

ALMA MATER STUDIORUM  
UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA

Sede di Forlì

Corso di Laurea in  
INGEGNERIA MECCANICA

Classe L-9

ELABORATO FINALE DI LAUREA

In Termofluidodinamica Applicata

Modellazione degli scambiatori di calore di un  
impianto frigorifero in regime stazionario

CANDIDATO

Francesco Mazzoni

RELATORE

Marco Lorenzini

CORRELATORE

Michael Lucchi

Anno Accademico 2018/2019

## **Ringraziamenti**

Vorrei dire un grandissimo grazie alla mia famiglia, che mi ha supportato durante questo viaggio e lo ha reso possibile. Vorrei dire grazie ai miei compagni di corso, Meccanici e Aerospaziali, che mi hanno sempre spinto a dare il meglio che avevo. Ringrazio tanto anche i miei amici di sempre, così come tutti quelli che hanno fatto parte della mia vita negli ultimi tre anni. Infine, intendo ringraziare il Prof. Lorenzini e l'Ing. Lucchi per la disponibilità dimostrata nei miei confronti durante lo svolgimento di questa attività di tesi.

# Indice

Premessa.....	4
<b>1. Generalità sugli impianti frigoriferi.....</b>	<b>5</b>
1.1 Introduzione.....	5
1.2 Impianti frigoriferi a compressione.....	6
1.2.1 Il ciclo di Carnot inverso.....	6
1.2.2 Descrizione sistema a compressione.....	7
1.2.3 Il ciclo termodinamico ideale.....	9
1.3 Fluidi frigoriferi.....	13
1.4 Componenti degli impianti frigoriferi a compressione.....	15
1.4.1 Evaporatore .....	15
1.4.2 Condensatore .....	18
1.4.3 Compressore.....	20
1.4.4 Organo di laminazione.....	25
<b>2. La modellazione di macchine frigorifere.....</b>	<b>26</b>
2.1 Introduzione alla modellazione degli scambiatori di calore.....	26
2.2 Modelli dinamici .....	26
2.2.1 Cenni sul metodo “moving boundary”.....	27
2.2.2 Cenni sul metodo dei volumi finiti.....	28
2.3 Modelli stazionari.....	28
<b>3. Algoritmi ed equazioni per il modello in stazionario.....</b>	<b>32</b>
3.1 Condensatore.....	32
3.2 Evaporatore.....	41
3.3 Macchina frigorifera.....	47
<b>4. Implementazione MATLAB ®.....</b>	<b>49</b>
4.1 CoolProp.....	49
4.2 condensatore.m .....	50
4.3 evaporatore.m .....	55

<b>5. Risultati dei modelli e validazione.....</b>	<b>58</b>
5.1 Confronto con modello in dinamico.....	58
5.2 Analisi di sensibilità.....	61
5.2.1 Condensatore.....	61
5.2.2 Evaporatore.....	67
5.3 Conclusioni.....	71

<b>Bibliografia.....</b>	<b>72</b>
--------------------------	-----------

## Premessa

L'obiettivo di questo elaborato è di sviluppare un programma in ambiente **MATLAB** che simuli il comportamento del condensatore e dell'evaporatore in un impianto frigorifero a compressione in regime stazionario. Successivamente questo programma potrà essere inserito in un simulatore per problemi di tipo non stazionario. La principale problematica nella modellazione di questo tipo di scambiatori consiste nel fatto che si hanno, lungo il percorso dello scambiatore, dei cambiamenti di fase; questo comporta la variazione delle condizioni di scambio termico. Una volta sviluppato il modello, questo è stato validato tramite il confronto con i risultati provenienti da un modello dinamico della stessa macchina frigorifera che utilizza il metodo "*moving boundary*".

# Capitolo 1

## Generalità sugli impianti frigoriferi a compressione

### 1.1 Introduzione

Una quota rilevante dell'energia elettrica consumata dai paesi industrializzati viene utilizzata per far funzionare impianti di refrigerazione e condizionamento. Tant'è che nel 2015 si calcolava che i consumi elettrici destinati alla refrigerazione ammontassero al 17% del fabbisogno mondiale di energia elettrica. Il freddo è stato utilizzato nel corso della storia prevalentemente al fine di conservare più a lungo i cibi; difatti al calare della temperatura diminuisce, in generale, la velocità con cui avvengono le reazioni chimiche ed in particolare vengono inibite le reazioni cataboliche che porterebbero al disfacimento dei prodotti organici.

Per prodotti vegetali la relazione simbolica è:

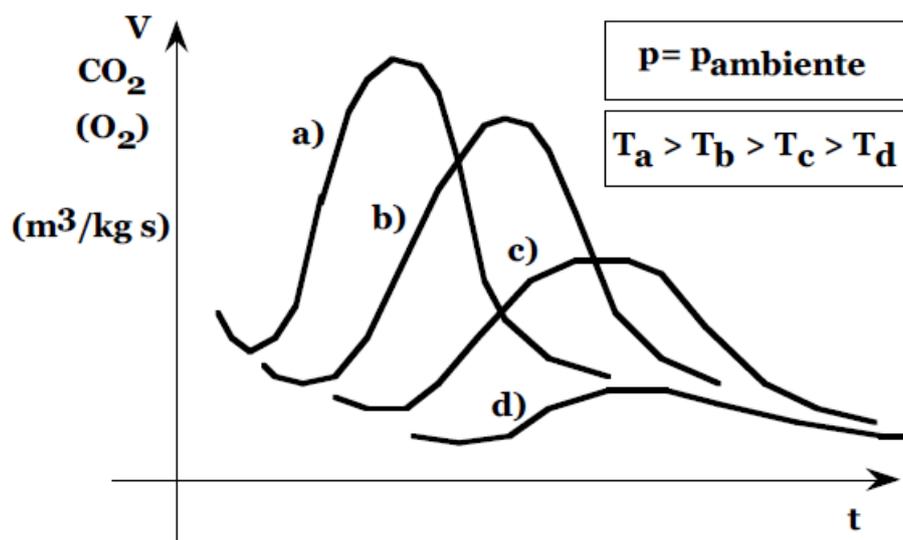
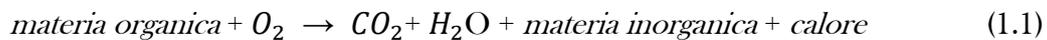


Fig. 1.1. Andamento della produzione a unità di tempo (e per kg di prodotto organico) dei principali prodotti della reazione catabolica.

L'energia frigorifera può essere prodotta in diversi modi, tra gli altri abbiamo:

- *Impianti a compressione di vapore*
- *Impianti ad assorbimento*
- *Impianti che sfruttano effetti termoacustici (innovativo)*
- *Impianti che sfruttano effetti magnetotermici (innovativo)*

Di seguito concentreremo la nostra attenzione sugli impianti frigoriferi a compressione.

## 1.2 Impianti frigoriferi a compressione

Rappresentano, ad oggi, la maggioranza assoluta dei sistemi frigoriferi funzionanti, la produzione di energia frigorifera si basa sulle leggi che regolano l'evaporazione e la condensazione dei fluidi; il fluido refrigerante assorbe energia termica dall'ambiente da refrigerare durante l'evaporazione a bassa pressione e la cede all'ambiente a temperatura superiore durante la condensazione, la quale avviene ad una pressione superiore.

### 1.2.1 Il ciclo di Carnot inverso

Il ciclo frigorifero ideale è il ciclo di Carnot inverso, ossia percorso in senso antiorario, questo è composto da quattro trasformazioni:

- Una compressione isoentropica (1-2)
- Un'isoterma a temperatura  $T_s$  (*superiore*) (2-3)
- Un'espansione isoentropica (3-4)
- Un'isoterma a temperatura  $T_i$  (*inferiore*) (4-1)

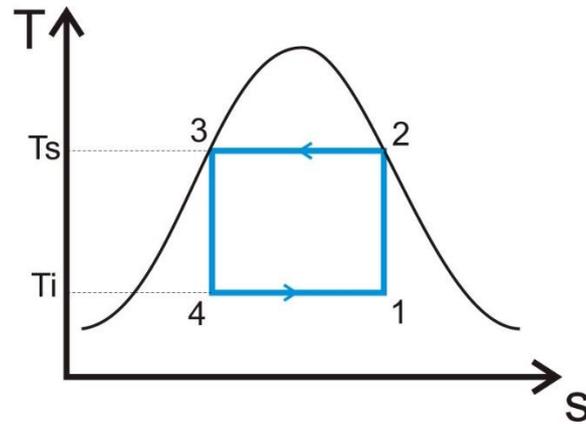


Fig. 1.2.1 Rappresentazione sul diagramma T-s del ciclo frigorifero ideale

Il ciclo di Carnot inverso è quello che presenta la massima efficienza frigorifera tra tutti i cicli termodinamici frigoriferi tra le temperature  $T_s$  e  $T_i$ . Tale ciclo tuttavia risulta difficilmente realizzabile nella pratica per cui il ciclo reale sarà molto differente, per descrivere meglio il ciclo reale è necessario prima schematizzare la macchina frigorifera ed i suoi componenti.

## 1.2.2 Descrizione sistema a compressione

In un impianto frigorifero a semplice compressione di vapore vi sono quattro componenti fondamentali, collegati tra loro in modo da formare un circuito chiuso per il fluido refrigerante che li attraversa:

- **Evaporatore:**

Il fluido entra con un titolo possibilmente basso ed evapora completamente a spese del calore sottratto all'ambiente che si vuole raffreddare. Negli impianti ad espansione secca il fluido esce dall'evaporatore con un certo grado di surriscaldamento, onde evitare la possibilità che il compressore elabori un fluido bifase.

- **Compressore:**

Viene innalzata meccanicamente la pressione del fluido frigorifero allo stato di vapore surriscaldato per far sì che la temperatura di condensazione sia superiore a quella del fluido di raffreddamento del condensatore. I compressori possono essere di tipo volumetrico o dinamico.

- **Condensatore:**

Il fluido frigorifero viene prima desurriscaldato, poi fatto condensare ed eventualmente sottoraffreddato, in modo da diminuire il titolo in ingresso all'evaporatore ed aumentarne l'effetto frigorifero.

- **Organo di laminazione:**

Viene imposta una caduta di pressione al fluido in uscita dal condensatore con conseguente diminuzione di temperatura ed evaporazione parziale.

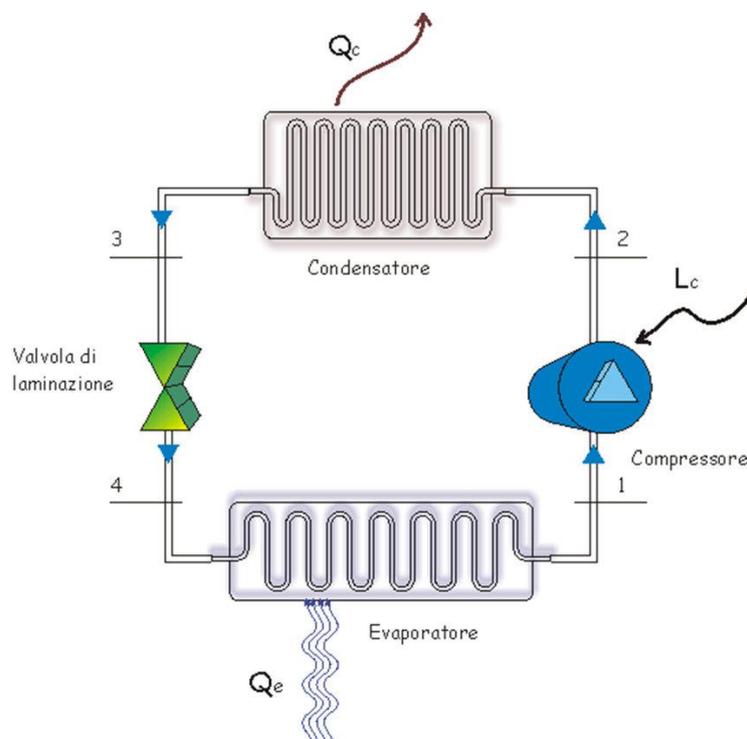


Fig. 1.2.2 Schema funzionale di una macchina frigorifera a compressione

### 1.2.3 Il ciclo termodinamico ideale

In condizioni stazionarie la portata di refrigerante che circola nell'impianto  $\dot{m}_r$  è costante, inoltre se trascuriamo le perdite di carico che subisce il fluido nell'attraversamento degli scambiatori possiamo considerare le pressioni di condensazione  $P_c$  e di evaporazione  $P_e$  uniformi lungo i rispettivi scambiatori e costanti nel tempo. Il refrigerante subisce una serie di trasformazioni dove scambia energia termica e meccanica con l'esterno; nell'evaporatore assorbe una potenza termica  $\dot{Q}_{evap}$ , nel compressore riceve una potenza meccanica  $\dot{L}_c$  e nel condensatore cede una potenza termica  $\dot{Q}_{cond}$ . Di conseguenza trascurando le dissipazioni termiche dovute alla non perfetta coibentazione delle tubazioni e le perdite di carico dovute al moto del fluido possiamo scrivere il bilancio energetico per il fluido come:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{evap} + \dot{L}_c \quad (1.2)$$

Le trasformazioni ideali che compie il fluido frigorifero sono:

- Compressione isoentropica per innalzare la pressione da  $P_e$  fino a  $P_c$ .
- Un raffreddamento isobaro nel condensatore fino ad ottenere il grado di sottoraffreddamento richiesto (può essere anche nullo).
- Una laminazione (isoentalpica) dalla pressione  $P_c$  fino a  $P_e$ .
- Un riscaldamento isobaro nell'evaporatore fino a raggiungere il grado di surriscaldamento richiesto.

In realtà la compressione non è isoentropica, bensì ad entropia crescente a causa delle irreversibilità fluidodinamiche, questo causa un riscaldamento maggiore del fluido rispetto all'isoentropica e, in generale, un aumento del lavoro necessario alla compressione.

Nella compressione reale la potenza meccanica assorbita dal fluido vale (con riferimento alla fig. 1.2.3.1):

$$\dot{L}_c = \dot{m}_r (h_{2'} - h_1) \quad (1.3)$$

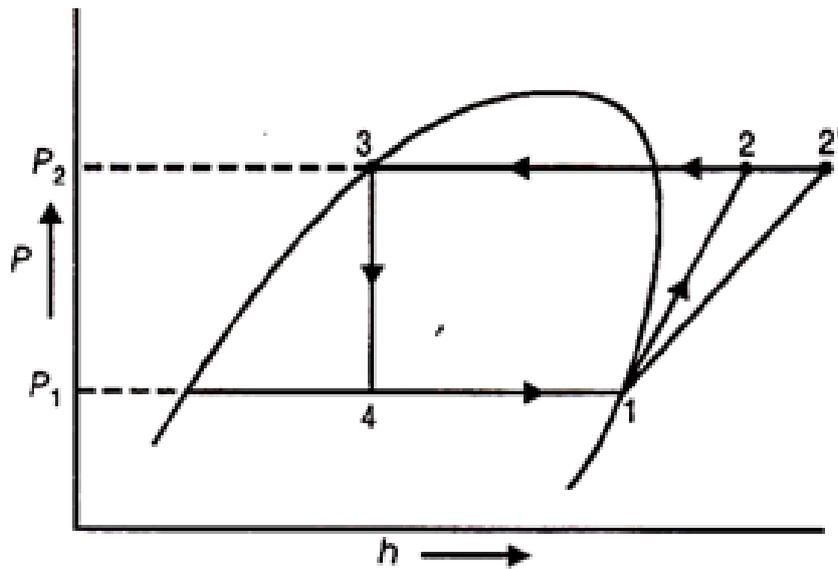


Fig. 1.2.3.1 Diagramma p-h del ciclo frigorifero a compressione

Nella compressione isoentropica la potenza assorbita dal fluido sarà:

$$\dot{L}_{c-iso} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (1.4)$$

Possiamo definire un rendimento rispetto all'isoentropica del compressore:

$$\eta_{iso} = \frac{\dot{L}_{c-iso}}{\dot{L}_c} \quad (1.5)$$

Per calcolare la potenza elettrica assorbita dal compressore occorre introdurre il rendimento organico  $\eta_o$  e il rendimento elettrico  $\eta_e$  che tengono conto, rispettivamente, delle dissipazioni meccaniche nella macchina e di quelle elettriche. Quindi possiamo esprimere la potenza elettrica  $L_e$  assorbita dal compressore come:

$$\dot{L}_e = \frac{\dot{L}_{c-iso}}{\eta_{iso} \eta_o \eta_e} \quad (1.6)$$

Nella trasformazione 4-1 viene sottratta potenza termica  $\dot{Q}_{evap}$  alla cella frigorifera, mentre nella trasformazione 2'-3 viene ceduta potenza termica  $\dot{Q}_{cond}$  all'esterno.

Queste valgono rispettivamente:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (1.6)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r (h_{2'} - h_3) \quad (1.7)$$

Per valutare le prestazioni delle macchine frigorifere viene solitamente utilizzato il *COP* (Coefficient Of Performance), oggi indicato come EER (Energy Efficiency Ratio), definito come il rapporto tra l'energia sottratta alla sorgente piú fredda e l'energia utilizzata per ottenere tale risultato:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{L}_e} \quad (1.8)$$

Il *COP* è un parametro che misura l'efficienza energetica dell'impianto e, normalmente, è maggiore dell'unità.

Il ciclo reale (fig. 1.2.3.2) differisce dal ciclo ideale (fig. 1.2.3.1) in quanto le trasformazioni di condensazione ed evaporazione, idealmente isobare, sono in realtà soggette a perdite di carico, e quindi di pressione, di conseguenza le temperature di fine trasformazione saranno inferiori rispetto a quelle ideali, in figura 1.2.3.2 e 1.2.3.3 sono rappresentati dei cicli reali.

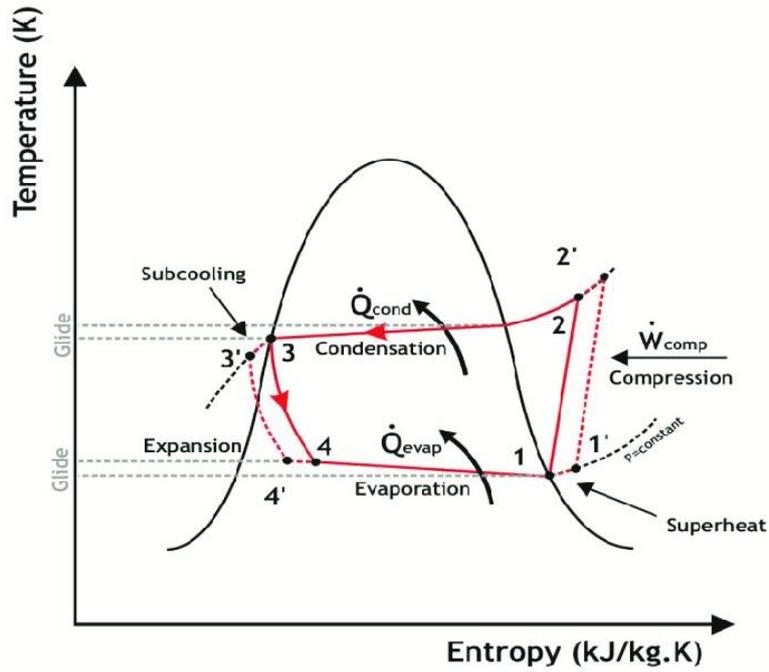


Fig. 1.2.3.2 Diagramma T-s del ciclo a compressione reale

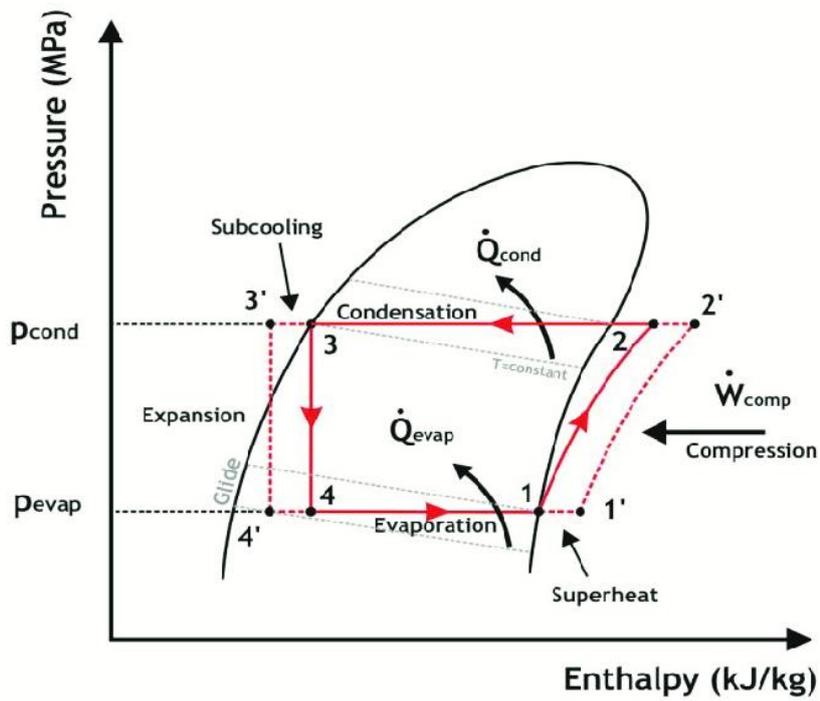


Fig. 1.2.3.3 Diagramma p-h del ciclo a compressione reale

## 1.3 Fluidi frigorigeni

I fluidi frigorigeni o refrigeranti sono i fluidi che evolvono all'interno del circuito dell'impianto frigorifero, le caratteristiche che rendono un refrigerante adatto al suo scopo sono le seguenti:

- Favorevole rapporto pressione-temperatura, così da evitare eccessive pressioni al condensatore o pressioni troppo basse nell'evaporatore
- Elevato calore latente di vaporizzazione, così da diminuirne la portata necessaria a parità di potenza frigorifera
- Piccolo volume specifico del vapore surriscaldato per compressori alternativi e grande per quelli centrifughi
- Alta temperatura critica
- Non presentare condizioni di solidificazione nel campo di lavoro prescelto.
- Sicurezza contro il pericolo di incendio o esplosione
- Bassa tossicità (sia per l'uomo che per l'ambiente)
- Stabilità chimica
- Scarsa miscibilità con i lubrificanti, in modo da evitare la contaminazione delle superfici di scambio termico
- Basso costo

Nella realtà non esiste un refrigerante in grado di soddisfare tutte le suddette caratteristiche, pertanto la scelta del refrigerante costituisce sempre una soluzione di compromesso. L'acqua ha alcune caratteristiche che potrebbero far pensare al suo uso come refrigerante come, ad esempio il costo minimo e l'impatto ambientale nullo tuttavia ha pesanti limitazioni: avere un elevato volume specifico all'evaporatore e il non poter spingere il raffreddamento al di sotto degli  $0^{\circ}\text{C}$ , a pressione ambiente.

È doveroso aprire una parentesi sulla questione della sostenibilità ambientale dei fluidi frigoriferi; i danni all'ambiente derivano sia dalla dispersione dell'olio lubrificante e di refrigerante a causa di perdite durante l'assemblaggio dei gruppi, durante la manutenzione e la vita operativa, sia dalla produzione indiretta di anidride carbonica durante il funzionamento.

Tuttavia i danni più importanti sono collegati alla salvaguardia dello strato di ozono nell'atmosfera; infatti prima della conferenza di Montreal del 1987 i fluidi frigorigeni più utilizzati erano i clorofluorocarburi (CFC), il cloro presente in questi composti ha una funzione catalitica nella riduzione dell'ozono  $\text{O}_3$  ad ossigeno  $\text{O}_2$ , l'assottigliamento dello strato di ozono comporta la diminuzione dell'azione di filtraggio delle radiazioni ultraviolette solari, con conseguente effetto negativo sul riscaldamento globale. Ad oggi sono molto utilizzati, come refrigeranti, gli idrofluorocarburi (HFC).

Ai fini di contenere l'impatto ambientale dei sistemi frigoriferi occorre osservare alcuni principi nella progettazione, manutenzione e smaltimento di questi:

- Migliorare l'efficienza energetica delle apparecchiature
- Utilizzo di fluidi "naturali"
- Massima limitazione della carica negli apparecchi e minimizzazione delle possibili perdite
- Recupero dei gas allo smantellamento del sistema

**INFORMAZIONI SUL PRODOTTO (SUDDIVISE PER TIPO E NOME)**

TIPO	PRODOTTO NUMERO-R	ODP		GWP	
		VALORE	FASCIA	VALORE	FASCIA
CFC	12	1	Alta	10.900	Alta
	502	0,33	Alta	4.657	Alta
HCFC	22	0,055	Media	1.810	Media
	123	0,060	Media	77	Bassa
	401A	0,033	Media	1.182	Media
	401B	0,036	Media	1.288	Media
	402A	0,019	Media	2.788	Alta
	402B	0,030	Media	2.416	Media
	408A	0,024	Media	3.152	Alta
	409A	0,046	Media	1.909	Media
HFC	23	0	Zero	14.800	Alta
	32	0	Zero	675	Media
	134a	0	Zero	1.430	Media
	404A	0	Zero	3.922	Alta
	407A	0	Zero	2.107	Media
	407C	0	Zero	1.774	Media
	407F	0	Zero	2.088	Media
	417A	0	Zero	2.346	Media
	422A	0	Zero	3.143	Alta
	422D	0	Zero	2.729	Alta
	423A	0	Zero	2.280	Media
	424A	0	Zero	2.440	Media
	427A	0	Zero	2.138	Media
	428A	0	Zero	3.607	Alta
	434A	0	Zero	3.245	Alta
	437A	0	Zero	1.805	Media
	438A	0	Zero	2.265	Media
	442A	0	Zero	1.888	Media
	507A	0	Zero	3.985	Alta
	508B	0	Zero	13.396	Alta
MO89	0	Zero	3.805	Alta	
HFO	1234yf	0	Zero	4	Bassa
	1234ze	0	Zero	6	Bassa

**CFC:** I Clorofluorocarburi e i loro cugini stretti gli HCFC Idroclorofluorocarburi sono sostanze che distruggono lo strato di ozono e sono regolamentate dal Protocollo di Montreal.  
Sono anche **Gas Fluorurati** forti ma sono esclusi dal Protocollo di Kyoto in quanto sono stati già regolamentati.

**HFC:** Gli Idrofluorocarburi sono Gas Fluorurati forti e sono regolamentati dal Protocollo di Kyoto. Non sono sostanze che distruggono lo strato di ozono e sono stati sviluppati in sostituzione dei CFC.

**FASCIA ODP**

- Alta = Divieto assoluto di produzione e consumo
- Media = Progressiva eliminazione del consumo
- Zero = Nessuna limitazione

**FASCIA GWP**

- Alta = Maggiore di 2.500
- Media = 150 ÷ 2.500
- Bassa = Inferiore a 150

Fig. 1.3.1. Una classificazione dei fluidi refrigeranti con le rispettive limitazioni legali

## 1.4 Componenti degli impianti frigoriferi a compressione

### 1.4.1 Evaporatore

Gli evaporatori sono scambiatori di calore che hanno la funzione di far evaporare il fluido refrigerante, possono essere a fascio tubiero o a piastre, questi ultimi hanno il vantaggio della maggiore compattezza, anche se un'eccessiva riduzione di taglia può comportare rilevanti perdite di carico.



**Evaporatore PT1 295 x 215mm**

Fig. 1.4.1 Evaporatore a piastre

Gli evaporatori a fascio tubiero orizzontale si distinguono, quanto al sistema di alimentazione del refrigerante in:

- *Evaporatori allagati*

Il fluido secondario scorre all'interno di tubi completamente immersi nel refrigerante allo stato di liquido saturo, la circolazione del refrigerante nel mantello è affidata alla convezione naturale oppure forzata, tramite appositi circolatori. Un sensore di livello regola l'adduzione di refrigerante.

- *Evaporatori ad espansione diretta*

Una valvola termostatica regola l'adduzione di refrigerante sulla base della temperatura rilevata all'uscita e confrontandola con il grado di surriscaldamento desiderato; se la temperatura è maggiore di quella desiderata la valvola si apre, aumentando l'afflusso di fluido e viceversa. Il refrigerante vaporizza all'interno del tubo mentre il fluido secondario lambisce l'esterno di esso.

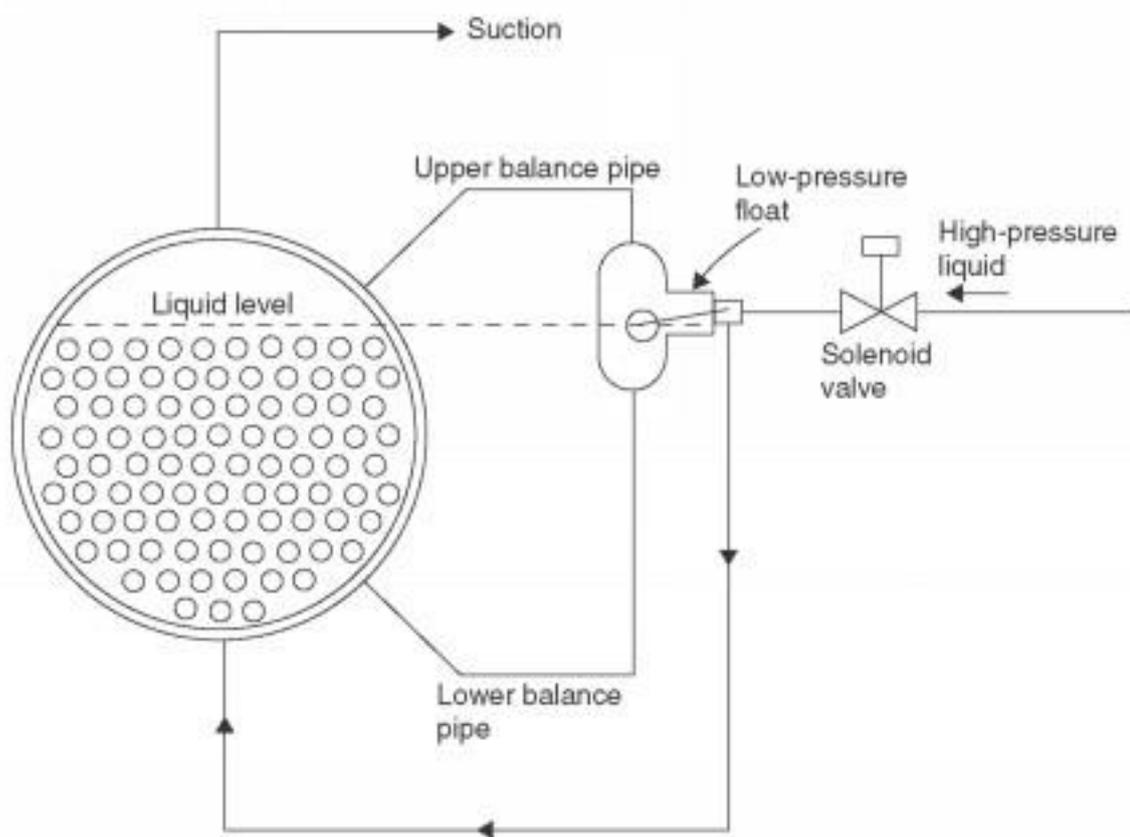


Fig. 1.4.2 Schema di un evaporatore allagato



Fig. 1.4.3 Evaporatore ad espansione diretta ONDA

- *Evaporatori ad aria*

Nel caso di apparecchi che raffreddano aria sono impiegate invece delle batterie alettate sottoposte a convezione forzata tramite un ventilatore. Questo, oltre ad essere una spesa energetica non trascurabile costituisce anche un ulteriore contributo termico da sottrarre alla cella frigorifera, inoltre la superficie di scambio risulta limitata dalla necessità di mantenere sufficiente distanza tra le alette.



Fig. 1.4.4 Evaporatore a batteria alettata

## 1.4.2 Condensatore

Il condensatore deve riversare nell'ambiente ingenti quantità di energia termica con la minima resistenza termica possibile, al fine di tenere al minimo la temperatura di condensazione e quindi avere il minimo rapporto di compressione al compressore. Occorre innanzitutto distinguere tra condensatori raffreddati ad acqua e ad aria, questi ultimi sono, di norma, alettati e sono principalmente impiegati nella refrigerazione domestica, dove vincoli di costo, economicità e silenziosità portano a preferire la convezione naturale. I condensatori per uso domestico più moderni sono i cosiddetti "skin condenser"; il tubo è attaccato tramite uno strato adesivo al case metallico del frigorifero, questa configurazione ha il pregio dal punto di vista estetico di nascondere il condensatore, è così possibile installarlo anche sulle facce laterali del frigorifero.

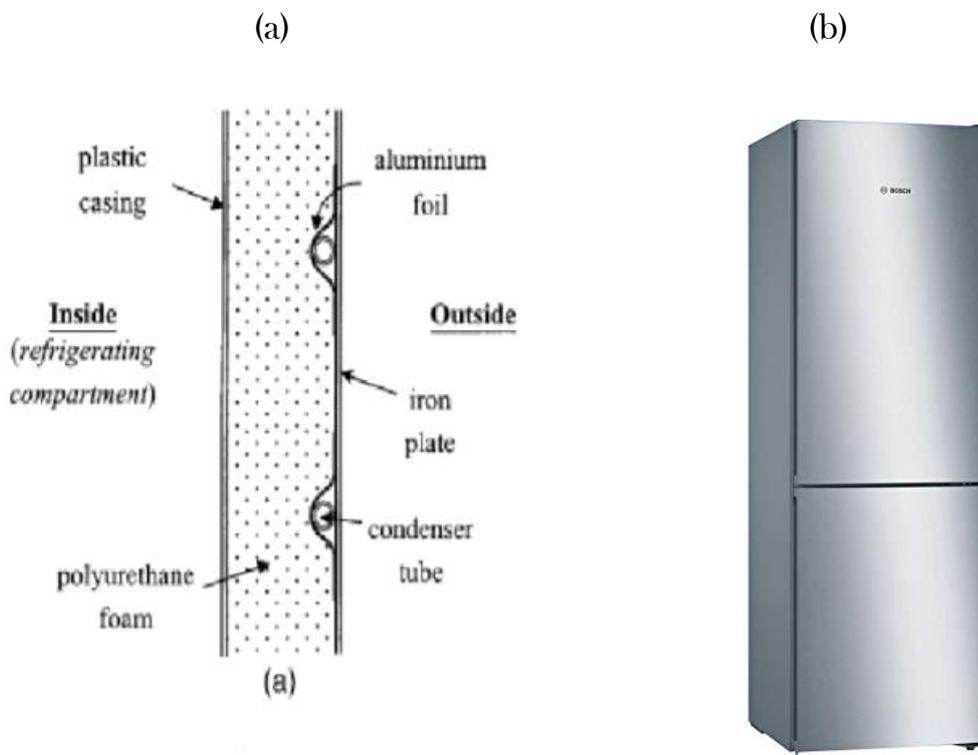


Fig. 1.4.5 schema skin condenser (a) e frigorifero domestico BOSCH su cui è installato uno skin condenser (b)

Per impianti più grandi, in applicazioni industriali prevalentemente, si utilizzano condensatori ad acqua, dalle prestazioni decisamente maggiori; nei casi in cui non sia disponibile una portata d'acqua ampia e continua a temperatura ambiente è necessario installare una torre evaporativa; queste, sfruttando il calore latente di vaporizzazione, permettono di ridurre notevolmente il consumo d'acqua. Occorre prevedere tuttavia che il consumo d'acqua per una torre evaporativa non è quello strettamente necessario al compenso dell'acqua evaporata, ma dal momento che esse si comportano di fatto come dei concentratori di sali è necessario effettuare frequenti spurghi al fine di mantenere una concentrazione salina accettabile nell'acqua in ingresso al condensatore.

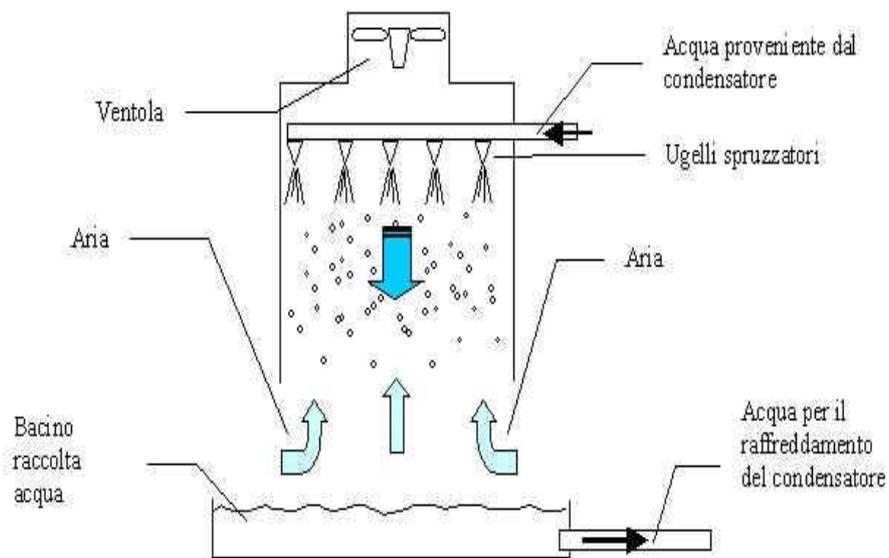


Fig. 1.4.6 schema funzionale della torre evaporativa



Fig. 1.4.7 Alcune torri evaporative di un impianto frigorifero industriale

### 1.4.3 Compressore

I compressori vengono impiegati nella tecnica frigorifera in diverse tipologie, tuttavia dalla tabella seguente si nota che il maggior spazio viene occupato dalle macchine volumetriche, mentre i compressori centrifughi vengono utilizzati esclusivamente per grandi impianti di condizionamento, infatti spesso non sono necessarie grandi portate di fluido frigorifero per ottenere grandi potenze frigorifere, a patto che il refrigerante abbia un elevato calore latente di vaporizzazione.

Tabella 1. Classificazione dei compressori frigoriferi			
Compressori Volumetrici	Alternativi	Aperti	
		Ermetici	
		Semiermetici	
	Rotativi	A due assi	A viti
		A un asse	A pistone rotante
			A palette
			Scroll
			Monovite
			Compressori Centrifughi

Fig. 1.4.8 classificazione dei compressori ad uso frigorifero

#### *Compressori alternativi*

Dominano il campo delle piccole potenze, quindi quello della refrigerazione domestica, tuttavia si possono ritrovare anche in applicazioni specializzate come, per esempio, il settore automobilistico. Per cominciare richiamiamo brevemente il principio di funzionamento.

Ci sono quattro fasi fondamentali; aspirazione, compressione, mandata ed espansione del gas residuo. Di norma il pistone è accoppiato a un manovellismo di spinta, non mostrato in figura 1.4.9, le valvole di aspirazione e mandata non necessitano di un azionamento meccanico o elettrico in quanto si aprono e si chiudono a seconda della pressione che regna in camera.

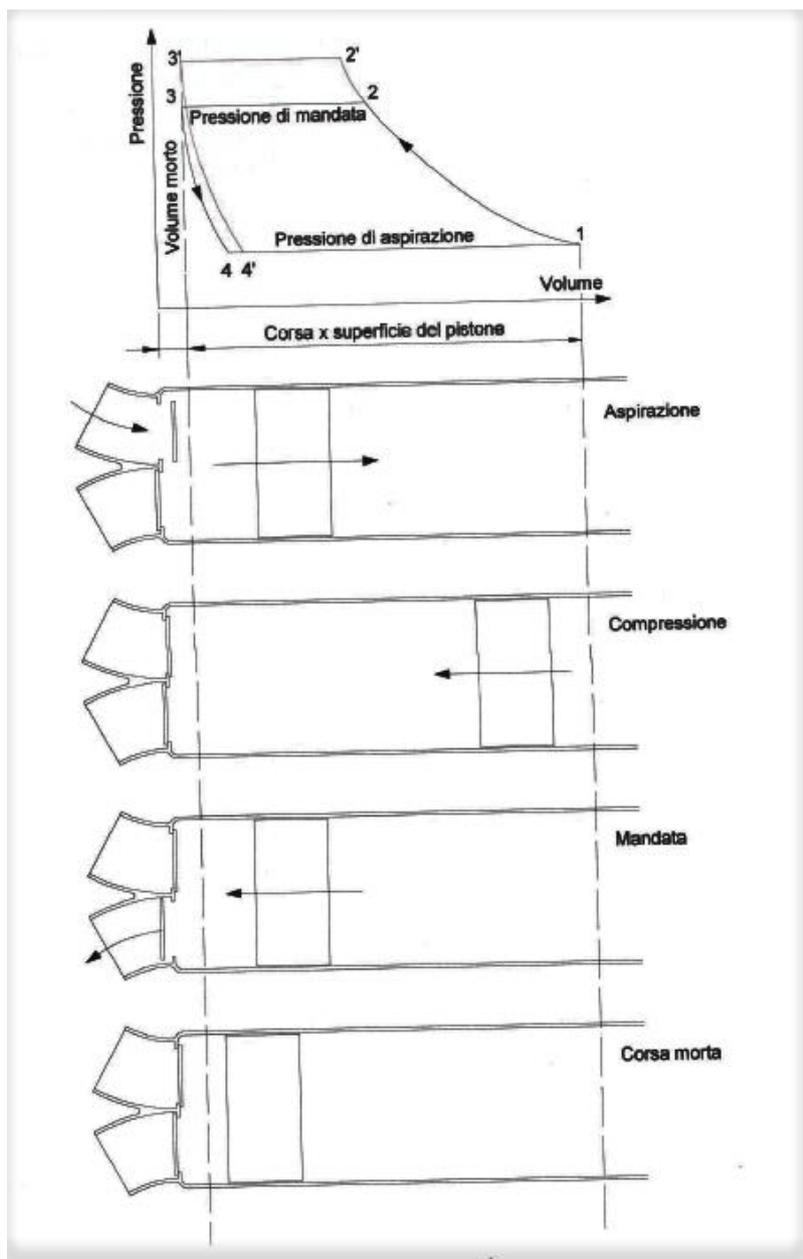


Fig. 1.4.9 Fasi del compressore e ciclo ideale (il ciclo 1 - 2'- 3'- 4' è riferito ad una pressione di mandata più elevata).

Un parametro fondamentale nella valutazione delle prestazioni di un compressore volumetrico è il rendimento volumetrico, che nel caso di un compressore alternativo si definisce come:

$$\eta_v = \text{portata volumetrica effettiva} / \text{volume spazzato dal pistone nell'unità di tempo} \quad (1.9)$$

Il rendimento volumetrico dipende innanzitutto dal rapporto di compressione; infatti dato un volume morto (o nocivo)  $V_3$  esprimibile in funzione della cilindrata  $V_1 - V_3$  tramite il parametro:

$$m = \frac{V_3}{V_1 - V_3} \quad (2.0)$$

Il volume effettivo di inizio aspirazione  $V_4$  è maggiore del volume morto  $V_3$ , di conseguenza il rendimento volumetrico teorico è:

$$\eta_{v-th} = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} = 1 - m \left( \frac{V_4}{V_3} - 1 \right) \quad (2.1)$$

Assumendo che l'espansione dei gas residui sia adiabatica, essendo  $k = c_p/c_v$  si ha:

$$\frac{V_4}{V_3} = \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (2.2)$$

Ci sono altri effetti che inficiano il rendimento volumetrico:

- Perdite attraverso le tenute del pistone
- Perdite di carico in aspirazione e scarico
- Riscaldamento del gas aspirato da parte delle pareti del cilindro
- Ri-espansione del gas compresso rimasto nel volume morto

Un altro elemento fondamentale per i compressori alternativi è la lubrificazione, ciò comporta inevitabilmente la contaminazione del refrigerante con l'olio lubrificante, di conseguenza occorre prevedere un corpo separatore a valle del compressore. Compressori di taglia intermedia sono guidati da un motore elettrico calettato direttamente sull'albero del compressore e chiuso in un involucro rigidamente vincolato al carter, si parla di *costruzione semi-ermetica*.

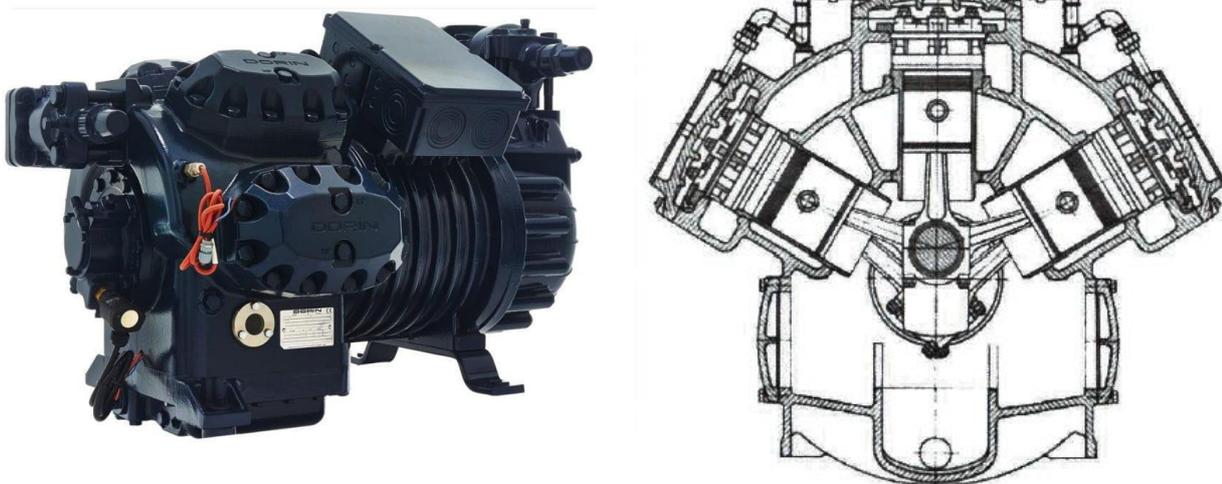


Fig. 1.4.10 compressore semi-ermetico alternativo DORIN con cilindri disposti a W

Per piccole potenze (poche centinaia di W) è conveniente la **costruzione ermetica**, cioè con il motore elettrico racchiuso insieme al compressore in un involucro stagno rispetto all'esterno, in questo modo, di norma, si riesce a garantire una durata del compressore pari a quella del frigorifero, riducendo i costi della manutenzione.

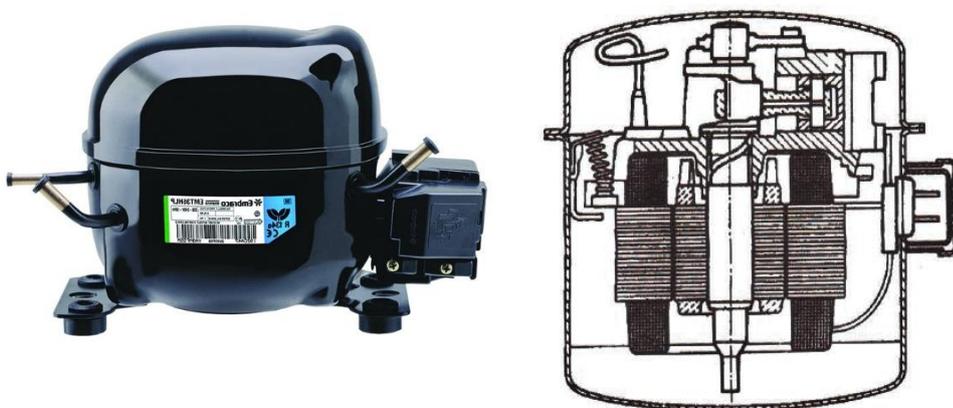


Fig. 1.4.11 compressore ermetico EMBRACO

### *Compressori a palette*

Sono compressori volumetrici rotativi in cui un rotore eccentrico dotato di palette scorrevoli in senso radiale divide il volume utile in due parti, una comunicante con l'aspirazione e l'altra con la mandata. Si prestano a portate elevate ma a salti di pressione assai modesti, inoltre non necessitano grande lubrificazione.

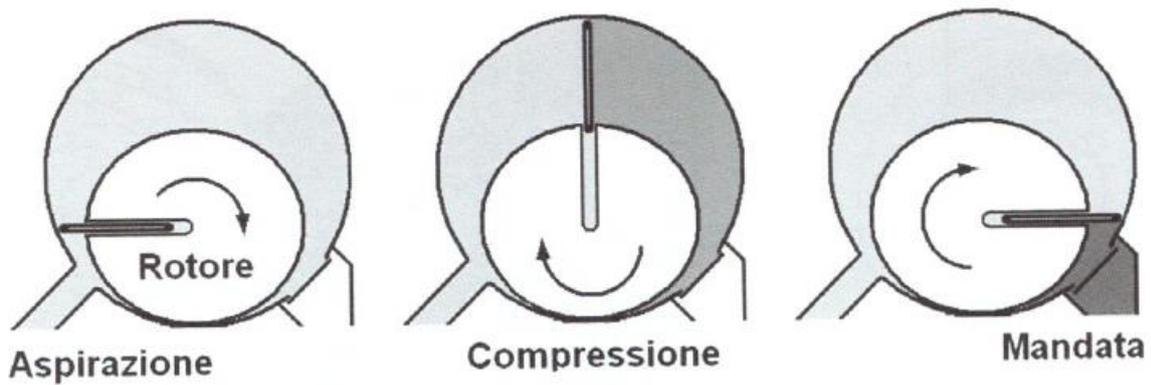


Fig. 1.4.12 principio di funzionamento del compressore a palette

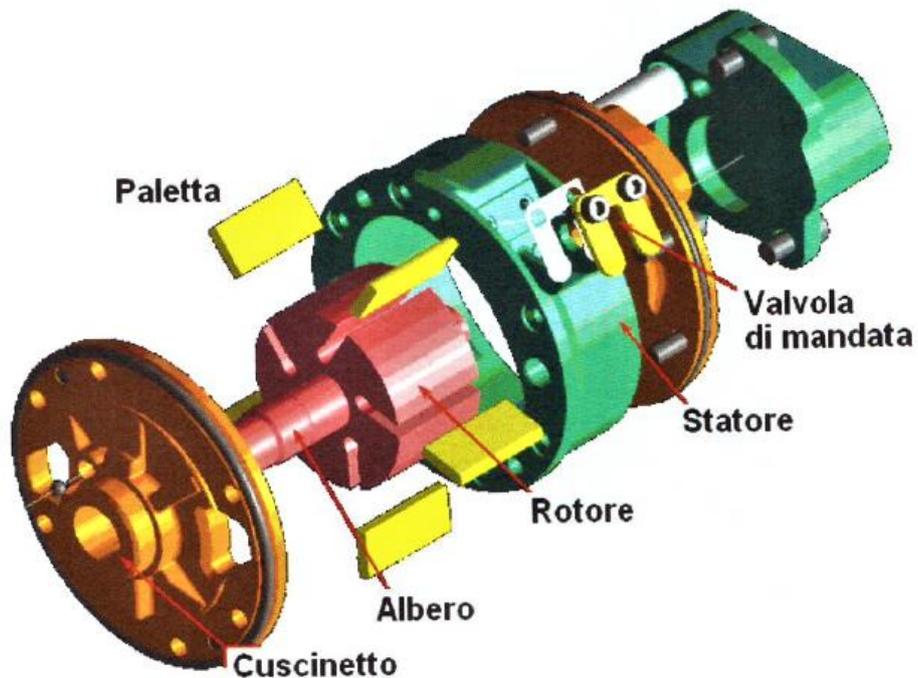


Fig. 1.4.13 esploso di un compressore a palette

#### 1.4.4 Organo di laminazione

Le valvole di laminazione ad oggi più diffuse sono quelle termostatiche (TEV) mentre quelle elettroniche hanno una diffusione crescente (EEV).

Le funzioni principali della valvola di laminazione sono:

- Mantenere la giusta differenza di pressione tra evaporatore e condensatore.
- Dosare la portata di refrigerante all'ingresso dell'evaporatore.
- Mantenere un surriscaldamento costante all'uscita dall' evaporatore, al fine di preservare il compressore dall'ingestione di liquido.

Le valvole TEV comprendono un otturatore, la cui posizione è regolata dall'azione di una molla e di un soffietto che è riempito di fluido (non necessariamente lo stesso fluido del circuito), questo fluido proviene da un bulbo posto a contatto termico con la parte terminale dell'evaporatore. All'aumentare del grado di surriscaldamento, aumenta la pressione all'interno del bulbo e il diaframma comprime la molla aprendo la luce dell'otturatore ed aumentando la portata. Al contrario qualora la temperatura fosse troppo bassa la forza elastica della molla prevale, richiudendo l'otturatore e diminuendo la portata.

La portata che scorre attraverso la valvola può essere espressa dalla relazione:

$$\dot{m}_r = C_1 \sqrt{\rho_c (P_c - P_e)} \quad (2.3)$$

Dove  $C_1$  è un coefficiente di riduzione che dipende dalla geometria della luce di efflusso e dalla posizione dell'otturatore, mentre i pedici  $c$  ed  $e$  si riferiscono rispettivamente alle condizioni in vigore al condensatore e all'evaporatore.

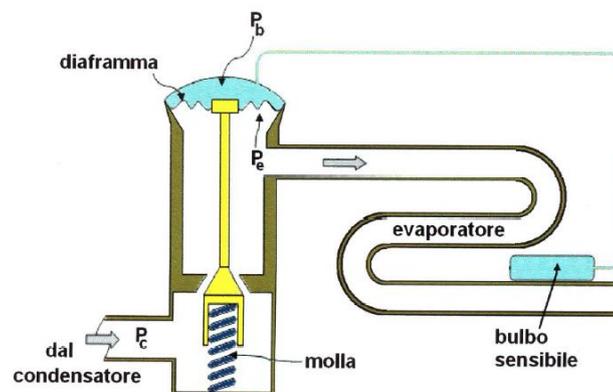


Fig. 1.4.14 schema funzionale di una valvola TEV

## Capitolo 2

# La modellazione di macchine frigorifere

### 2.1 Introduzione alla modellazione degli scambiatori di calore

La modellazione numerica delle macchine frigorifere è utile a diverse finalità; in particolare per prevedere il comportamento della macchina e dimensionarne i componenti, in alternativa, qualora la macchina frigorifera fosse già esistente e dunque fosse impossibile modificarne i componenti può essere utile sfruttare i modelli numerici per determinare i parametri ottimali, come, ad esempio, le portate dei fluidi secondari, il numero di giri del compressore etc.

Un'ulteriore finalità della modellazione numerica di questi sistemi è la progettazione e verifica dei sistemi di controllo, fondamentali per garantire il corretto ed efficiente funzionamento dell'impianto.

Occorre fare una prima classificazione dei modelli esistenti tra modelli in *regime dinamico o transitorio* e modelli in *regime stazionario*, i primi possono tenere in considerazione l'andamento temporale delle variabili di output a seguito di variazioni negli input, i secondi invece forniscono dei risultati che sono validi solamente per stati di equilibrio, ovvero dopo un tempo sufficientemente lungo dalla variazione di uno qualsiasi dei valori in ingresso.

### 2.2 Modelli dinamici

Una qualsiasi variazione nei parametri indipendenti di un impianto frigorifero provoca un transitorio nel sistema fino al raggiungimento di un nuovo stato di equilibrio e quindi un nuovo stazionario. Per esempio, una variazione nella frequenza di rotazione del compressore ha effetti principalmente sulla portata massica di refrigerante che arriva al condensatore nonché sulla pressione di condensazione, variando di fatto la potenza termica scaricata nell'ambiente. Per via delle complicazioni computazionali collegate al cambiamento di fase dei fluidi frigoriferi, i componenti maggiormente problematici nella modellazione delle macchine frigorifere risultano essere gli scambiatori di calore: il condensatore e l'evaporatore. Gli approcci maggiormente utilizzati in merito sono il metodo *moving boundary* e il metodo dei *volumi finiti*.

## 2.2.1 Cenni sul metodo “moving boundary”

Un grande numero di problemi nell'ingegneria è formulato in termini di equazioni differenziali alle derivate parziali che debbono essere integrate in un dominio spaziale variabile nel tempo. Questo è il caso di uno scambiatore di calore in cui avvengono dei cambiamenti di fase in regime transitorio: l'estensione delle regioni corrispondenti alle diverse fasi varia nel tempo.

Considerando, a titolo di esempio, un condensatore avremo la zona di desurriscaldamento, la zona bifase ed una eventuale zona di sottoraffreddamento; l'idea dietro tale metodo è di suddividere lo scambiatore in tre zone discrete i cui confini sono mobili nel tempo, questo permette di integrare le equazioni di governo, ad ogni iterazione, solamente in queste tre zone, a differenza del metodo dei volumi finiti in cui le equazioni vengono integrate su un numero molto maggiore di volumi (ma di estensione costante nel tempo), risulta evidente il risparmio in termini di costo computazionale sulla simulazione.

Occorre tenere in considerazione che se l'estensione di una di tali zone diventa troppo piccola rispetto alle altre si potrebbe incorrere in un caso limite, da cui l'impossibilità di risolvere il sistema di equazioni. Onde evitare questa problematica si preferisce passare ad un modello con un numero di regioni minore quando l'estensione di una regione tende ad annullarsi.

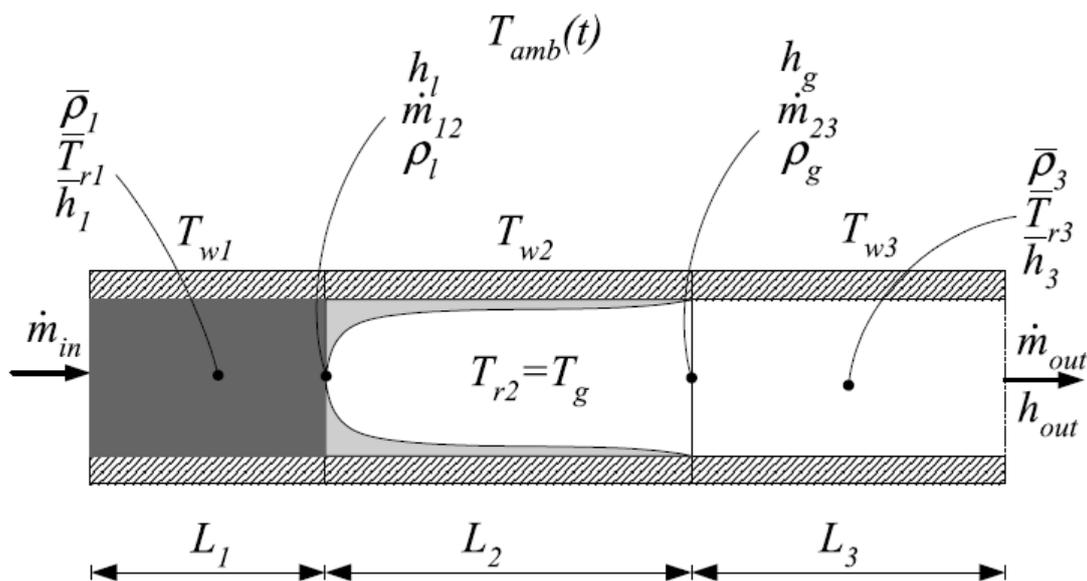


Fig. 2.2.1 schematizzazione di un modello MB a tre regioni per un evaporatore utilizzato in un ciclo di Rankine organico (Jensen-Tummescheit)

## 2.2.2 Cenni sul metodo dei volumi finiti

Il metodo dei volumi finiti (FV) nasce per risolvere equazioni o sistemi di equazioni differenziali alle derivate parziali ed è sicuramente quello più utilizzato nei codici commerciali di Termofluidodinamica Computazionale.

- A. Il dominio spaziale in cui deve essere integrata l'equazione differenziale e di cui sono note le condizioni al contorno viene suddiviso in tanti piccoli volumi di controllo (detti anche *celle*) adiacenti.
- B. Su ogni cella vengono applicate le equazioni di conservazione (massa, quantità di moto, energia) in forma integrale.
- C. Di solito la variabile che si vuole ottenere giace al centro della cella.
- D. Si utilizzano interpolazioni per calcolare i valori delle variabili sulle superfici delle celle.
- E. Il risultato è un sistema di equazioni algebriche, una per ogni cella, che rappresentano il bilancio di una certa grandezza conservativa nel volume di controllo elementare.

L'approssimazione principale introdotta da questo metodo consiste nel fatto che i volumi di controllo hanno un'estensione finita, non infinitesima, di conseguenza l'accuratezza dei risultati è dipendente dal numero di volumi in cui viene diviso il dominio, così come, del resto, il tempo necessario al completamento del calcolo.

## 2.3 Modelli stazionari

Dal momento che, attualmente, gli impianti frigoriferi a compressione sono quelli maggiormente diffusi nella tecnica frigorifera, occupando una posizione di primo piano nel consumo energetico mondiale, si ha la necessità di fare un uso razionale dell'energia; un modello in stazionario può essere utile per comprendere meglio le caratteristiche di un certo impianto nonché migliorarlo in questo senso.

Come esempio significativo per questo tipo di modelli citeremo di seguito il lavoro svolto da J. M. Belman (University of Guanajuato), J. Navarro-Esbrí (University Jaume I), D. Ginestar (Universidad Politécnica de Valencia), V. Milian (Universidad Politécnica de Valencia), che hanno sviluppato un modello stazionario per un sistema a compressione di vapore che usa come fluido refrigerante R134a, validandolo poi sperimentalmente.

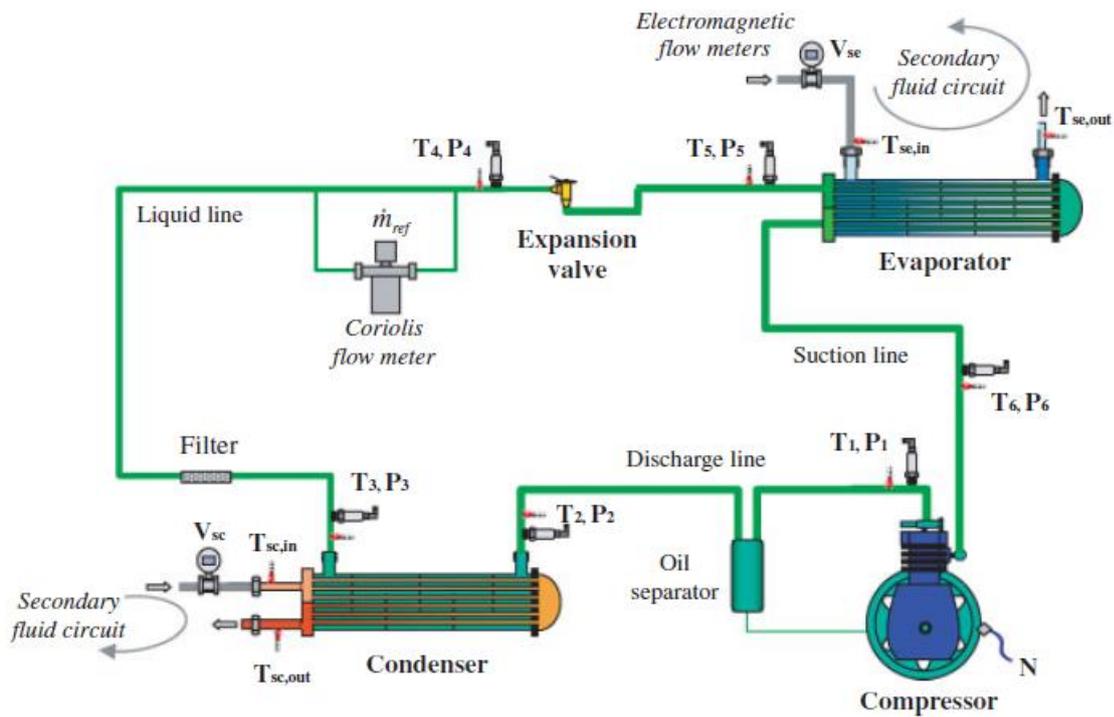


Fig. 2.3.1 schema dell'apparato frigorifero per la validazione sperimentale del modello

Il modello si basa sia su leggi fisiche di bilancio, sia su correlazioni empiriche che vengono utilizzate, per esempio, per determinare i coefficienti di scambio termico convettivo così come la portata che attraversa il compressore e l'organo di laminazione (nel caso stazionario è la medesima).

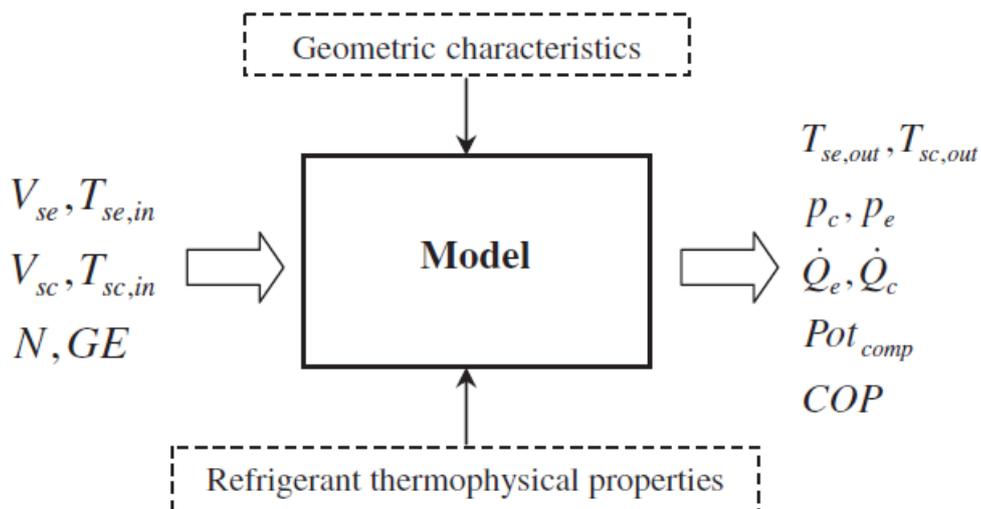


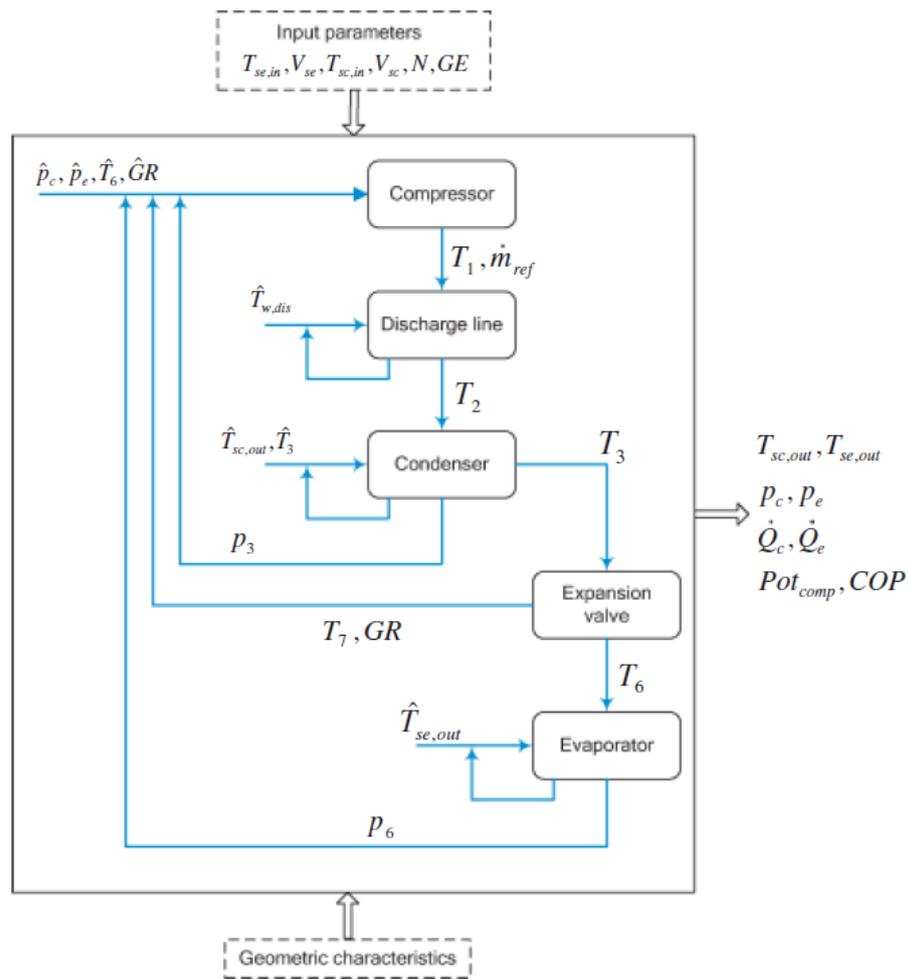
Fig. 2.3.2 Input-Output del modello.

I valori in input sono relativamente facili da ottenere, questi assieme alle caratteristiche geometriche dei componenti e le proprietà termofisiche del refrigerante (che si determinano tramite apposite librerie) sono:

- le portate di fluido secondario all'evaporatore e al condensatore
- le temperature di ingresso dei fluidi secondari
- la velocità di rotazione del compressore
- il grado di surriscaldamento statico

In output, invece, il modello rende:

- le temperature di uscita dei fluidi secondari
- le pressioni di evaporazione e condensazione
- la potenza assorbita dal compressore
- le potenze termiche al condensatore e all'evaporatore
- il COP della macchina frigorifera



Fi. 2.3.3 Diagramma a blocchi rappresentante l'iterazione eseguita dal modello

Le validazioni sperimentali, eseguite su un'ampia gamma di condizioni operative, rivelano che il modello predice risultati con un errore relativo massimo di  $\pm 10\%$ , di conseguenza esso fornisce uno strumento di simulazione appropriato per chiunque abbia interesse in questo tipo di applicazioni.

# Capitolo 3

## Algoritmi ed equazioni per il modello stazionario

### Introduzione

In questo capitolo verrà descritto il metodo utilizzato per la modellazione dei componenti, verranno inoltre presentate le equazioni a cui si è ricorso all'interno degli algoritmi.

### Ipotesi semplificative del modello

Sono state introdotte alcune ipotesi semplificative:

- le perdite di carico durante l'attraversamento degli scambiatori e nelle tubazioni del circuito sono trascurabili, quindi la pressione è uniforme all'interno dell'evaporatore e del condensatore.
- Le proprietà termofisiche dell'aria possono essere considerate costanti, data la modestia del salto termico che questa subisce.
- Negli scambiatori, la resistenza termica conduttiva è trascurabile.
- Le condizioni di scambio termico lato aria sono le medesime per tutto lo scambiatore.

### 3.1 Condensatore

Il condensatore modellato in questo elaborato è del tipo a batteria alettata, raffreddato ad aria, il fluido refrigerante che evolve nel circuito è R134a. Per la modellazione del componente si è ricorso a bilanci di primo principio, al metodo  $\varepsilon - NTU$  ed infine alle correlazioni empiriche. Vediamo nella figura seguente la struttura del modello, pensato come un blocco funzionale che elabora degli input e restituisce degli output:

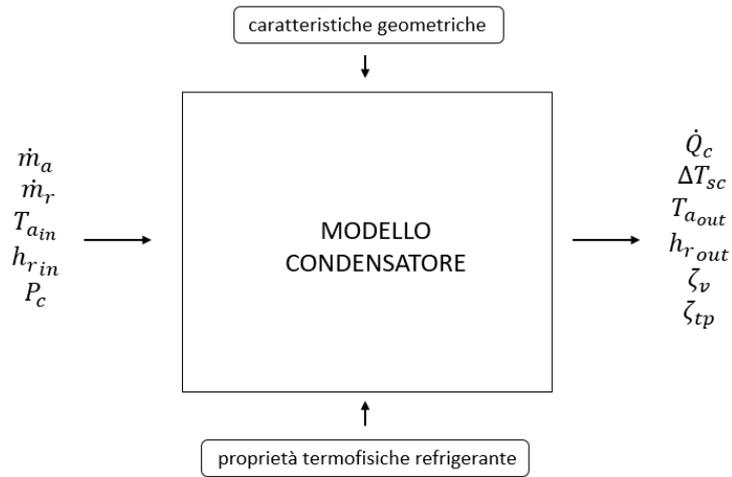


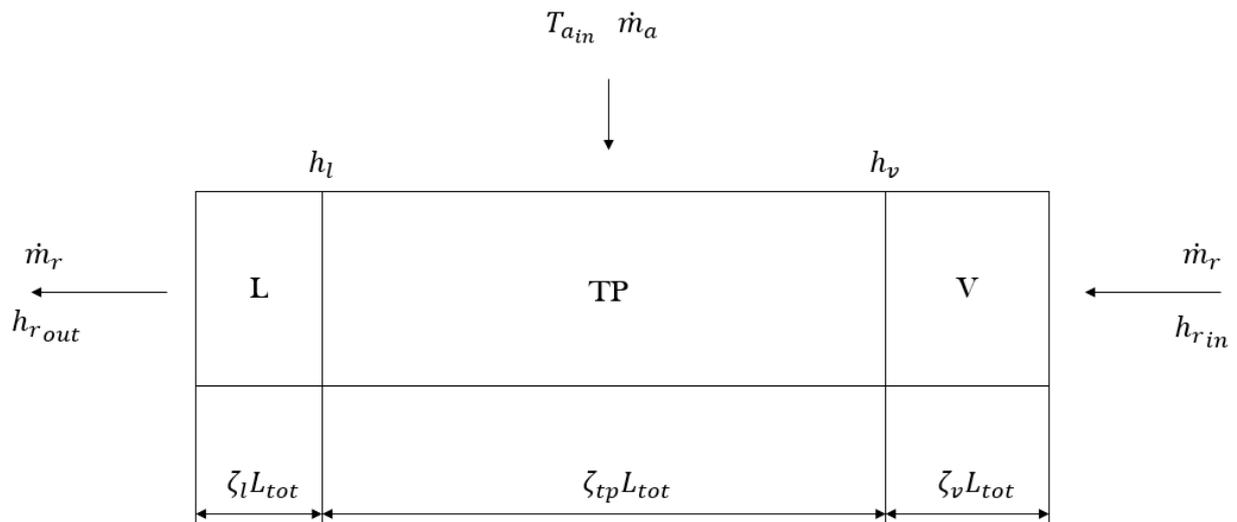
Fig. 3.1.1 struttura input-output modello stazionario condensatore

Analizziamo dal punto di vista concettuale il procedimento seguito all'interno della funzione *condensatore.m*:

Supponiamo che il condensatore sia suddiviso in tre regioni la cui estensione non è nota a priori:

- regione di desurriscaldamento (V)
- regione di condensazione (TP)
- regione di sottoraffreddamento (L)

La portata d'aria totale si ripartisce nelle tre zone in maniera proporzionale alla lunghezza adimensionale delle rispettive zone, ovvero il rapporto  $\zeta_{zona} = \frac{L_{zona}}{L_{totale}}$ .



Fi. 3.1.2 suddivisione del condensatore in tre zone

L'algoritmo consiste nel risolvere in sequenza le tre zone del condensatore, considerandole ciascuna come uno scambiatore a sé stante. Il modello deve fornire risultati anche nel caso in cui la potenza termica scambiata sia insufficiente a far condensare completamente il flusso di refrigerante, ossia questo esca bifase dal condensatore.

### Algoritmo condensatore:

#### *Zona di desurriscaldamento (V)*

1. ipotesi iniziale di una portata d'aria in tale zona  $\dot{m}_{a_v}$  (ad esempio  $\dot{m}_{a_v} = \frac{1}{3} \dot{m}_a$ ).
2. calcolo della capacità termica oraria minima:

$$\dot{C}_{min_v} = \min \left( c_{p_a} \dot{m}_{a_v}, c_{p_r} \dot{m}_r \right) \quad (2.4)$$

3. Tramite le correlazioni proposte da Kays e London posso calcolare il coefficiente di scambio termico convettivo lato aria  $h_{aria}$ , questo tiene conto anche della presenza dell'alettatura. Per quanto riguarda il lato refrigerante, dal momento che ci troviamo nella zona del vapore surriscaldato possiamo utilizzare la correlazione di Gnielinski (riferimento Incropera).

4. Calcoliamo le resistenze termiche convettive lato aria e lato refrigerante:

$$R_{aria} = \frac{1}{h_{aria}A_{aria}} \quad (2.5)$$

$$R_{ref_v} = \frac{1}{h_{ref_v}A_{ref}} \quad (2.6)$$

Dove  $A_{aria}$  e  $A_{ref}$  sono le rispettive superfici di scambio.

5. Calcoliamo la conduttanza come se il fluido fosse ovunque in desurriscaldamento:

$$UA_v = \frac{1}{R_{aria} + R_{ref_v}} \quad (2.7)$$

6. Per definizione, scriviamo l' $NTU$  (Number of Transfer Unit) del sottoscambiatore come:

$$NTU_v = \frac{UA_v \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_v}}{\dot{C}_{min_v}} \quad (2.8)$$

7. Essendo uno scambiatore a flussi incrociati si ha che l'efficienza  $\varepsilon$  è funzione di  $NTU_v$  e di  $C_{R_v} = \frac{\dot{C}_{min_v}}{\dot{C}_{max_v}}$ , dalle tabelle riportate sull' Incropera la sua espressione ha la forma:

$$\varepsilon_v = \varepsilon_v(NTU_v, C_{R_v}) = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_{R_v}}\right)(NTU_v)^{0.22}\{ \exp[-C_{R_v}(NTU_v)^{0.78}] - 1\}\right] \quad (2.9)$$

8. La definizione di efficienza di uno scambiatore è:

$$\varepsilon_v = \frac{\dot{Q}_v}{\dot{c}_{min_v}(T_{r_{in}} - T_{a_{in}})} \quad (3.0)$$

9. Quindi posso calcolare la potenza termica scambiata nella zona come:

$$\dot{Q}_v = \varepsilon_v \dot{c}_{min_v}(T_{r_{in}} - T_{a_{in}}) \quad (3.1)$$

10. Il bilancio di primo principio fornisce l'entalpia del refrigerante in uscita dalla zona V

$$h_{r_{out_v}} = h_{r_{in}} - \frac{\dot{Q}_v}{\dot{m}_r} \quad (3.2)$$

11. Sia  $h_v$  l'entalpia del vapore saturo secco alla pressione  $P_c$ , allora è necessario verificare la convergenza del procedimento:

$$\left| h_{r_{out_v}} - h_v \right| < \delta \quad (3.3)$$

#### A. Convergenza non verificata

a)  $h_{r_{out_v}} > h_v$  incremento  $\dot{m}_{a_v}$

b)  $h_{r_{out_v}} < h_v$  diminuisco  $\dot{m}_{a_v}$

Ripeto il procedimento dal punto 1.

#### B. Convergenza verificata

La lunghezza adimensionale della zona di desurriscaldamento è:

$$\zeta_v = \frac{\dot{m}_{a_v}}{\dot{m}_a} \quad (3.4)$$

Tramite un bilancio di primo principio posso calcolare la temperatura dell'aria in uscita dalla zona V:

$$T_{a_{out_v}} = T_{a_{in}} + \frac{\dot{m}_r(h_{r_{in}} - h_v)}{\dot{m}_a \zeta_v c_{p_a}} \quad (3.5)$$

### *Zona di condensazione (TP)*

1. Tramite la correlazione fornita da Dobson e Chato possiamo calcolare il coefficiente di scambio convettivo lato refrigerante nella zona di condensazione  $h_{ref_{tp}}$ , da cui è possibile scrivere la rispettiva resistenza termica come:

$$R_{ref_{tp}} = \frac{1}{A_{ref} h_{ref_{tp}}} \quad (3.6)$$

2. Se tutto lo scambiatore fosse interessato dal fluido refrigerante in condensazione, la sua resistenza termica totale sarebbe:

$$R_{tot} = R_{aria} + R_{ref_{tp}} \quad (3.7)$$

3. Perciò la conduttanza si esprime come:

$$UA_{tp} = \frac{1}{R_{tot}} \quad (3.8)$$

4. Possiamo scrivere l' $NTU$  per il sottoscambiatore corrispondente come:

$$NTU_{tp} = \frac{UA_{tp} \zeta_{tp}}{\dot{c}_{min_{tp}}} = \frac{\frac{\zeta_{tp}}{R_{tot_{tp}}}}{\dot{m}_a c_{p_a} \zeta_{tp}} = \frac{\frac{\zeta_{tp}}{R_{aria} + R_{ref_{tp}}}}{\dot{m}_a c_{p_a} \zeta_{tp}} = \frac{1}{(R_{aria} + R_{ref_{tp}}) \dot{m}_a c_{p_a}} \quad (3.9)$$

Osserviamo come quest'ultimo sia indipendente dall'estensione adimensionale della zona di condensazione, inoltre è doveroso ricordare che dal momento che uno dei due flussi è in cambiamento di fase, la sua capacità termica oraria è infinita, di conseguenza la capacità termica oraria minima sarà sempre quella dell'aria.

5. Essendo un fluido in transizione di fase, l'efficienza dipende solamente dall' $NTU$ , di conseguenza risulta determinata:

$$\varepsilon_{tp} = \varepsilon_{tp}(NTU_{tp}) = 1 - \exp(-NTU_{tp}) \quad (4.0)$$

6. Per la definizione di efficienza di uno scambiatore:

$$\varepsilon_{tp} = \frac{\dot{m}_r(h_v - h_l)}{\dot{m}_a c_{p_a} \zeta_{tp} (T_{sat} - T_{a_{in}})} \quad (4.1)$$

Quindi la lunghezza adimensionale della zona TP si esprime come:

$$\zeta_{tp} = \frac{\dot{m}_r(h_v - h_l)}{\dot{m}_a c_{p_a} \varepsilon_{tp} (T_{sat} - T_{a_{in}})} \quad (4.2)$$

7. La temperatura di uscita dell'aria dalla zona di condensazione è esprimibile come:

$$T_{a_{out_{tp}}} = T_{a_{in}} + \frac{\dot{m}_r(h_v - h_l)}{\dot{m}_a \zeta_{tp} c_{p_a}} \quad (4.3)$$

A questo punto occorre verificare se il refrigerante possa condensare completamente.

Se  $\zeta_v + \zeta_{tp} > 1$  allora il refrigerante esce bifase dal condensatore, di conseguenza:

- $\zeta_l = 0$
- $\zeta_{tp} = 1 - \zeta_v$
- $\dot{Q}_{tp} = \varepsilon_{tp} \dot{m}_a c_{p_a} \zeta_{tp} (T_{sat} - T_{a_{in}})$
- $h_{r_{out}} = h_v - \frac{\dot{Q}_{tp}}{\dot{m}_r}$
- $\Delta T_{sc} = 0$

Se invece  $\zeta_v + \zeta_{tp} < 1$ , allora esiste una zona di sottoraffreddamento.

### *Zona di sottoraffreddamento (L)*

1. L'estensione adimensionale della zona di sottoraffreddamento si ottiene tramite complemento a uno:

$$\zeta_l = 1 - \zeta_v - \zeta_{tp} \quad (4.4)$$

2. Calcolo della capacità termica oraria minima:

$$\dot{C}_{min_l} = \min(c_{p_a} \dot{m}_a \zeta_l, c_{p_r} \dot{m}_r) \quad (4.5)$$

3. Utilizzando la correlazione di Gnielinski calcolo il coefficiente di scambio termico lato refrigerante  $h_{ref_l}$ , da cui posso ricavare la resistenza termica.

$$R_{ref_l} = \frac{1}{A_{ref} h_{ref_l}} \quad (4.6)$$

4. La conduttanza dello scambiatore, pensato come se tutta la sua estensione contribuisse al sottoraffreddamento è:

$$UA_l = \frac{1}{R_a + R_{ref_l}} \quad (4.7)$$

5. allora l' $NTU$  del sottoscambiatore corrispondente diventa:

$$NTU_l = \frac{UA_l \zeta_l}{\dot{C}_{min_{tp}}} \quad (4.8)$$

6. L'efficienza del sottoscambiatore è funzione di  $NTU$  e  $C_R$ :

$$\varepsilon_l = \varepsilon_l(NTU_l, C_{Rl}) = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_{Rl}}\right) (NTU_l)^{0.22} \{ \exp[-C_{Rl}(NTU_l)^{0.78}] - 1 \}\right] \quad (4.9)$$

La definizione di efficienza:

$$\varepsilon_{tp} = \frac{\dot{m}_r(h_l - h_{rout})}{\dot{C}_{minl}(T_{sat} - T_{ain})} \quad (5.0)$$

È ora possibile calcolare l'entalpia del refrigerante in uscita dal condensatore.

$$h_{rout} = h_l - \frac{\varepsilon_l \dot{C}_{minl}(T_{sat} - T_{ain})}{\dot{m}_r} \quad (5.1)$$

Il grado di sottoraffreddamento ottenuto è dato da:

$$\Delta T_{sc} = |T_{rout} - T_{sat}| \quad (5.2)$$

Essendo  $T_{rout} = T_{rout}(P_c, h_{rout})$  valutabile richiamando la libreria **Coolprop**

La temperatura di uscita dell'aria dalla zona di sottoraffreddamento è:

$$T_{aoutl} = T_{ain} + \frac{\dot{m}_r(h_l - h_{rout})}{\dot{m}_a \zeta_l c_{p_a}} \quad (5.3)$$

La temperatura di uscita dell'aria di raffreddamento dal condensatore corrisponde alla media pesata delle temperature di uscita dell'aria dalle varie zone, aventi come pesi le rispettive estensioni adimensionali.

$$T_{aout} = \zeta_v T_{aoutv} + \zeta_{tp} T_{aouttp} + \zeta_l T_{aoutl} \quad (5.4)$$

## 3.2 Evaporatore

Così come il condensatore, l'evaporatore di cui è stato realizzato il modello è costituito da una batteria alettata, il fluido secondario è aria mentre il refrigerante è R134a. Lo schema input-output risulta lo stesso del condensatore con la differenza che tra i risultati avremo il grado di surriscaldamento in luogo del sottoraffreddamento, inoltre l'entalpia del refrigerante in ingresso sarà quella fornita in output dal condensatore, in quanto supponiamo che la trasformazione nella valvola di laminazione sia una isoentalpica.

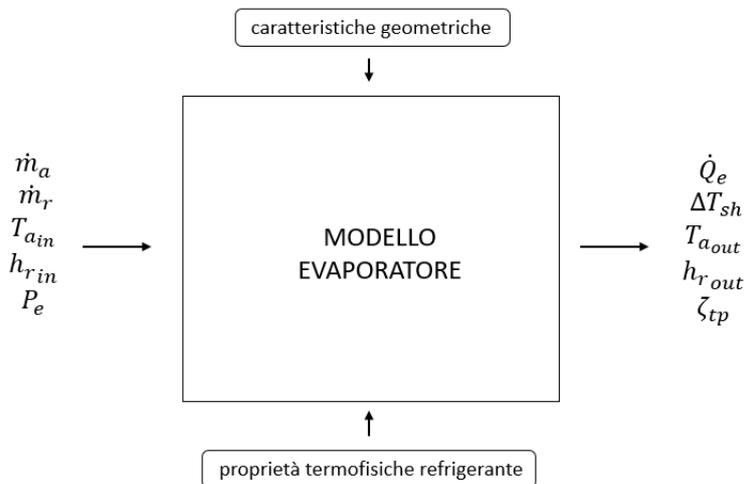


Fig. 3.2.1 struttura input-output del modello dell'evaporatore

In questo caso suddividiamo lo scambiatore in due zone:

- Zona di evaporazione (TP)
- Zona di surriscaldamento (V)

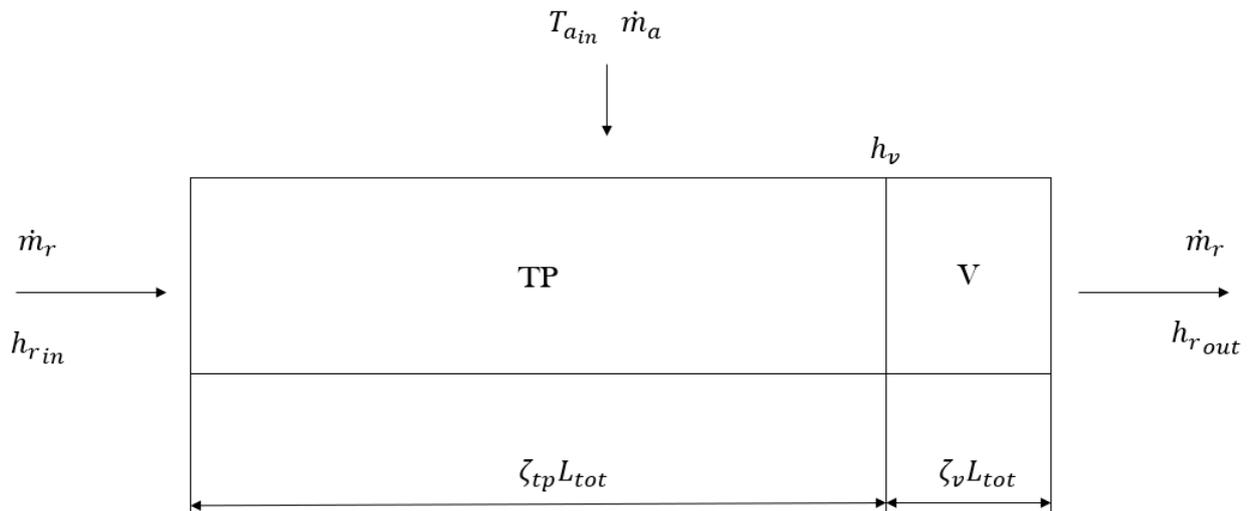


Fig. 3.2.2 suddivisione dello scambiatore in due zone

Allo stesso modo, per l'evaporatore dovremo prevedere l'eventualità di un insufficiente scambio termico, quindi l'uscita del flusso in uno stato bifase. L'algoritmo per la modellazione dell'evaporatore non necessita di cicli di iterazione e anch'esso si basa sulla risoluzione in sequenza delle due zone di cui è composto.

### Algoritmo evaporatore:

#### *Zona di evaporazione (TP)*

1. Tramite la correlazione per scambiatori a batteria alettata fornita dal Kays and London trovo il coefficiente di scambio convettivo lato aria  $h_{aria}$ . Di conseguenza posso scrivere la corrispondente resistenza termica come:

$$R_{aria} = \frac{1}{h_{aria}A_{aria}} \quad (5.5)$$

2. Tramite la correlazione di Wattleet determino il coefficiente di scambio convettivo lato refrigerante  $h_{ref\ tp}$  da cui la resistenza termica:

$$R_{ref\ tp} = \frac{1}{h_{ref\ tp} A_{ref}} \quad (5.6)$$

3. È possibile scrivere l' $NTU$  per lo scambiatore (come se fosse interamente interessato dal cambiamento di fase) come:

$$NTU_{tp} = \frac{UA_{tp}\zeta_{tp}}{\dot{C}_{min\ tp}} = \frac{\zeta_{tp}}{\dot{m}_a c_{p_a} \zeta_{tp}} = \frac{\zeta_{tp}}{R_{aria} + R_{ref\ tp}} = \frac{1}{(R_{aria} + R_{ref\ tp}) \dot{m}_a c_{p_a}} \quad (5.7)$$

4. L'efficienza del sottoscambiatore può essere così calcolata:

$$\varepsilon_{tp} = \varepsilon_{tp}(NTU_{tp}) = 1 - \exp(-NTU_{tp}) \quad (5.8)$$

Per la definizione di efficienza posso calcolare direttamente l'estensione adimensionale della zona di evaporazione:

$$\zeta_{tp} = \frac{\dot{m}_r(h_v - h_{r\ in})}{\dot{m}_a c_{p_a} \varepsilon_{tp} (T_{a\ in} - T_{sat})} \quad (5.9)$$

La temperatura di uscita dell'aria da questa zona è:

$$T_{a\ out\ tp} = T_{a\ in} - \frac{\dot{m}_r(h_v - h_{r\ in})}{\dot{m}_a \zeta_{tp} c_{p_a}} \quad (6.0)$$

A questo punto è necessario verificare che il flusso riesca ad evaporare completamente: infatti se  $\zeta_{tp} > 1$  significa che le condizioni di scambio termico nella zona bifase non consentono di ottenere un grado di surriscaldamento.

Se la condizione suddetta è verificata allora si ha:

- $\zeta_{tp} = 1$
- $\zeta_v = 0$
- $\Delta T_{sh} = 0$
- $\dot{Q}_{tp} = \varepsilon_{tp} \dot{m}_a c_{p_a} (T_{a_{in}} - T_{sat})$
- $h_{r_{out}} = h_{r_{in}} + \frac{\dot{Q}_{tp}}{\dot{m}_r}$

Se  $\zeta_{tp} < 1$  allora esiste una zona di surriscaldamento.

### *Zona di surriscaldamento (V)*

1. L'estensione adimensionale si calcola tramite il complemento a uno:

$$\zeta_v = 1 - \zeta_{tp} \quad (6.1)$$

2. Calcoliamo la capacità termica oraria minima:

$$\dot{C}_{min_v} = \min(c_{p_a} \dot{m}_a, c_{p_r} \dot{m}_r) \quad (6.2)$$

3. Con Gnielinski calcoliamo il coefficiente di scambio termico convettivo lato refrigerante (vapore surriscaldato)  $h_{ref_v}$ , perciò la resistenza termica:

$$R_{ref_v} = \frac{1}{h_{ref_v} A_{ref}} \quad (6.3)$$

4. Calcoliamo la conduttanza globale dello scambiatore:

$$UA_v = \frac{1}{R_{aria} + R_{ref_v}} \quad (6.4)$$

5. Quindi l'NTU del sottoscambiatore (TP) sarà:

$$NTU_v = \frac{UA_v \zeta_v}{\dot{c}_{min_v}} \quad (6.5)$$

Da cui l'efficienza è nota dalla formula riportata sull' Incropera:

$$\varepsilon_v = \varepsilon_v(NTU_v, C_{R_v}) = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_{R_v}}\right) (NTU_v)^{0.22} \{ \exp[-C_{R_v} (NTU_v)^{0.78}] - 1 \}\right] \quad (6.6)$$

6. Dalla definizione di efficienza e dal bilancio di primo principio ricavo l'entalpia del refrigerante in uscita dall' evaporatore.

$$h_{r_{out}} = h_v + \frac{\varepsilon_v \dot{c}_{min_v} (T_{a_{in}} - T_{sat})}{\dot{m}_r} \quad (6.7)$$

La temperatura di uscita dell'aria dalla zona V è di conseguenza:

$$T_{a_{out_v}} = T_{a_{in}} - \frac{\dot{m}_r (h_{r_{out}} - h_v)}{\dot{m}_a \zeta_v c_{p_a}} \quad (6.8)$$

Dopo il miscelamento l'aria in uscita dall' evaporatore ha una temperatura pari a:

$$T_{a_{out}} = \zeta_v T_{a_{out_v}} + \zeta_{tp} T_{a_{out_{tp}}} \quad (6.9)$$

Il grado di surriscaldamento ottenuto è

$$\Delta T_{sh} = |T_{r_{out}} - T_{sat}| \quad (7.0)$$

Dove  $T_{r_{out}} = T_{r_{out}}(P_e, h_{r_{out}})$ , valutabile tramite la libreria **Coolprop**.

### 3.3 Macchina frigorifera

Dopo la modellazione dei componenti singoli può essere interessante sviluppare un'iterazione che coinvolga più componenti, al fine di ottenere un modello simile a quello sviluppato da Navarro-Esbrí, in cui gli output di un componente fungono da input per quello successivo.

Di seguito verrà presentata dal punto di vista concettuale l'iterazione che permetterebbe di realizzare un modello più completo per lo stazionario di una macchina frigorifera a compressione, tuttavia non essendo disponibili modelli adatti, al nostro caso di studio, per il compressore, non si è svolta l'implementazione effettiva del procedimento.

Lo scopo del modello è quello di fornire le condizioni di funzionamento necessarie affinché il sistema operi con un certo grado di surriscaldamento e di sottoraffreddamento.

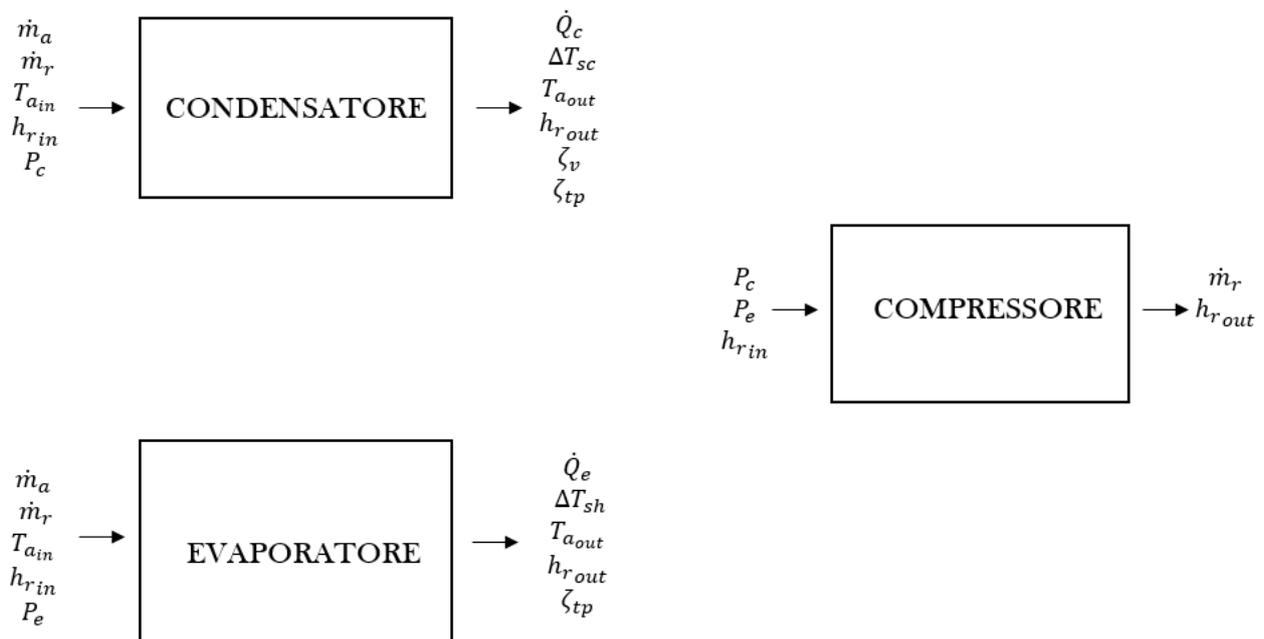


Fig. 3.3.1 Modelli dei componenti

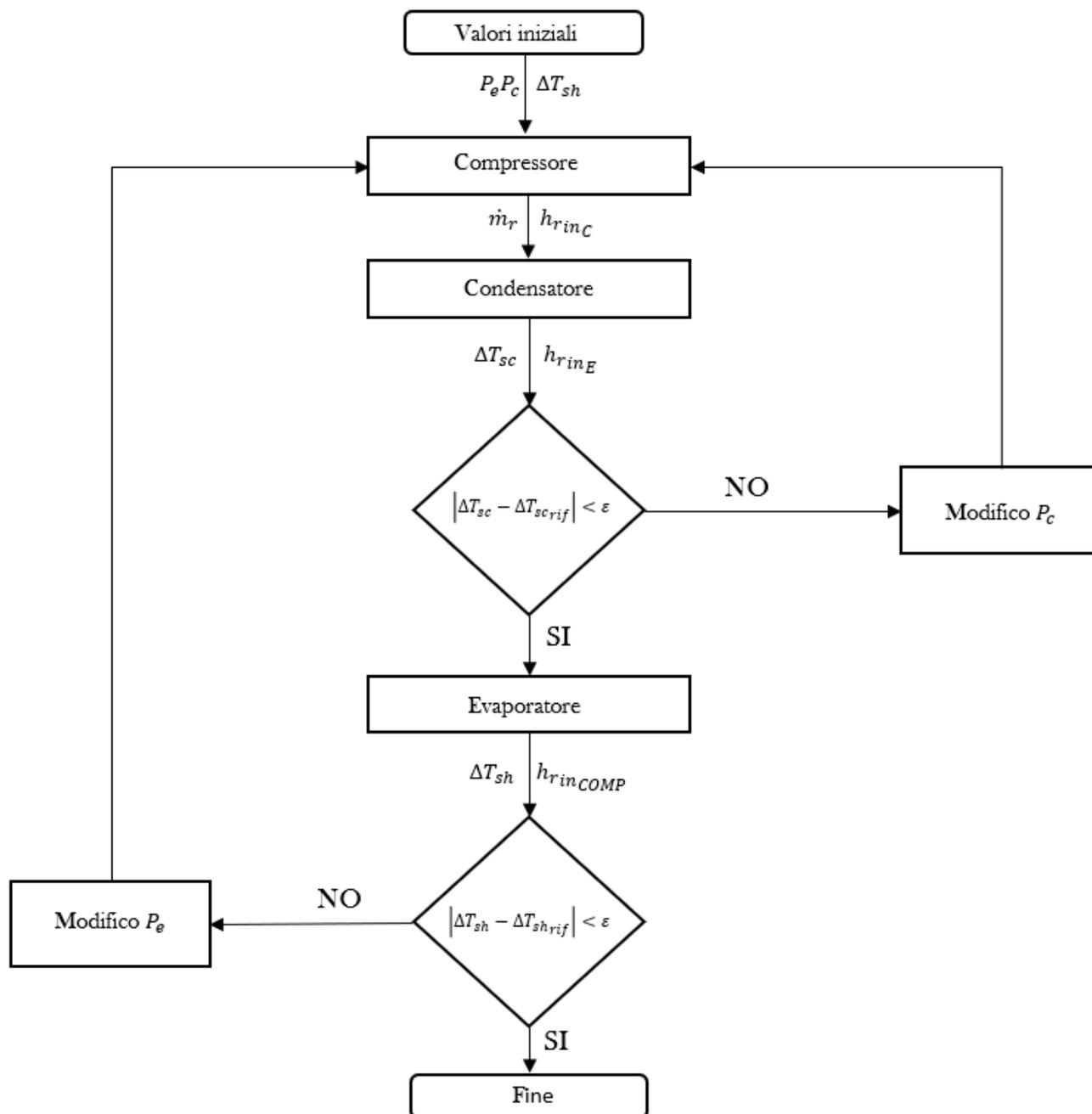


Fig. 3.3.2 diagramma di flusso in cui è rappresentata l'iterazione a livello di macchina

# Capitolo 4

## Implementazione MATLAB ®

In questo capitolo ci concentreremo sull'implementazione in ambiente MATLAB ® degli algoritmi descritti nel capitolo precedente. Gli scambiatori sono stati modellati sotto forma di funzioni, richiamabili tramite appositi script in cui è possibile variare gli input per simulare diverse condizioni di funzionamento. Le configurazioni in cui sono state testate le funzioni sono:

1. Velocità del compressore: 1500 rpm
2. Velocità del compressore: 2000 rpm

### 4.1 CoolProp

CoolProp costituisce una libreria di script e funzioni le quali possono essere richiamate per avere informazioni sulle proprietà termofisiche di un fluido (tipicamente utilizzato in ambito frigorifero) dato un certo stato termodinamico. La maggior parte dei codici presenti in questo pacchetto si basa sulla derivazione parziale della funzione energia libera di Helmotz.

Per gli scopi di questo elaborato è stato sufficiente asservirsi della funzione *PropsSI*; questa riceve come input il nome del fluido e le coordinate termodinamiche necessarie a definire completamente uno stato e restituisce la proprietà desiderata, espressa in unità di misura del Sistema Internazionale.

Di seguito verranno presentati alcuni esempi di utilizzo di questa funzione:

```
>> T_sat=CoolProp.PropsSI('T','Q',0.3,'P',2.9122e+05,'R134a')
```

```
T_sat =
```

```
273.0005
```

Temperatura di saturazione di R134a alla pressione di 291220 Pa

```
>> cp_a=CoolProp.PropsSI('C','T',298,'P',101325,'air')
```

```
cp_a =
```

```
1.0063e+03
```

Calore specifico dell'aria a pressione atmosferica standard e temperatura di 25°C

## 4.2 *condensatore.m*

```
function [z_v,Ta_out_v,z_tp,Ta_out_tp,z_l,Ta_out_l,Ta_out,DTsc,hr_out,Tr_out,hr_out_v,hv,eff_v,Cmin] = condensatore(S_SA,Pc,hr_in,mr,Dh,A_CR,ma,A_CA,mu,cpa,lambada,Ltot,Ta_in,z_v_0,ref,A_SR)
```

Proprietà del refrigerante dipendenti dalla pressione:

```
rho1=CoolProp.PropsSI('D','Q',0,'P',Pc,ref); % densità liquido saturo (kg/m3)
rhoV=CoolProp.PropsSI('D','Q',1,'P',Pc,ref); % densità vapore saturo (kg/m3)
mu1=CoolProp.PropsSI('V','Q',0,'P',Pc,ref); % viscosità dinamica liquido saturo (Pa*s)
muV=CoolProp.PropsSI('V','Q',1,'P',Pc,ref); % viscosità dinamica vapore saturo (Pa*s)
cpl=CoolProp.PropsSI('C','Q',0,'P',Pc,ref); % calore specifico liquido saturo (J/(kg*K))
cpv=CoolProp.PropsSI('C','Q',1,'P',Pc,ref); % calore specifico vapore saturo (J/(kg*K))
k1=CoolProp.PropsSI('L','Q',0,'P',Pc,ref); % conducibilità termica liquido saturo (W/(m*K))
kv=CoolProp.PropsSI('L','Q',1,'P',Pc,ref); % conducibilità termica vapore saturo (W/(m*K))
xin=1; % titolo in ingresso (adim)
xout=0; % titolo in uscita (adim)
h1=CoolProp.PropsSI('H','Q',0,'P',Pc,ref); % entalpia liquido saturo (J/kg)
Tsat=CoolProp.PropsSI('T','Q',0,'P',Pc,ref); % temperatura di saturazione (K)
Tr_in=CoolProp.PropsSI('T','H',hr_in,'P',Pc,ref); % temperatura di ingresso refrigerante (K)
hv=CoolProp.PropsSI('H','Q',1,'P',Pc,ref); % entalpia vapore saturo secco (J/kg)
```

Coefficiente di convezione lato aria (Kays and London):

```
% coefficiente di convezione lato aria
ha=Kays_London_CT_F(ma,A_CA,mu,cpa,lambada); % (W/m2*K)
ha=ha*1.2;
```

## ZONA DI DESURRISCALDAMENTO

Valori intermedi delle proprietà termofisiche del refrigerante nella zona di desurriscaldamento ed inizializzazione dei valori di iniziali per il ciclo *while*.

```

mu_in=CoolProp.PropsSI('V','H',hr_in,'P',Pc,ref); % viscosità dinamica ingresso
lambda_in=CoolProp.PropsSI('L','H',hr_in,'P',Pc,ref); % conducibilità termica ingresso
cp_in=CoolProp.PropsSI('C','H',hr_in,'P',Pc,ref); % calore specifico ingresso
% valori medi
muR=(mu_in+mu_v)/2;
lambdaR=(lambda_in+kv)/2;
cpR=(cp_in+cp_v)/2;

% coefficiente di convezione lato refrigerante
h=Gnielinski(mr,Dh,cpR,lambdaR,muR);%(W/m2*K)
h=h*0.5; % fattore correttivo THERMOSYS

% resistenza termica lato refrigerante (desurriscaldamento)
Rr=1/(h*A_SR);
% resistenza termica lato aria
Ra=1/(ha*S_SA);

% portata d'aria di primo tentativo
ma_v=ma*z_v_0;

% inizializzo segnale di stop iterazione
signal=0;

```

Ciclo *while* con iterazione sulla portata d'aria:

```

while signal==0

% capacità termica oraria minima e massima
Cmin=min(cpa*ma_v,cpR*mr);
Cmax=max(cpa*ma_v,cpR*mr);

% conduttanza globale UA
UA=1/(Ra+Rr);

% NTU (V)
NTU_v=(UA*(ma_v/ma))/Cmin;

% efficienza (V)
eff_v=effectiveness_sh(Cmin/Cmax,NTU_v);

% potenza termica scambiata (V)
Q_v=eff_v*Cmin*(Tr_in-Ta_in);

% entalpia refrigerante in uscita dalla zona di desurriscaldamento (valore
% di confronto)
hr_out_v=hr_in-(Q_v/mr);

```

## Verifica della convergenza e definizione degli output della zona V

```
% confronto con valore di riferimento (hv) e verifica convergenza
if abs(hr_out_v-hv)> 100 % (J/kg)

    if hr_out_v>=hv
        ma_v=ma_v+0.0001; % correzione valore portata d'aria

    elseif hr_out_v<hv
        ma_v=ma_v-0.0001;

    end
    signal=0;
else
    signal=1;

end
% estensione adimensionale zona V
z_v=ma_v/ma;
% temperatura di uscita aria (V)
Ta_out_v=Ta_in+Q_v/(ma_v*cpa);

end
```

## ZONA BIFASE

Coefficiente di convezione lato refrigerante (Dobson and Chato):

```
hr_TP=Dobson_Chato(rho1,rhov,mul,muv,cp1,k1,h1,hv,xin,xout,mr,Dh,A_CR,Tsat,Ta_in);
hr_TP=hr_TP*1; % fattore correttivo THERMOSYS

% NTU bifase
NTU_TP=((Ra+(A_SR*hr_TP)^-1)*ma*cpa)^-1;

% efficienza
eff_tp=1-exp(-NTU_TP);

% estensione adimensionale zona TP
z_tp=(mr*(hv-h1))/(ma*cpa*eff_tp*(Tsat-Ta_in));

% temperatura di uscita aria dalla zona bifase
Ta_out_tp=Ta_in+(mr*(hv-h1))/(ma*z_tp*cpa);
```

Complemento a uno:

```
z_l=1-z_tp-z_v;
```

Controllo per  $\zeta_l > 0$  (esistenza della zona di sottoraffreddamento)

```

if z_l <= 0 % significa che il fluido esce bifase dal condensatore

z_l=0;
z_tp=1-z_v;

% outputs nel caso di fluido in uscita bifase

hr_out=hv-(eff_tp*ma*z_tp*cpa*(Tsat-Ta_in))/mr; % (J/kg)
Ta_out_tp=Ta_in+(mr*(hv-hr_out))/(ma*z_tp*cpa); % (K)
Ta_out_l=0; % (K)
Tr_out=Tsats; % (K)
DTsc=0; % (°C)
Ta_out= z_v*Ta_out_v + z_tp*Ta_out_tp + z_l*Ta_out_l; % (K)
Ta_out=Ta_out-273; % (°C)

disp('il fluido esce bifase')

else

```

## ZONA DI SOTTORAFFREDDAMENTO

Iterazione interna per determinare le proprietà termofisiche medie nella zona L (il valore di confronto è il calore specifico del refrigerante):

```

% valori iniziali delle proprietà termofisiche nella zona di
% sottoraffreddamento
cpr_l=cpl;
kr_l=kl;
mur_l=mul;

% inizializzo segnale iterazione
signal=0;

while signal==0

% valore di confronto
cpr_L=cpr_l;

% coefficiente di scambio lato refrigerante
h_L=Gnielinski(mr,Dh,cpr_l,kr_l,mur_l);
h_L=h_L*1;

% resistenza termica lato refrigerante
Rr_L=1/(h_L*A_SR);

% conduttanza sottoraff.
UA_L=1/(Ra+Rr_L);

% capacità termiche orarie minima e massima
Cmin_l=min(cpa*ma*z_l,cpl*mr);
Cmax_l=max(cpa*ma*z_l,cpl*mr);

% NTU sottoraff.
% NTU_l=(ha*S_SA*z_l)/Cmin_l;
NTU_l=(UA_L*z_l)/Cmin_l;
% efficienza sottoraff.
eff_l=effectiveness_sh(Cmin_l/Cmax_l,NTU_l);

```

```

% entalpia refrigerante in uscita dal condensatore
hr_out=h1-(eff_l*Cmin_l*(Tsat-Ta_in))/mr;

cpr_l=CoolProp.PropsSI('C','H',hr_out,'P',Pc,ref);
kr_l=CoolProp.PropsSI('L','H',hr_out,'P',Pc,ref);
mur_l=CoolProp.PropsSI('V','H',hr_out,'P',Pc,ref);

% controllo convergenza
if abs(cpr_l-cpr_L) < 10
    signal =1;
end

end

% temperatura di uscita dell'aria dalla zona di sottoraff.
Ta_out_l=Ta_in+(eff_l*Cmin_l*(Tsat-Ta_in))/(ma*z_l*cpa);

% temperatura refrigerante in uscita dal condensatore
Tr_out=CoolProp.PropsSI('T','H',hr_out,'P',Pc,ref);

% grado di sottoraffreddamento
DTsc=Tsat-Tr_out;

```

```
end
```

```
if z_l>0
```

## Temperatura dell'aria in uscita

```

Ta_out= z_v*Ta_out_v + z_tp*Ta_out_tp + z_l*Ta_out_l;
Ta_out=Ta_out-273;

```

```
end
```

```
end
```

## 4.3 evaporatore.m

```
function [z_tp,z_v,Ta_out,DTsh,Qtot,Tr_out] = evaporatore(S_SA,Pcr,Pe,M,hr_in,mr,Dh,A_CR,A_SR,ma,A_CA,mu,cpa,lambda,Ltot,Ta_in,ref)
```

Proprietà del refrigerante dipendenti dalla pressione:

```
rh0l=CoolProp.PropsSI('D','Q',0,'P',Pe,ref); % densità liquido saturo (kg/m3)
rhov=CoolProp.PropsSI('D','Q',1,'P',Pe,ref); % densità vapore saturo (kg/m3)
mul=CoolProp.PropsSI('V','Q',0,'P',Pe,ref); % viscosità dinamica liquido saturo (Pa*s)
muv=CoolProp.PropsSI('V','Q',1,'P',Pe,ref); % viscosità dinamica vapore saturo (Pa*s)
cpl=CoolProp.PropsSI('C','Q',0,'P',Pe,ref); % calore specifico liquido saturo (J/(kg*K))
cpv=CoolProp.PropsSI('C','Q',1,'P',Pe,ref); % calore specifico vapore saturo (J/(kg*K))
kl=CoolProp.PropsSI('L','Q',0,'P',Pe,ref); % conducibilità termica liquido saturo (W/(m*K))
kv=CoolProp.PropsSI('L','Q',1,'P',Pe,ref); % conducibilità termica vapore saturo (W/(m*K))
xin=CoolProp.PropsSI('Q','H',hr_in,'P',Pe,ref); % titolo in ingresso (adim)
xout=1; % titolo in uscita (adim)
hl=CoolProp.PropsSI('H','Q',0,'P',Pe,ref); % entalpia del liquido saturo (J/kg)
Tsat=CoolProp.PropsSI('T','Q',0,'P',Pe,ref); % temperatura di saturazione (K)
Tr_in=CoolProp.PropsSI('T','H',hr_in,'P',Pe,ref); % temperatura di ingresso refrigerante (K)
hv=CoolProp.PropsSI('H','Q',1,'P',Pe,ref); % entalpia vapore saturo secco (J/kg)
```

Coefficiente di convezione lato aria (Kays and London):

```
ha=Kays_London_CI_F(ma,A_CA,mu,cpa,lambda); % (W/m2*K)
ha=ha*1.1;

% resistenza termica lato aria
Ra=1/(ha*S_SA);
```

## ZONA BIFASE

Coefficiente di convezione lato refrigerante (Wattelet):

```
hr_IP= Wattelet(Pe,Pcr,M,rh0l,rhov,mul,muv,cpl,kl,xin,xout,hr_in,hv,mr,Dh,A_CR,A_SR);
hr_IP=hr_IP*1;

% resistenza termica lato refrigerante (TP)
Rr_tp=1/(A_SR*hr_IP);
```

```

% NTU (TP)
NTU_tp=1/((Ra+Rr_tp)*ma*cpa);

% efficienza (TP)
eff_tp=1-exp(-NTU_tp);

% estensione adimensionale zona di evaporazione
z_tp=(mr*(hv-hr_in))/(ma*eff_tp*cpa*(Ta_in-Tsat));

% temperatura di uscita aria (TP)
Ta_out_tp=Ta_in-(mr*(hv-hr_in))/(ma*z_tp*cpa);

% potenza termica scambiata (TP)
Qtp=mr*(hv-hr_in);

```

Complemento a uno:

```
z_v=1-z_tp;
```

Controllo  $\zeta_v > 0$  (esistenza zona di surriscaldamento):

```

if z_v<0

    disp('il refrigerante esce bifase dall evaporatore')
    z_v=0;
    Ta_out_v=0;
    Qv=0;
    Qtp=eff_tp*cpa*ma*(Ta_in-Tsat);
    Ta_out= (Ta_in-Qtp/(ma*cpa))-273;
    Tr_out=Tsat;
    DTsh=0;

else

```

Iterazione interna per determinare le proprietà termofisiche medie del refrigerante nella zona di surriscaldamento (avente come valore di confronto il calore specifico del refrigerante):

```

% inizializzo segnale iterazione
signal=0;

% valori iniziali delle proprietà termofisiche
cpr_v=cpv; % calore specifico
kr_v=kv; % conducibilità termica
mur_v=muv; % viscosità dinamica

while signal==0

% valore di confronto
cpr_V=cpr_v;

% capacità termica oraria minima e massima (V)
Cmin = min(ma*z_v*cpa , mr*cpv);
Cmax = max(ma*z_v*cpa , mr*cpv);

% coefficiente di scambio lato refrigerante
h=Gnielinski(mr,Dh,cpr_v,kr_v,mur_v);
h=h*2;

% resistenza termica lato refrigerante
Rr_V=1/(h*A_SR);

% conduttanza
UA_V=1/(Ra+Rr_V);

% NTU
NTU_v=(UA_V*z_v)/Cmin;

% efficienza
eff_v=effectiveness_sh(Cmin/Cmax,NTU_v);

% entalpia di uscita refrigerante
hr_out = hv+ (eff_v*Cmin*(Ta_in-Tsat))/mr;

% aggiorno i valori delle proprietà termofisiche
cpr_v=CoolProp.PropsSI('C','H',hr_out,'P',Pe,ref);
kr_v=CoolProp.PropsSI('L','H',hr_out,'P',Pe,ref);
mur_v=CoolProp.PropsSI('V','H',hr_out,'P',Pe,ref);

% verifica convergenza
if abs(cpr_v-cpr_V)< 10
    signal =1;
end

end

```

Definizione degli output:

```

% temperatura di uscita refrigerante
Tr_out=CoolProp.PropsSI('T','H',hr_out,'P',Pe,ref);

% grado di surriscaldamento
DTsh = Tr_out-Tsat;

% temperatura di uscita aria (surriscaldamento)
Ta_out_v=Ta_in-(mr*(hr_out-hv))/(z_v*ma*cpa);

% potenza termica scambiata (surriscaldamento)
Qv=mr*(hr_out-hv);

% temperatura aria in uscita dall'evaporatore
Ta_out=z_tp*Ta_out_tp+z_v*Ta_out_v; %(K)
Ta_out=Ta_out-273; %(°C)

```

# Capitolo 5

## Risultati dei modelli e validazione

### 5.1 Confronto con modello in dinamico

Al fine di validare i modelli è stato fatto un confronto dei risultati con quelli ottenuti mediante il toolbox di MATLAB ® Thermosys, il quale fornisce una suite di funzioni e scripts utili alla simulazione delle performance di sistemi frigoriferi, sia in regime stazionario che tempo-dipendenti.

Per queste simulazioni si sono utilizzati gli stessi fattori correttivi dei coefficienti di scambio convettivo adottati dal modello Thermosys, nonché le stesse correlazioni.

#### *Condensatore:*

caratteristiche geometriche:

- Superficie di scambio lato aria:  **$2.793 \text{ m}^2$**
- Area frontale per l'aria:  **$0.090 \text{ m}^2$**
- Lunghezza totale serpentina:  **$10.690 \text{ m}$**
- Diametro idraulico tubo:  **$8.103 \cdot 10^{-3} \text{ m}$**
- Sezione di passaggio refrigerante:  **$5.156 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$**
- Superficie di scambio lato refrigerante:  **$0.275 \text{ m}^2$**

Fattori correttivi:

- $c_{tp} = 1$  (lato refrigerante TP)
- $c_v = 0.5$  (lato refrigerante V)
- $c_l = 1$  (lato refrigerante L)
- $c_f = 1.2$  (lato aria)

		<b>1500 rpm</b>	
		<u>MIO</u>	<u>THERMOSYS</u>
	entalpia ref. ingresso (J/kg)	426600	426600
	temperatura aria ingresso (°C)	30.000	30.000
INPUT	portata aria (kg/s)	0.294	0.294
	portata ref. (kg/s)	0.00822	0.00822
	pressione di condensazione (Pa)	1058000	1058000
	grado di sottoraffreddamento (°C)	0.984	0.000
	temperatura aria uscita (°C)	34.718	34.680
OUTPUT	estensione adimensionale V	0.090	0.088
	estensione adimensionale TP	0.894	0.907

		<b>2000 rpm</b>	
		<u>MIO</u>	<u>THERMOSYS</u>
	entalpia ref. ingresso (J/kg)	430300	430300
	temperatura aria ingresso (°C)	30.000	30.000
INPUT	portata aria (kg/s)	0.294	0.294
	portata ref. (kg/s)	0.00875	0.00875
	pressione di condensazione (Pa)	1094000	1094000
	grado di sottoraffreddamento (°C)	2.559	1.850
	temperatura aria uscita (°C)	35.141	35.100
OUTPUT	estensione adimensionale V	0.115	0.113
	estensione adimensionale TP	0.843	0.851

Notiamo che l'errore massimo rispetto al modello dinamico si rileva nel grado di sottoraffreddamento, tuttavia questo rimane pressoché costante al variare delle condizioni di funzionamento.

### *Evaporatore*

caratteristiche geometriche:

- Superficie di scambio lato aria: **3.068 m<sup>2</sup>**
- Area frontale per l'aria: **0.058 m<sup>2</sup>**
- Lunghezza totale serpentina: **11.458 m**
- Diametro idraulico tubo: **8.126 · 10<sup>-3</sup> m**
- Sezione di passaggio refrigerante: **5.156 · 10<sup>-5</sup> m<sup>2</sup>**

- Superficie di scambio lato refrigerante:  $0.0292 \text{ m}^2$

Fattori correttivi:

- $c_{tp} = 1$  (lato refrigerante TP)
- $c_v = 2$  (lato refrigerante V)
- $c_f = 1.1$  (lato aria)

		1500 rpm	
		MIO	THERMOSYS
	entalpia ref. ingresso (J/kg)	258600	258600
	temperatura aria ingresso (°C)	25.000	25.000
INPUT	portata aria (kg/s)	0.105	0.105
	portata ref. (kg/s)	0.00822	0.00822
	pressione di evaporazione (Pa)	329400	329400
	grado di surriscaldamento (°C)	1.123	0.510
OUTPUT	temperatura aria uscita (°C)	13.873	14.010
	estensione adimensionale TP	0.975	0.998

		2000 rpm	
		MIO	THERMOSYS
	entalpia ref. ingresso (J/kg)	257700	257700
	temperatura aria ingresso (°C)	25.000	25.000
INPUT	portata aria (kg/s)	0.105	0.105
	portata ref. (kg/s)	0.00875	0.00875
	pressione di evaporazione (Pa)	266100	266100
	grado di surriscaldamento (°C)	9.361	9.850
OUTPUT	temperatura aria uscita (°C)	12.778	12.750
	estensione adimensionale TP	0.800	0.788

Così come per il condensatore, anche per l'evaporatore i risultati sono confrontabili con quelli del modello dinamico, le lievi discrepanze possono essere attribuite alla natura numerica del modello.

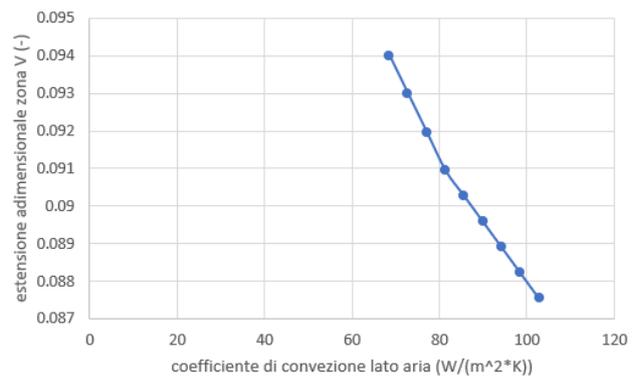
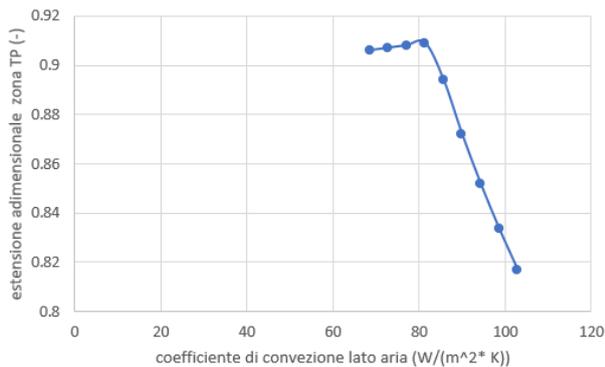
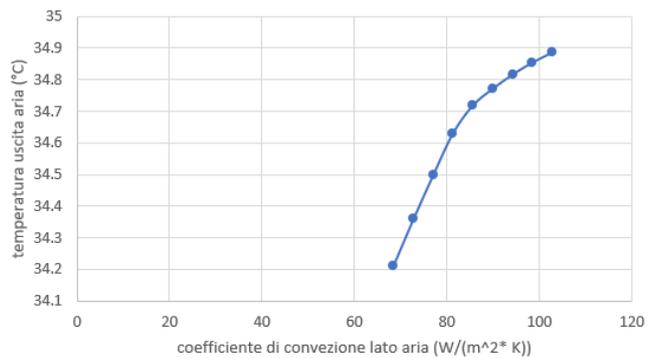
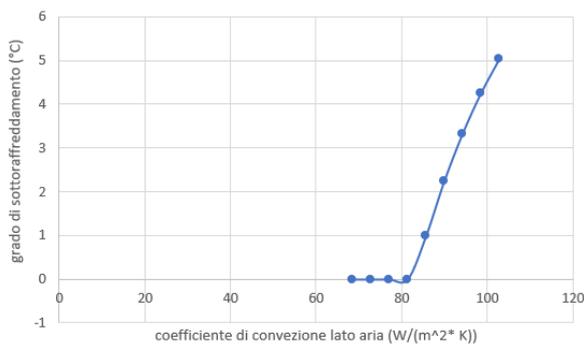
## 5.2 Analisi di sensibilità

Al fine di validare ulteriormente il modello sono state condotte delle analisi di sensibilità dei risultati al variare dei coefficienti di scambio termico convettivo: ciascun coefficiente è stato fatto variare entro un range di  $\pm 20\%$  dal suo valore nelle simulazioni presentate in precedenza, mentre i rimanenti restavano costanti.

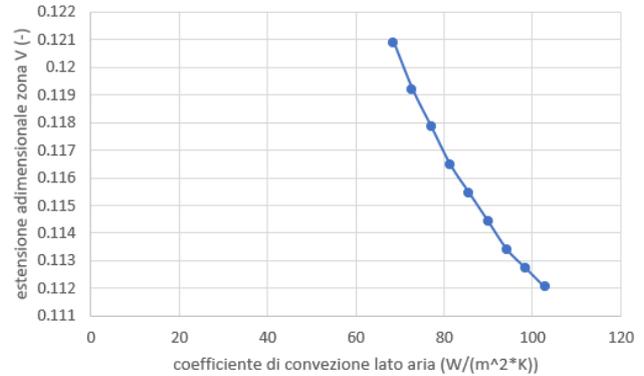
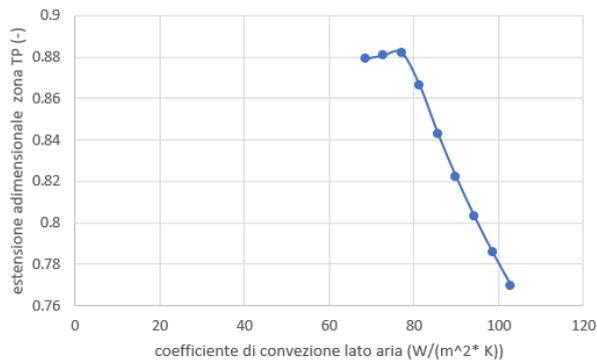
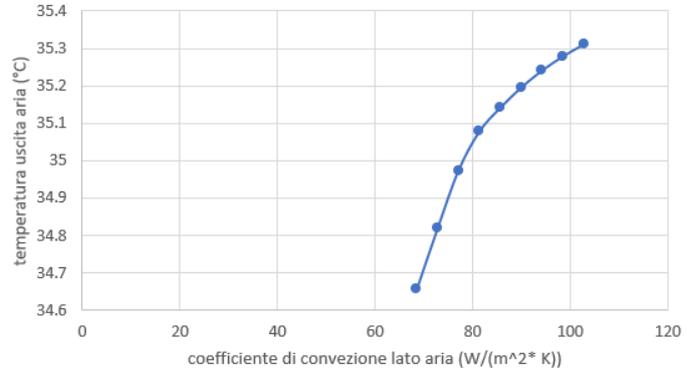
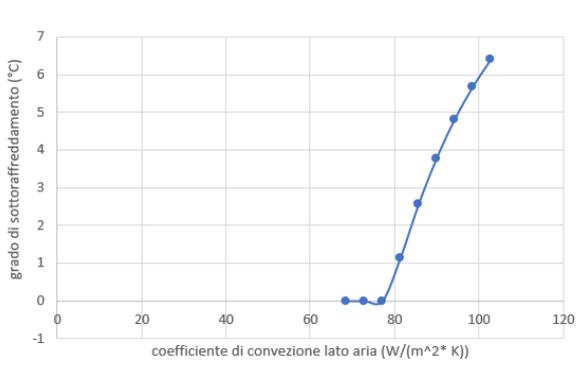
### Condensatore

➤ Coefficiente variabile:  $h_f$  (lato aria)

Configurazione 1500 rpm



Configurazione 2000 rpm

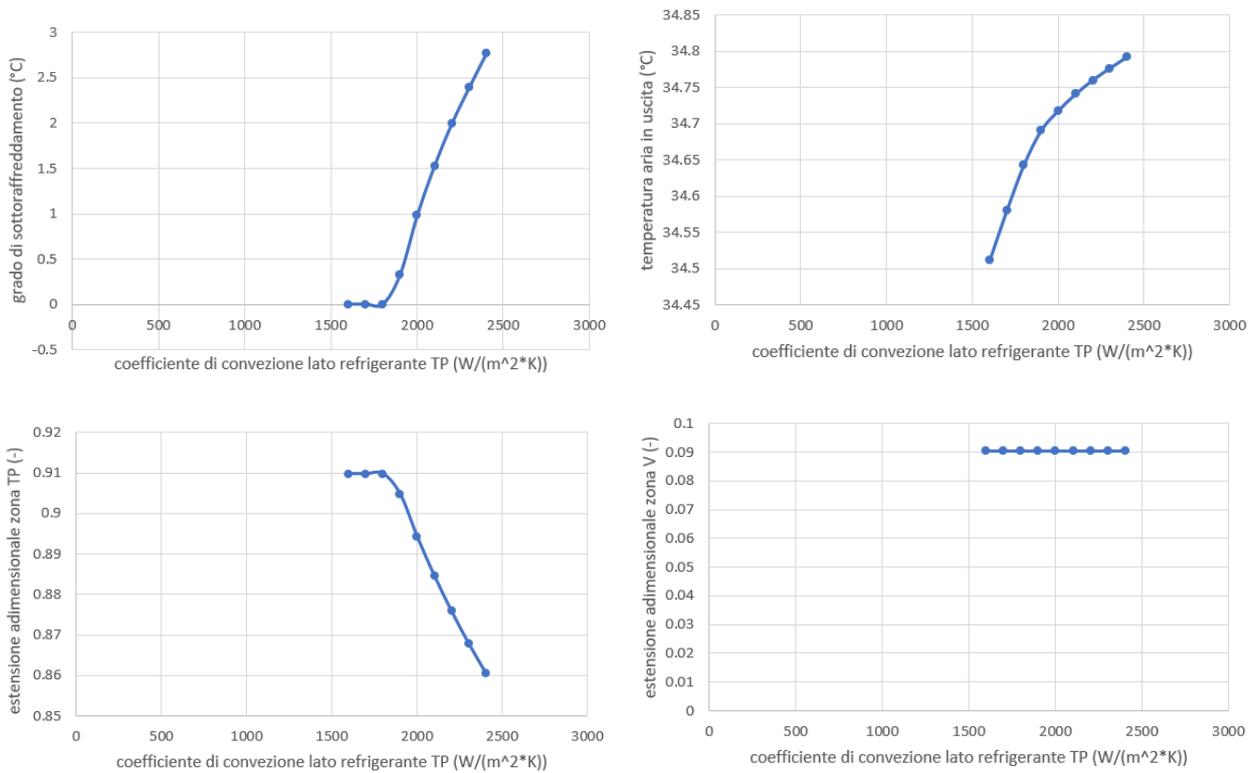


*Commento:*

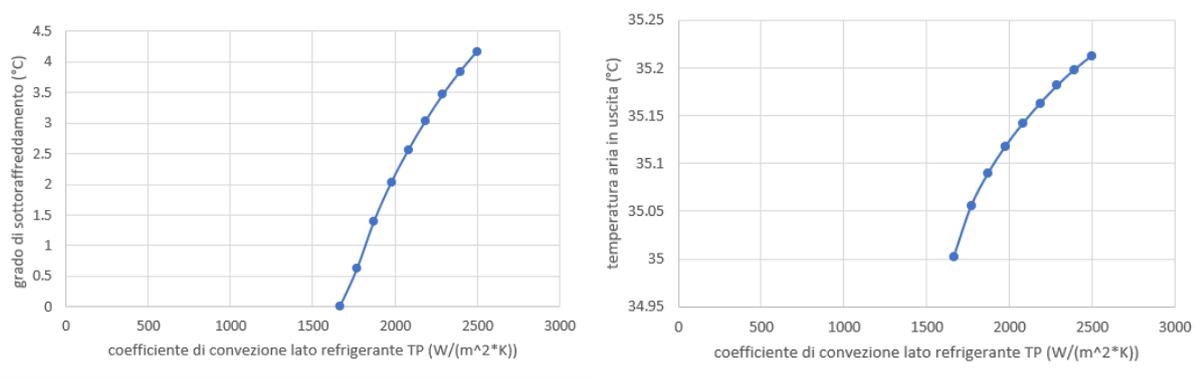
Se il coefficiente di scambio termico convettivo lato aria è troppo basso, il refrigerante non riesce a condensare completamente; notiamo infatti che all'aumentare di  $h_f$  l'estensione adimensionale della zona bifase ha, in un primo momento una tendenza positiva in quanto la superficie di scambio necessaria al desurriscaldamento tende a diminuire, tuttavia una volta che  $h_f$  è tale da permettere la completa condensazione, la diminuzione della resistenza termica lato aria prevale determinando la tendenza negativa di  $\zeta_{tp}$  con conseguente crescita dell'estensione della zona di sottoraffreddamento.

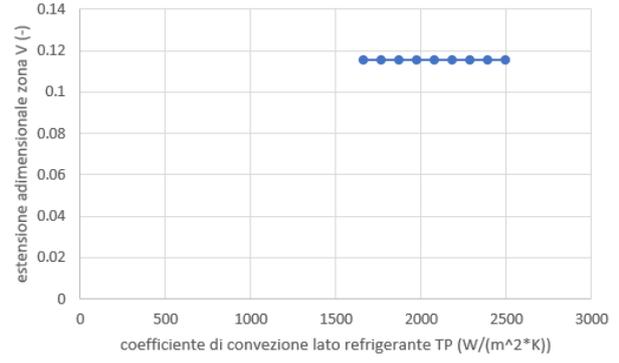
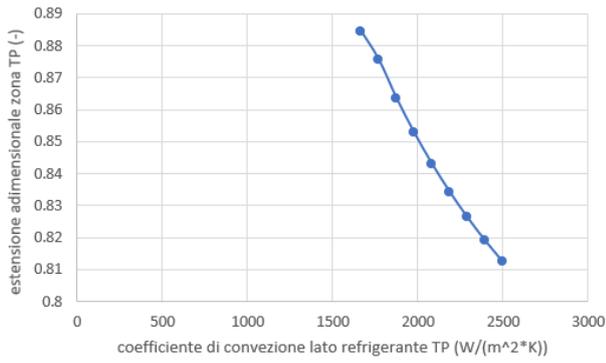
➤ Coefficiente variabile:  $h_{tp}$  (lato refrigerante bifase)

Configurazione 1500 rpm



Configurazione 2000 rpm



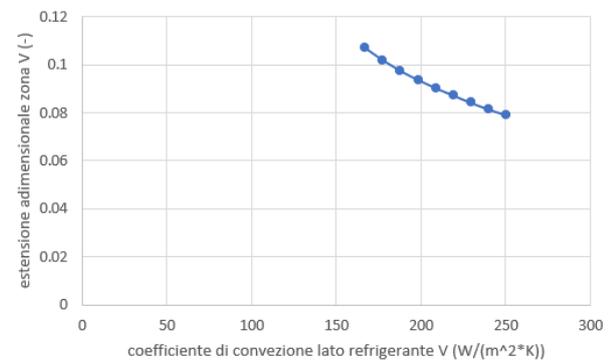
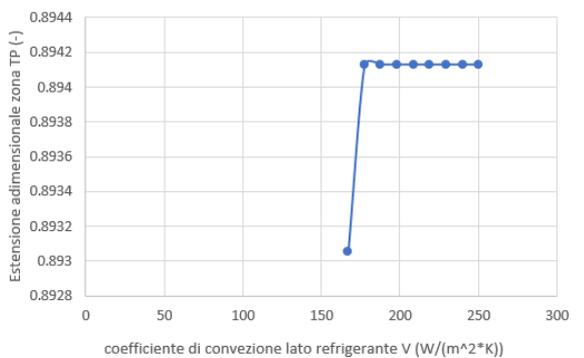
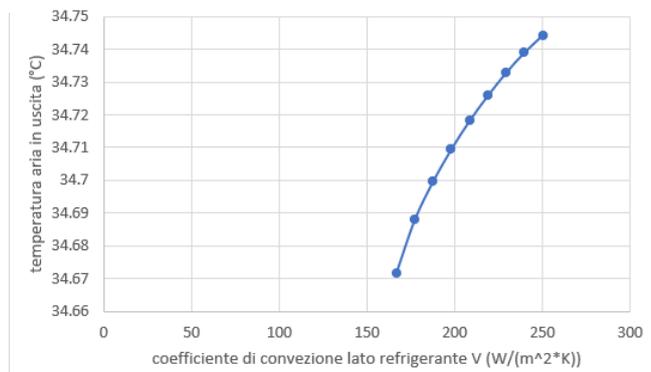
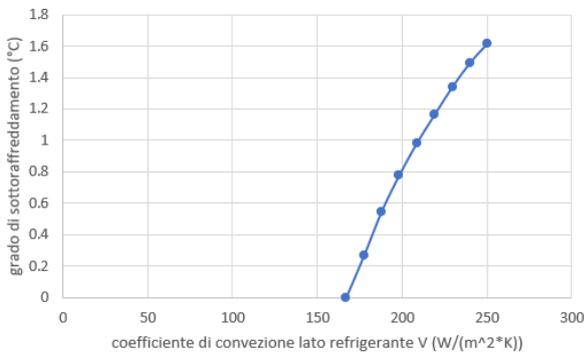


*Commento:*

L'estensione adimensionale della zona di desurriscaldamento non ha dipendenza da  $h_{tp}$ .

➤ Coefficiente variabile:  $h_p$  (lato refrigerante surriscaldato)

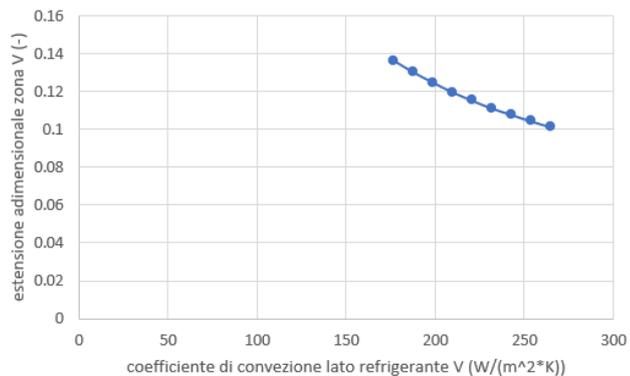
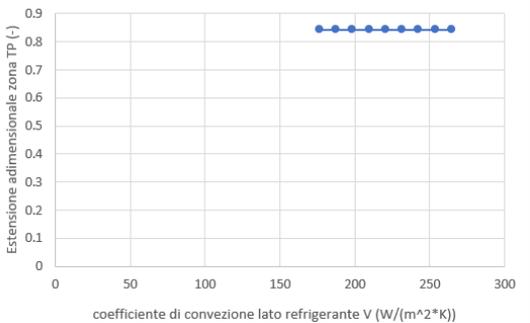
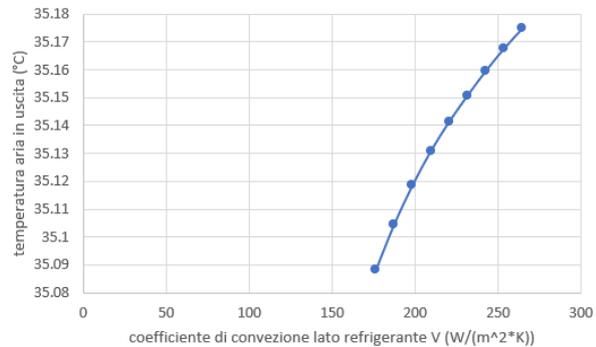
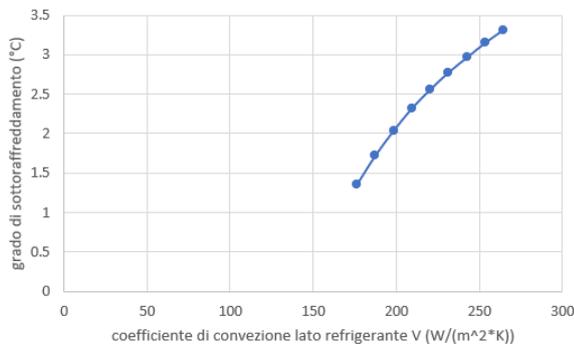
Configurazione 1500 rpm



*Commento:*

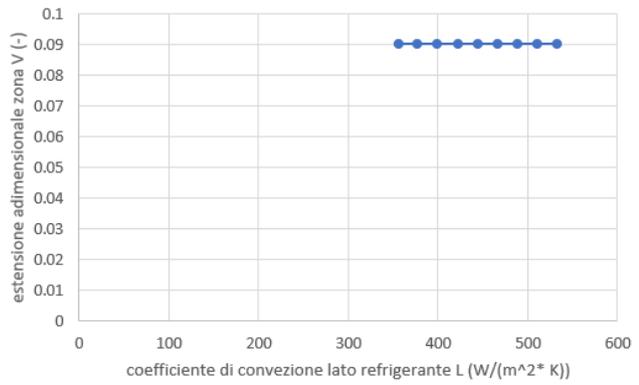
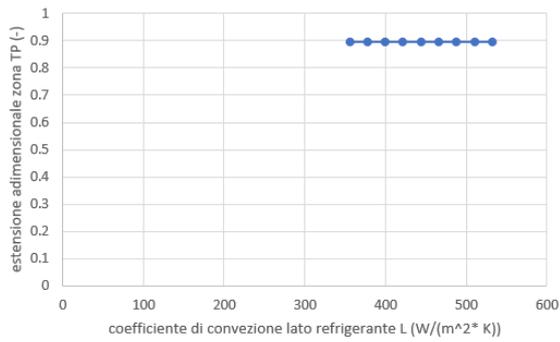
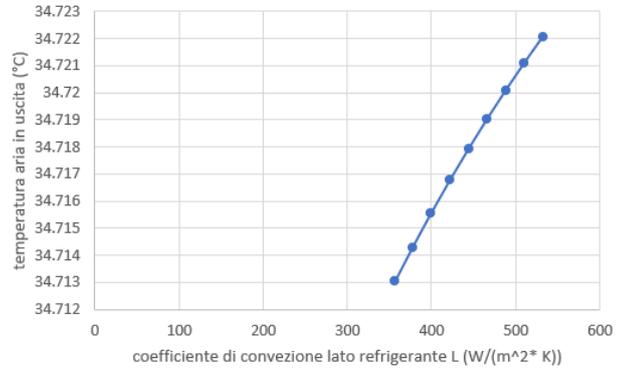
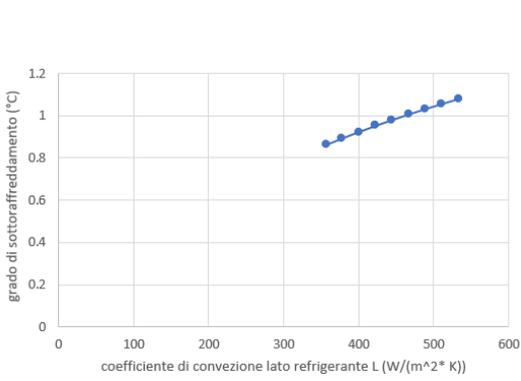
Riferendoci alla configurazione a 1500 rpm notiamo che c'è un salto, seppur contenuto, nell'andamento di  $\zeta_{tp}$ , questo è dovuto al fatto che si passa da una condizione in cui il refrigerante esce bifase ad una in cui c'è un certo grado di sottoraffreddamento; di norma  $\zeta_{tp}$  non è influenzato da  $h_v$ , tuttavia, nel caso in cui non si ottenga la completa condensazione  $\zeta_{tp}$  è determinato dal complemento a uno di  $\zeta_v$  da cui la presenza di tale salto.

Configurazione 2000 rpm

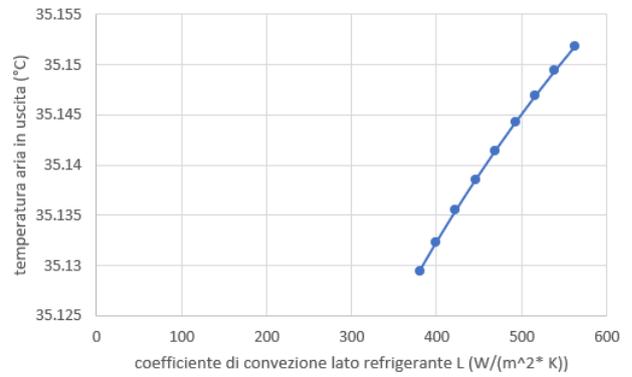
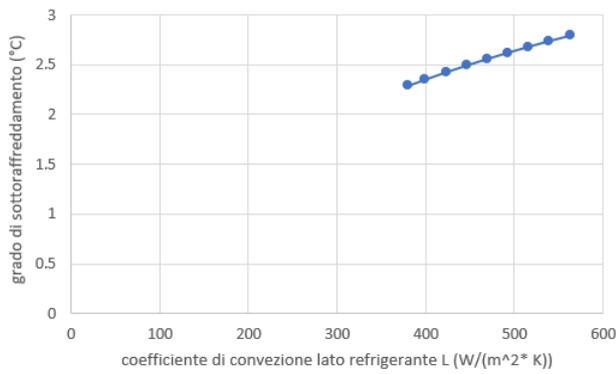


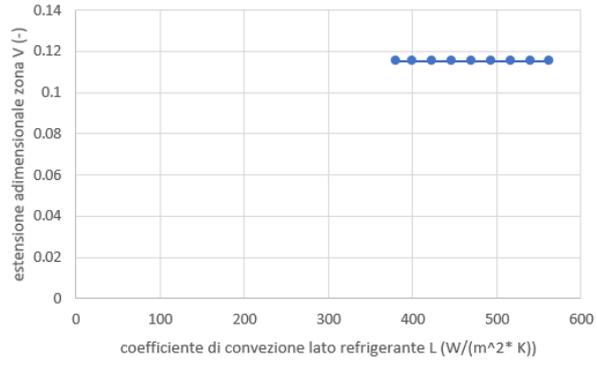
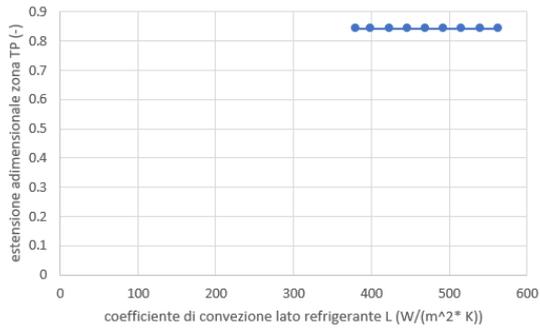
➤ Coefficiente variabile:  $h_l$  (lato refrigerante sottoraffreddato)

Configurazione 1500 rpm



Configurazione 2000 rpm





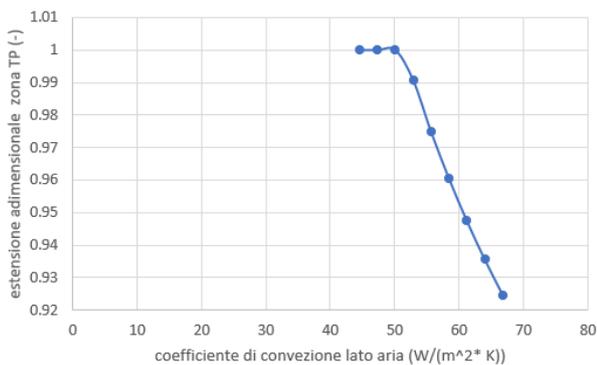
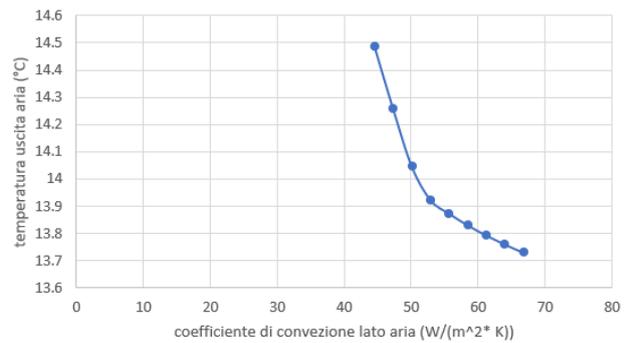
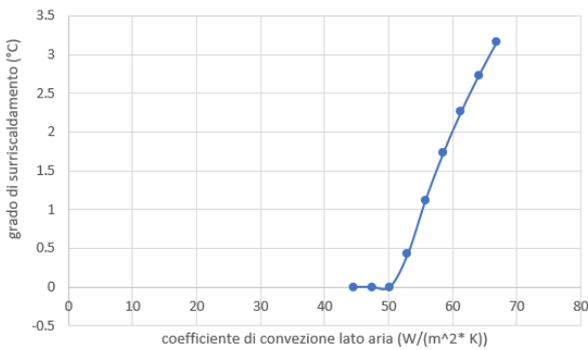
*Commento:*

Chiaramente la variazione di  $h_l$  non influenza le zone di desurriscaldamento e condensazione.

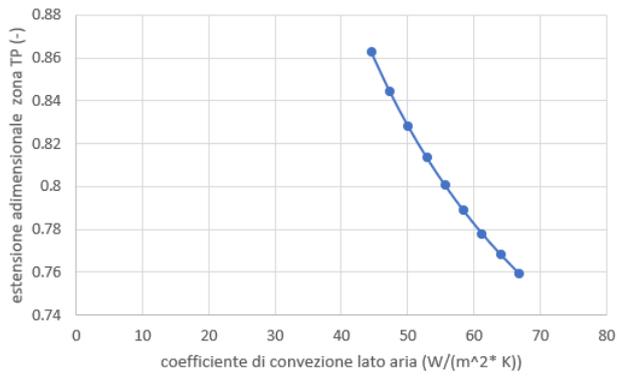
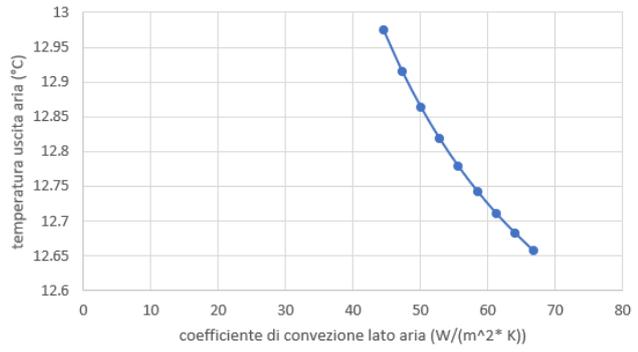
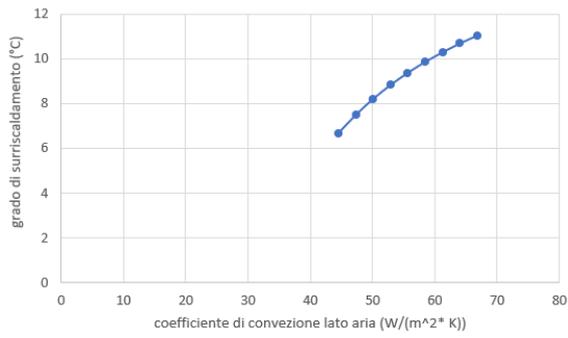
## Evaporatore

➤ Coefficiente variabile:  $h_f$  (lato aria)

Configurazione 1500 rpm

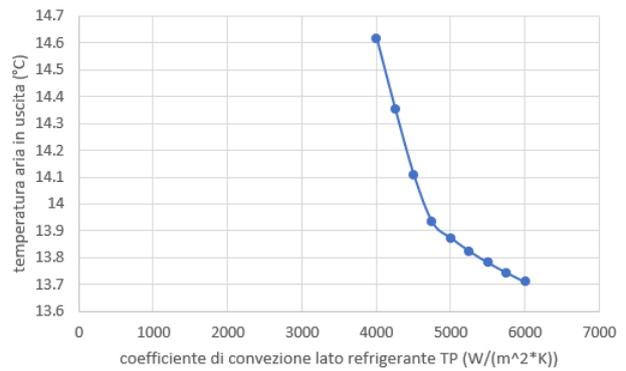
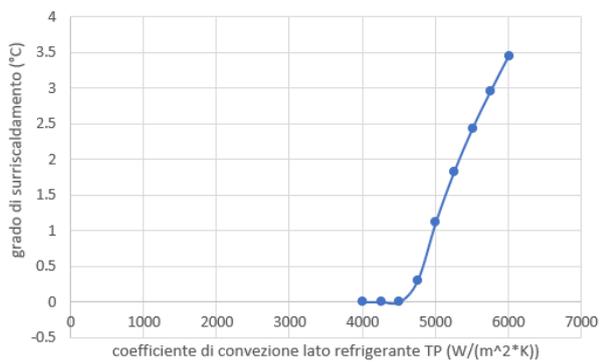


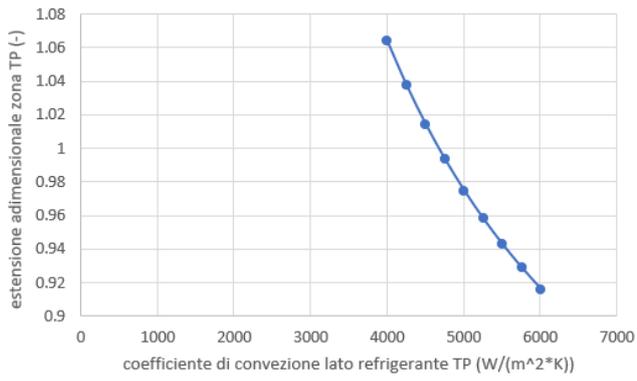
### Configurazione 2000 rpm



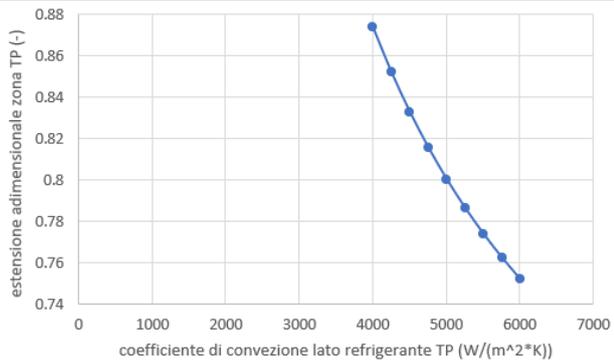
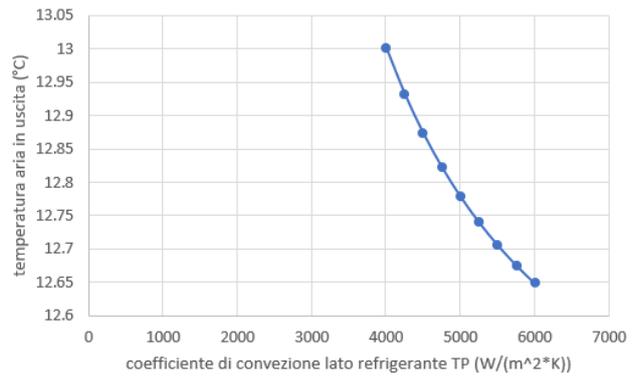
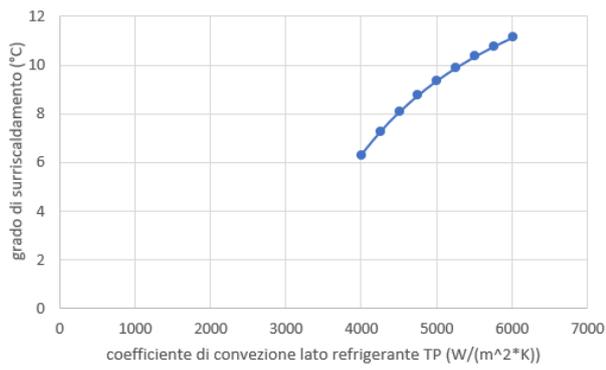
➤ Coefficiente variabile:  $h_{tp}$  (lato refrigerante bifase)

### Configurazione 1500 rpm



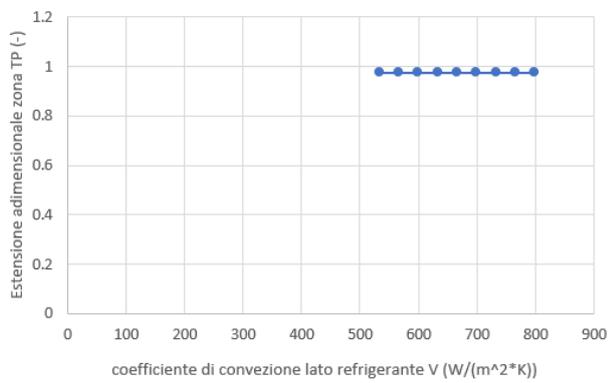
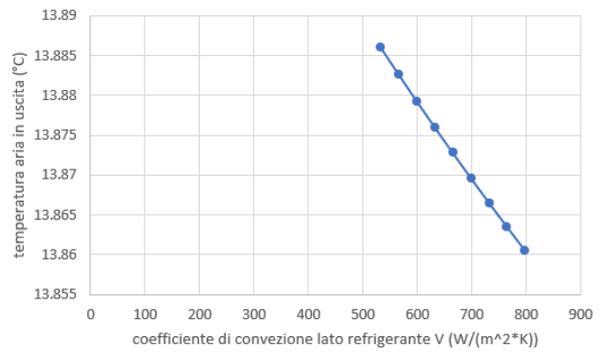
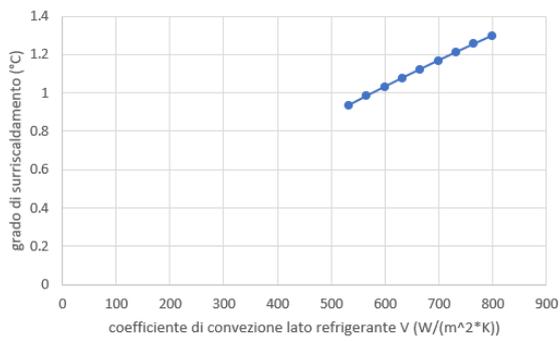


Configurazione 2000 rpm

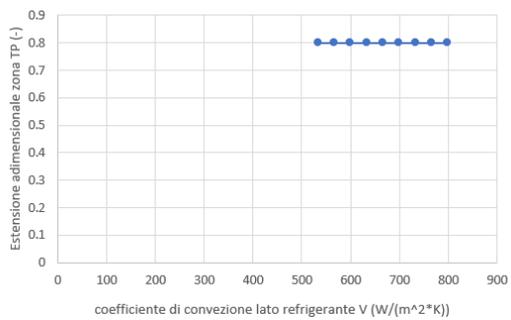
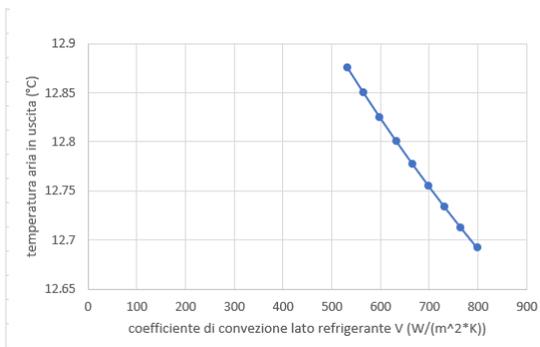
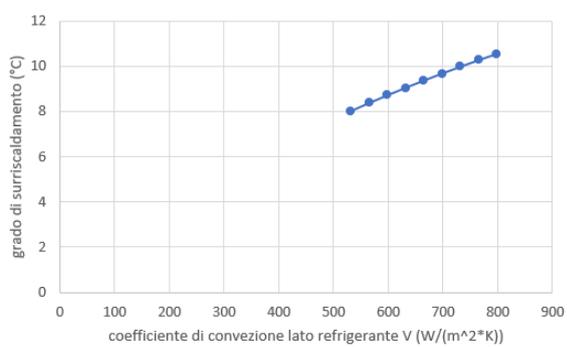


➤ Coefficiente variabile:  $h_p$  (lato refrigerante surriscaldato)

Configurazione 1500 rpm



Configurazione 2000 rpm



## 5.4 Conclusioni

I componenti modellati in questo elaborato potrebbero essere sfruttati in futuro, accoppiati ad opportuni modelli del compressore e la valvola di laminazione, per realizzare il modello dell'intero impianto frigorifero. Essi costituiscono elementi a sé stanti, di conseguenza versatili ed utili alla modellazione numerica (in regime stazionario) di qualsiasi applicazione che utilizzi questo genere di scambiatori.

## Bibliografia

- [1] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons.
- [2] G. Grazzini, A. Milazzo, *Tecnica del Freddo*, Società editrice Esculapio, 2017.
- [3] M. Gentilini, *Impianti meccanici*.
- [4] W. M. Kays, A. L. London, *Compact Heat Exchangers: third edition*, Krieger Publishing Company, 1998.
- [5] J. M. Belman-Flores, J. Navarro-Esbrì, D. Ginestar, V. Miliàn, *Steady-state model of a variable speed vapor compression system using R134a as a working fluid*, International Journal of Energy Research, 2010.
- [6] J. M. Jensen, H. Tummescheit, *Moving Boundary Models for Dynamic Simulations of Two-Phase Flows*, 2<sup>nd</sup> International Modelica Conference, 2002.