

ALMA MATER STUDIORUM · UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

---

Scuola di Ingegneria e Architettura - Sede di Forlì  
Corso di Laurea Triennale in Ingegneria Meccanica  
Classe L-9

**STUDIO E OTTIMIZZAZIONE DI UN  
SISTEMA DI SBRINAMENTO AD ALTO  
RENDIMENTO TERMODINAMICO PER  
POMPE DI CALORE**

Elaborato finale in  
Disegno Tecnico Assistito dal Calcolatore

Relatore:  
Prof.Ing.  
Luca Piancastelli

Presentata da:  
Giulio Donati

Sessione III  
2014-2015



*Dedico questo elaborato a familiari e amici, che sempre mi hanno sostenuto nel  
corso dei miei studi.*



# Indice

<b>Indice</b>	<b>v</b>
<b>1 Obiettivi e concetti generali</b>	<b>1</b>
1.1 Introduzione . . . . .	1
1.2 Cenni storici . . . . .	1
1.3 Tipologie e aspetti costruttivi . . . . .	3
1.4 Normative . . . . .	4
<b>2 Elementi del circuito e cicli termodinamici</b>	<b>5</b>
2.1 Elementi del circuito . . . . .	5
2.2 Ciclo frigorifero . . . . .	7
2.3 Ciclo pompa di calore . . . . .	9
2.4 Fluido refrigerante . . . . .	11
<b>3 Analisi del caso di studio</b>	<b>15</b>
3.1 Condizionamento invernale e fenomeno del brinamento . . . . .	15
3.2 Analisi del problema . . . . .	16
3.3 Dimensionamento e scelta della macchina . . . . .	18
<b>4 Soluzione proposta</b>	<b>23</b>
4.1 Soluzione alternativa al fenomeno del brinamento . . . . .	23
4.2 Dimensionamento condotto per aria di ripresa . . . . .	26
4.3 Scelta del materiale . . . . .	31
4.3.1 Materiale condotto Venturi . . . . .	31

---

4.3.2	Materiale condotto aria di ripresa . . . . .	32
<b>5</b>	<b>Analisi economica e conclusioni</b>	<b>37</b>
5.1	Analisi economica dell'investimento . . . . .	37
5.2	Conclusioni . . . . .	43
	<b>Bibliografia</b>	<b>47</b>

# Capitolo 1

## Obiettivi e concetti generali

### 1.1 Introduzione

La tesi ha come obiettivo il miglioramento di una macchina di condizionamento per il funzionamento a temperature inferiori allo standard nazionale (circa  $-20^{\circ}\text{C}$ ,  $-253,15\text{ K}$ ). Lo studio è volto alla realizzazione di un sistema che necessiti nel minor modo possibile di manutenzione, sia di facile installazione e permetta alla macchina di mantenere il rendimento intorno a valori accettabili, anche in condizioni di utilizzo gravose, che potrebbero favorire l'insorgere del fenomeno del brinamento. Il calcolo dell'efficienza della macchina (C.O.P. - Coefficient Of Performance), funzionante come pompa di calore, sarà calcolato tenendo conto dei rendimenti meccanico di compressione, elettrico, degli organi ausiliari e rispetto all'isoentropica di compressione, in modo da rendere il mio studio il più fedele possibile ad un caso reale. Da ultimo, si vuole verificare che l'installazione del sistema progettato porti ad un effettivo vantaggio anche in termini economici oltre che energetici.

### 1.2 Cenni storici

La storia del condizionatore inizia negli Stati Uniti intorno a 1758, dove Benjamin Franklin, scienziato e politico statunitense, e John Hadley, professore di

chimica alla Cambridge University, furono i primi a compiere un esperimento per approfondire il principio di evaporazione come mezzo per raffreddare rapidamente un oggetto. Stabilirono così che l'evaporazione di liquidi altamente volatili, come alcoli oppure eteri, poteva essere usata per ridurre la temperatura di un oggetto al di sotto degli 0°C. Da questi esperimenti compresero come fosse possibile applicare tale principio per raffreddare un ambiente la cui temperatura risultasse troppo elevata per il benessere dell'uomo.

Nel 1820 lo scienziato inglese Michael Faraday scoprì che attraverso la compressione e liquefazione dell'ammoniaca era possibile raffreddare l'aria quando all'ammoniaca stessa veniva permessa l'evaporazione.

Nel 1842 John Gorrie, medico particolarmente apprezzato per le sue doti umane oltre che per le sue competenze scientifiche, usò la tecnologia del compressore per creare ghiaccio che utilizzò per raffreddare l'aria di un ospedale della Florida, per favorire le condizioni dei suoi pazienti. Immaginò da subito che questa sua intuizione potesse essere utilizzata per regolare la temperatura negli edifici, ma si spinse anche oltre cercando di concepire impianti centralizzati di condizionamento dell'aria tali da permettere il raffreddamento di centri ben più grandi, al fine di migliorare la qualità di vita delle persone. Brevettò il suo progetto nel 1851, ma sfortunatamente il suo finanziatore morì poco dopo, e John Gorrie non possedeva il denaro necessario per sviluppare il progetto a tal punto da renderlo operativo. L'idea da lui messa a punto riguardo il condizionamento d'aria rimase quindi abbandonata per oltre cinquant'anni.

Intorno al 1911, W. Carrier impiegò il passaggio di stato dei fluidi ottenendo sia il freddo che il caldo. Egli lavorava come ingegnere in una compagnia che forniva impianti industriali. Dopo un anno dalla sua assunzione gli venne affidato il compito di risolvere il problema del controllo del grado igrometrico dell'aria in una tipografia di Brooklyn, dove la carta era inutilizzabile a causa dell'eccessiva umidità dell'aria. Solitamente per risolvere questo problema si aumentava la velocità di circolazione dell'aria, o si apriva qualche finestra per contrastare l'umidità con una corrente opposta. Carrier completò il primo progetto di un impianto di condizionamento dell'aria il 17 Luglio del 1902 e il suo impianto risultò più o meno



simile a quelli che troviamo in commercio oggi.

Il termine “aria condizionata” risale invece a Stuart W. Cramer, che si interessò, come Carrier, allo studio dell’umidità e del condizionamento dell’aria. Da allora questi impianti vennero installati più o meno ovunque. Ad oggi le pompe di calore commerciali sono in rapido sviluppo (l’efficienza è cresciuta negli ultimi anni da circa 3 a 5) e sono diventate una valida alternativa per il riscaldamento domestico. Negli ultimi dieci anni, i sistemi a pompa di calore hanno conosciuto una diffusione senza precedenti e, proseguendo una linea di sviluppo già consolidata negli USA e in Giappone, hanno conquistato nuovi ed inaspettati mercati, in particolare quello cinese. Recenti valutazioni indicano l’esistenza di un numero compreso fra 130 e 140 milioni di apparecchi nel mondo con una produzione termica stimata per il 2001 in 1300 TW·h/anno. L’energia prodotta è utilizzata per il 57% nel riscaldamento residenziale, per il 27% in applicazioni commerciali e per il rimanente 16% in applicazioni industriali. Un sottoinsieme in netta crescita di queste pompe di calore sono le pompe di calore geotermiche.

### 1.3 Tipologie e aspetti costruttivi

I condizionatori si dividono in due grandi famiglie: quelli chiamati “solo freddo” e quelli detti “a pompa di calore”. La differenza sostanziale è che quelli a pompa di calore, oltre a raffrescare in estate, possono anche riscaldare l’ambiente invertendo il ciclo di funzionamento. I climatizzatori installati nelle abitazioni civili sono quasi sempre composti da due macchine, una detta “unità interna” e l’altra chiamata “unità esterna”. Tra le due unità corrono due tubi in rame ed i collegamenti di controllo e comando, mentre l’alimentazione elettrica solitamente viene portata solo all’unità esterna. Entrambe le unità necessitano di uno scarico per evacuare l’acqua che si forma per condensazione. Ultimamente sono state commercializzate macchine monoblocco che assolvono entrambe le funzioni, ma con notevoli limiti di rendimento. Le unità interne possono essere distinte in cinque tipologie costruttive: a muro (per installazioni a muro in posizione alta), a pavimento (tipo fancoil), a consolle (per installazione a soffitto senza controsoffitto),

a cassetta (per installazioni ad incasso nei controsoffitti), canalizzabili (installati assieme a condotti d'aria ed anemostati).

## 1.4 Normative

La normativa UNI - 10349 riguardante il “riscaldamento e raffrescamento degli edifici - dati climatici” fornisce i dati climatici convenzionali necessari per la progettazione e la verifica sia degli edifici sia degli impianti tecnici per il riscaldamento e il raffrescamento e fa riferimento ad altre importanti norme come la UNI - 10344 - riscaldamento degli edifici - calcolo del fabbisogno di energia, la UNI - 10350 - edifici residenziali - verifica igrometrica ai fenomeni di condensazione del vapore, e la UNI - 10375 - metodo di calcolo della temperatura interna degli ambienti.

# Capitolo 2

## Elementi del circuito e cicli termodinamici

### 2.1 Elementi del circuito

Le macchine per il condizionamento devono creare condizioni ottimali per chi occupa un determinato spazio garantendo una certa temperatura e umidità dell'aria. Il secondo principio della termodinamica, nella formulazione di Clausius, afferma che “è impossibile realizzare una trasformazione in cui l'unico risultato sia quello di trasferire calore da un corpo più freddo a uno più caldo senza l'apporto di lavoro esterno”, da qui la necessità di fornire energia meccanica di compressione nel caso in cui si volesse “spostare” energia termica da un ambiente a temperatura più bassa ad uno a temperatura più alta, mediante l'utilizzo di un fluido vettore, come nel caso dei cicli frigorifero e a pompa di calore. Il circuito utilizzato nei cicli frigorifero e a pompa di calore prevede l'utilizzo di quattro elementi fondamentali:

- Il **compressore** è il cuore pulsante della pompa di calore come delle macchine frigorifere che operano con ciclo a compressione di vapore. È l'elemento che provvede ad aspirare il vapore di fluido refrigerante a bassa pressione e a portarlo alla pressione più elevata necessaria alla condensazione a più alta temperatura. I compressori sono tradizionalmente classificati secondo due grandi famiglie:

- 1) *Compressori volumetrici* (positive displacement): sono decisamente quelli maggiormente impiegati. La compressione viene attuata sostanzialmente intrappolando un certo volume di gas alla pressione di aspirazione, riducendo progressivamente lo spazio a disposizione ed aumentando quindi la pressione.
  - 2) *Compressori centrifughi*: nei compressori centrifughi, l'effetto di compressione è dovuto alla forza centrifuga esercitata sul gas da un elemento girante a velocità relativamente elevata. All'effetto di spinta centrifuga si aggiunge la trasformazione, a valle della girante, dell'energia cinetica acquistata dal gas in energia di pressione, per progressiva riduzione di velocità in un elemento diffusore (voluta). Questi ultimi trovano impiego nelle macchine di grande potenzialità (ordine di grandezza 1 MW). Se è vero che i compressori volumetrici vengono utilizzati in una gamma di potenzialità che va da pochi kW (a volte poche centinaia di W) fino ad alcune centinaia di kW, bisogna anche ricordare che le tipologie sono molto diverse e spesso specializzate in certi intervalli di potenza. Nel nostro sistema è montato un compressore DC inverter di ultima generazione.
- Il **condensatore** è uno scambiatore che sottrae calore al fluido che arriva dal compressore, con l'ausilio di un liquido, se si tratta di uno scambiatore aria/acqua, o aria, per scambiatori aria/aria, che lo attraversa dall'esterno. E' all'interno di questo componente che avviene il passaggio di stato da gassoso a liquido, in quanto vi entra vapore di fluido refrigerante ad alta temperatura ed alta pressione e, mano a mano che cede calore all'aria esterna, si raffredda completando la sua trasformazione in liquido.
  - La **valvola di laminazione** comporta una resistenza al moto; questa espande il fluido, provocandone la riduzione repentina di pressione e temperatura prima di inviarlo all'evaporatore. Inoltre serve a regolare l'afflusso del refrigerante a quest'ultimo in base alle condizioni di esercizio, massimizzando lo scambio termico rispetto alla superficie dell'evaporatore. Durante il processo

non si ha uno scambio di energia termica tra refrigerante e ambiente, ma solo un trasferimento di energia interno al fluido.

- L'**evaporatore** è il componente del circuito con funzione analoga a quella del condensatore ma opposta. Qui il fluido, arrivato dalla valvola di laminazione, entra a bassa temperatura e a bassa pressione in forma liquida e viene restituito, a fine trasformazione, a bassa temperatura e a bassa pressione, in forma gassosa.

## 2.2 Ciclo frigorifero

Parliamo di ciclo frigorifero, in ambito di cicli termodinamici, quando avviene un trasferimento di calore da un ambiente a bassa temperatura a uno a temperatura più alta, solitamente coincidente con l'atmosfera terrestre. Questo processo richiede apporto di energia dall'esterno (ad esempio sotto forma di energia elettrica). Nel nostro caso studieremo un ciclo frigorifero a compressione – espansione che utilizza una trasformazione Rankine percorsa in senso inverso.

Una macchina in grado di compiere tale ciclo può essere utilizzata in due differenti modi: in modalità frigorifera per raffrescare, o in modalità pompa di calore così da avere immissione di aria calda nell'ambiente desiderato, invertendo il ciclo. L'ambiente esterno ha un ruolo fondamentale, in quanto, se ci troviamo in modalità frigorifera, esso riceve calore dal nostro sistema (calore sottratto alla stanza fredda mediante la spesa di lavoro), se invece ci troviamo in modalità pompa di calore, esso cede potenza termica al nostro sistema (calore che verrà incrementato mediante la spesa di lavoro). Le fasi si suddividono in:

- 1 → 2. Compressione adiabatica del fluido refrigerante con conseguente aumento di temperatura: Il fluido, che in 1 si trova allo stato di vapore saturo secco (titolo unitario), passa attraverso un compressore che ne aumenta la pressione per mezzo di una trasformazione adiabatica reversibile. Durante questo passaggio si verifica un aumento significativo della temperatura del fluido, che in 2 si trova nel campo del vapore surriscaldato.

- 2 → 3. Il fluido cede calore all'ambiente percorrendo il circuito del condensatore e cedendo il calore  $Q_1$  comincia a raffreddarsi a pressione costante, fino a raggiungere, nell'ingresso della curva di stato, la condizione di vapore saturo secco. A questo punto, sempre a pressione costante, il vapore comincia a condensare e a temperatura costante giunge in 3, che si trova sulla curva limite inferiore (titolo 0).
- 3 → 4. Il fluido condensato si espande entrando nella valvola di laminazione e subisce una trasformazione isoentalpica che ne diminuisce la pressione e la temperatura e ne aumenta il volume. L'uso della valvola fa sì che questa trasformazione non sia più adiabatica reversibile, come nel caso della turbina, anzi, la valvola rende questo processo fortemente irreversibile.
- 4 → 1. Il fluido refrigerante evapora a pressione costante entrando nell'evaporatore, assorbendo il calore  $Q_2$  fornito al sistema dall'ambiente esterno, fino a raggiungere lo stato iniziale 1 nel quale ricomincia il ciclo.

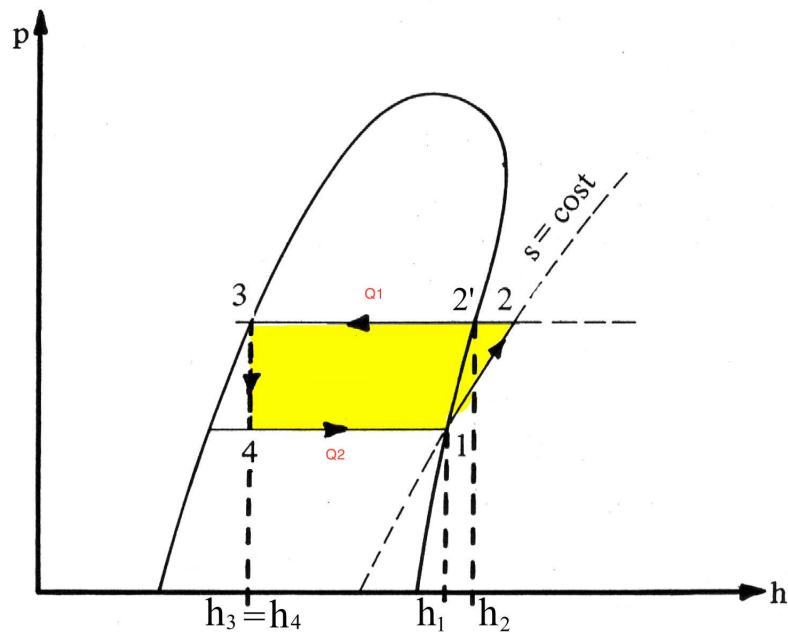


Figura 2.1: Esempio di ciclo frigorifero nel diagramma Pressione - Entalpia.

Nel ciclo frigorifero definiamo *efficienza* ( $\epsilon$ ), o effetto utile della macchina, il rapporto tra il calore introdotto ( $Q$ ), che in questo caso è quello sottratto all'ambiente da raffreddare, e la spesa energetica fatta, che è rappresentata dal lavoro ( $L$ ):

$$\epsilon = \frac{Q}{L} \quad (2.1)$$

L'efficienza viene anche chiamata Energy Efficiency Ratio (E.E.R.), se riferita ad una macchina frigorifera, oppure coefficiente di performance (C.O.P.), se riferita ad una pompa di calore. I valori di  $\epsilon$ , seguendo l'ipotesi di Carnot, possono risultare anche maggiori di uno.

## 2.3 Ciclo pompa di calore

La pompa di calore utilizza un circuito frigorifero ed un fluido (fluido refrigerante) che, a seconda della temperatura e della pressione a cui si trova nelle condizioni di utilizzo, può presentarsi sotto forma di stato gassoso o liquido.

Il ciclo pompa di calore si svolge nelle seguenti fasi: il fluido refrigerante, nel suo stato gassoso, viene compresso e messo in circolazione nel circuito dal **compressore**. Nel processo di compressione il gas aumenta la sua pressione e temperatura e viene inviato nel **condensatore** (o scambiatore utenze) dove si raffredda e condensa a pressione costante utilizzando un fluido esterno che è solitamente acqua, cedendo potenza termica all'ambiente desiderato. All'uscita del condensatore il fluido refrigerante si trova ad alta pressione, temperatura media ed in fase liquida e viene inviato alla **valvola di espansione** attraverso la quale il fluido refrigerante subirà una drastica riduzione della pressione. A questo punto il fluido refrigerante (sempre sotto forma liquida) passa attraverso un secondo scambiatore, l'**evaporatore**, dove subirà il passaggio di stato verso la fase gassosa "assorbendo" energia dal fluido esterno, che, a seconda del tipo di pompa di calore, può essere aria o acqua. Una volta tornato in fase gassosa, il fluido è pronto per essere nuovamente compresso, ricominciando così il ciclo.

In questi sistemi è essenziale che il fluido refrigerante raggiunga una temperatura di fine compressione sufficientemente alta, in modo che possa condensare

completamente nel condensatore, e, allo stesso modo, raggiunga una temperatura sufficientemente bassa dopo l'espansione, in modo da poter evaporare completamente nell'evaporatore. Tuttavia, maggiore è la differenza di temperatura tra i due stati del fluido refrigerante, maggiore sarà anche la differenza di pressione che il compressore dovrà garantire grazie alla spesa di lavoro ( $L$ ), inficiando così il C.O.P. della pompa di calore. L'efficienza di una pompa di calore (per un caso ideale) si misura dividendo la potenza termica al condensatore per la potenza assorbita al compressore, e, come detto, diminuisce all'aumentare della differenza di temperatura (e pressione) tra i due scambiatori.



Figura 2.2: Rappresentazione a blocchi della funzione svolta dalla pompa di calore.

Considerando una pompa di calore *ideale*, l'efficienza, o Coefficient of Performance (C.O.P.)

$$\epsilon = C.O.P. = \frac{Q}{L} = \frac{T_1}{T_1 - T_0} \quad (2.2)$$

Prendendo una pompa di calore *reale*, invece, si ha

$$\begin{aligned} \epsilon = C.O.P. &= \frac{Q}{L} = \left( \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \right) \cdot \eta_m \cdot \eta_e \cdot \eta_a = \\ &= \eta_m \cdot \eta_e \cdot \eta_a + \left( \frac{h_1 - h_4}{h_{2_{is}} - h_1} \right) \cdot \eta_m \cdot \eta_e \cdot \eta_a \cdot \eta_i \end{aligned} \quad (2.3)$$



Dove  $\eta_m$  è il rendimento meccanico,  $\eta_e$  il rendimento elettrico,  $\eta_a$  il rendimento degli organi ausiliari e  $\eta_i$  il rendimento rispetto all'isoentropica di compressione.  $h_1, h_2, h_3, h_4$  sono invece i valori di entalpia nei punti 1, 2, 3, 4 del diagramma di Mollier relativo al fluido refrigerante (fig. 2.3). Possiamo inoltre esprimere i valori in funzione della potenza dividendo il lavoro totale per il tempo:

$$P = \frac{L}{T}, \quad [J/s] \text{ o } [W] \quad (2.4)$$

## 2.4 Fluido refrigerante

Il fluido che ha il compito di trasferire il calore da un ambiente all'altro è detto *fluido frigorifero* o fluido refrigerante, ed è una parte fondamentale del circuito. Nel campo della climatizzazione dell'aria è stato sempre usato l'R22 (CHClF<sub>2</sub>), un fluido sintetico ottenuto a partire dalla molecola del metano, non tossico, non infiammabile e particolarmente adatto a lavorare nell'ambito delle temperature tipiche della climatizzazione dell'aria. La presenza del Cloro lo rende un fluido con buone caratteristiche tecniche ma con un elevato impatto ambientale, essendo responsabile dell'assottigliamento dello strato di ozono e dando un contributo non indifferente all'effetto serra. I produttori di macchine per il condizionamento si sono quindi adoperati nella progettazione di climatizzatori che funzionassero con nuovi fluidi refrigeranti della famiglia HFC non alogenati, che presentano un impatto ambientale decisamente minore, quali R407C e R410A, quest'ultimo utilizzato nella macchina presa in esame in questa tesi. L'R410A presenta caratteristiche operative molto diverse rispetto a quelle dell'R22, pertanto trova impiego nei nuovi impianti, ma non può essere utilizzato come fluido adatto a convertire gli impianti esistenti ad R22. E' una miscela di HFC, ciò significa che le sue caratteristiche di miscibilità e di solubilità, comparate con l'idrocarburo su cui si basano gli oli lubrificanti per R22 (MO - MINERAL OIL), non sono adeguate. L'olio usato con questo gas deve perciò essere un poliestere (POE). Il refrigerante in questione è una miscela di HFC di colore rosa composta al 50% da HFC-32 e HFC-125. L'R410A può essere trattato quasi nel medesimo modo del refrigerante puro R22. Durante la carica, occorre agire in modo che venga prelevato dalla bombola in fase liqui-

da, tenendo in considerazione il fenomeno per il quale, quando contenuto in una bombola, la composizione cambia leggermente tra le fasi gassosa e liquida. Poiché la pressione del vapore dell'R410A è circa 1,5 volte più alta di quella dell'R22 alla medesima temperatura, l'installazione e la manutenzione devono essere eseguite con speciali attrezzi che sono idonei a resistere a tali livelli di pressione. L'olio estere non è adatto a coesistere con l'olio minerale; il problema principale è che gli oli estere perdono molto rapidamente la loro miscibilità con gli HFC in presenza di un'altra famiglia di oli (ad esempio minerali). Questa perdita di miscibilità è particolarmente rapida e quindi pericolosa, in quanto preclude il ritorno corretto dell'olio al compressore. La quantità massima ammissibile di olio minerale in un circuito con HFC in una macchina nuova deve essere inferiore all'1%. Il gruppo manometrico e i flessibili utilizzati con i fluidi correnti (es.R22) dovranno essere differenti da quelli usati sui circuiti contenenti HFC, in modo da evitare una miscela accidentale con l'olio minerale. Il grado di miscibilità dell'olio poliestere con l'R410A è all'incirca uguale a quello dell'olio minerale con l'R22. I POE sono 100 volte più igroscopici degli oli minerali ma si tratta di umidità difficile da eliminare anche scaldando i componenti e nel contempo facendo il vuoto. In caso di sostituzione di componenti del circuito frigorifero, bisogna prestare molta attenzione affinché non entri umidità nel sistema. L'olio poliestere a contatto con l'acqua forma acidi estremamente aggressivi. In caso ci sia il sospetto che dell'umidità sia entrata nel circuito e se si viene a contatto con dell'olio inquinato, è necessario fare particolare attenzione. Non bisogna lasciare all'aria né il sistema, né tanto meno il compressore. Le molecole che compongono l'R410A sono molto più piccole di quelle dell'R22, quindi più volatili. Nella ricerca delle fughe è preferibile verificare l'eventuale perdita con il cercafughe elettronico o con l'ausilio di schiume da spruzzare sulle parti interessate, mettendo il circuito in pressione. E' da escludersi il metodo della verifica del mantenimento del vuoto, in quanto l'esigua differenza di pressione che si instaura tra ambiente e circuito non dà risultati d'affidabilità della prova. L'R410A offre degli evidenti vantaggi rispetto all'R22: per prima cosa, i componenti della macchina sono più piccoli (superficie evaporatore, diametro tubi, grandezza compressore); inoltre la capacità frigorifera è del 50% superiore rispetto

a quella dell'R22; ciò significa, minor carica di refrigerante (circa il 20% in meno) e minor potenza assorbita a parità di potenza frigorifera. Altre caratteristiche che deve avere sono: una pressione di vaporizzazione superiore a quella atmosferica per evitare trafiletti di aria che diluirebbero il fluido con un conseguente decadimento di efficienza, pressioni di condensazione non troppo elevata per non dover dimensionare condensatori troppo ingombranti, rapporti tra pressione di condensazione e pressione di vaporizzazione non troppo elevati per non compromettere il rendimento del compressore, temperature di solidificazione basse rispetto a quelle di vaporizzazione, per evitare la formazioni di ghiaccio e in ultimo, grado di tossicità e infiammabilità prossimi allo zero. Ogni fluido refrigerante è caratterizzato da uno certo Diagramma di Mollier (fig. 2.3), che esprime le relazioni della funzione di stato **entalpia** con le curve di **pressione**, **temperatura** ed **entropia**. Note quindi le temperature dell'ambiente freddo e dell'ambiente caldo è possibile fissare il ciclo frigorifero ideale in funzione delle curve isoentropiche ed isoentalpiche.

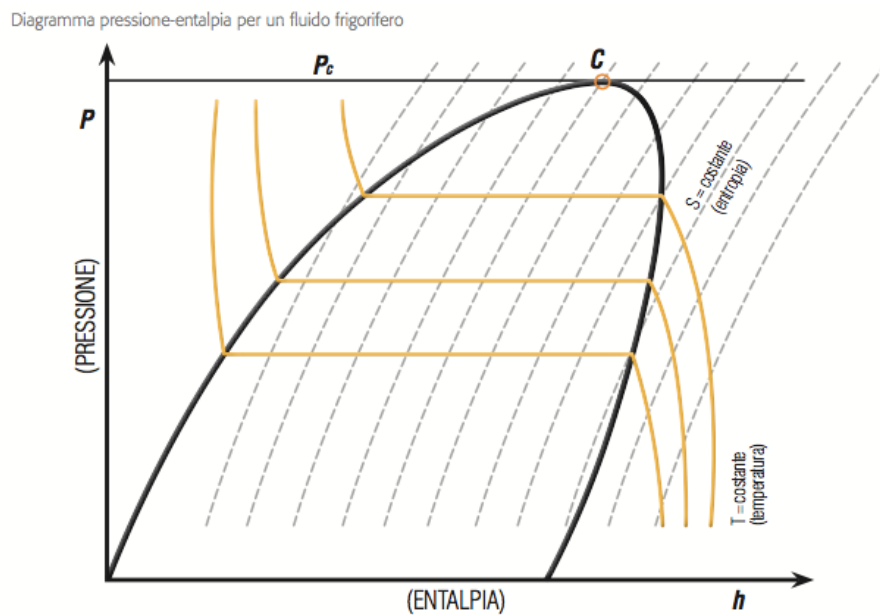


Figura 2.3: Diagramma Pressione-Entalpia, in cui troviamo le curve isoterme (in giallo) e isoentropiche (tratteggiate) rispetto alla curva di stato del fluido termovettore.



# Capitolo 3

## Analisi del caso di studio

### 3.1 Condizionamento invernale e fenomeno del brinamento

Nel funzionamento invernale, l'unità esterna si troverà a sottrarre calore dall'ambiente ad una temperatura che può andare dai  $-20^{\circ}\text{C}$  a  $0^{\circ}\text{C}$ . Il fluido refrigerante compresso, quindi ad una temperatura più alta rispetto alla temperatura di riferimento, cede calore al locale, per poi passare attraverso la valvola di laminazione (espansione) e riprendere il ciclo.

Tra le tecnologie funzionanti a fonti rinnovabili, la pompa di calore è quella che negli ultimi anni sta riscuotendo un crescente interesse in molteplici applicazioni impiantistiche anche nel settore residenziale. Come detto in precedenza, le prestazioni di una pompa di calore dipendono dalla temperatura della sorgente, quindi dell'aria esterna nel caso delle pompe di calore aria-acqua. L'aria esterna nel periodo invernale è soggetta a frequenti e continui cambiamenti di temperatura e umidità, che causano variazioni immediate sulle prestazioni della pompa di calore, sia in termini di potenza resa che di efficienza. Le pompe di calore aria-acqua sono inoltre soggette alla necessità di effettuare l'inversione del ciclo frigorifero, per effettuare lo sbrinamento della batteria evaporante esterna, a causa della formazione di brina. Tale inversione di ciclo abbassa il rendimento totale della macchina (di una quantità approssimabile al 15% del C.O.P. , considerate le

rigide condizioni esterne in cui vorremmo utilizzare la macchina in questione) in quanto viene spesa energia per riscaldare l'evaporatore invece che apportare calore all'acqua del circuito; inoltre la diminuzione di efficienza è tanto maggiore quanto più frequenti sono i cicli di sbrinamento, quindi proporzionale al tempo in cui la macchina non lavora a regime di pompa di calore.

Durante il funzionamento invernale si forma brina sulla superficie delle batterie evaporanti delle pompe di calore qualora si verificano simultaneamente due condizioni:

- a) diminuzione dell'umidità assoluta dell'aria tra ingresso ed uscita della batteria evaporante a causa del deposito sulla superficie della condensa prodotta
- b) temperatura superficiale della batteria evaporante uguale o inferiore a  $0^{\circ}\text{C}$

Per valori di umidità relativa sopra il 50%, la temperatura dell'evaporatore si trova verosimilmente sotto la temperatura definita dalla curva di rugiada, e ciò provoca condensazione: in queste condizioni la temperatura dell'evaporatore può essere più alta, a parità di scambio termico, grazie al contributo del calore latente di condensazione, e ciò migliora il C.O.P., che aumenta con maggiori temperature di evaporazione. Questo fenomeno fa sì che, maggiore è l'umidità relativa, migliore è il C.O.P., fino a che la temperatura dell'evaporatore non scenda sotto  $0^{\circ}\text{C}$ , provocando la trasformazione della condensa in brina che in breve peggiora lo scambio termico dell'evaporatore e innesca i cicli di sbrinamento. Da quel punto in poi, la maggiore umidità peggiora il C.O.P. a causa della necessità di cicli di sbrinamento.

## 3.2 Analisi del problema

Il problema principale nella realizzazione della macchina è il cosiddetto fenomeno del brinamento, che affligge l'evaporatore nella stagione invernale, ossia quando la macchina funziona in modalità pompa di calore, dovendo lavorare con aria fredda in cui è presente una certa percentuale di umidità che viene a contatto con la superficie fredda dello scambiatore esterno, da qui la formazione di ghiaccio sulla

superficie. Studi fatti hanno evidenziato che la temperatura in cui inizia il fenomeno rientra nel range da 0 a 3°C (273,15 ÷ 270,15 K), e mano a mano progredisce con l'abbassarsi della temperatura ed, essendo le alette molto vicine, impedisce il pieno scambio termico tra aria e superficie alettata. Dopo aver esaminato il problema principale da affrontare, si è passati allo studio di una possibile soluzione che permettesse alla macchina di lavorare fuori dal range critico.

Attualmente le principali soluzioni al problema del brinamento sono diverse: una di queste consiste nell'inversione del ciclo sfruttando la valvola a 4 vie e fermando la ventola dell'evaporatore per ridurre l'energia necessaria a far sbrinare le alette, fino a che il sensore non rileva una temperatura di utilizzo idonea. In questo caso si ha un problema di comfort termico, in quanto, lo scambiatore posto all'interno del locale raffredda l'aria, per cui vi è un proprio abbassamento di temperatura. Inoltre vi è anche il problema della frequenza dei cicli di sbrinamento, in quanto non possono essere fatti saltuariamente, perché si avrebbe la formazione di uno spessore consistente di ghiaccio sullo scambiatore esterno, ne possono essere fatti troppo frequentemente, in quanto verrebbe a meno proprio la funzione di pompa di calore. Da ultimo, si somma il problema che l'inversione del ciclo frigorifero incrementa l'usura dei componenti, rendendo necessaria una manutenzione più frequente e onerosa. Come detto nel paragrafo precedente, si è stimato che il tempo di arresto previsto per i cicli di sbrinamento comporta una riduzione del C.O.P. di circa il 15%.

Un altro metodo attualmente in uso consiste nell'adozione di una resistenza ausiliaria che, per effetto Joule, riscalda la superficie dello scambiatore alettato andando a sciogliere lo strato di brina che si è formato sopra di esso. Ancora vi è la possibilità di deviare una parte del gas ad alta temperatura in uscita dal compressore, per sbrinare la batteria alettata, ma questo comporta perdite.

Tutti questi metodi sono funzionali, ma comportano un dispendio energetico piuttosto elevato; inoltre l'uso di resistenze elettriche introduce nel sistema un altro componente che, nel tempo, necessita di manutenzione.

### 3.3 Dimensionamento e scelta della macchina

La scelta della macchina commerciale su cui sviluppare la tesi è avvenuta dopo aver calcolato il C.O.P. della pompa di calore, la potenza da installare per il riscaldamento di un determinato ambiente e la conseguente potenza elettrica necessaria per il funzionamento della macchina stessa. Per quanto riguarda il calcolo del Coefficient Of Performance nel caso reale, ossia tenendo conto dei rendimenti (meccanico, elettrico, degli organi ausiliari e rispetto all'isoentropica di compressione), è necessario far riferimento al Diagramma di Mollier del fluido refrigerante R410A per calcolare le entalpie dei punti  $h_1$ ,  $h_{2is}$ ,  $h_3$ ,  $h_4$ .

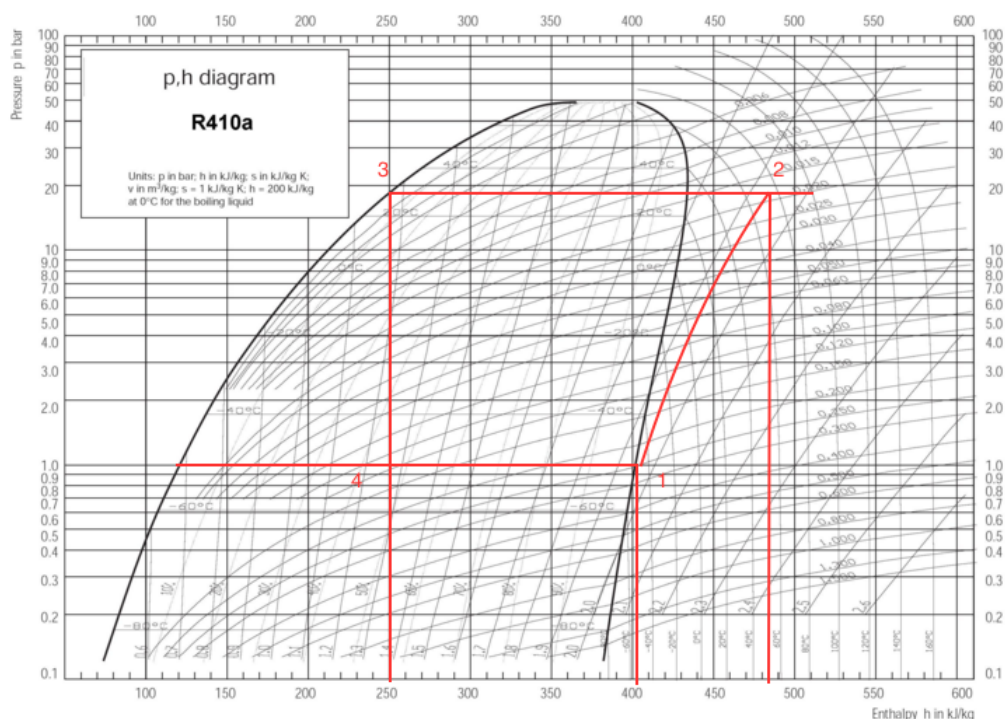


Figura 3.1: Diagramma di Mollier del fluido refrigerante R410A

Si è deciso di effettuare i calcoli per una temperatura dell'ambiente caldo pari a  $T_2 = T_3 = 18 \text{ }^\circ\text{C} = 291,15 \text{ K}$ , e di basarci su una temperatura dell'ambiente freddo pari a  $T_1 = T_4 = -35 \text{ }^\circ\text{C} = 238,15 \text{ K}$ . Inoltre, per porre un certo margine di sicurezza ai calcoli e per garantire un salto termico agli scambiatori (evaporatore e condensatore) tale da rendere le superfici di scambio di dimensioni sufficientemente



contenute, si è scelto di introdurre un  $+\Delta T$  alla temperatura calda e un  $-\Delta T$  alla temperatura fredda, quantificando tale quantità in 15 K.

Utilizzando il Diagramma di Mollier con le suddette temperature si trovano le entalpie nei punti 1, 2, 3 e 4:

$$- h_1 = 402 \text{ kJ/kg}$$

$$- h_{2is} = 483 \text{ kJ/kg}$$

$$- h_3 = h_4 = 250 \text{ kJ/kg}$$

Per proseguire nel calcolo del C.O.P. è ora necessaria una stima dei vari rendimenti. Il termine  $\eta_m \cdot \eta_e \cdot \eta_a$  può essere valutato complessivamente intorno allo 0,60, mentre un valore plausibile di  $\eta_i$ , rendimento rispetto all'isoentropica di compressione, può essere 0,80. Ora è possibile applicare la (2.3) il calcolo dell'efficienza nel caso reale, ottenendo

$$\epsilon = 1,501. \quad (3.1)$$

E' molto importante notare come un C.O.P. di questo tipo sia molto inferiore a quelli a cui le pompe di calore moderne sono solite lavorare, tuttavia tale risultato era ampiamente previsto, note le temperature critiche a cui vorremmo sottoporre il nostro sistema, rese ulteriormente più difficili dal  $\Delta T$  di sicurezza introdotto in precedenza. Ricordiamo, però, che tale valore dell'efficienza non tiene conto del tempo di arresto della macchina necessario ad effettuare i cicli di sbrinamento, con il quale si avrebbe un C.O.P. ridotto del 15%, ossia pari a 1,275. Una volta calcolata l'efficienza reale della nostra macchina è necessario scegliere un caso applicativo, al fine di completare il dimensionamento e quindi la scelta della pompa. A tal proposito si è scelto un monocale di 35 m<sup>2</sup> dell' altezza di 3,00 m come ambiente da riscaldare, per un volume complessivo di 105 m<sup>3</sup>. In genere, la proporzione utilizzata per il dimensionamento della macchina prevede l'installazione di 0,05 kW di potenza per ogni metro cubo dell'ambiente caldo, per ambienti a media efficacia di isolamento, fornendoci il risultato di 5,25 kW nel caso del nostro monocale.

Inoltre, utilizzando il valore di 0,05 kW/m<sup>3</sup>, si pone un ulteriore margine di sicurezza, in quanto presupponiamo che l'installazione di sistemi atti a lavorare in

condizioni di temperatura così rigide sia fatta in seguito alla scelta di un ottimo isolamento dell'ambiente da riscaldare, che avrebbe, ad esempio, portato ad un valore di  $0,04 \text{ kW/m}^3$ . A seguito di questi calcoli, la macchina presa in considerazione è un condizionatore commerciale Mitsubishi MSZ-EF42VE, classe A+++ in modalità raffreddamento e classe A++ in modalità riscaldamento. La scelta del tipo di macchina da installare tiene in considerazione diversi aspetti, quali:

- costo
- affidabilità
- facilità di installazione
- facilità di manutenzione
- rispetto delle specifiche di progetto

ed è ricaduta su questa in quanto, per la fascia di prezzo in cui viene collocata, ha una qualità costruttiva complessivamente buona e un compressore scroll comandato ad inverter di ultima generazione. Si sono tenute in considerazione anche le emissioni sonore, in quanto l'unità interna produce solamente 28 db in funzione, rendendola quindi una macchina molto silenziosa in ambo le modalità di funzionamento. In fig. 3.3 e in fig. 3.2 sono riportati il layout e una scheda tecnica della macchina.

La potenza installata di 5,4 kW, se messa in funzione nelle due diverse casistiche di C.O.P. calcolate, senza cicli di sbrinamento e con cicli di sbrinamento, richiede due diverse potenze elettriche, ossia:

$$L \text{ senza cicli di sbrin.} = 5,4 \text{ kW} / 1,501 = \mathbf{3,597 \text{ kW}}$$

$$L \text{ con cicli di sbrin.} = 5,4 \text{ kW} / 1,275 = \mathbf{4,235 \text{ kW}}$$

Come ci si poteva aspettare, il caso che prevede un'efficienza maggiore, ossia senza l'utilizzo di cicli di sbrinamento, porta alla necessità di una minore quantità di potenza elettrica, e quindi un minor lavoro da fornire al sistema. Una volta capito su cosa è necessario operare per aumentare il Coefficient Of Performance, ci

si chiede come sia possibile realizzare lo sbrinamento della superficie alettata dell'evaporatore senza praticare l'inversione del ciclo termodinamico e senza inserire componenti che necessitano di una frequente manutenzione (ad esempio, la resistenza elettrica ausiliaria che riscalda la superficie per effetto Joule). Una possibile soluzione sarà esposta nel Capitolo 4.

**SPECIFICHE TECNICHE** 禪  
KIRIGAMINE ZEN DC INVERTER POMPA DI CALORE

MODELLO		Set	MSZ-EF22VE	MSZ-EF25VE	MSZ-EF35VE	MSZ-EF42VE	MSZ-EF50VE	
		Unità interna	MSZ-EF22VE	MSZ-EF25VE	MSZ-EF35VE	MSZ-EF42VE	MSZ-EF50VE	
		Unità esterna	SOLO MULTISPLIT	MUZ-EF25VE	MUZ-EF35VE	MUZ-EF42VE	MUZ-EF50VE	
<b>Alimentazione</b>	Tensione/Freq./Fasi	WHz/h°	230/50/1	230/50/1	230/50/1	230/50/1	230/50/1	
<b>Raffreddamento</b>	Capacità	nominale	2.2	2.5	3.5	4.2	5.0	
		min/max	-	1.2-3.4	1.4-4.0	0.9-4.6	1.4-5.4	
	Deumidificazione	l/h	-	0.3	1.0	1.7	2.1	
	Potenza Assorbita	nominale	kW	-	0.545	0.910	1.280	1.558
	EER		-	4.59	3.85	3.28	3.21	
	Classe di efficienza energetica		-	A	A	A	A	
	Consumo annuo	kWh	-	273	455	640	779	
	Pressione sonora unità interna	min/max	dB(A)	21-42	21-42	21-42	28-42	30-43
	Pressione sonora unità esterna		dB(A)	-	47	49	50	52
	Portata aria unità interna	min/max	m³/min	4-10,5	4-10,5	4-10,5	5,8-10,3	5,8-11
<b>Riscaldamento</b>	Capacità	nominale	kW	3.0	3.2	4.0	5.4	5.8
		min/max	kW	-	1.1-4.2	1.8-5.5	1.4-6.3	1.6-7.5
	Potenza Assorbita	nominale	kW	-	0.700	0.955	1.460	1.565
	COP		-	4.57	4.19	3.70	3.71	
	Classe di efficienza energetica		-	A	A	A	A	
	Pressione sonora unità interna	min/max	dB(A)	21-45	21-45	21-46	28-48	30-49
	Pressione sonora unità esterna		dB(A)	-	48	50	51	52
	Portata aria unità interna	min/max	m³/min	4-11,9	4-11,9	4-12,7	5,5-12,7	6,4-13,2
	Massima corrente assorbita	A	-	7,3	8,6	9,6	12,4	
	<b>Unità interna</b>	Dimensioni	AxLxP	mm	299 x 895 x 195	299 x 895 x 195	299 x 895 x 195	299 x 895 x 195
Peso			Kg	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5
<b>Unità esterna</b>	Dimensioni	AxLxP	mm	-	550 x 800 x 285	550 x 800 x 285	550 x 800 x 285	880 x 840 x 330
	Peso		Kg	-	30	35	35	54
<b>Linee frigorifere</b>	Diametri (Liquido/Gas)	mm	6.35/9.52	6.35/9.52	6.35/9.52	6.35/9.52	6.35/12.7	
	Lunghezza max	m	-	20	20	20	30	
	Dislivello max	m	-	12	12	12	15	
<b>Refrigerante</b>	Tipo		R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	
<b>Campo di funz. garantito</b>	Raffreddamento	min/max	°C	-	-10 / +46	-10 / +46	-10 / +46	-10 / +46
	Riscaldamento	min/max	°C	-	-15 / +24	-15 / +24	-15 / +24	-15 / +24

nd - informazioni non disponibili al momento della stampa

Accessori	Descrizione	Durata	Serie/Opz.
MAC-2320FT	Filtro elettrostatico antiallergie agli enzimi	12 mesi	Opzionale


 **31**

Figura 3.2: Scheda tecnica della Mitsubishi MSZ-EF42VE.



Figura 3.3: Layout della macchina.

# Capitolo 4

## Soluzione proposta

### 4.1 Soluzione alternativa al fenomeno del brinamento

Per realizzare lo sbrinamento della superficie alettata dell'evaporatore senza praticare l'inversione del ciclo termodinamico, si è pensato ad una struttura che colleghi la ventola, che soffia aria alla temperatura ambiente verso lo scambiatore alettato, che non risenta delle condizioni esterne. In questo modo, è possibile indirizzare una portata d'aria prestabilita, regolata in base alle esigenze imposte dall'utente, che investe in modo omogeneo le alette dello scambiatore, il quale in questo caso funge da evaporatore. Dopo un'attenta analisi si è valutato che la conformazione ideale del condotto fosse quella che sfruttasse l'“effetto Venturi”, supponendo che al suo interno scorra un fluido ideale in regime stazionario. La scelta è ricaduta su di esso in quanto l'installazione di un condotto che sfrutti tale effetto comporta minori perdite rispetto ad altre soluzioni.

Il funzionamento del condotto è dimostrabile tramite l'*equazione di continuità* e l'*equazione di Bernoulli*. L'equazione di continuità è espressa nella seguente forma:

$$Q = A_1 v_1 = A_2 v_2 = \text{const}, \quad (4.1)$$

dove

$Q$ : portata [m<sup>3</sup>/s] o [m<sup>3</sup>/h]

$A_1, A_2$ : sezioni del condotto [m<sup>2</sup>]

$v_1, v_2$ : velocità di riferimento nelle sezioni [m/s]

L'equazione di Bernoulli invece è

$$\frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho g h_1 + P_1 = \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho g h_2 + P_2 \quad (4.2)$$

in cui

$\rho$ : densità del fluido [kg/m<sup>3</sup>]

$h_1, h_2$ : quota media della sezione [m]

$P_1, P_2$ : pressione del fluido [N/m<sup>2</sup>]

Essendo il tubo orizzontale, entrambe le sezioni sono alla stessa quota, quindi dall'equazione di Bernoulli è possibile elidere i termini  $\rho g h_1$  e  $\rho g h_2$ . L'equazione diventa:

$$\frac{1}{2}\rho v_2^2 + P_2 = \frac{1}{2}\rho v_1^2 + P_1 \quad (4.3)$$

Valendo anche l'equazione di continuità, ed essendo il prodotto  $Av = \text{costante}$ , si avrà che, ad una diminuzione della sezione, corrisponde un aumento delle velocità. Tale aumento di velocità nella sezione centrale, poiché la somma dei termini dell'equazione di Bernoulli deve rimanere costante, si traduce in una diminuzione della pressione nel canale. Quindi, passando nella sezione convergente, per mantenere inalterata la sua portata in massa, il fluido è costretto ad accelerare, mentre uscendo verso la sezione divergente, tende a rallentare. Quando il fluido incontra l'ostacolo del restringimento di sezione, rallenta creando un accumulo di massa che determina un aumento della pressione. Entro la sezione convergente l'accelerazione fa diminuire la pressione, mentre all'uscita della stessa un nuovo rallentamento della sua velocità causa un nuovo aumento della pressione.

Il nostro intento è quello di sfruttare la depressione che avviene nella strozzatura, creando una condizione che ci permetta di andare ad aspirare aria dalla stanza calda, dove è installata una bocchetta di ripresa, ad una temperatura  $\sim 18$

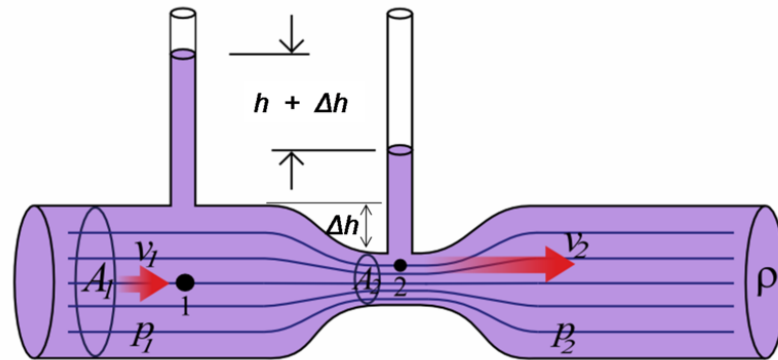


Figura 4.1: Rappresentazione schematica del Tubo di Venturi

÷ 25 °C, e convogliarla all'interno del condotto centrale, senza l'ausilio di pompe meccaniche o elettriche che comporterebbe l'installazione di una ulteriore macchina nel nostro circuito, quindi un aumento dei costi, ma soprattutto un ulteriore organo che necessiterebbe di controllo e manutenzione. E' possibile fare ciò perché le differenze di pressione in grado di mantenere in moto gli aeriformi sono modeste, così come le variazioni di densità.

Il principio su cui si basa l'idea del progetto, è quello di un comune carburatore che veniva installato sui motori otto; ma in questo caso la miscelazione avviene tra aria e aria e non tra aria e benzina, in quanto andiamo a immettere nel condotto principale, un fluido già "energizzato". La ventola elabora una portata che può essere più o meno elevata a seconda delle esigenze imposte dall'utente. Data la scelta di una macchina commerciale, i principali dati per la costruzione sono definiti. Note le dimensioni del diametro in ingresso di 0,457 m, la portata che può variare da un minimo di 330 m<sup>3</sup>/h ad un massimo di 762 m<sup>3</sup>/h. Si è ipotizzando di lavorare a regime, con una portata minima di 330 m<sup>3</sup>/h (circa 0,092 m<sup>3</sup>/s), dato che analizziamo una macchina che monta un compressore comandato da inverter, la quale solitamente, nell'arco della giornata, dopo un primo stadio transitorio in cui lavora al massimo, modula il funzionamento affinché rimanga a regime minimo con un comportamento lineare. Per avere una struttura compatta che mantenga gli ingombri nel limite, ho in primo luogo modellato il canale convergente, attraverso il software *SolidWorks*, partendo dal diametro iniziale, dove risiede la ventola che

soffia aria, con un angolo di  $60^\circ$ . Per sfruttare il fenomeno dell'incremento di velocità, il diametro di uscita è stato dimensionato a 0,18 m, quindi la misura del canale centrale era anch'essa definita. Avendo poi a disposizione le equazioni di Bernoulli e di continuità, siamo riusciti a ricavare i parametri per controllare che il condotto centrale lavorasse effettivamente con una differenza di pressione e, allo stesso tempo, che la velocità venisse incrementata, partendo dalla formula  $Q = vA$ . Avendo il diametro di ingresso  $D_1 = 0,457$  m si è ricavata l'area della sezione dalla formula:

$$A = \frac{\pi D_1^2}{4} \quad (4.4)$$

Invertendo la formula precedente abbiamo calcolato la velocità della sezione uno  $v_1=0,56$  m/s. La stessa cosa vale per il canale centrale per il quale abbiamo ottenuto una velocità  $v_2=3,6$  m/s.

L'aria aspirata dalla ventola è a pressione

$$P_1 = P_{atm} + P_d = 101325 \text{ Pa}$$

dove  $P_{atm} = 10135$  Pa è la pressione atmosferica e  $P_d$  è la pressione dinamica in funzione della densità e della velocità che ha il fluido:

$$P_d = \frac{1}{2} \rho v_1^2 = 0,1 \text{ Pa}$$

Conoscendo i dati necessari, tramite (4.3), è stata ricavata la pressione  $P_2$ :

$$P_2 = 101320 \text{ Pa}$$

## 4.2 Dimensionamento condotto per aria di ripresa

Le condotte di ripresa, di aspirazione o di espulsione vengono normalmente dimensionate ad una minore velocità rispetto alle condotte di mandata. Uno dei fattori importanti per la progettazione dell'impianto è la determinazione delle perdite di carico concentrate e localizzate del circuito. Si tiene anche conto, nel dimensionamento, della lunghezza e del coefficiente di attrito del condotto. Nel



dimensionamento, parlando di coefficiente di attrito, si tiene conto del fatto che le tubazioni oppongono una resistenza al passaggio del fluido vettore, dovute a scabrosità o accidentalità che vanno a incidere negativamente sul rendimento. Va anche tenuto conto che, sovradimensionando la condotta, si riducono le perdite di carico, però si ha un effetto negativo sulla velocità del fluido. Nelle tubazioni molto lunghe, l'effetto di curve, valvole e giunzioni è di solito trascurabile rispetto agli effetti provocati dalla resistenza per attrito, mentre in altri sistemi, in cui i tratti di tubo diritto risultano molto ridotti, le resistenze localizzate sono la fonte maggiore della perdita di carico e quindi rappresentano l'elemento di cui occorre tenere più conto nella progettazione del sistema. Si distinguono quindi due tipologie di perdite di carico:

- 1) le perdite di carico distribuite ( $X_D$ )
- 2) le perdite di carico concentrate ( $X_c$ )

Le perdite di carico totali ( $X$ ) espresse in m, in un circuito idraulico, sono pari alla somma delle perdite di carico distribuite ( $X_D$ ) e delle perdite di carico concentrate ( $X_c$ ). Alla perdita di carico del fluido poi corrisponderà una perdita di pressione, valutata lungo il condotto preso in esame pari a

$$\Delta P = \rho g X \text{ Pa} \quad (4.5)$$

Le perdite di carico, siano esse concentrate o distribuite, sono funzione del quadrato della velocità del fluido nel condotto. Nel caso delle perdite di carico distribuite esse sono funzione:

- della velocità del fluido;
- delle lunghezze del condotto;
- della geometria del condotto;
- del coefficiente di attrito ( $\lambda$ ).

Nel caso di un condotto di sezione circolare le perdite di carico distribuite sono pari a:

$$X_D = \frac{L}{D} \lambda \frac{v^2}{2} \quad (4.6)$$

dove  $v$  è la velocità del fluido,  $L$  è la lunghezza del condotto,  $D$  è il diametro interno del condotto e  $\lambda$  è il coefficiente di attrito. Il coefficiente d'attrito  $\lambda$  è a sua volta funzione della rugosità relativa  $e/D$  della superficie del condotto e del moto del fluido (laminare, turbolento, transizione tra laminare e turbolento), quindi del numero di Reynolds.

Per ricavare il coefficiente di attrito ( $\lambda$ ) si è calcolato il numero di Reynolds, in modo da conoscere se il nostro fluido vettore fosse in regime laminare, di transizione o turbolento. La velocità del fluido ( $v$ ) stimata è di 2 m/s, il diametro di primo tentativo è stato considerato di 0,08 m, e avendo come parametri per l'aria:

$$\mu_{aria}(T = 20C) = 1,77 \cdot 10^{-5} \text{ [kg/(m}\cdot\text{s)]}$$

$$\rho_{aria} = 1,225 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

si ottiene il numero di Reynolds  $Re$

$$Re = \frac{\rho D v}{\mu} = 11074$$

Essendo  $Re > 2300$ , il flusso all'interno del condotto risulta turbolento. Usando la formula di Blasius, abbiamo calcolato  $\lambda$  tramite la relazione

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0.25}} = 0,03$$

Infine si è stimata la perdita di carico distribuita supponendo che il nostro circuito abbia una lunghezza di 1 m :

$$X_D = 0,75m$$

Oltre alle perdite di carico distribuite che, come si è visto, sono dovute all'attrito tra il fluido in moto e le pareti del condotto lungo tutta la sua lunghezza, vi sono altre perdite dovute alla presenza lungo il circuito idraulico di:

- variazioni brusche di sezioni come allargamenti o restringimenti;

- curve o gomiti;
- valvole o organi di regolazione;
- filtri;

Tali perdite sono dette localizzate o concentrate ( $X_C$ ). Le perdite di carico concentrate sono funzione della velocità del fluido e del coefficiente di resistenza localizzata  $\xi$ , secondo la relazione

$$X_C = \frac{v^2}{2g}\xi_1 + \dots + \frac{v^2}{2g}\xi_N = \frac{v^2}{2g} \sum_{n=1}^N \xi_n, \quad (4.7)$$

dove  $v$  è la velocità del fluido e  $\sum_n \xi_n$  è la sommatoria dei coefficienti di resistenza localizzata, uno per ogni elemento responsabile di perdite concentrate lungo il percorso del fluido. I valori di  $\xi$  relativi ad ogni tipo di perdita localizzata sono normalmente ottenuti per via sperimentale, maggiorati per ragioni cautelative. I valori più comuni sono reperibili in tabelle unificate. Nel nostro caso avendo una curva a gomito di  $90^\circ$  e una griglia di ripresa sfruttiamo i valori tabulati nello schema mostrato in fig. 4.2.

Si è potuta così effettuare una stima delle perdite di carico concentrate:

$$X_C = 1,5 \text{ m}$$

Indicando infine con  $X$  le perdite di carico complessive, si ha

$$X = X_C + X_D = 2,25 \text{ m}$$

Calcolando poi la perdita di pressione nel condotto con la relazione

$$\Delta P = \rho g X \quad (4.8)$$

si ha:

$$\Delta P = 27 \text{ Pa}$$

Quindi, per ipotesi, risulta la restante pressione essere sufficiente a far sì che l'aria fluisca dalla stanza al condotto centrale del nostro sistema. Nella progettazione del canale, inoltre, abbiamo adottato i seguenti accorgimenti:

TIPO	CARATTERISTICHE	$\xi$
ALLARGAMENTO DI SEZIONE	lenta variazione a mezzo divergente	0
	brusca variazione di A1 e A2	*
CAMBIAMENTO DI DIREZIONE	angolo=90°, canale circolare o quadrato	1.5
	angolo=90°, canale rettangolare	2
	angolo=90° arrotondato	1
	angolo=135°	0.5
	angolo=90°, r/D<5 (r=raggio del raccordo, D=diametro equivalente)	0.3
	angolo=90°, r/D>5 (r=raggio del raccordo, D=diametro equivalente)	0
CONFLUENZA O DIRAMAZIONE	canale deviato di diametro D con raccordo	1.5
	canale non deviato di diametro d=D	1
	canale non deviato di diametro d >1.5 D	0.7
	canale non deviato di diametro d >2 D	0.4
	canale non deviato di diametro d >3 D	0.2
	canale non deviato di diametro d >4 D	0
	confluenza o diramazione a T	3
	confluenza o diramazione raccordata	1
BATTERIE DI SCAMBIO TERMICO	per rango	3.5
BOCCHETTE E GRIGLIE	con sezione libera uguale a quella del canale	2
	rapporto sezione libera/sezione canale = 1.5	0.5
* in questo caso $\xi$ dipende dalla velocità dell'aria		

Figura 4.2: Coefficienti di perdita per diverse tipologie di perdite di carico concentrate

- evitare variazioni di sezione;
- ridurre al minimo il numero di curve e gomiti;
- considerare l'unità di ripresa installata in modo ideale ;
- ricercare un basso valore del coefficiente di scabrezza per le pareti interne, per limitare l'entità delle perdite di carico dovute ad attrito;
- considerare un materiale con resistenza all'invecchiamento, all'usura e basso grado di igroscopicità.

Per una maggiore efficacia del sistema, abbiamo installato nel condotto una valvola a farfalla con motore passo a passo, comandata da un sensore di tempe-

ratura esterna che comunica con il sistema centrale, il quale fa aprire la valvola quando la temperatura esterna scende al di sotto del valore impostato.

## 4.3 Scelta del materiale

### 4.3.1 Materiale condotto Venturi

Dopo aver affrontato la questione del dimensionamento, un altro punto fondamentale su cui si è basato il nostro studio è stata la scelta del materiale di costruzione del sistema. Volendo un peso della struttura che fosse il minore possibile, un costo complessivo contenuto, proporzionale anche alla spesa fatta per l'acquisto e l'installazione della macchina, non dovendo lavorare con particolari tipi fluidi e non essendo la struttura sottoposta a forze esterne che possono generare carichi o momenti particolari, ci siamo indirizzati su un materiale tipo polipropilene (PP), che è un composto plastico. Le caratteristiche principali di questo materiale sono una discreta durezza e resistenza meccanica e un basso assorbimento di umidità.

<b>SCHEDA TECNICA</b>				
<b>POLIPROPILENE COPOLIMERO - PP</b>				
<b>Proprietà</b>	<b>NORMATIVE</b>	<b>Unità di misura</b>	<b>Valori indicativi</b>	
<b>FISICHE</b>				
Peso specifico	ASTM D792	gr/cm <sup>3</sup>	0,90	
Assorbimento acqua ( 24 h - 23°C )	ASTM D570	%		
<b>MECCANICHE</b>				
Modulo elastico a trazione	ISO 527-2	MPa	1400	
Tensione di snervamento	ISO 527-2	MPa	28	
Allungamento a snervamento	ISO 527-2	%	6	
Allungamento a rottura	ISO 527-2	%	>50	
Resistenza all'urto Charpy senza intaglio +23°C	ISO 179/1eU	kJ/m <sup>2</sup>	Non si rompe 120 80	
0°C				-
20°C				-
Resistenza all'urto Charpy con intaglio +23°C	ISO 179/1eA	kJ/m <sup>2</sup>	7 3,5 3	
0°C				-
20°C				-
<b>TERMICHE</b>				
Temperatura di inflessione HDT/B	ISO 75/2	°C	90	
Temperatura di rammollimento VICAT VST/A50	ISO 306	°C	151	
VST/b50			68	

Figura 4.3: Caratteristiche propilene 1

Proprietà	Valore	Unità
Modulo elastico	896	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente di Poisson	0.4103	N/A
Modulo di taglio	315.8	N/mm <sup>2</sup>
Densità di massa	890	kg/m <sup>3</sup>
Resistenza alla trazione	27.6	N/mm <sup>2</sup>
Resistenza a compressione		N/mm <sup>2</sup>
Snervamento		N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente di espansione termica		/K
Conducibilità termica	0.147	W/(m·K)
Calore specifico	1881	J/(kg·K)
Rapporto di smorzamento del materiale		N/A

Figura 4.4: Caratteristiche propilene 2

Per il montaggio, la struttura è stata imbullonata alla carcassa con 8 viti M5x8 a testa esagonale in acciaio. La scelta è stata dettata dalla facilità di smontaggio e montaggio che si ha in previsione di ispezioni, pulizia o sostituzione del pezzo. Data la lunghezza, per evitare sforzi indesiderati dovuti al momento flettente, il condotto viene fissato alla carcassa esterna mediante l'utilizzo di una struttura di supporto ancorata al condotto centrale, utile anche ad evitare fastidiose vibrazioni che potrebbero causare fenomeni di risonanza, generando rumori spiacevoli o rotture indesiderate. La parte centrale presenta l'innesto per il condotto che porta l'aria proveniente dalla stanza climatizzata, al canale centrale. Il diametro del foro è stato dimensionato in funzione del diametro della bocchetta di ripresa, considerando che si voleva aspirare la quantità di aria, senza creare restringimenti o allargamenti che potessero causare ulteriori perdite. Si passa poi al canale divergente, dove l'aria esce e va ad impattare contro lo scambiatore alettato. Il tubo di venturi assemblato è mostrato in fig. 4.8, mentre la struttura finale, comprensiva di tubo per l'aria di ripresa, collegata all' evaporatore, è visibile in fig. 4.9.

### 4.3.2 Materiale condotto aria di ripresa

Anche per il condotto di aria di ripresa è stato scelto il polipropilene (PP), dato che è un materiale abbastanza economico e facilmente reperibile, presenta una scabrezza interna bassa che si traduce in minori perdite e minori turbolenze.

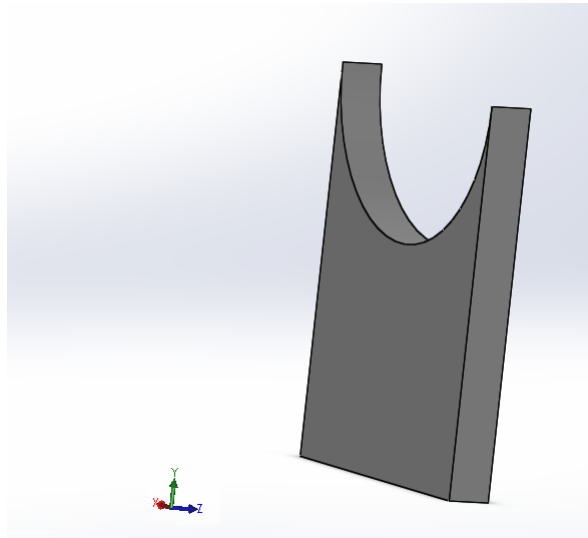


Figura 4.5: Supporto fissato al condotto centrale

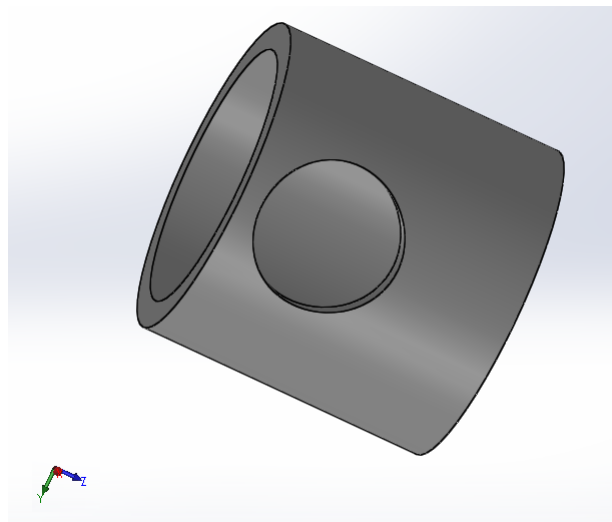


Figura 4.6: Condotto centrale

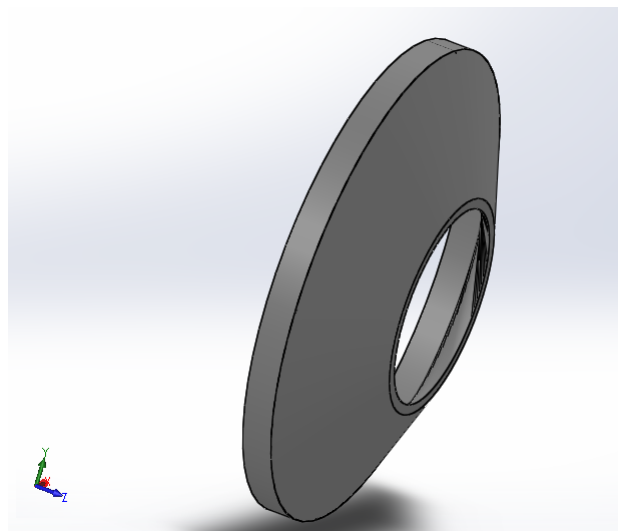
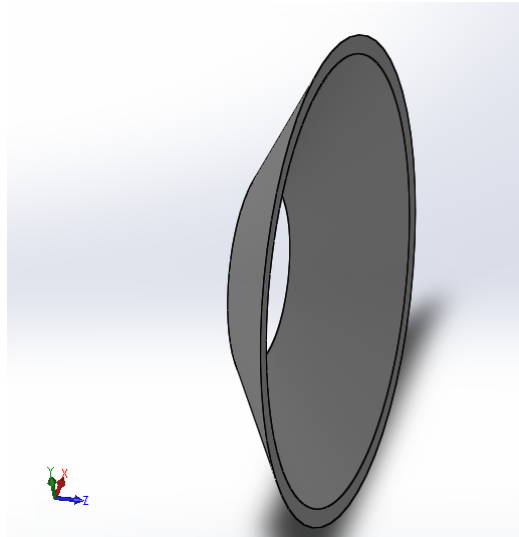


Figura 4.7: Canale divergente



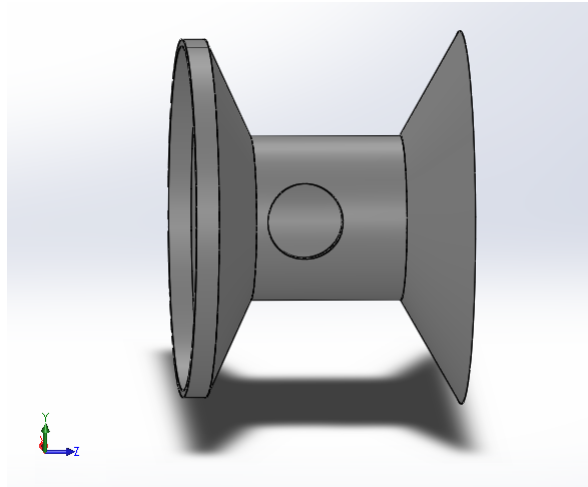


Figura 4.8: Condotto di Venturi assemblato

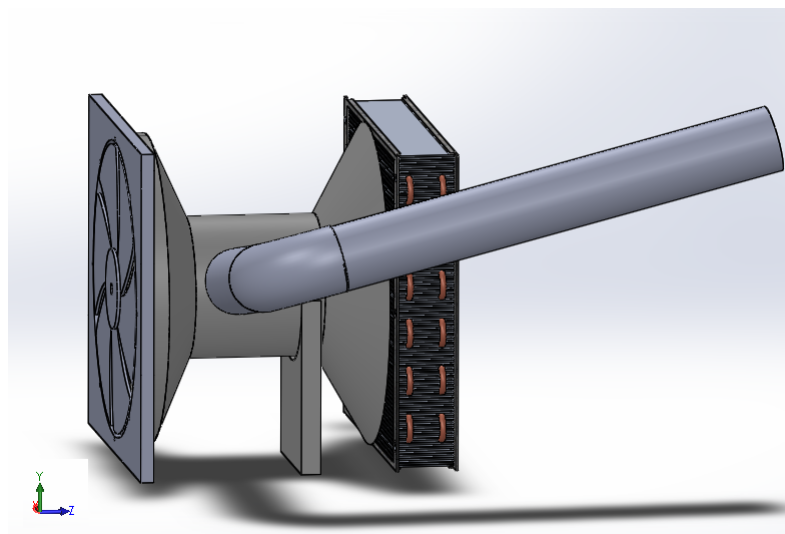


Figura 4.9: Sistema di sbrinamento a Tubo di Venturi con condotto per l'aria di ripresa



# Capitolo 5

## Analisi economica e conclusioni

### 5.1 Analisi economica dell'investimento

Per valutare la convenienza dell'installazione del tubo di Venturi come sistema di sbrinamento, è necessario riferirsi a parametri di tipo economico. Si è pensato, quindi, di confrontare i costi per l'energia elettrica utilizzata annualmente per il funzionamento del sistema pompa di calore nei due casi analizzati precedentemente, ossia con e senza cicli di sbrinamento, tenendo conto che il secondo caso comporta i costi di installazione del sistema di sbrinamento a tubo di Venturi, e delle relative condotte per l'aria di ripresa.

Tali costi riferiti al periodo di un anno possono essere stimati con la formula:

$$C_t = Lc_eut \quad (5.1)$$

dove:

- $L$  = potenza elettrica da fornire alla pompa = potenza installata /C.O.P.  
[kW]
- $c_e$  = costo specifico energia elettrica [€/kW · h]
- $u$  = fattore di carico [adimensionale]
- $t$  = durata periodo di riferimento [h]

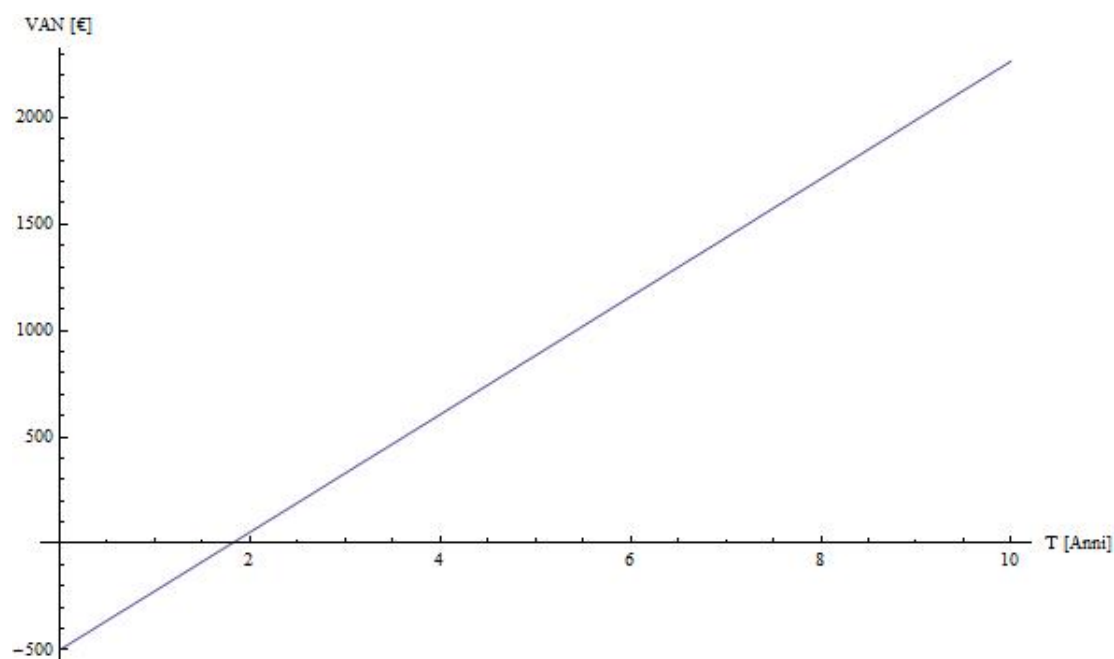


Figura 5.1: Curva del VAN (Valore Attuale Netto) in funzione del tempo (T)

Utilizzando i valori di 0,165 €/kW·h per il costo specifico dell'energia elettrica, 0,3 per il fattore di carico e 8760 come numero di ore in un anno, la formula fornisce i seguenti risultati:

$$C_t \text{ con cicli di sbrinamento} = 1836 \text{ €/anno}$$

$$C_t \text{ con sistema di Venturi} = 1560 \text{ €/anno}$$

ovvero un risparmio di 276 € all'anno sull'acquisto dell'energia elettrica per il funzionamento della pompa di calore. Stimando il costo di installazione del sistema con tubo di Venturi intorno ai 500 € è possibile valutare l'andamento del VAN con i parametri scelti (fig. 5.1).

Come si evince dal grafico, è possibile valutare il tempo di ritorno dell'investimento, che nel nostro caso ammonta a 1,8 anni. Tale tempo di ritorno è di molto inferiore al tempo di ritorno limite pari a 5 anni, fissato arbitrariamente per valutare la convenienza dell'investimento in base alla vita complessiva del sistema,

ma va tenuto presente che la scelta del fattore di carico ( $u = 0,3$ ) è una sovrastima rispetto ai fattori di carico solitamente applicabili nelle zone geografiche dove viviamo. Questa sovrastima è stata effettuata ipotizzando che un sistema pompa di calore ottimizzato per temperature esterne molto rigide si trovi ad essere impiegato in zone geografiche dove la stagione fredda occupa gran parte dell'anno. Con i dati raccolti, è possibile graficare l'andamento del tempo di ritorno in funzione del fattore di carico, in modo da poter valutare la convenienza dell'investimento caso per caso, con diversi valori di  $u$ . Il grafico risultante è il seguente:

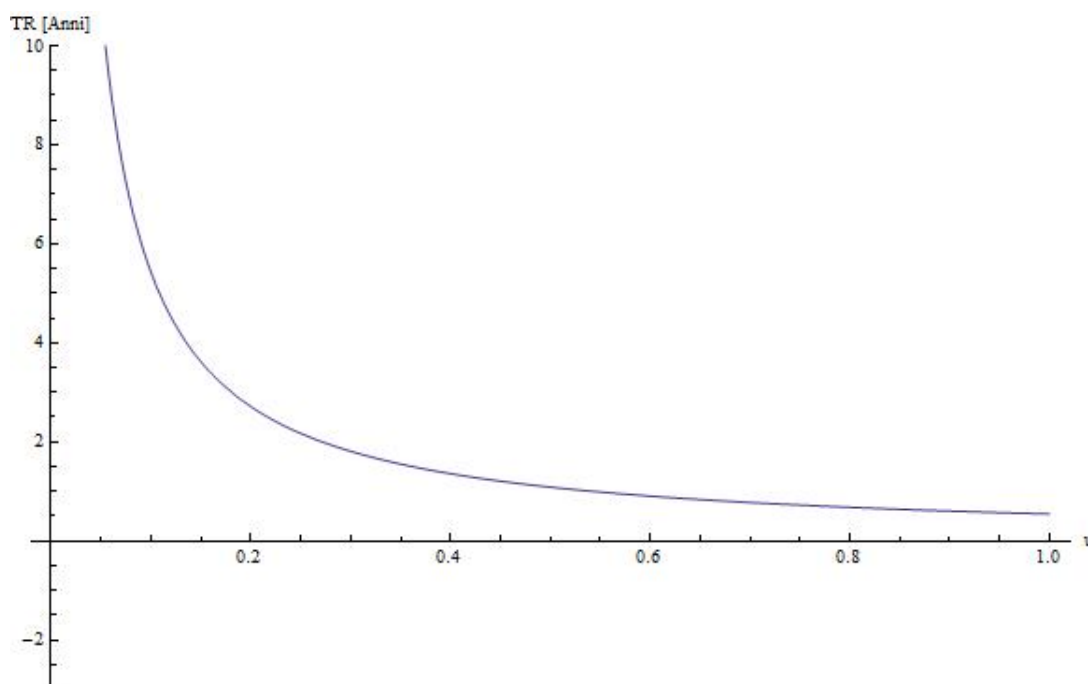


Figura 5.2: Curva del tempo di ritorno (TR) in funzione del fattore di carico ( $u$ )

Per concludere l'analisi economica, è importante ricordare che tale curve del VAN e del tempo di ritorno (TR) sono state ottenute partendo dal calcolo del Coefficient Of Performance più basso possibile, derivante dalla temperatura esterna minima di progetto di  $-35$  °C. Per rendere più realistico il nostro modello si è pensato di valutare la casistica in cui, invece del C.O.P. minimo, si considerasse quello medio nella stagione invernale. Ponendoci geograficamente nel nord della penisola scandinava si può considerare come temperatura media invernale il valore

di  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , a cui sottraiamo il  $\Delta T$  dell'evaporatore pari a  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Il nuovo diagramma di Mollier risulterà il seguente:

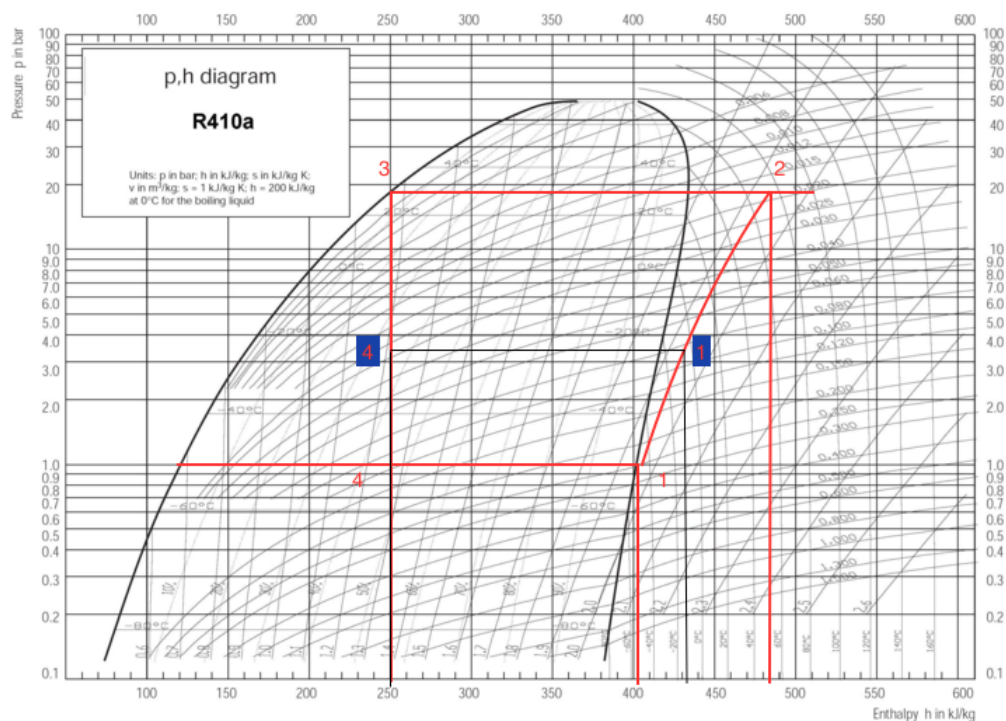


Figura 5.3: Diagramma di Mollier del fluido refrigerante R410A, con le due casistiche a confronto.

Dal diagramma si ricavano i seguenti valori di entalpia:

- $h_1 = 431\text{ kJ/kg}$
- $h_{2is} = 482\text{ kJ/kg}$
- $h_3 = h_4 = 250\text{ kJ/kg}$

Sfruttando nuovamente (2.3), mantenendo invariati i termini di rendimento, si ottiene:

$$\epsilon = 2,271. \quad (5.2)$$

Tale valore di C.O.P. risulterà ridotto del 15% nel caso in cui si dovessero svolgere cicli di sbrinamento, assumendo quindi un valore pari a 1,930. Risulta

ora possibile il calcolo delle potenze elettriche da fornire al sistema pompa di calore nei casi senza cicli di sbrinamento e con cicli di sbrinamento:

$$L \text{ senza cicli di sbrin.} = 5,4\text{kW}/2,271 = \mathbf{2,378 \text{ kW}}$$

$$L \text{ con cicli di sbrin.} = 5,4 \text{ kW}/1,930 = \mathbf{2,798 \text{ kW}}$$

da cui i diversi costi di gestione annuali:

$$C_t \text{ con cicli di sbrinamento} = 1213 \text{ €/anno}$$

$$C_t \text{ con sistema di Venturi} = 1031 \text{ €/anno}$$

Ci si rende immediatamente conto che anche in questo caso si ha un risparmio netto sui costi per l'acquisto di energia elettrica nel periodo di riferimento utilizzando il sistema di sbrinamento a tubo di Venturi, nonostante, come ci si aspettava, tale cifra, ottenuta considerando la temperatura media nella stagione invernale, risulta inferiore a quella ottenuta considerando la temperatura minima di progetto. Il risparmio di circa 182 €/anno porterebbe quindi al ritorno dell'investimento in 2,7 anni, ossia in un TR ancora ampiamente inferiore al TR limite fissato arbitrariamente a 5 anni.

Come detto, il sistema di riscaldamento a pompa di calore è oramai diventato una valida alternativa agli impianti tradizionali, potendo anche svolgere il ruolo di condizionatore per il raffrescamento e deumidificazione dell'aria nella stagione estiva e di fatto eliminando i costi di installazione necessari all'avviamento e utilizzo di un secondo impianto. Analizzando il caso di un appartamento di 100 m<sup>2</sup> di classe energetica C/D costruito negli anni '80 è possibile stimare il suo fabbisogno energetico annuo intorno ai 20000 kW·h annui. I costi di installazione e gestione su una vita ipotetica di 20 anni dipendono dal tipo di combustibile impiegato, come è possibile notare dalle fig. 5.4 e 5.5.

Questi oneri, nel nostro caso, sono sostituiti da quelli relativi all'installazione e gestione del sistema a pompa di calore opportunamente dimensionato, il cui costo specifico per l'energia elettrica è di circa 0,165 € per un kW·h, quantità che sviluppa tanta più energia termica quanto più alto è il C.O.P. (sempre comunque maggiore di 1) e a cui va aggiunto il vantaggio del funzionamento come condizionatore estivo.

Combustibile	Prezzo	Resa energetica	Costo per produrre 1 kw
GPL	2,50 €/KG	12,8 KWh	€ 0,195
GASOLIO	1,30 €/LT	10,0 KWh	€ 0,130
GAS METANO	0,85 €/MC	9,9 KWh	€ 0,086
PELLET	0,30 €/KG	4,6 KWh	€ 0,650
LEGNA A PEZZI	0,15 €/KG	4,0 KWh	€ 0,038
CIPPATO	0,12 €/KG	3,5 KWh	€ 0,034

Figura 5.4: Tabella costi combustibili (prezzi medi dicembre 2013)

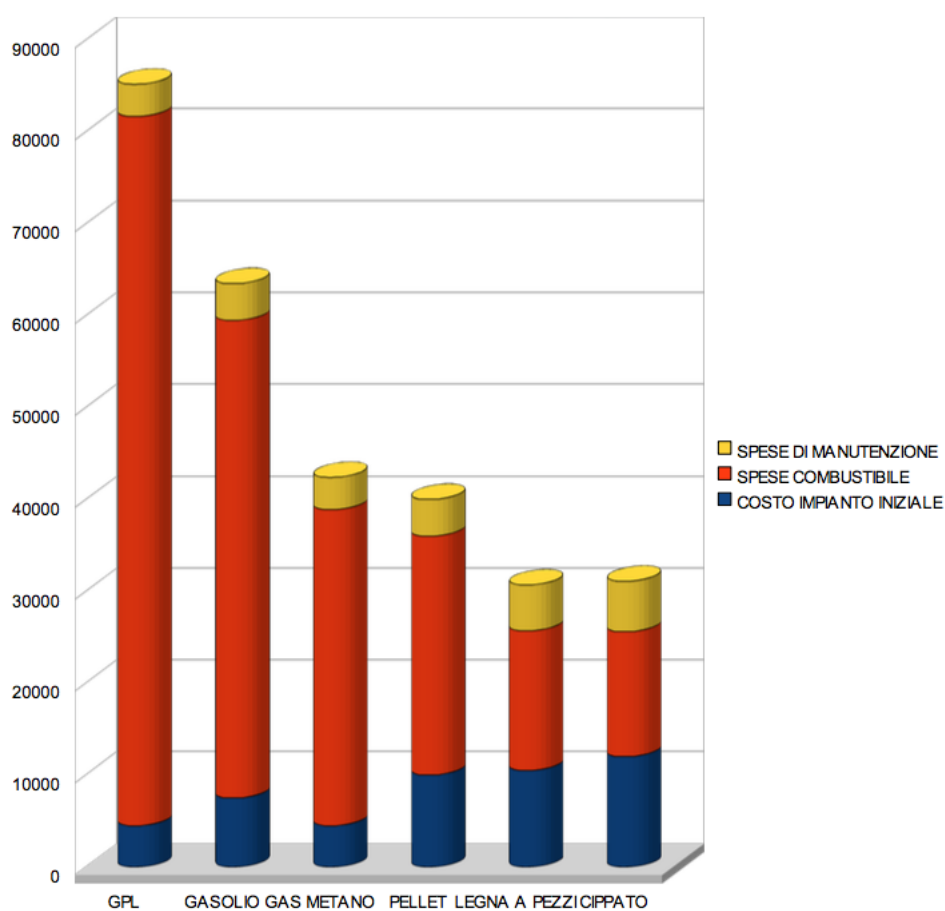


Figura 5.5: Analisi costi totali per diversi impianti di riscaldamento su un ciclo di 20 anni con fabbisogno energetico di 20000 kW/h annui



## 5.2 Conclusioni

Al termine dello studio è stato possibile trarre alcune considerazioni. In primo luogo si è deciso di prendere in considerazione un sistema a pompa di calore perché si tratta di una tecnologia in forte espansione, con un enorme potenziale ancora da sviluppare, e ad oggi risulta una valida alternativa ai tradizionali sistemi di riscaldamento. La finalità dello studio, ossia la progettazione di un sistema di sbrinamento che garantisca oneri di installazione e manutenzione contenuti e permettesse di non arrestare la macchina per effettuare cicli di sbrinamento, si può dire raggiunta. Infatti, per il nostro caso di studio, il sistema a tubo di Venturi abbinato al condotto per l'aria di ripresa (entrambi opportunamente dimensionati) garantisce un incremento del C.O.P. nelle condizioni limite di temperatura esterna da 1,275 a 1,501, permettendo un risparmio annuo sull'acquisto dell'energia elettrica stimabile attorno ai 276 euro (per un fattore di carico di 0.3).

Alla luce di queste considerazioni il più possibile generali, che tengono conto di tutti i termini di rendimento e dimensionano il sistema sulla casistica di differenza di temperatura (e quindi di C.O.P.) più critica, ci si accorge facilmente che, approfondendo tale studio in base alle condizioni climatiche della zona geografica in cui si vuole commercializzare tale sistema, è possibile valutare il ritorno dell'investimento in funzione del fattore di carico e del C.O.P. medio stagionale.

Il mio auspicio, quindi, è che questo elaborato possa fungere da punto di partenza per studi ulteriori, volti all'ottimizzazione del sistema di sbrinamento a tubo di Venturi per diverse tipologie e taglie di pompa di calore.



# Ringraziamenti

In primo luogo vorrei ringraziare il relatore Prof. Ing. Luca Piancastelli per i contributi importanti che ha dato al mio lavoro, e vorrei inoltre citare il Prof. Ing. Augusto Bianchini per la disponibilità che mi ha dimostrato e per i preziosi consigli che hanno arricchito questo elaborato. Infine, un sentito ringraziamento va a familiari e amici che durante questi anni mi hanno sostenuto con la loro presenza costante e affetto sincero.



# Bibliografia

- [1] *Termodinamica e trasmissione del calore*, Yunus A. Cengel, McGraw-Hill Education Editrice, II ed., 2013.
- [2] *Sistemi energetici e loro componenti*, G. Negri di Montenegro – M. Bianchi – A. Peretto, Pitagora Editrice, Bologna, 2003.
- [3] *Pompe di calore, parte teorica, parte applicativa*, R. Lazzarin, S.G.E., 2011.
- [4] *Impianti Meccanici*, M. Gentilini, Pitagora Editrice, Bologna, 1985.
- [5] *Impianti Industriali*, A. Pareschi, Società Editrice Esculapio, seconda edizione 2007.
- [6] Software *SolidWorks*, 2014.
- [7] Software *Maxima*