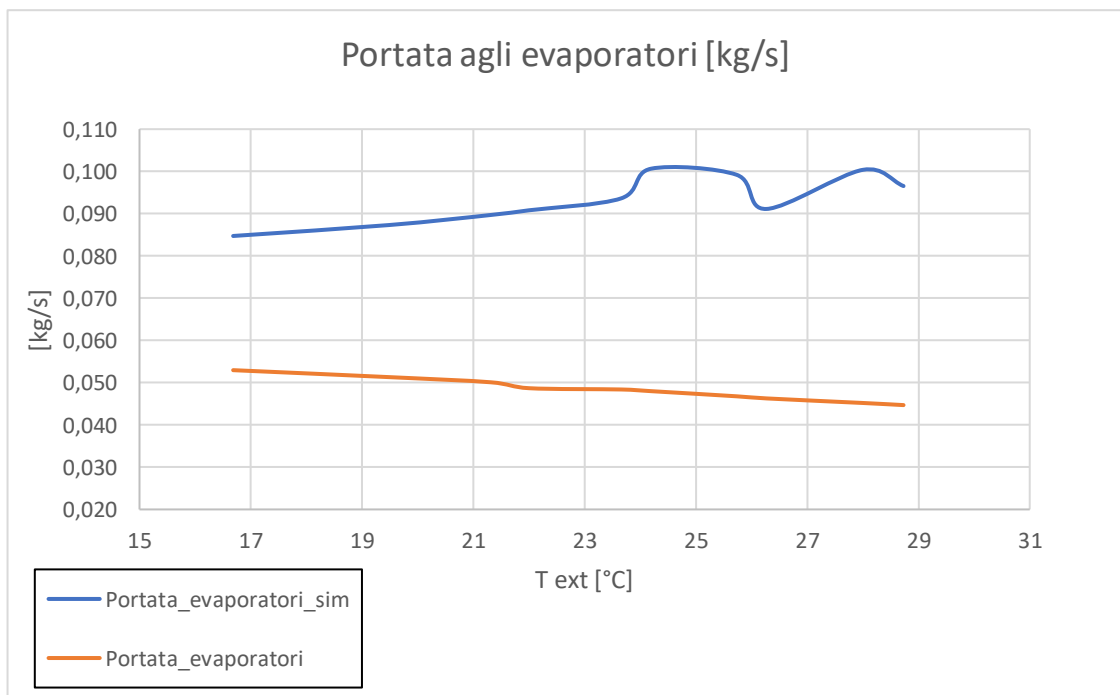


Figura 83. Confronto con i dati sperimentali: portata transitante negli evaporatori

Tuttavia, nonostante le difformità appena discusse, i risultati ottenuti in merito agli andamenti delle portate costituiscono un punto di partenza per future calibrazioni e raffinamenti, grazie alla conservazione della proporzionalità tra la portata totale e quella che circola agli evaporatori: sia dai risultati sperimentali che dalle simulazioni si evince che circa il 70% della portata totale confluisce negli evaporatori.

La conservazione di tale proporzionalità è dovuta principalmente alla modellazione accurata del serbatoio separatore, in quanto il titolo vapore al suo interno funge da controllo per la ripartizione delle portate in uscita e, come già visto nella Figura 81, il suo andamento viene rappresentato accuratamente dal modello.

Tale proporzionalità si riflette anche negli andamenti della potenza termica scambiata agli evaporatori e della potenza meccanica del compressore, che come si evince dalle Figura 84 e Figura 85 divergono in valore assoluto dai risultati sperimentali a causa delle suddette discrepanze tra le portate, ma mantengono andamenti molto simili tra loro. Ciò si ripercuote anche sugli andamenti del COP (calcolato come rapporto tra la potenza termica e quella meccanica): gli output di simulazione evidenziano un andamento in funzione della temperatura esterna molto simile a quello costruito a partire dai dati sperimentali. In particolare, il COP dell'impianto varia da 3,76 a 2,78, mentre la curva costruita con gli output di simulazione si attesta su valori più alti ma la cui differenza percentuale con i primi varia in un range che va dal 10% al 15% (Figura 86).

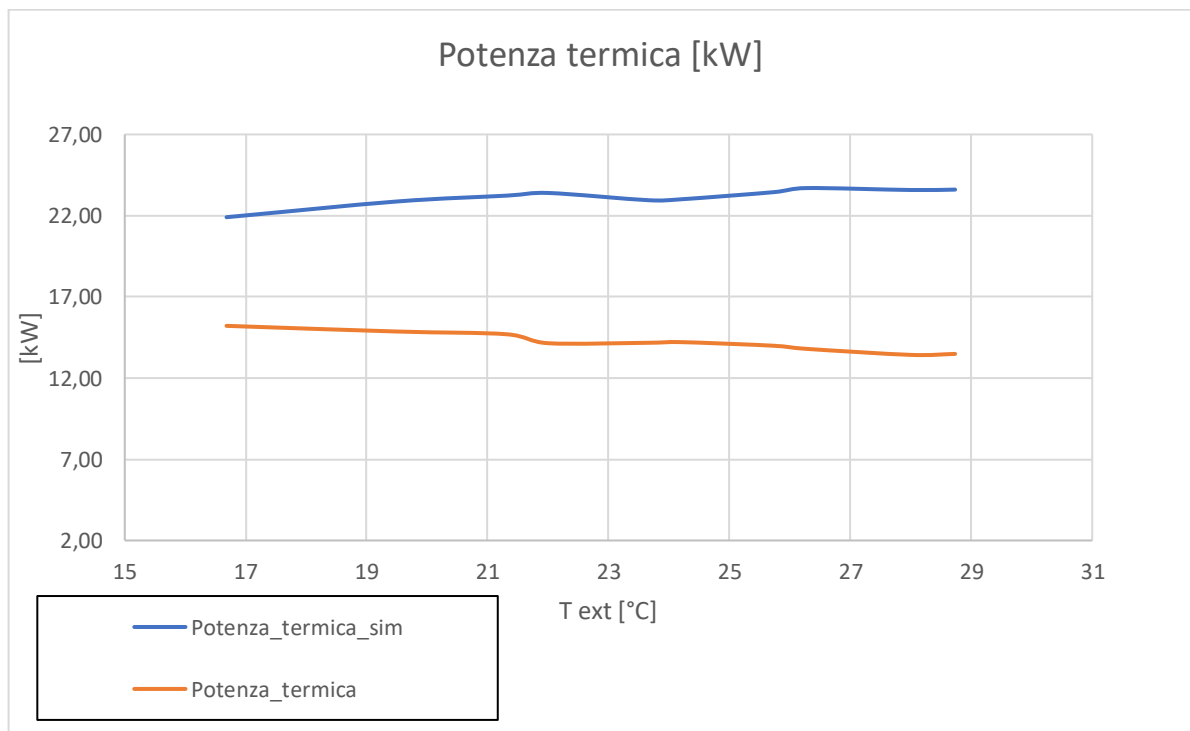


Figura 84. Confronto con i dati sperimentali: potenza termica scambiata

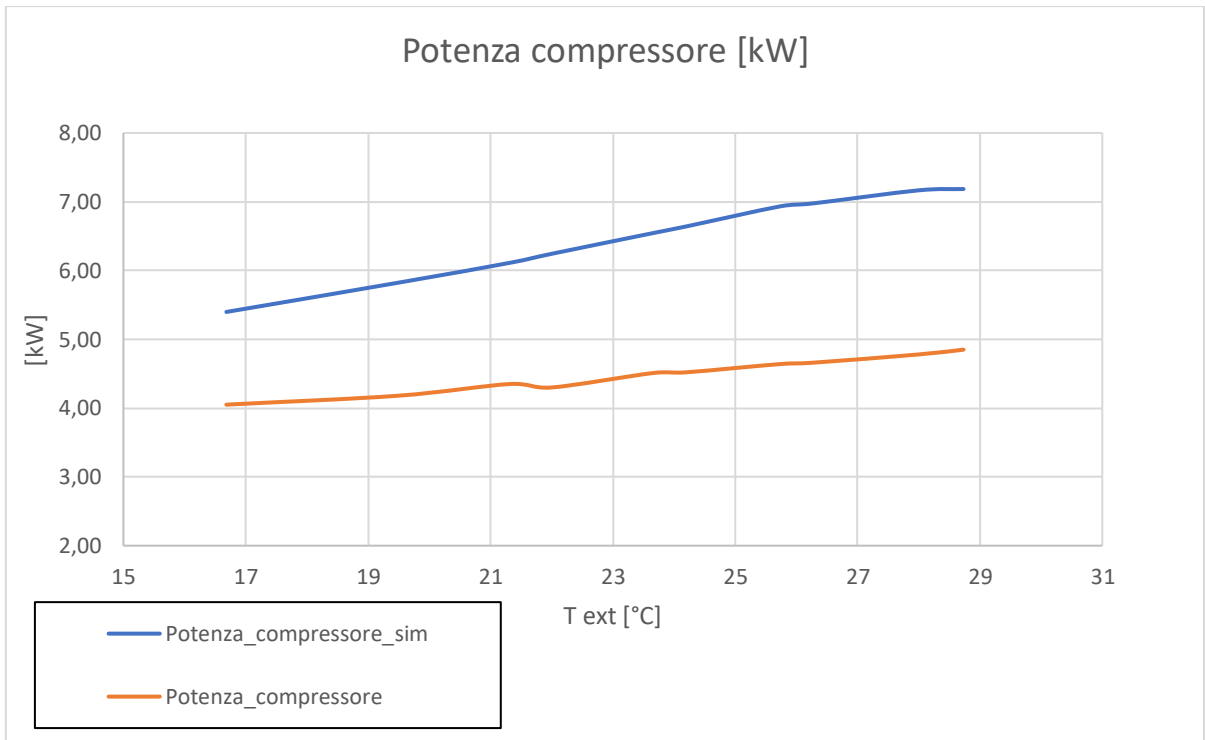


Figura 85. Confronto con i dati sperimentali: potenza elettrica al compressore

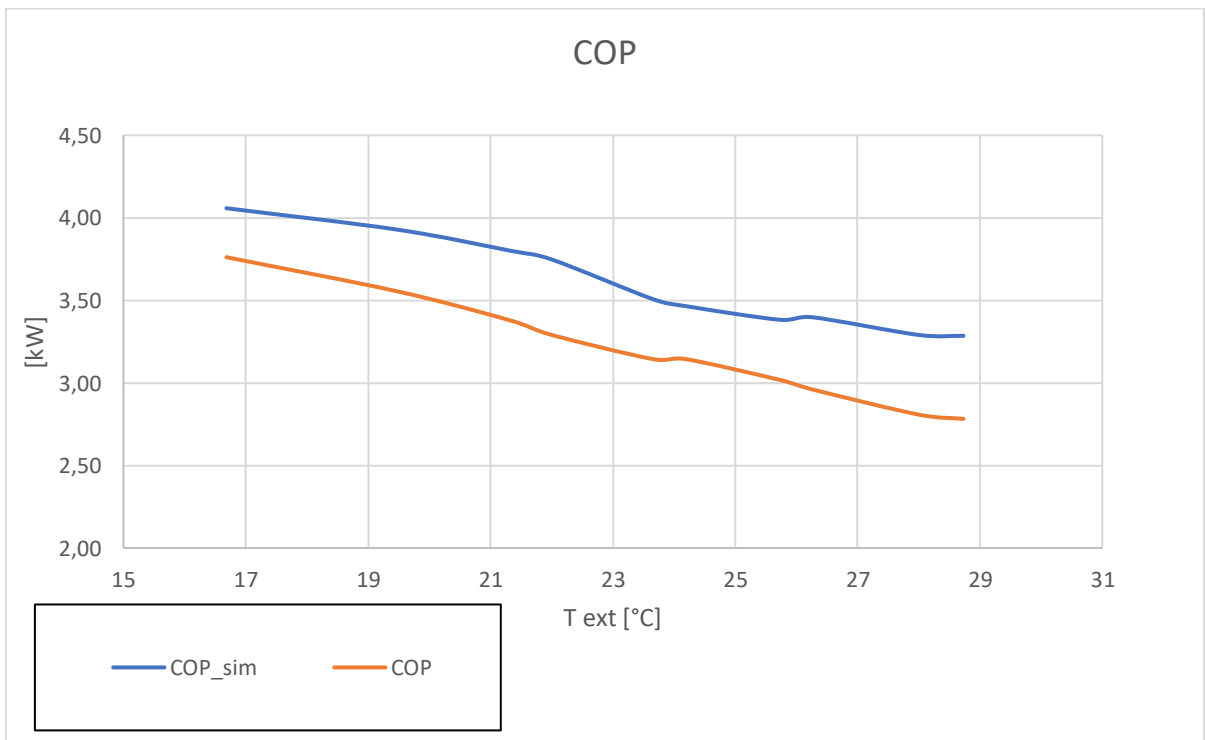


Figura 86. Confronto con i dati sperimentali: coefficiente di prestazione dell'impianto

5. Uso degli espansori come alternativa tecnologica alle valvole di laminazione

In un ciclo frigorifero convenzionale ad anidride carbonica, la valvola di laminazione di alta pressione rappresenta il componente con la più alta perdita di energia, dovuta al fatto che, a differenza di altri refrigeranti, il fluido opera nell'intervallo transcritico con pressioni che superano notevolmente i valori tipici di impianti di refrigerazione tradizionali. Un'alternativa tecnologica interessante alle valvole di laminazione riguarda il campo degli espansori, che hanno la capacità di convertire i salti di pressione in lavoro meccanico. Questo lavoro può essere utilizzato per alimentare il compressore, migliorando così il coefficiente di prestazione del sistema[29]. Inoltre, l'espansore può essere collegato direttamente ad un generatore elettrico per recuperare energia che può essere reimmessa nella rete elettrica. L'attuale stato dell'arte che riguarda l'integrazione di vari espansori nei cicli di refrigerazione a CO₂ transcritici dimostra progressi significativi nell'efficienza energetica. Tuttavia, la commercializzazione di questa soluzione appare ancora lontana. Esistono diversi tipi di espansori adatti per l'implementazione in un sistema di refrigerazione a CO₂, le cui caratteristiche principali saranno descritte nella parte iniziale di questo capitolo. Successivamente ci si concentrerà sulla tipologia di espansori a palette, uno dei più utilizzati per questo tipo di applicazione[30], che verrà infine modellato sul software GT-SUITE al fine di simulare il comportamento del componente all'interno dell'impianto frigorifero oggetto di studio, inserito al posto della valvola di laminazione di alta pressione.

5.1 Tipologie di espansori

Espansori a pistone

Il meccanismo pistone-cilindro occupa un posto significativo nella storia del design delle macchine e continua ad essere ampiamente utilizzato in varie applicazioni, in particolare nei motori e nei compressori. Baek et al.[31] hanno condotto un esperimento che coinvolge un espansore pistone-cilindro come parte di un ciclo di refrigerazione che utilizza CO₂ transcritica. Il diagramma schematico di questo esperimento è presentato nella Figura 87. Il ciclo di funzionamento di questi espansori comprende tre fasi distinte. In primo luogo, durante la fase di aspirazione, il pistone si posiziona al punto morto superiore provocando l'apertura della valvola di aspirazione e l'ingresso del fluido di lavoro ad alta temperatura e pressione. In secondo luogo, nella fase di espansione, il fluido esercita una pressione sul pistone, spingendolo verso l'alto fino al punto morto inferiore. Infine, nella fase di scarico, raggiunto il punto morto

inferiore la valvola di scarico si apre, permettendo al fluido di essere scaricato e al pistone di ritornare al punto morto superiore. Questi espansori sono particolarmente adatti per applicazioni che richiedono ampi rapporti di espansione e una precisa temporizzazione delle valvole. Di conseguenza, la struttura di tali espansori è più complessa rispetto ad altri tipi. L'attrito e le vibrazioni pongono sfide significative in questa tecnologia a causa delle numerose superfici di scorrimento e della rotazione eccentrica della manovella. L'impatto negativo delle perdite per attrito sull'efficienza dell'espansore può essere mitigato incorporando olio nel fluido di lavoro. Inoltre, i contrappesi sono necessari per ridurre al minimo le vibrazioni[32].

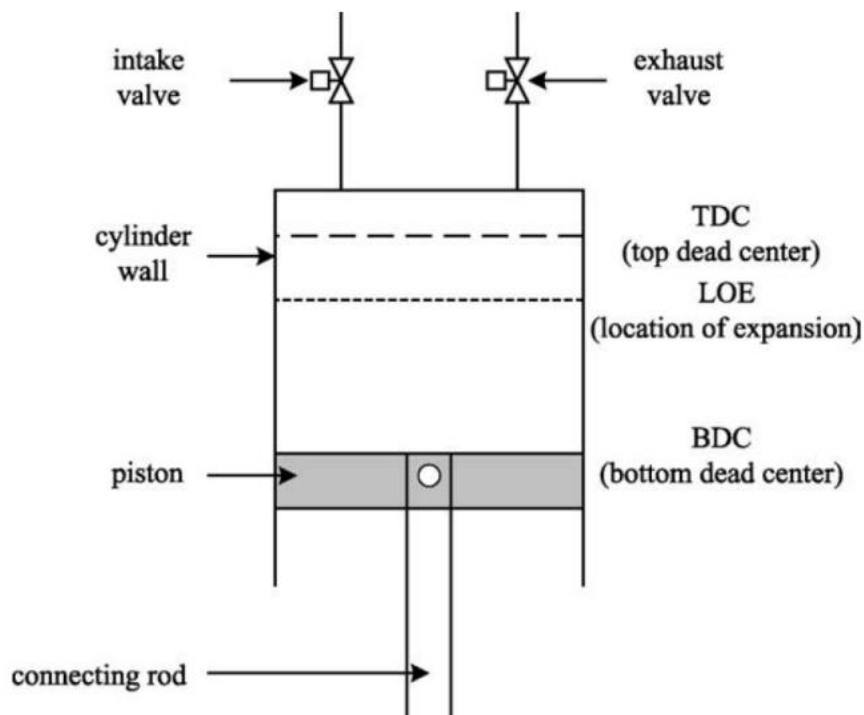


Figura 87. Dispositivo pistone-cilindro[31]

Questi espansori hanno le seguenti caratteristiche:

- La capacità di lavorare con liquidi ad alte temperature e pressioni (380-560 gradi Celsius e 90 bar);
- Bassa velocità (600-2000 giri/min), quindi non necessita di riduttore. L'espansore può essere collegato direttamente al generatore;
- Capacità di lavorare in un'ampia gamma di rapporti di pressione;
- Il rapporto volumetrico di *built-in* va da 6 a 14;
- Alto rendimento isoentropico.

Espansori a vite

I meccanismi a vite trovano applicazione in vari campi tra cui, appunto, il dominio degli espansori. Questi meccanismi garantiscono prestazioni eccezionali, ma sono complessi e costosi da produrre e mantenere. La forma del rotore influenza in modo significativo la riduzione dell'attrito e le prestazioni complessive del ciclo dell'espansore[33]. Una particolare configurazione di questo meccanismo prevede una coppia di rotori, vale a dire i rotori maschio e femmina. Il rotore maschio è costantemente collegato alla fonte di alimentazione e funge da ruota motrice, mentre il rotore femmina è azionato dal rotore maschio. Mentre i due rotori ruotano, i volumi all'interno delle loro scanalature fluttuano. La Figura 88 fornisce una rappresentazione schematica di questo meccanismo.

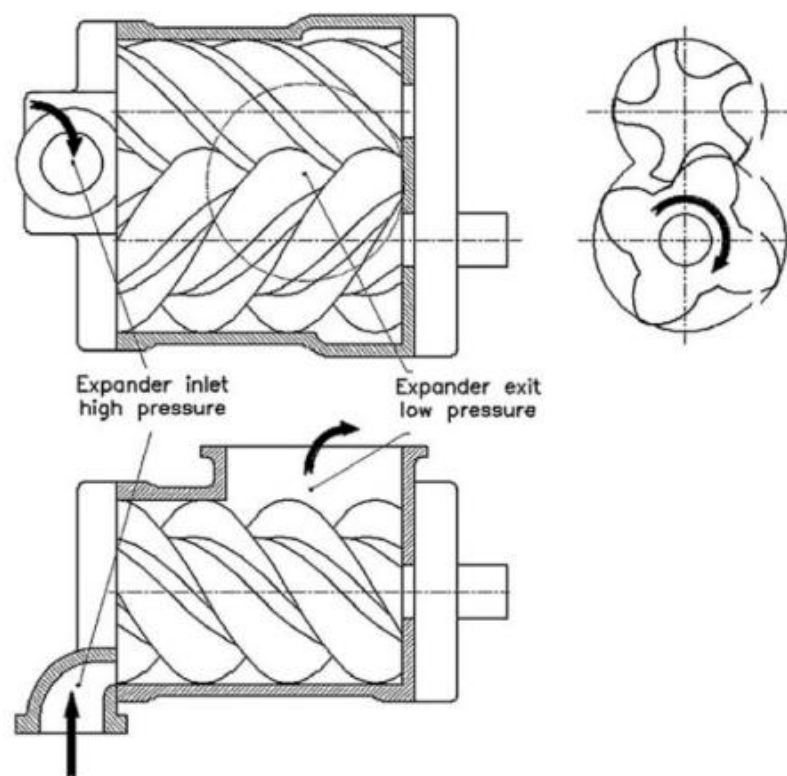


Figura 88. Espansore a vite[34]

La potenza di un espansore a vite può variare da 1,5 kW a diverse centinaia di kW, il che li distingue dagli altri espansori volumetrici. Tuttavia, è generalmente sconsigliato l'uso di espansori a vite inferiori a 10 kW a causa dei loro costi elevati, che ne limitano la convenienza. Gli espansori a vite possono operare in modo efficiente a temperature di 190°C e pressioni di 16 bar, soprattutto quando si tratta di fluidi bifase. Questo perché la componente liquida aiuta a riempire gli spazi vuoti nel rotore, riducendo le inefficienze. Il vantaggio principale degli espansori a vite rispetto ad altri tipi è la loro capacità di funzionare sia come compressori che come espansori utilizzando un'unica coppia di rotori. In sintesi, questi espansori sono caratterizzati da:

- Perdite medie per attrito e dispersioni;
- Rumorosità nella media;
- Costi relativamente alti;
- Rapporti volumetrici tra 2 e 8;
- Efficienza isoentropica che va dal 50% al 80%;
- Velocità di rotazione alta.

Espansori scroll

Il meccanismo scroll è comunemente impiegato nei compressori utilizzati per negli impianti di condizionamento dell'aria. Come mostrato nella Figura 89 comprende una spirale fissa e un componente rotante; Il fluido immesso nella regione centrale dell'espansore mette in moto la spirale, consentendone la rotazione. Questo movimento rotatorio porta ad un'espansione delle camere, con conseguente espulsione del fluido dalla parte esterna delle spirali. Il meccanismo di scorrimento offre vantaggi, come ad esempio meno componenti mobili, vibrazioni e rumore ridotti rispetto ai meccanismi alternativi. Inoltre, l'assenza di valvole semplifica la conversione di un compressore scroll in un espansore, (i progetti di espansori scroll spesso derivano da progetti utilizzati per i compressori).

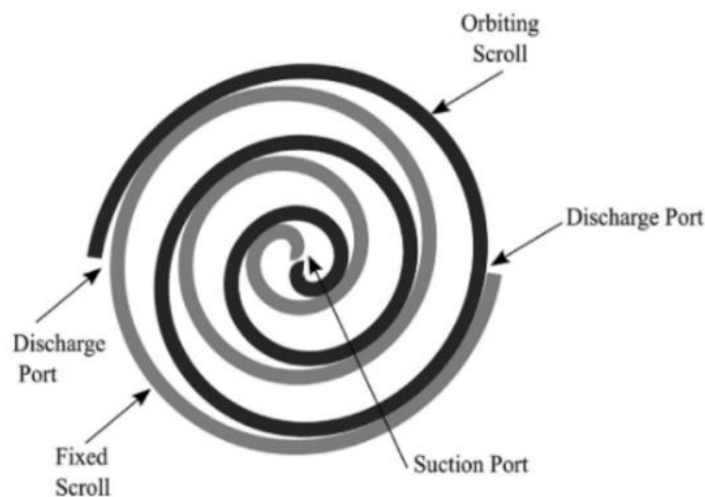


Figura 89. Espansore scroll[35]

Esistono due tipologie di espansori scroll: i *compliant*, che richiedono lubrificazione durante il funzionamento a causa della costante interazione tra le spirali mobili e fisse, facilitata dalla forza centrifuga, e i *cinematicamente rigidi*, dove la lubrificazione non è necessaria in quanto non c'è contatto tra le spirali. Di seguito vengono riportate le caratteristiche principali:

- Rapporto volumetrico di built-in variabile da 1.5 a 5;
- Capacità di sopportare pressioni di esercizio fino a 80 bar e temperature di 180°C;
- L'essere i più adatti nel range da 1-25 kW;
- Elevata efficienza isoentropica;
- Bassa rumorosità.

Espansori rotativi a palette

Il meccanismo a palette rotanti è comunemente utilizzato in pompe idrauliche, automobili e sistemi di condizionamento dell'aria grazie alle sue dimensioni compatte. Inoltre, non richiede l'uso di valvole per regolare i processi di aspirazione e scarico. Tuttavia, questa soluzione è caratterizzata da sostanziali perdite interne e per attrito, che focalizza gli studi a sulla minimizzazione di tali dissipazioni. Tipicamente, il meccanismo è costituito da un rotore con tasche longitudinali appositamente lavorate per accogliere palette scorrevoli. C'è un offset tra rotore e lo statore/cilindro che permette di ottenere il volume necessario per l'espansione del fluido di lavoro. Mentre il rotore ruota, la forza centrifuga spinge le palette contro lo statore, provocando una variazione di volume delle camere (situate tra due pale consecutive). La Figura 90 presenta una rappresentazione schematica di questo meccanismo.

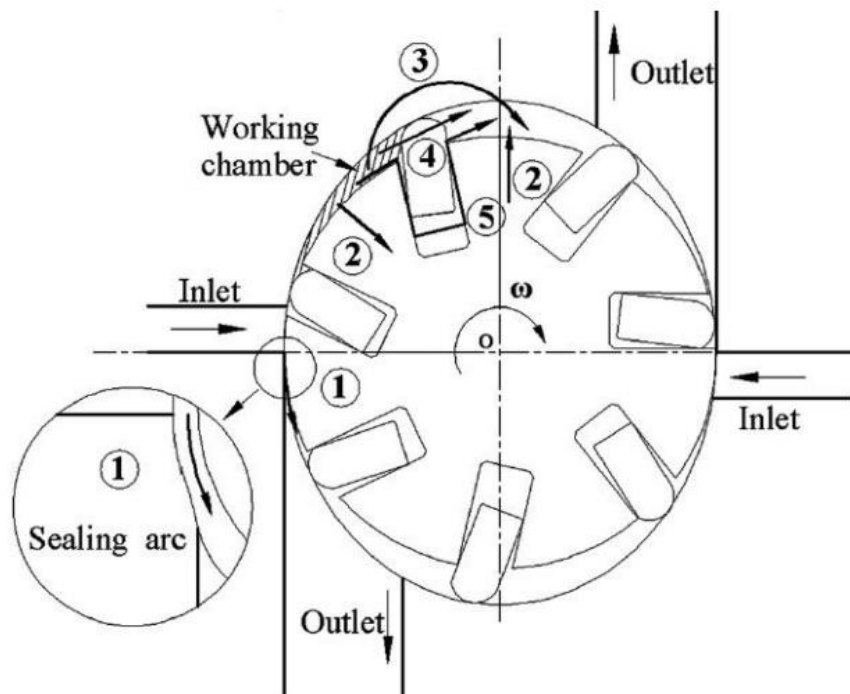


Figura 90. Espansore rotativo a palette[36],[37]

Questi particolari espansori possiedono una geometria più semplice rispetto altre tipologie, che li rende meno costosi. Inoltre, offrono numerosi vantaggi come il mantenimento di curve

di rendimento pressoché costanti, un funzionamento a basse velocità di rotazione (eliminando la necessità di riduttori) e la necessità di una manutenzione minima. Il contatto limitato tra le superfici riduce significativamente le perdite per attrito. Questi espansori hanno le seguenti caratteristiche:

- Struttura semplice;
- Basso costo;
- Buona efficienza volumetrica e isoentropica;
- Possibilità di operare ad alta temperatura e ad alta pressione (circa 150°C e 100 bar);
- Basso velocità di rotazione (1500-3000 RPM);
- Basso manutenzione.

Turbo-espansori

Le turbine, comunemente impiegate nelle centrali elettriche, presentano un'elevata efficienza e sono adatte per gestire grandi portate con perdite di carico minime. Tuttavia, la loro applicabilità è limitata quando si tratta di lavorare con fluidi bifasici come la CO₂ transcritica. Di conseguenza, la letteratura che documenta l'utilizzo di turbine nei sistemi di refrigerazione a CO₂ è molto scarsa. Un'illustrazione semplificata di questa macchina è riportata nella Figura 91.

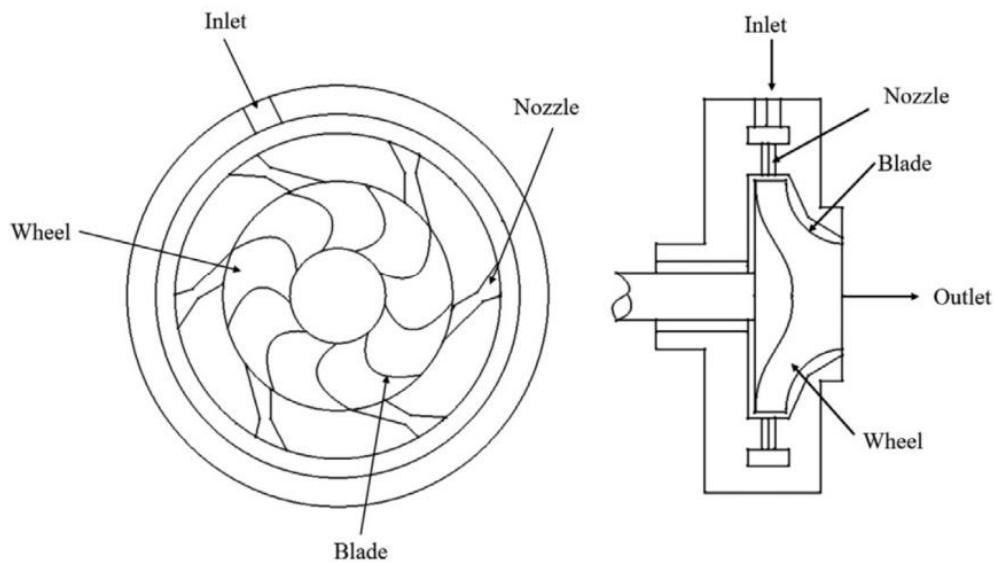


Figura 91. Turbo-espansore[38]

5.2 L'espansore rotativo a palette

Come precedentemente anticipato questa macchina è un dispositivo volumetrico rotativo che opera con un movimento continuo. Funziona estraendo energia dall'espansione del fluido attraverso variazioni cicliche di volume, controllate da parametri geometrici: le variazioni di volume che subisce il fluido sono il risultato delle specifiche geometrie dei vari componenti che compongono la macchina. Un espansore rotativo a palette è costituito da un rotore che presenta scanalature, radiali o oblique, in cui sono inserite le palette. Di solito è posizionato in maniera eccentrica rispetto a un cilindro cavo fisso, che funge da statore della macchina. Quando il rotore ruota attorno al proprio asse, le pale scivolano fuori dalle loro scanalature a causa della forza centrifuga, pur mantenendo il contatto con lo statore garantito dalla presenza di olio lubrificante. La Figura 92 mostra i componenti principali dell'espansore.

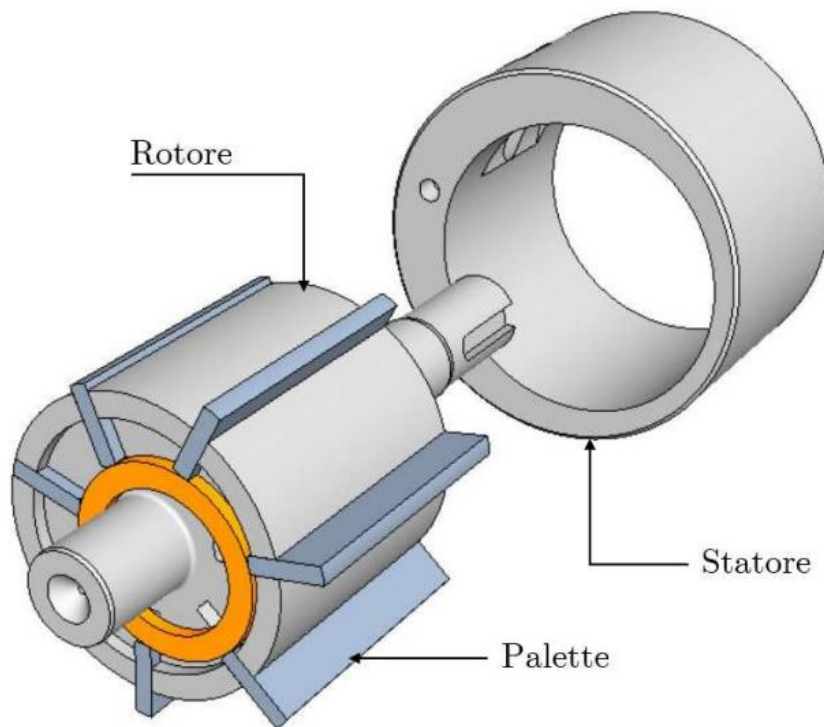


Figura 92. Componenti principali dell'espansore

La cassa dello statore e i coperchi hanno due aperture che fungono da porte di aspirazione e scarico. Ciò consente di definire un ciclo di trasformazione del fluido motore, che è l'intervallo di tempo durante il quale il fluido entra dalla luce di aspirazione, subisce una specifica trasformazione e quindi esce dalla luce di scarico. Ogni coppia consecutiva di pale, insieme al rotore e allo statore, definisce uno spazio specifico, che rappresenta il volume di un vano, che varia a seconda del posizionamento angolare del rotore a causa dell'eccentricità tra statore e

rotore. Un'escursione angolare comporta un aumento del volume di mezzo giro, mentre un'altra escursione porta ad una diminuzione del volume, riportandolo al valore iniziale. La relazione tra l'angolo e il volume di ciascun compartimento sarà ulteriormente spiegata in seguito. L'asse di riferimento per gli angoli e il punto di tangenza tra statore e rotore è rappresentato dalla retta passante per il centro del rotore. La Figura 93 illustra la disposizione delle aperture di aspirazione e di scarico. A causa delle variazioni di volume, il fluido all'interno di un compartimento subisce un'espansione o una compressione. Poiché l'obiettivo della macchina è quello di estrarre energia favorendo l'espansione del fluido, la progettazione delle porte di aspirazione e scarico deve facilitare questa trasformazione. In particolare, la bocca di aspirazione dovrebbe essere posizionata nella zona con il volume minimo, consentendo al fluido di entrare in uno spazio ristretto che si espanderà nel tempo. D'altra parte, la posizione della luce di scarico dovrebbe corrispondere all'area in cui il volume è massimo. La porta di scarico deve coprire tutto il campo angolare in cui avviene la riduzione di volume per evitare la ricomprensione del fluido durante il ritorno allo stato iniziale, che creerebbe resistenza e ostacolerebbe l'estrazione di lavoro. Pertanto, la porta di scarico si estende dall'area di volume massimo al punto in cui il volume ritorna al suo minimo.

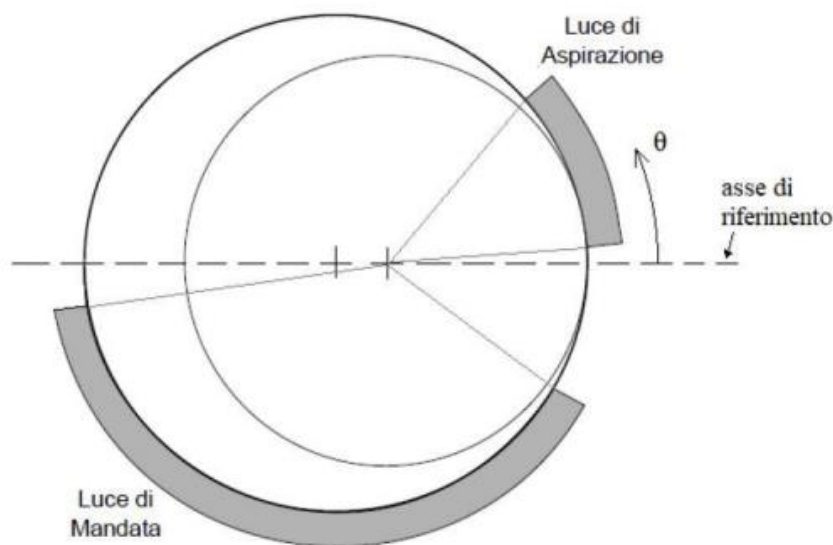


Figura 93. Luce di aspirazione e luce di scarico

Questi angoli determinano due variabili cruciali che hanno un impatto significativo sulle prestazioni della macchina in condizioni operative: i volumi di aspirazione e di scarico. Il volume di aspirazione si riferisce al volume del singolo vano quando si trova nella posizione angolare di primo contatto con la bocca di aspirazione (raffigurata in Figura 94 a sinistra). D'altra parte, il volume di scarico si riferisce al volume del singolo vano quando si trova nella

posizione d'angolo in cui sta per essere stabilito il contatto con la luce di scarico (illustrato nella Figura 94 a destra).

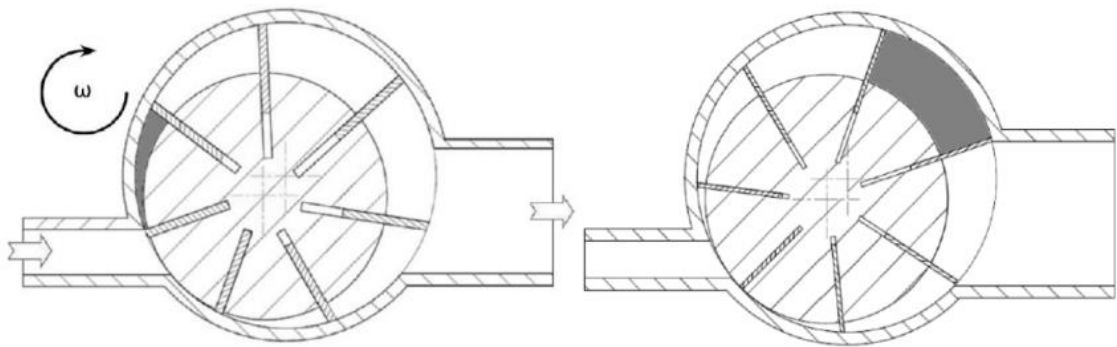


Figura 94. Volume di aspirazione e volume di scarico

L'entità del volume di aspirazione è importante perché definisce la capacità della macchina di elaborare portata di fluido motore. Infatti, supponendo di ragionare a parità di velocità di rotazione e di condizioni termodinamiche a monte, risulta:

$$\dot{m}_{WF} = N_{vani} \cdot \rho \cdot V_{int,end} \cdot \frac{\omega}{60} \quad (10)$$

dove:

- “ \dot{m}_{VF} ” rappresenta la portata massica di fluido smaltito [kg/s];
- “ N_{vani} ” rappresenta il numero di palette della macchina;
- “ ρ ” rappresenta la densità del fluido a monte [kg/m³];
- “ $V_{int,end}$ ” rappresenta il volume di aspirazione [m³];
- “ ω ” rappresenta la velocità di rotazione [rpm];

Di conseguenza, la capacità della macchina di espellere fluido ad una data velocità del rotore e a determinate condizioni a monte, è direttamente proporzionale alla quantità di fluido che può aspirare. L'influenza del volume di scarico si manifesta nella definizione del rapporto di *built-in* (β_v), che rappresenta il rapporto di espansione volumetrico della macchina:

$$\beta_v = \frac{V_{exh}}{V_{int,end}} \quad (11)$$

Fissato il salto di pressione che la macchina deve smaltire, si calcola il rapporto di *built-in* che sarà necessario a definire il volume di aspirazione (responsabile della capacità di elaborazione della portata), e quello di scarico, V_{exh} , che si manifesta in prossimità del massimo

volume del vano. Il rapporto di *built-in* riveste quindi un'importanza significativa nello stabilire una connessione efficace tra l'espansore che recupera potenza meccanica dal salto entalpico disponibile e il circuito associato, che determina le condizioni termodinamiche sia a monte che a valle. Esistono tre possibili configurazioni di fine espansione, determinate dal livello di accoppiamento, mostrate dalla Figura 95.

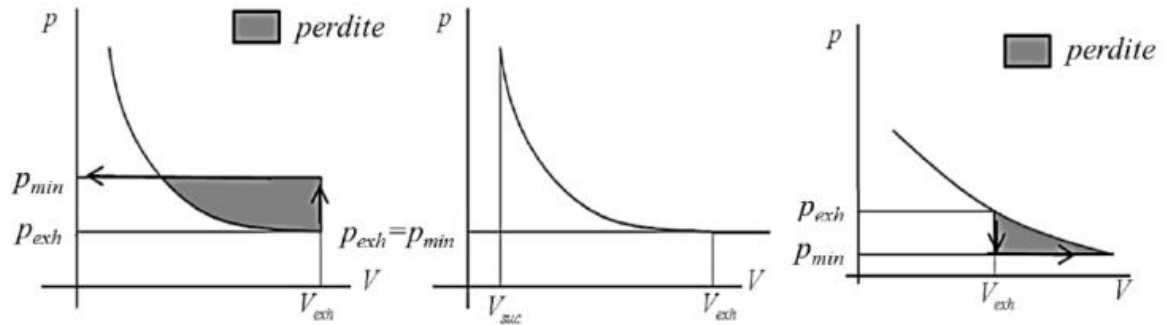


Figura 95. Le tre configurazioni di fine espansione

I grafici illustrano la relazione tra pressione e volume all'interno del compartimento: la riduzione di pressione provoca un aumento del volume che si protrae fino all'apertura dello scarico, in corrispondenza del volume di scarico. Nella prima configurazione (sovràespansione), rappresentata dal grafico a sinistra, la pressione minima supera la pressione di fine espansione, che di conseguenza deve essere ripristinata attraverso una ricomprensione che graficamente viene rappresentata dall'area colorata presente sul grafico. Nel secondo scenario, la pressione al termine dell'espansione è equivalente alla pressione nella linea di scarico, con conseguente assenza di perdite nel diagramma p-V. Questa circostanza indica la condizione più favorevole. Contrariamente allo scenario iniziale, il caso tre (sottoespansione) comporta un'inversione di interpretazione. Per raggiungere l'equilibrio delle pressioni è necessaria una successiva espansione, che però non produce effetto utile in quanto il volume non può aumentare ulteriormente. Prolungando la curva di espansione, si individua la zona che genererebbe output funzionale se l'espansione progredisse adeguatamente fino al raggiungimento della pressione minima. Lo scenario ottimale è quindi quello in cui le caratteristiche costruttive dell'espansore si allineano il più possibile con l'aumento di entalpia fornito dal circuito.

5.2.1 Stato dell'arte

Il processo di espansione in un ciclo inverso a CO₂ transcritica comporta la transizione del fluido da uno stato supercritico ad uno bifase. A causa dei cambiamenti significativi nelle

proprietà termofisiche attorno al punto critico, modellare accuratamente questo fenomeno è complesso e richiede approcci sia analitici che computerizzati. Nonostante le ricerche e i progressi approfonditi nel campo dei software di fluidodinamica computazionale, l'uso di un dispositivo di espansione per mitigare le perdite durante il processo di espansione rimane limitato, spesso arrivando solo alla fase di prototipo. Fukuta nel 2003 è stato tra i primi studiosi a esaminare il processo di espansione del ciclo a CO₂ transcritica utilizzando un espansore rotativo a palette. Ha sottolineato il problema dei trafiletti durante l'utilizzo ad alta pressione, tra la punta della paletta e lo statore, nonché tra le superfici anteriori e i coperchi del rotore, su cui si focalizzano le criticità nella progettazione dell'espansore. Inoltre, sono state fatte osservazioni significative riguardo all'area del ciclo di lavoro p-V (illustrata nella Figura 96), in particolare per quanto riguarda le aree di aspirazione e scarico.

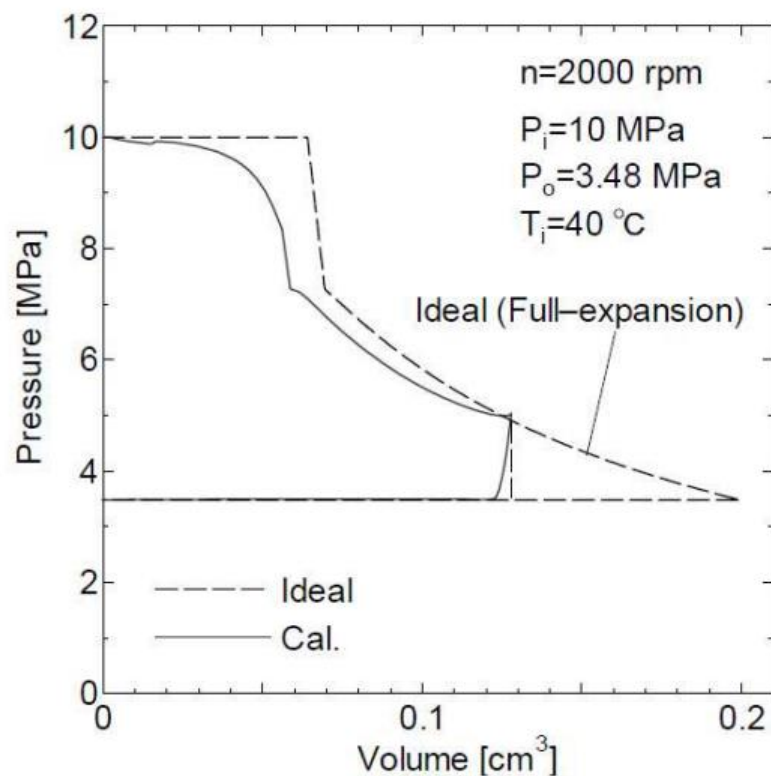


Figura 96. Discostamento dal processo di espansione reale

Mantenere la pressione a monte dell'espansore diventa difficile quando la porta di aspirazione si chiude, principalmente a causa della strozzatura del condotto. Questo restringimento porta ad un aumento dell'energia cinetica del fluido, con conseguente diminuzione della pressione. Al contrario, esaminando il ciclo p-V nella zona di scarico, si osserva che la pressione nella camera si discosta dallo schema di espansione ideale. Alla fine si verifica un salto di pressione che porta il fluido alle condizioni termodinamiche di valle. Come

anticipato nel paragrafo precedente questa condizione viene definita sottoespansione. In questo scenario le perdite sono associate alla tendenza del fluido di fluire attraverso gli interstizi per raggiungere lo scarico prima che la bocca di mandata si apra completamente. La letteratura esistente si concentra dunque sul problema della perdita volumetrica e delle perdite all'interno dell'espansore. Per migliorare l'efficienza della macchina, un approccio utilizzato è stato l'incorporazione di molle alla base della pala (fare riferimento alla Figura 97)per facilitare il contatto tra la punta della pala e lo statore[39]. In genere, quando utilizzato nei sistemi di refrigerazione, la quantità di potenza che può essere sfruttata dall'albero di espansione è relativamente bassa, raggiungendo in genere solo poche centinaia di Watt. Pertanto, l'utilizzo delle molle può comportare una perdita eccessiva di potenza a causa dell'attrito.

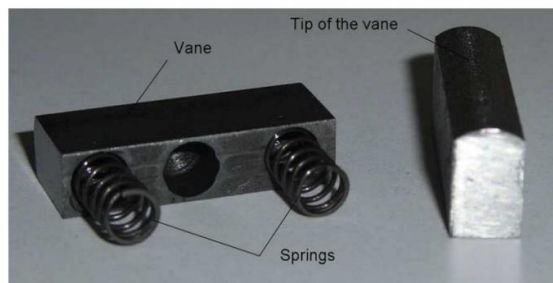


Figura 97. Palette con le molle

Un approccio alternativo è stato proposto da Jia[40], illustrato nella Figura 98.

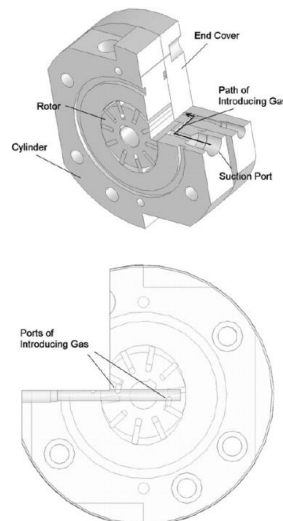


Figura 98. Porte ausiliare per introduzione gas alla base delle palette

Viene proposto l'utilizzo di gas ad alta pressione alla base delle palette, limitatamente ad allo specifico intervallo angolare nel quale la separazione della pala dallo statore è più pronunciata, cioè durante la fase di aspirazione.

5.2.2 Modellazione analitica

Per modellare il riempimento dei vani dell'espansore è necessario comprendere la correlazione tra il volume della camera e la posizione angolare dell'albero. Questa correlazione si basa sulla definizione della convenzione che quantifica l'angolo assunto da uno specifico vano corrispondente ad un dato posizionamento del rotore. Come accennato in precedenza, l'asse fisso di riferimento del rotore e il punto di tangenza statore-rotore è rappresentato da una retta passante per il centro (Figura 93). D'altra parte, l'asse di riferimento mobile è determinato dalla bisettrice dello spazio. Questo approccio garantisce una chiara relazione tra la configurazione angolare di un compartimento e il corrispondente angolo relativo. La Figura 99 illustra la misura angolare che identifica la posizione di un particolare compartimento (evidenziato in giallo) secondo la convenzione adottata. Sulla base di questa convenzione, è possibile determinare gli angoli ai quali la stanza passa dalla configurazione iniziale a quella finale di aspirazione o di scarico. Questi angoli sono significativi ed essenziali per la progettazione della macchina.

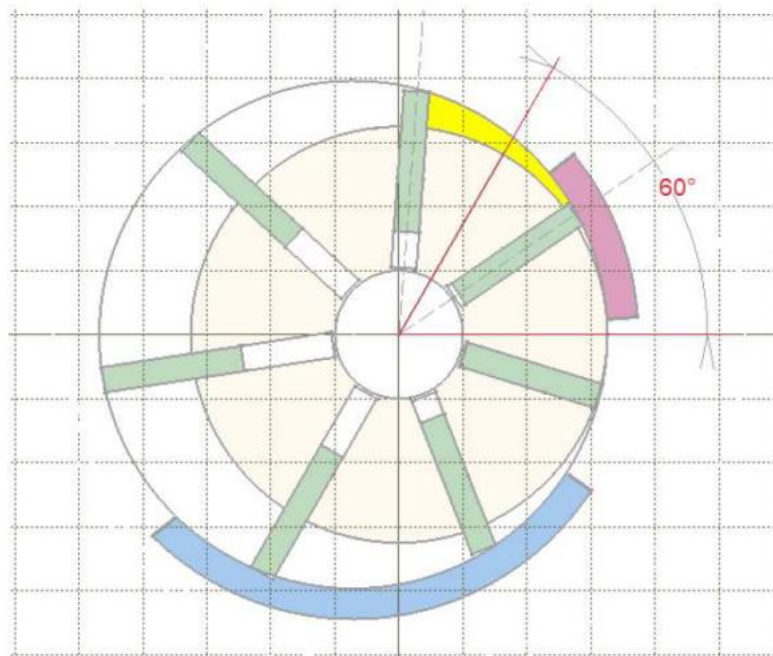


Figura 99. Convenzione geometrica per l'asse di riferimento

5.2.3 Legge volumetrica

Come detto precedentemente, per la modellazione del riempimento dei vani in fase di aspirazione è essenziale comprendere la relazione tra volume e configurazione angolare, che verrà descritta approfonditamente in questo paragrafo. Il termine "vano interpallare" si riferisce alla regione tra il rotore e lo statore, in particolare tra due pale adiacenti. Questo spazio può essere visualizzato come un prisma con base un arco circolare a sezione costante (Figura 100). L'altezza del prisma è determinata dalla lunghezza assiale della macchina, che corrisponde alla lunghezza sia dello statore che del rotore.

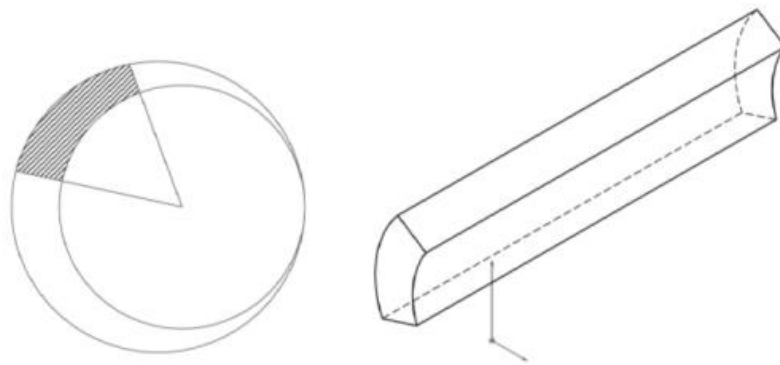


Figura 100. Vano interpallare

Sulla base di queste osservazioni si può dedurre che il volume del vano può essere calcolato moltiplicando l'area della sezione del vano, perpendicolare all'asse di rotazione, per la lunghezza dello statore. Pertanto, è necessario conoscere le variazioni dell'area del vano mentre il rotore ruota.

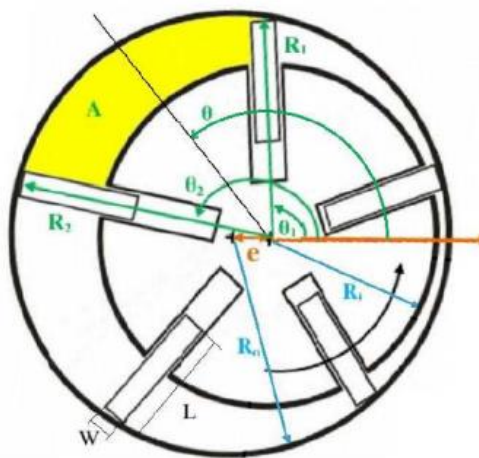


Figura 101. Diagramma di riferimento per il calcolo dei volumi dei vani

La suddetta area è evidenziata in giallo nella Figura 101. Quest'ultima rappresenta il diagramma per il calcolo dei volumi dei vani, dove sono rappresentate una serie di grandezze descritte di seguito:

- ϑ_1 e ϑ_2 : angoli che determinano la posizione delle due pale che delimitano il vano;
- R_1 e R_2 : raggi individuati dalle pale;
- e : eccentricità;
- R_i e R_o : raggi del rotore e dello statore;
- L e W : lunghezza trasversale della pala;
- T : lunghezza della macchina in direzione assiale;

Analiticamente, l'area trasversale viene descritta dalla seguente equazione:

$$A(\vartheta) = R_1 R_2 \frac{\sin\left(\frac{2\pi}{N_v}\right)}{2} - \frac{\pi R_1^2}{N_v} + R_o (\vartheta_c - \cos(\vartheta_c) \sin(\vartheta_c)) - \frac{W}{2} (R_1 + R_2 - 2R_i) \quad (12)$$

dove "N_v" rappresenta il numero dei vani, mentre ϑ_c è un angolo simile a ϑ_1 e ϑ_2 , ma focalizzato sull'asse dello statore anziché sull'asse del rotore; viene calcolato in funzione di ϑ_1 , ϑ_2 , R_o , e . È possibile a questo punto definire la legge volumetrica della macchina moltiplicando l'area trasversale per la lunghezza assiale (T):

(13)

$$V(\vartheta) = A(\vartheta) \cdot T$$

5.3 La progettazione dell'espansore

Non esiste un metodo standardizzato per la progettazione delle macchine volumetriche rotative a palette, in particolare degli espansori. Spesso il processo di progettazione inizia con la modifica di pompe e compressori, che sono soluzioni già consolidate in varie applicazioni commerciali. Infatti, nonostante la funzione prevista della macchina possa essere diversa, le interazioni fluido-macchina che si verificano all'interno dei compartimenti sono influenzate dagli stessi fenomeni fisici. Si può ora procedere alla definizione matematica e geometrica dell'espansore, sulla base del processo di progettazione delineato di seguito:

- Pre-dimensionamento analitico: eseguendo un'analisi delle condizioni termodinamiche a monte e a valle della macchina, e tenendo conto delle proprietà del fluido e dei parametri dell'impianto, è stato possibile determinare la dimensione dell'espansore per

mezzo di una formulazione analitica. A tal scopo è stato utilizzato un modello costruito su fogli di calcolo (Excel) e script MATLAB®, oltre al database di CoolProp utilizzato per definire le proprietà dei fluidi reali.

- Analisi CFD 1D: utilizzando il software GT-SUITE™, in grado di risolvere le equazioni che governano il problema, è stato simulato il funzionamento dell'espansore. Questa simulazione ha facilitato un esame completo dei fenomeni associati alle condizioni di lavoro transcritiche del fluido e ha consentito la valutazione della potenza erogata all'albero.

5.3.1 Pre-dimensionamento geometrico

Il primo step è costituito dall'analisi termodinamica a monte e a valle della valvola HPV, che è il componente da sostituire con l'espansore rotativo a palette. A tal scopo sono stati utilizzati i dati sperimentali e i cicli termodinamici già presentati nel paragrafo 3.3, ottenendo un range di variazione dei parametri termodinamici in ingresso e in uscita dalla valvola e che sono riportati nella Tabella 15. Al fine di specificare i suddetti punti oggetto di analisi, in Figura 102 viene riportato il ciclo termodinamico che fa riferimento ad una temperatura esterna di 28,7°C.

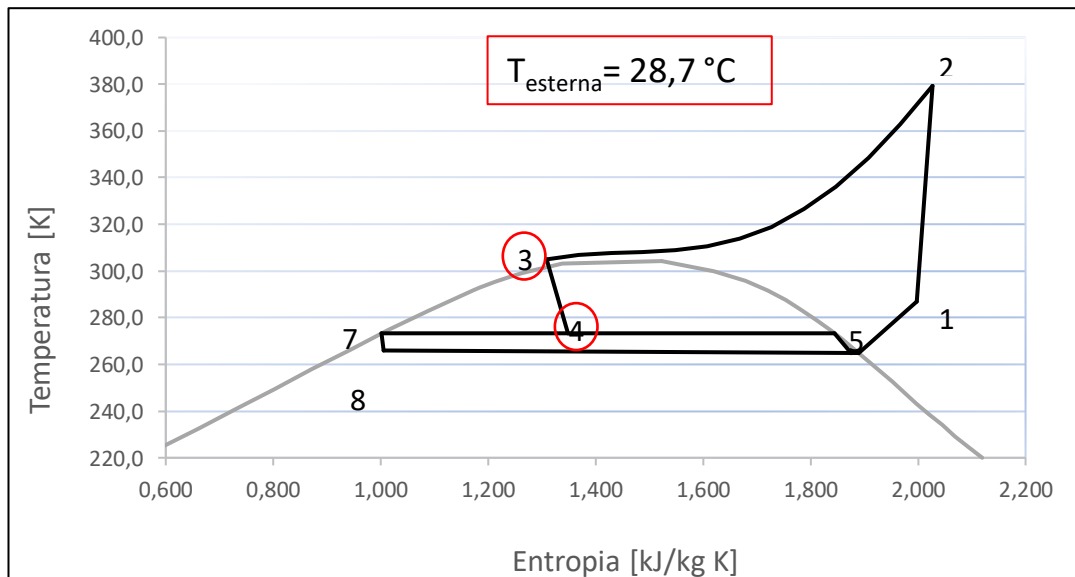


Figura 102. Ciclo termodinamico dell'impianto per una temperatura esterna pari a 28,7°C.

Tabella 15. Range di variazione dei parametri termodinamici in ingresso e uscita dalla valvola HPV

Parametro	Input	Output
Pressione [bar]	62,8-80	35
Temperatura [K]	361,6-379,3	273,3

La progettazione dell'espansore rotativo a palette inizia con la determinazione del rendimento volumetrico della macchina. Come visto nei paragrafi precedenti, in tipologia di espansori il fattore più influente sulle prestazioni complessive sono le perdite volumetriche causate dai trafilamenti di fluido (\dot{m}_{leak}). È possibile definire un rendimento volumetrico (η_v) come rapporto tra la portata massica di fluido teorica (\dot{m}_{th}) e quella che realmente transita all'interno dell'espansore (\dot{m}_{VF}). La portata massica di fluido teorica può essere successivamente scritta in funzione del numero di vani (N_v), della velocità di rotazione (w), della densità ($\rho_{int,end}$) e del volume ($V_{int,end}$) del fluido a monte della valvola:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{th}}{\dot{m}_{VF}} = \frac{\dot{m}_{th} - \dot{m}_{leak}}{\dot{m}_{VF}} = \frac{\rho_{int,end} \cdot V_{int,end} \cdot N_v \cdot w}{\dot{m}_{VF}}$$

Da cui:

(14)

$$V_{int,end} = \frac{\eta_v \cdot \dot{m}_{VF}}{\rho_{int,end} \cdot N_v \cdot w}$$

Assumendo una pressione costante tra l'ingresso e il punto di fine aspirazione, e assumendo una trasformazione adiabatica all'uscita dell'espansore, è possibile scrivere:

$$\frac{V_{exh}}{V_{int,end}} = \left(\frac{\rho_{int,end}}{\rho_{exh}} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Dove il pedice “exh” si riferisce al punto a valle dell'espansore. Infine è possibile quindi esplicitare il volume della camera al momento dello scarico (V_{exh}):

(15)

$$V_{exh} = \left(\frac{\rho_{int,end}}{\rho_{exh}} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot V_{int,end}$$

A questo punto, utilizzando le equazioni (14) e (15), che permettono di definire il volume della camera a fine aspirazione e al momento dello scarico, e l'equazione (13), che descrive la legge volumetrica della macchina, si è proceduto a ricavare le dimensioni caratteristiche dell'espansore. Per il calcolo sono stati utilizzati dati sperimentali ed è stato stimato il valore del rendimento volumetrico η_v , partendo da dati di letteratura[41][42] successivamente ricalibrati per mezzo di processi iterativi. Per questo scopo è stato utilizzato uno script

MATLAB® che contiene le informazioni volumetriche della macchina e che richiede come valori di input il numero delle palette (N_v), l'angolo di fine aspirazione e quello di inizio scarico (ϑ_{int} , ϑ_{exh}), la larghezza delle palette (W), la lunghezza assiale della macchina (T) e i valori di volume di aspirazione e scarico ($V_{int,end}$, V_{exh}), ricavando il raggio del rotore (R_i), il raggio dello statore (R_o), e il valore dell'eccentricità (e). Per quanto riguarda la quantità e le misure delle palette, gli angoli di aspirazione e di scarico, nonché le misure assiali della macchina, la fonte primaria di informazioni è stata la letteratura esistente sulle macchine utilizzate in applicazioni simili[40]-[41]. I risultati dei calcoli preliminari che definiscono le caratteristiche geometriche dell'espansore sono presentati nella tabella sottostante. Si può ora procedere alla valutazione delle prestazioni della macchina tramite software.

Tabella 16. Parametri geometrici dell'espansore

Raggio del rotore (R_i)	36
Raggio dello statore (R_o)	19 mm
Eccentricità (e)	1,7
Numero palette (N_v)	8
Larghezza della paletta (W)	4 mm
Ingombro assiale (T)	25 mm
Angolo di inizio aspirazione (ϑ_{int})	0°
Angolo di fine aspirazione (ϑ_{int})	75°
Angolo di inizio scarico (ϑ_{exh})	154°
Angolo di fine scarico (ϑ_{exh})	356°
Volume di aspirazione ($V_{int,end}$)	294 mm ³
Volume di scarico (V_{exh})	712 mm ³

5.3.2 GT-SUITE: Analisi 1D

Questo paragrafo si concentra sulla modellazione software dell'espansore. Come visto nel capitolo precedente, il modello virtuale della macchina offre vantaggi significativi, poiché consente simulazioni di operazioni reali senza la necessità di prototipazione fisica e sperimentazione di laboratorio. Analogamente a quanto fatto per la modellazione dell'intero impianto (Capitolo 4), sono stati scelti e organizzati i componenti essenziali (descritti più avanti) tra cui tubi di collegamento, diramazioni e camere di espansione. Successivamente sono state definite le condizioni al contorno e infine avviata la simulazione. Considerando le condizioni sia a monte che a valle, il primo obiettivo è quello di valutare la flessibilità del componente in termini di pressione e portate, dando continuità alla validazione del modello dell'intero impianto effettuata nel Capitolo 4 che in questa prima fase si è concentrata sui livelli di pressione e temperatura. Successivamente l'analisi si concentrerà sulla modalità in cui la combinazione di parametri influenza la potenza meccanica in uscita, integrando formulazioni

analitico-geometriche con la simulazione GT-SUITE™. L'espansore rotativo a palette è stato realizzato utilizzando un modello relativo a una pompa rotativa a palette, già presente nel database del programma, ed effettuando le modifiche necessarie per replicare la macchina motrice di interesse con particolare riferimento all'inversione dei plenum di monte e di valle. Come già descritto nel paragrafo 5.2, l'espansore è responsabile dell'estrazione di energia dal fluido sfruttando l'espansione del volume durante la rotazione, garantita dalla geometria della macchina. Il sistema, infatti, è costituito da uno statore e un rotore posizionati in modo eccentrico l'uno rispetto all'altro. Mentre il rotore ruota, le pale inserite nelle fessure radiali del rotore fanno sì che i vani subiscano variazioni di volume cicliche. Queste variazioni di volume, insieme all'appropriata configurazione delle porte di aspirazione e di scarico, consentono le operazioni di aspirazione, espansione e scarico. Il modello utilizza componenti separati (otto in totale, ciascuno dei quali rappresenta un vano) per simulare i vani di espansione. Tali componenti sono disposti in parallelo e sono collegati a due ambienti comuni, che fungono da ambienti di monte e di valle. Il software analizza un dato insieme di dati geometrici per prevedere come cambia il volume del compartimento in relazione all'angolo di rotazione. Inoltre, considerando la posizione angolare delle porte, il software simula i collegamenti necessari per creare i cicli di aspirazione-espansione-scarico. Calcolando informazioni sui parametri operativi (come gli stati termodinamici prima e dopo il processo, e la velocità di rotazione), il software possiede la capacità di ricostruire la variazione della distribuzione della pressione all'interno dei vani. Conoscendo quindi il ciclo p-V, diventa infine possibile valutare la potenza della macchina e successivamente calcolare la potenza meccanica dopo aver sottratto le perdite per attrito. A seguire, nella Figura 103, viene riportato uno schema a blocchi che mostra i componenti e le connessioni che costituiscono il modello dell'espansore realizzato nel software.

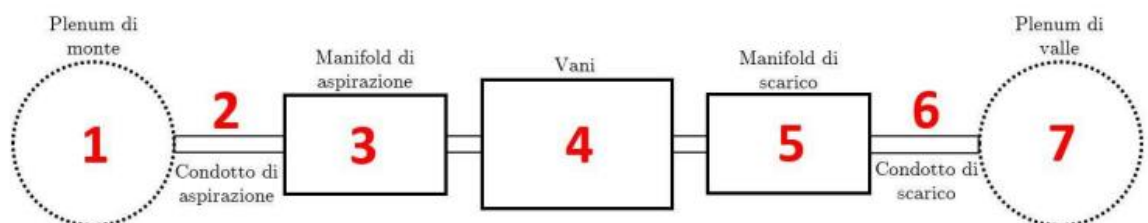


Figura 103. Focus sui componenti dell'espansore

In particolare osserviamo:

1. *Plenum di monte*: è il serbatoio con capacità infinita che alimenta l'espansore. Ha come parametri di input le proprietà termodinamiche del fluido di lavoro, tra cui la portata massica e la temperatura di uscita del gas cooler.
2. *Condotto di aspirazione*: ha la funzione di trasportare il fluido verso i vani di espansione. Nel circuito reale è disposto ortogonalmente all'asse della macchina in quanto deve alimentare una portata radiale.
3. *Collettore di aspirazione*: mette in comunicazione il condotto di aspirazione con i singoli vani. Nello specifico da esso si diramano 8 condotti fittizi, uno per ogni singolo vano.
4. *Vani di espansione*: per necessità modellistica sono separati, ma essendo nominalmente identici, mostrano un comportamento simile ad eccezione di uno sfasamento angolare nei profili di pressione pari alla loro ampiezza interpalare.
5. *Collettore di scarico*: costituisce il volume di accumulo di valle, ed è rappresentato e collegato ai singoli comparti in modo simile al collettore di aspirazione.
6. *Condotto di scarico*: permette il passaggio del fluido dall'espansore al ricevitore dell'impianto frigorifero
7. *Plenum di valle*: analogamente a quello di monte, questo serbatoio possiede una capacità illimitata che consente il deflusso continuo di fluido a bassa energia. Questo componente esercita una pressione a valle che influenza il profilo di pressione dei vani.

Come si può osservare nello schema a blocchi di Figura 103, estrapolato direttamente dal software, il modello dell'espansore presenta anche altri componenti necessari per simulare le perdite di portata che si verificano per trafileamento, e che vengono descritti a seguire:

8. *Side-leakage*: rappresenta un orifizio posizionato su un collegamento fittizio che devia una porzione di fluido direttamente nell'ambiente a valle, bypassando i vani e defluendo attraverso le intercapedini.
9. *Gap vano-vano*: è un condotto che simula la perdita di fluido tra due vani vicini. Le frecce indicano il verso del fluido, che è quello che va da un vano a quello che

lo precede nel senso di rotazione, trafileando dal vano di monte a quello di valle in accordo con il gradiente di pressione generato dall'espansione.

10. *Leak-to-center*: è un condotto fittizio che manda il fluido verso l'estremità della sede di ogni pala.

11. *Rotor-center*: ha il ruolo di serbatoio per il fluido che si raccoglie nel fondo della sede di ciascuna pala.

12. *Vane friction*: permette di valutare le prestazioni complessive della macchina ed in particolare viene utilizzato per determinare l'entità dell'attrito prodotto all'interno dell'espansore. Tra le varie componenti di attrito troviamo:

- attrito viscoso prodotto sui due cuscinetti.
- attrito viscoso tra coperchi della macchina ed estremità del rotore;
- attrito viscoso tra coperchi ed estremità delle pale;
- attrito secco e viscoso tra sommità della pala e statore;
- attrito secco e viscoso tra fianchi delle pale e relative sedi; Inoltre, calcola i livelli di potenza per valutare le prestazioni complessive dell'espansore.

13. *ExpanderShaft*: rappresenta l'albero meccanico dell'espansore, componente responsabile del coordinamento dei tempi e della sincronizzazione tra i vari compartimenti. Raccoglie e analizza i dati relativi alla geometria della macchina, determinando quanto devono essere aperte le porte di ciascun vano in base alla

posizione angolare delle luci di aspirazione e scarico. Inoltre calcola i livelli di potenza per valutare le prestazioni dell'impianto.

14. *SpeedBoundary*: dispositivo che regola la velocità di rotazione del rotore all'ExpanderShaft.

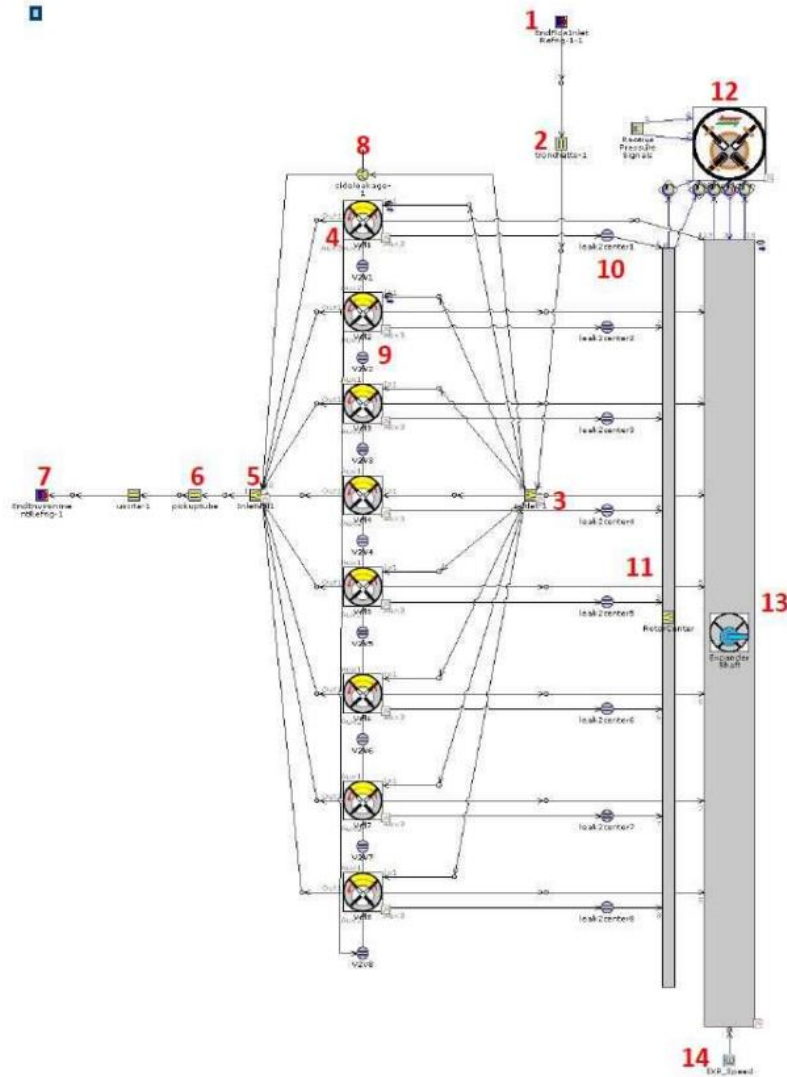


Figura 104. Modello GT-SUITE dell'espansore

5.4 Risultati

La formulazione analitica descritta nella sezione 5.3 ha facilitato la determinazione della geometria dell'espansore, che comprende il suo volume e vari parametri funzionali. Nella Figura 105 si può osservare la legge che descrive come varia tale volume, e i corrispondenti andamenti nelle zone di aspirazione e scarico.

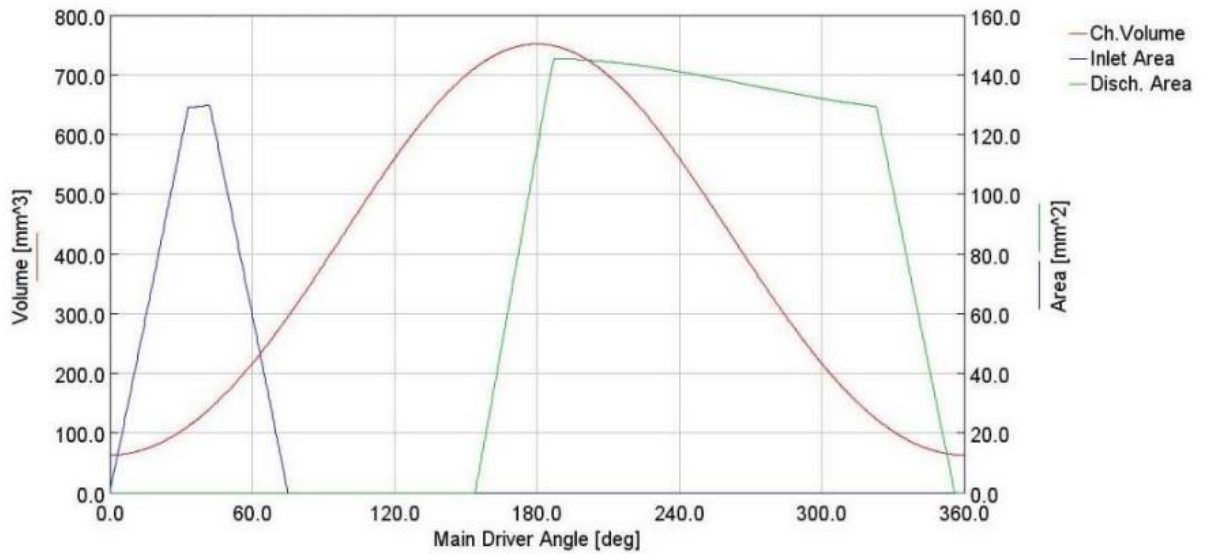


Figura 105. Volume dell'espansore, aspirazione e scarico

Prima di valutare il funzionamento dell'espansore per le diverse condizioni operative che caratterizzano l'impianto frigorifero, si riporta di seguito (Figura 106) il diagramma p-V estrapolato dal software a valle di una delle simulazioni effettuate, che fa riferimento ad una temperatura esterna di 28°C e pressione di ingresso pari a 78 bar.

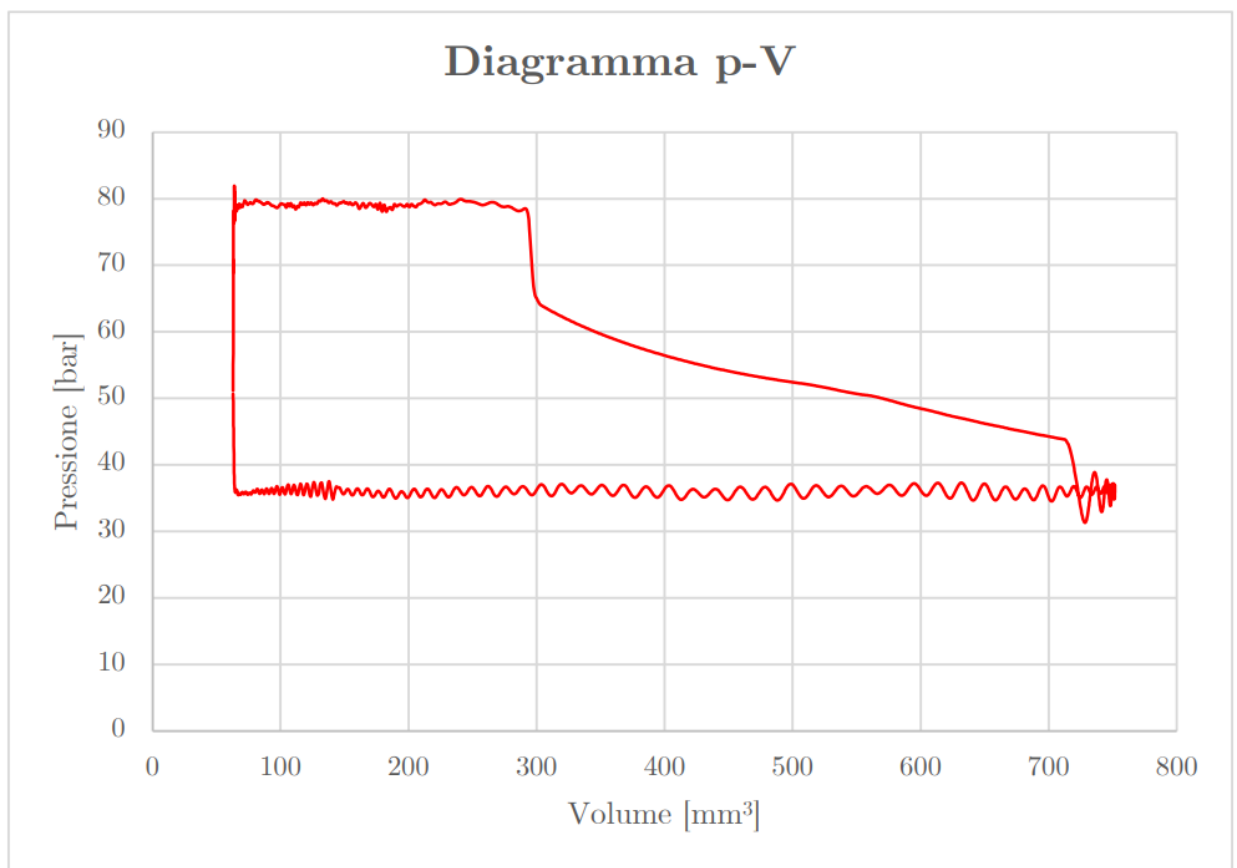


Figura 106. Diagramma p-V

Concentrandoci sugli andamenti qualitativi della Figura 106 è possibile riconoscere le fasi di aspirazione, espansione e scarico: quando la porta di aspirazione si chiude si verifica un consistente salto di pressione causato da una rapida espansione. Successivamente si verifica una sottoespansione, condizione caratteristica di questo processo[35]: l'espansione prosegue in maniera più lenta fino a raggiungere un'altra brusca espansione allo scarico. Ciò corrisponde a quanto visto nella sezione 5.2.1 ed in particolare nella Figura 96.

Come si può osservare dalla Figura 107, il software permette di valutare il titolo di vapore del fluido al variare dell'angolo di rotazione.

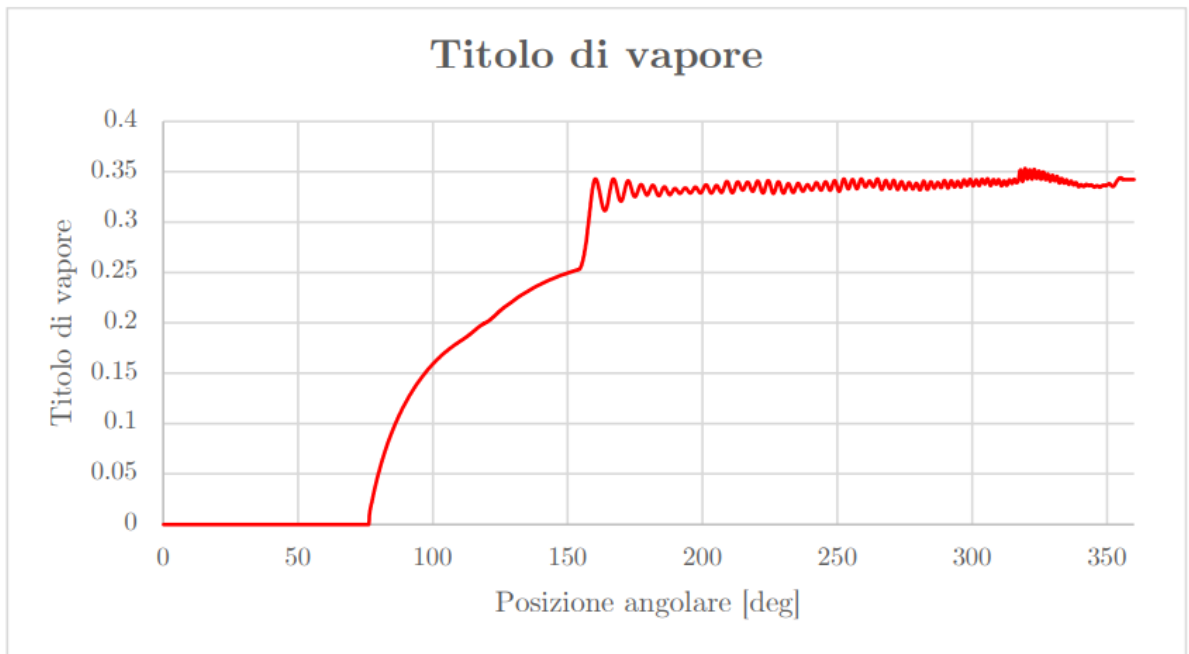


Figura 107. Titolo di vapore e angolo di rotazione

Questa relazione è molto interessante in quanto ci permette di introdurre il contributo indiretto dell'espansore all'incremento del COP dell'impianto. In particolare, dal grafico si osserva un titolo di vapore alla fine dell'espansione pari a 0,34, più piccolo rispetto a quello che si otterrebbe a valle della trasformazione isoentalpica che invece si verifica con la valvola di espansione da sostituire. In tal caso, relativamente alle condizioni operative a cui fa riferimento il grafico di Figura 107, il titolo di vapore sarebbe pari a 0,39. Come descritto nel Capitolo 3, e in riferimento alla Figura 102, un titolo di vapore più basso corrisponde a uno spostamento del punto 4 verso sinistra e quindi una maggiore quantità di liquido che circola negli evaporatori, che permette lo scambio di una potenza termica più grande.

Ora verranno mostrati i risultati delle simulazioni effettuate per diverse condizioni di temperatura esterna, che hanno permesso di costruire la mappa dell'espansore, espressa in funzione dei seguenti parametri:

- Velocità di rotazione [RPM];
- Portata [g/s];
- Pressione di aspirazione [bar];
- Pressione di scarico [bar];
- Temperatura di aspirazione [°C];
- Temperatura di scarico [°C];
- Potenza meccanica [W].

In particolare, sono state effettuate 75 combinazioni casuali tra i suddetti parametri. Il grafico di Figura 108 mostra che a parità di portata, all'aumentare della velocità di rotazione diminuisce il salto di pressione: questa relazione è molto rilevante in quanto valida la capacità dell'espansore di fungere da regolatore della permeabilità e di elaborare una qualsiasi portata per ogni condizione operativa.

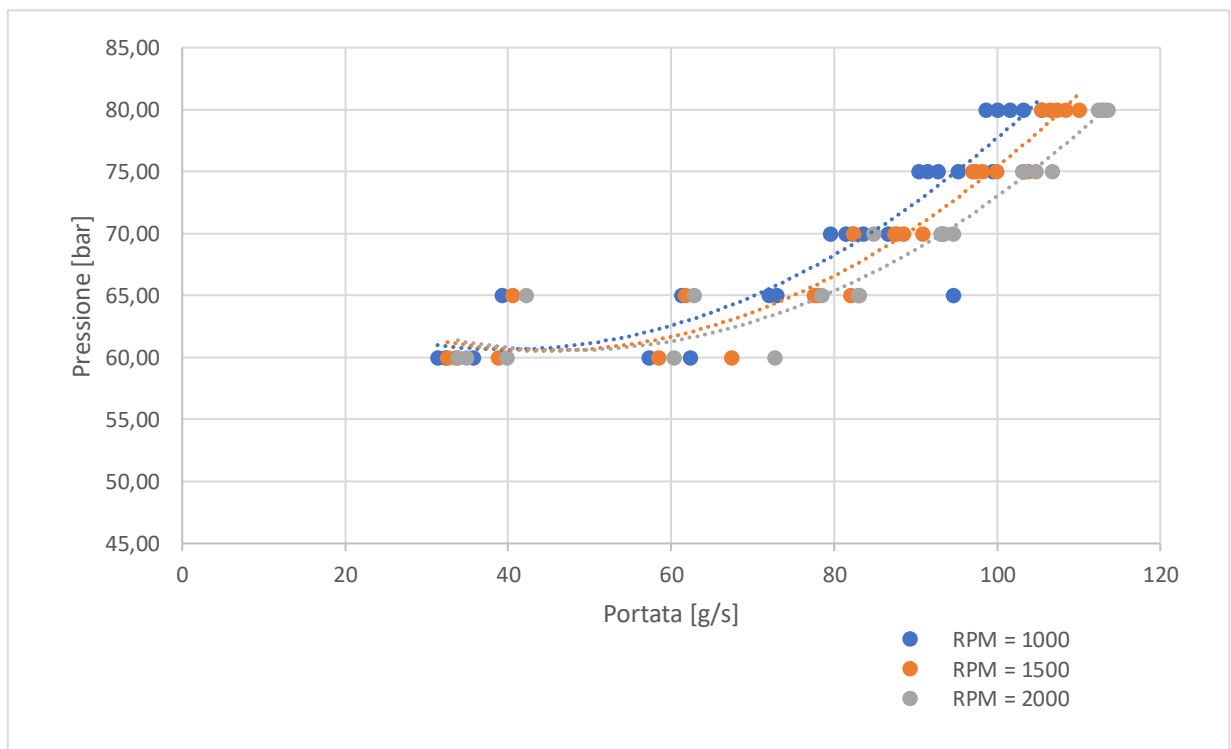


Figura 108. Legame portata - pressione - velocità di rotazione

Tale risultato è osservabile anche in Figura 109, che rappresenta una sorta di mappa operativa della macchina: la temperatura esterna rappresenta, come noto, il parametro da cui dipendono le condizioni operative dell'impianto, e per ognuna di essa è assicurato il

soddisfacimento dei livelli di pressione di ingresso per qualsiasi portata circolante.

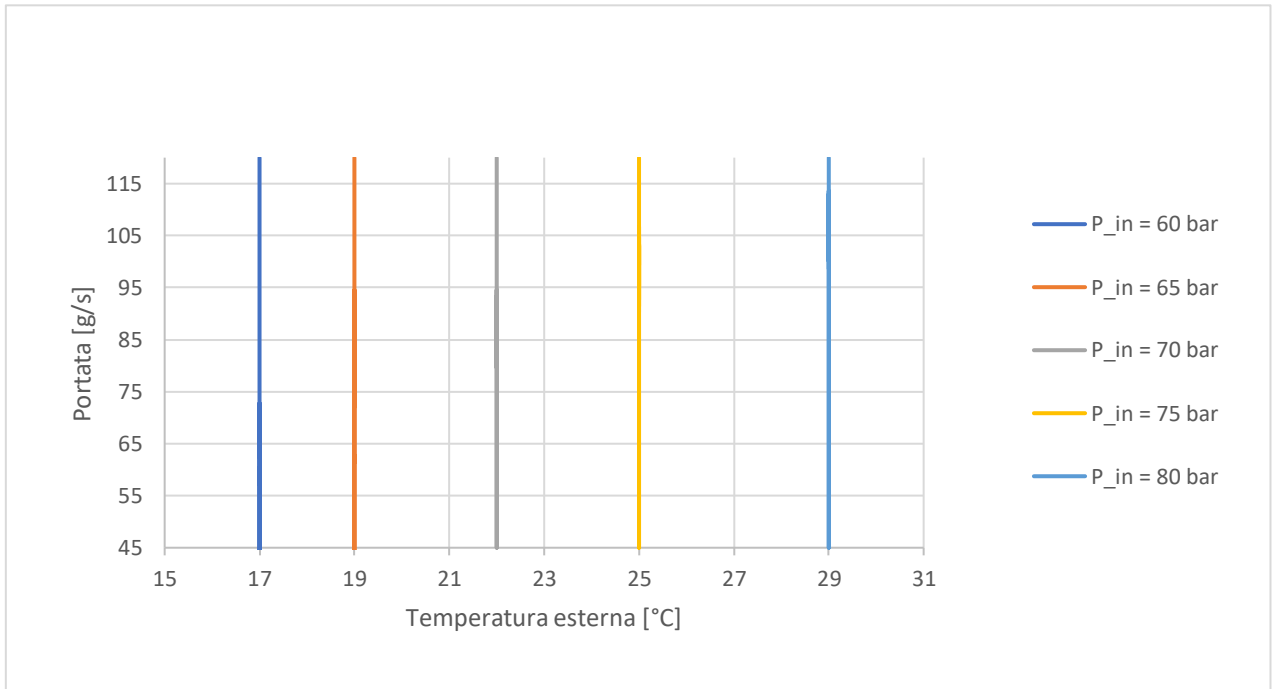


Figura 109. Legame temperatura - portata - pressione

Infine, può essere effettuata un'analisi quantitativa relativa al contributo diretto dell'espansore nel miglioramento del COP dell'impianto. La Figura 110 mostra una nuvola di punti che rappresenta il prodotto di tutte le combinazioni di parametri che caratterizzano la mappa, con portate che variano all'interno di un range compatibile con quello dell'impianto sperimentale oggetto di studio.

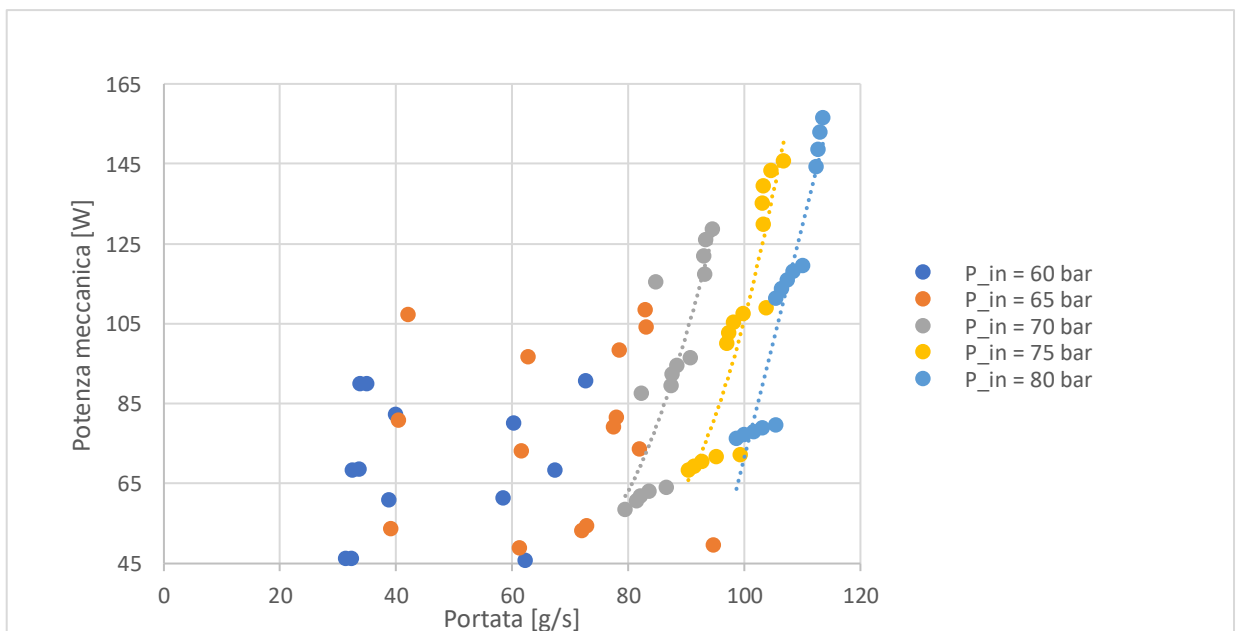


Figura 110. Potenza meccanica prodotta

Si può osservare come la potenza prodotta sia compresa tra 41 W e 160 W, fornendo quindi un contributo assolutamente trascurabile in termini di miglioramento del COP, a fronte di assorbimenti tipici del compressore di circa 4 kW. Questo risultato non fornisce però un'indicazione definitiva, in quanto la potenza prodotta risente in modo esponenziale del fattore di scala. Questa relazione, osservabile in Figura 111, incentiva e stimola quindi ulteriori studi ed approfondimenti in merito all'inserimento e alla sperimentazione dell'espansore su impianti commerciali, caratterizzati da portate ben maggiori rispetto a quelle del caso oggetto di studio. Infine, va sottolineato che il valore della potenza prodotta cresce al crescere della temperatura esterna (Figura 112), fornendo quindi un contributo maggiore in corrispondenza delle condizioni di maggior criticità dell'impianto in termini di COP.

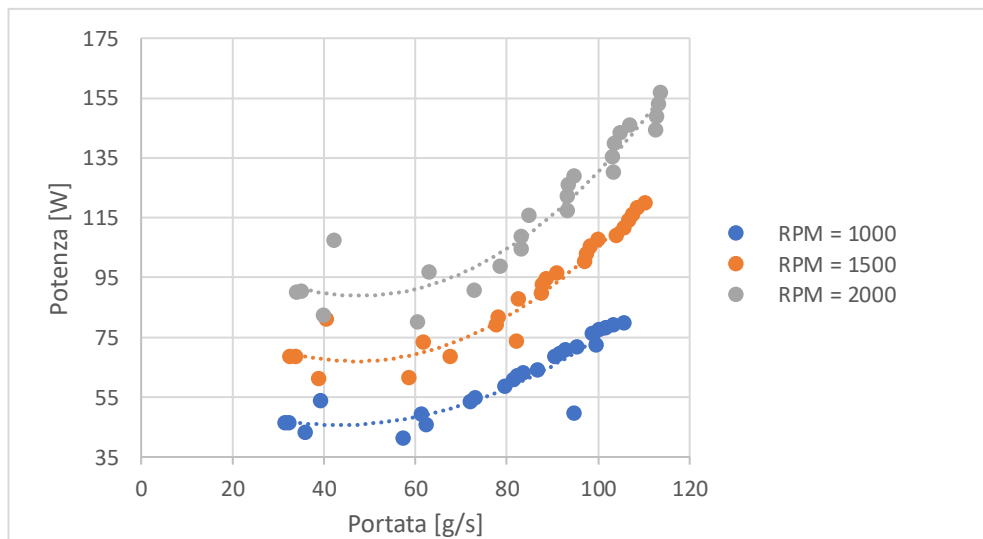


Figura 111. Legame portata - potenza

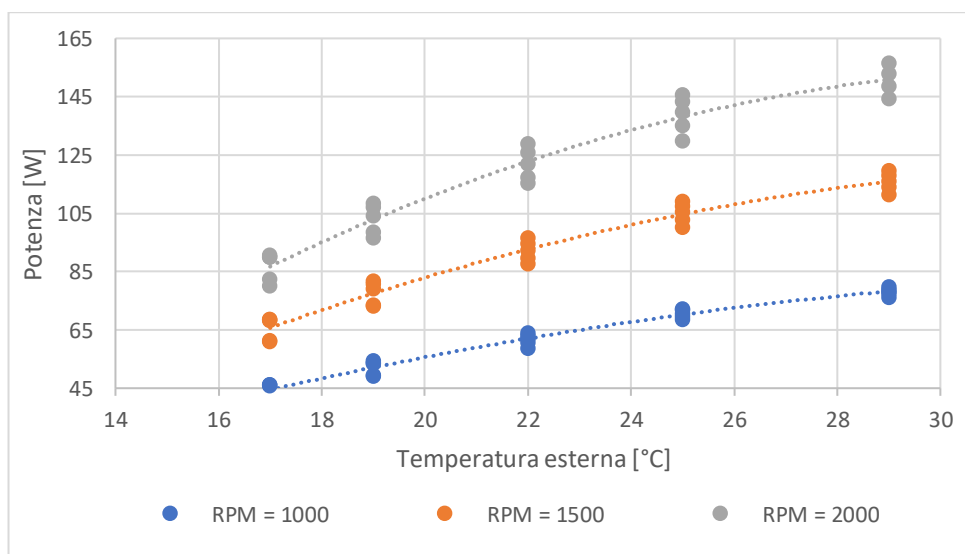


Figura 112. Legame temperatura esterna - potenza

CONCLUSIONI

Il lavoro di tesi ha compreso analisi teoriche e ricerca empirica, consentendo di esplorare vari aspetti della refrigerazione con anidride carbonica. Lo studio si colloca all'interno di un contesto di emergenza climatica mondiale, caratterizzata da un incremento della temperatura media dell'atmosfera della Terra e quindi di quelle condizioni particolarmente critiche per gli impianti di refrigerazione. Partendo dall'analisi di un impianto commerciale sono stati studiati i cicli termodinamici di riferimento, mettendo in evidenza la natura delle criticità in termini di COP. Successivamente l'analisi è stata trasferita su un impianto sperimentale, al fine di approfondire il comportamento dei diversi parametri con particolare riferimento alle suddette criticità, e con l'obiettivo di ridurle. A tal proposito è stato sviluppato un modello dell'impianto con il software GT-Suite, che consente di simulare condizioni operative e proporre modifiche al sistema, abbattendo tempi e costi legati alle fasi di sperimentazione e prototipazione. A valle della modellazione si è passati alla delicata fase di validazione, limitata alla convergenza dei livelli di pressione e temperatura. Ciò ha consentito di porre le basi per la modellazione di un espansore, proposto come alternativa tecnologica alla valvola di laminazione di alta pressione. L'espansore consente di incrementare le prestazioni dell'impianto sia in maniera diretta, grazie alla produzione di energia meccanica che può essere in parte utilizzata per alimentare il compressore, che in maniera indiretta, riducendo il titolo di vapore in uscita rispetto quello che si avrebbe con un'espansione isoentalpica, e quindi incrementando la potenza termica scambiata. La fase di modellazione dell'espansore si è conclusa con la creazione di una mappa, incrociando le condizioni al contorno del componente con quelle operative dell'impianto. Ciò ha permesso di analizzare il comportamento dell'espansore e valutare le potenzialità di utilizzo su un impianto commerciale, valutando gli effetti del fattore di scala. In conclusione si può affermare che, nonostante il modello rifletta bene il funzionamento dell'impianto in riferimento ai livelli di pressione e temperatura, la sua validazione complessiva sarà possibile solo dopo un significativo accumulo di dati sperimentali. Sarà necessario acquisire dati aggiuntivi, perfezionare la metodologia per misurare le portate e per controllare l'apertura e il funzionamento delle valvole.

BIBLIOGRAFIA

- [1] J. Rockström *et al.*, "Planetary boundaries: Exploring the safe operating space for humanity," *Ecol. Soc.*, vol. 14, no. 2, 2009, doi: 10.5751/ES-03180-140232.
- [2] IEA, "Statistics report: Key World Energy Statistics 2021," 2021.
- [3] M. Roser, H. Ritchie, O.-O. Esteban, and L. Rodés-Guirao, "Max Roser, Hannah Ritchie, Esteban Ortiz-Ospina and Lucas Rodés-Guirao (2013) - 'World Population Growth'. Published online at OurWorldInData.org. Retrieved from: 'https://ourworldindata.org/world-population-growth' [Online Resource]," "World Population Growth." 2013, [Online]. Available: <https://ourworldindata.org/world-population-growth>.
- [4] "US EPA. Health effects of uv radiation, 2022.pdf." .
- [5] "US EPA. Health and environmental effects of ozone layer depletion, 2022.pdf." .
- [6] S. Chapman, "XXXV. On ozone and atomic oxygen in the upper atmosphere," *London, Edinburgh, Dublin Philos. Mag. J. Sci.*, vol. 10, no. 64, pp. 369–383, 1930, doi: 10.1080/14786443009461588.
- [7] R. J. Cicerone, R. S. Stolarski, and S. Walters, "Stratospheric ozone destruction by man-made chlorofluoromethanes," *Science (80-.)*, 1974, doi: 10.1126/science.185.4157.1165.
- [8] H. Komatsu, J. Rappleye, and Y. Uchida, "Is happiness possible in a degrowth society?," *Futures*, 2022, doi: 10.1016/j.futures.2022.103056.
- [9] "Serge Latouche, Come si esce dalla società dei consumi, 2010.pdf." .
- [10] "Termodinamica e Trasmissione del Calore - Cengel, McGraw Hill.pdf." .
- [11] Maciej Serda *et al.*, "Cooling emissions and policy Synthesis report: Benefits of cooling efficiency and the Kigali Amendment," *Uniw. śląski*, vol. 7, no. 1, pp. 343–354, 2020, [Online]. Available: <https://orbit.dtu.dk/en/publications/cooling-emissions-and-policy-synthesis-report-benefits-of-cooling>.
- [12] "Occupational outlook handbook, 2014-2015," *Choice Rev. Online*, 2015, doi: 10.5860/choice.190249.
- [13] T. Iir, I. Notes, T. I. Note, D. Coulomb, and J. Dupont, "The role of refrigeration in the economy," *Vacuum*, vol. 13, no. 5, p. 210, 1963, doi: 10.1016/0042-207x(63)90508-6.
- [14] X. Wu, S. Hu, and S. Mo, "Carbon footprint model for evaluating the global warming impact of food transport refrigeration systems," *J. Clean. Prod.*, 2013, doi: 10.1016/j.jclepro.2013.04.045.
- [15] ISPRA, *Le emissioni di gas serra in Italia alla fine del secondo periodo del Protocollo di Kyoto: obiettivi di riduzione ed efficienza energetica*. 2022.
- [16] "Rinfreschiamoci senza riscaldare il Pianeta 4 . O I refrigeranti e il clima secondo Legambiente," 2021.
- [17] "Alberto Cavallini, Lino Mattarolo - Termodinamica Applicata-CLEUP (1992).pdf." .
- [18] PARLAMENTO EUROPEO, "Regolamento (Ue) N. 517/2014," *Gazz. Uff. dell'Unione Eur.*, vol. 2014, pp. 195–230, 2014.
- [19] P. Europeo and E. Gazzetta, "Regolamento (CE) n. 842/2006 del Parlamento Europeo e del Consiglio del 17 maggio 2006 su taluni gas fluorurati ad effetto serra," pp. 1–16, 2006.

- [20] "Guide 2014 – Natural Refrigerant, Shecco Publications, 2014." .
- [21] S. M. Liao, T. S. Zhao, and A. Jakobsen, "Correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 20, no. 9, pp. 831–841, 2000, doi: 10.1016/S1359-4311(99)00070-8.
- [22] LU-VE S.p.A, "Certify all air cooled condensers," [Online]. Available: www.luve.it.
- [23] C. Page, "Shut-off Solenoid and valves regulating valves for for Industrial Industrial Refrigeration Refrigeration," pp. 1–94, 2018.
- [24] CAREL, "Il controllo più efficace per ogni applicazione transcritica ad anidride carbonica laminazione per CO 2 transcritica," p. 2011, 2011.
- [25] "Help manual GT-Suite," no. October. p. 1.
- [26] S. Mokry, I. Pioro, P. Kirillov, and Y. Gospodinov, "Supercritical-water heat transfer in a vertical bare tube," *Nucl. Eng. Des.*, 2010, doi: 10.1016/j.nucengdes.2009.09.003.
- [27] M. M. Shah, "An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes," *HVAC R Res.*, 2009, doi: 10.1080/10789669.2009.10390871.
- [28] M. M. Shah, "CHART CORRELATION FOR SATURATED BOILING HEAT TRANSFER: EQUATIONS AND FURTHER STUDY.," 1982.
- [29] D. M. Robinson and E. A. Groll, "Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine," *Int. J. Refrig.*, 1998, doi: 10.1016/S0140-7007(98)00024-3.
- [30] A. A. Murthy, A. Subiantoro, S. Norris, and M. Fukuta, "A review on expanders and their performance in vapour compression refrigeration systems," *International Journal of Refrigeration*. 2019, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.06.019.
- [31] J. S. Baek, E. A. Groll, and P. B. Lawless, "Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. Part I: Experimental investigation," *Int. J. Refrig.*, 2005, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2004.08.006.
- [32] M. Imran, M. Usman, B. S. Park, and D. H. Lee, "Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016, doi: 10.1016/j.rser.2015.12.139.
- [33] N. Stošić, I. K. Smith, A. Kovačević, and C. A. Aldis, "The design of a twin-screw compressor based on a new rotor profile," *J. Eng. Des.*, 1997, doi: 10.1080/09544829708907973.
- [34] A. Kovačević, N. Stošić, and I. K. Smith, "Numerical simulation of combined screw compressor-expander machines for use in high pressure refrigeration systems," *Simul. Model. Pract. Theory*, 2006, doi: 10.1016/j.simpat.2006.09.004.
- [35] M. Fukuta, T. Yanagisawa, O. Kosuda, and Y. Ogi, "Performance of scroll expander for CO₂ refrigeration cycle," *Int. Compress. Eng. Conf. Pap. 1768*, 2006.
- [36] X. Jia, B. Zhang, B. Yang, and X. Peng, "Study of a rotary vane expander for the transcritical co₂ Cycle—Part II: Theoretical Modeling," *HVAC R Res.*, 2009, doi: 10.1080/10789669.2009.10390858.
- [37] L. Song, L. Zeng, J. Zhou, and X. Luo, "Profile design for the cylinder of a double-acting rotary vane compressor," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, 2016, doi: 10.1177/0954406215592923.
- [38] M. Negro *et al.*, "Exergy Analysis of a Subcritical Refrigeration Cycle with an Improved Impulse Turbo Expander," *Entropy*, 2014, doi: 10.3390/e16084392.

- [39] B. Yang, X. Peng, S. Sun, B. Guo, and Z. Xing, "Study of a rotary vane expander for the transcritical co₂ Cycle—Part I: Experimental Investigation," *HVAC R Res.*, 2009, doi: 10.1080/10789669.2009.10390857.
- [40] X. Jia, B. Zhang, L. Pu, B. Guo, and X. Peng, "Improved rotary vane expander for trans-critical CO₂ cycle by introducing high-pressure gas into the vane slots," *Int. J. Refrig.*, 2011, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.12.005.
- [41] M. Fukuta, T. Yanagisawa, M. Higashiyama, and Y. Ogi, "Performance of Vane-Type co₂ Expander and Characteristics of Transcritical Expansion Process," *HVAC R Res.*, 2009, doi: 10.1080/10789669.2009.10390859.
- [42] H. J. KIM, W. Y. KIM, J. M. AHN, and S. O. CHO, " NUMERICAL STUDY ON THE PERFORMANCE IMPROVEMENT OF A ROTARY VANE EXPANDER FOR A CO₂ HEAT PUMP CYCLE ," *Int. J. Air-Conditioning Refrig.*, 2011, doi: 10.1142/s2010132511000648.