

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale e dell'Informazione

Corso di Laurea Magistrale in
Ingegneria Energetica



Analisi numerica delle prestazioni di miscela propano- anidride carbonica in macchine a compressione di vapore di piccola taglia

Relatore: Prof. Luca MOLINAROLI

Tesi di Laurea di:
Emanuele Taglieri
Matr.: 804875

Anno Accademico 2014 - 2015

Sommario

In questa tesi è stata sviluppata un'analisi delle prestazioni della miscela propano-CO₂ in una macchina a compressione di vapore di piccola taglia variando la composizione massica dei componenti della miscela. Per effettuare tale analisi è stato sviluppato un modello numerico MATLAB per il calcolo delle prestazioni in regime stazionario di uno scambiatore di calore coassiale dove il refrigerante viene raffreddato da acqua in flusso controcorrente. Sono individuate due configurazioni di scambiatori di calore coassiali: il condensatore utilizzato nei cicli subcritici e il gas cooler nei cicli transcritici. Quindi vengono mostrati gli algoritmi scelti per le due configurazioni di scambiatore di calore coassiale e i modelli di scambio termico impiegati per determinarne le prestazioni. In particolare per il condensatore vengono impiegati due modelli differenti per la determinazione del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico basati sulle rispettive mappe di flusso. All'interno del modello numerico le proprietà termofisiche delle miscele vengono ricavate tramite il software REFPROP 9.1. Inoltre con l'ausilio del software di dimensionamento Frascold[®] si scelgono i compressori adatti ai cicli inversi subcritici e transcritici e si individuano i rendimenti volumetrici e isoentropici in funzione del rapporto di compressione, in modo da calcolare le potenze elettriche assorbite. Infine vengono riportati come risultati delle simulazioni gli andamenti delle efficienze energetiche del ciclo inverso in funzione della composizione massica della miscela.

Parole chiave: Frigorifero, scambiatore di calore coassiale, condensatore, gas cooler, EER, Propano, CO₂, miscele zeotropiche refrigeranti, mappe di flusso, cicli inversi transcritici.

Abstract

In this thesis an energy performance analysis of propane- CO₂ mixture in a small size vapor-compression chiller is developed, varying the mass composition of the mixture. A MATLAB numerical model is developed to calculate the steady state performance of a coaxial heat exchanger (CHX) where the refrigerant is cooled with counter flow water. Two different layout of CHX is identified: condenser used in inverse subcritical cycles and gas cooler used in inverse transcritical cycles. Hence the algorithms and heat transfer models used for the two CHX layouts are displayed to define the performance. Two different models, each one based on a particular flow pattern map, are used in the condenser to calculate the heat transfer coefficient and the frictional pressure losses. Within the numerical model thermophysical properties of the different mixtures are obtained from the REFPROP 9.1 software. Moreover the suitable compressors for the subcritical and transcritical cycles are chosen from the Frascold[®] software and from it

are obtained also the volumetric and isentropic efficiencies as a function of compression ratio to calculate the electric power load. Finally the energy efficiency trends, as a function of mass composition of the mixture, are reported.

Key words: Chiller, Coaxial heat exchanger, double-pipe heat exchanger, gas cooler, EER, Propane, CO₂, zeotropic refrigerant mixtures, flow pattern maps, inverse transcritical cycles.

INDICE

Introduzione	1
Capitolo 1: Cicli inversi, fluidi refrigeranti e scambiatori di calore	3
1.1 Definizioni	3
1.2 Cicli inversi a compressione di vapore	5
1.2.1 Efficienza energetica del ciclo inverso	5
1.2.2 Cicli subcritici e cicli transcritici	6
1.3 Fluidi refrigeranti	7
1.3.1 Generalità sui fluidi refrigeranti	7
1.3.2 Proprietà delle miscele CO ₂ -propano	8
1.3.3 Studio delle miscele CO ₂ -propano in letteratura	10
1.4 Scambiatori di calore	12
1.4.1 Generalità sugli scambiatori di calore	12
1.4.2 Scambiatori di calore in flusso controcorrente	13
1.4.3 Profili di temperatura negli scambiatori di calore controcorrente	15
1.4.4 Profili di temperatura di un condensatore controcorrente	16
1.4.5 Scambiatori di calore in coassiali	17
1.4.6 Resistenze termiche degli scambiatori di calore coassiali	19
Capitolo 2: Scambio termico in scambiatori di calore coassiali	21
2.1 Equazioni di scambio termico monofase	21
2.1.1 Equazioni caratteristiche del flusso monofase di refrigerante nel tubo interno	21
2.1.2 Equazioni caratteristiche del flusso monofase di acqua nell'anulo	23
2.2 Equazioni di scambio termico bifase e mappe di flusso	25
2.2.1 Generalità sulle mappe di flusso e sui modelli caratteristici del flusso bifase di refrigerante all'interno di tubi orizzontali	25
2.2.2 Mappa di flusso e modello di J.R.Thome, J. El Hajal ed A. Cavallini per la determinazione del coefficiente di scambio termico convettivo in condensazione	27

2.2.3 Mappa di flusso e modello di J. M. Quibèn e J. R. Thome per la determinazione delle perdite di carico in condensazione.....	31
Capitolo 3: Implementazione del modello	35
3.1 Metodo ϵ -NTU	35
3.2 Modello monozona dello scambiatore di calore (valido per il gas cooler nei cicli transcritici)	37
3.2.1 Suddivisione del gas cooler in volumi di controllo	37
3.2.2 Metodo iterativo di risoluzione delle equazioni di conservazione dell'energia e della quantità di moto nel gas cooler.....	39
3.3 Modello a tre zone dello scambiatore di calore (condensatore per cicli subcritici)	44
3.3.1 Discretizzazione delle 3 zone del condensatore	44
3.3.2 Limiti e algoritmo di risoluzione della zona di desurriscaldamento	45
3.3.3 Condizioni di raccordo tra la zona di desurriscaldamento e la zona di condensazione	49
3.3.4 Limiti e algoritmo di risoluzione della zona di condensazione	49
3.3.5 Condizioni di raccordo tra la zona di condensazione e la zona di sottoraffreddamento	55
3.3.6 Limiti e algoritmo di risoluzione della zona di sottoraffreddamento	56
3.3.7 Algoritmo complessivo del modello a 3 zone	57
3.3.8 Esempio di applicazione del modello a 3 zone	59
Capitolo 4: Dimensionamento degli scambiatori e risultati	63
4.1 Analisi delle miscele CO ₂ -propano nei cicli transcritici.....	63
4.1.1 Scelta del compressore per il ciclo transcritico	63
4.1.2 Dimensionamento del gas cooler.....	66
4.2 Analisi delle miscele CO ₂ -propano nei cicli subcritici	67
4.2.1 Scelta del compressore per il ciclo subcritico	67
4.2.2 Dimensionamento del condensatore.....	69
4.3 Analisi delle miscele R290-R744 nel ciclo inverso	71
4.4 Risultati	74
Conclusioni.....	79

APPENDICE A	81
A.1 Equazioni del volume di controllo di transizione tra $x = 1$ ed $x = 0.97$	81
A.2 Equazioni del volume di controllo di transizione tra $x = 0,03$ ed $x = 0$	82
APPENDICE B	85
B.1 Determinazione dei volumi di discretizzazione del gas cooler	85
B.2 Determinazione dei volumi di discretizzazione del condensatore	87
APPENDICE C	89
C.1 Dati sulle simulazioni con miscele R290-R744	89
Bibliografia	91

INDICE DELLE FIGURE

1.1	Diagramma temperatura-concentrazione della miscela zeotropica CO ₂ -propano con pressione fissata a 2500 kPa al variare della frazione massica di CO ₂ in miscela.....	4
1.2	Schema d'impianto del ciclo inverso	5
1.3	Diagrammi T-s del ciclo inverso qualitativi (a) ciclo subcritico (b) ciclo transcritico	6
1.4	Diagrammi T-s del ciclo inverso qualitativi con miscele zeotropiche (a) ciclo subcritico (b) ciclo transcritico	7
1.5	Andamento della pressione critica al variare di xCO ₂ nelle miscele CO ₂ -propano	10
1.6	Andamento della temperatura critica al variare di xCO ₂ nelle miscele CO ₂ -propano	10
1.7	Volumi di controllo del fluido caldo e del fluido freddo sull'intero scambiatore di calore	13
1.8	Volumi di controllo infinitesimi del fluido caldo e del fluido freddo alla generica sezione z dello scambiatore di calore controcorrente.	13
1.9	Potenza termica scambiata nei volumi di controllo infinitesimi del fluido caldo e del fluido freddo all'interno scambiatore di calore	15
1.10	Profili di temperatura qualitativi del fluido caldo e freddo negli scambiatori di calore controcorrente: caso (a) $G_h * c_{p,h} > G_c * c_{p,c}$, caso (b) $G_c * c_{p,c} > G_h * c_{p,h}$	16
1.11	Profili di temperatura qualitativi del fluido caldo e freddo in un condensatore	17
1.12	Scambiatori di calore coassiali in coppia in vista laterale e in sezione normale	17
1.13	Scambiatore di calore coassiale vista in sezione normale al flusso.....	18
1.14	Parametri geometrici dello scambiatore di calore coassiale	19
1.15	Schema equivalente elettrico delle resistenze termiche nello scambiatore di calore	20
2.1	Distanze L_{hot} ed L_{cold} di un generico volume di controllo interno allo scambiatore di calore controcorrente	22
2.2	Esempio di mappa di flusso di Thome, El Hajal e Cavallini per refrigerante R134a, $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T=40^\circ\text{C}$ e $D_{int,int}=8 \text{ mm}$	27
2.3	Andamento del coefficiente di scambio termico in funzione del titolo di vapore e della mass velocity.....	30
2.4	Esempio di mappa di flusso di Quibèn e Thome per refrigerante R22, $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T=5^\circ\text{C}$, $D_{int,int}=13.84 \text{ mm}$ e $q=57.5 \text{ kW/m}^2$	31
2.5	Esempio di andamento delle perdite di carico per unità di lunghezza in funzione del titolo di vapore.....	33
3.1	Schema del volume di controllo dell'intero scambiatore di calore	35
3.2	Schema di discretizzazione dello scambiatore di calore in un numero di volumi di controllo $N_{sez} - 1$	37

3.3	Volumi di controllo del fluido caldo e del fluido freddo tra le sezioni i ed $i+1$	38
3.4	Discretizzazione dello scambiatore di calore in volumi di controllo nel modello monozona	39
3.5	Diagramma qualitativo $T-\dot{Q}$ di uno scambiatore di calore controcorrente che illustra l'evoluzione dei profili di temperatura monofase dei fluidi caldo e freddo in 6 cicli di iterazione successivi	42
3.6	Diagramma di flusso della risoluzione del sistema di equazioni di bilancio energetico per il gas cooler (ciclo transcritico)	43
3.7	Rappresentazione nel diagramma qualitativo $T-s$ delle 3 zone del condensatore di un ciclo subcritico di una miscela zeotropica propano- CO_2	44
3.8	Esempio di calcolo della lunghezza della zona di desurriscaldamento nelle iterazioni successive	47
3.9	Diagramma di flusso dell'algoritmo della zona di desurriscaldamento	48
3.10	Diagramma di flusso dell'algoritmo dei cicli interni della zona di condensazione	52
3.11	Diagramma di flusso dell'algoritmo complessivo della zona di condensazione	53
3.12	Esempio di determinazione della lunghezza della zona di condensazione nelle iterazioni successive	54
3.13	Diagramma di flusso dell'algoritmo della zona di sottoraffreddamento	57
3.14	Diagramma di flusso dell'algoritmo totale del modello di scambiatore di calore a tre zone	58
3.15	Esempio di profili di temperatura nel condensatore per miscela propano- CO_2 50%-50%	59
3.16(a)	Mappa di flusso per la determinazione del coefficiente di scambio termico α_{mix} di una miscela zeotropica CO_2 -propano 50%-50% con condensazione discretizzata in 40 volumi.....	60
3.16(b)	Variazione del coefficiente di scambio termico α_{mix} rispetto al titolo medio del volume elementare in miscela propano- CO_2 50%-50%	60
3.17(a)	Diagramma di flusso dell'algoritmo della zona di desurriscaldamento.....	61
3.17(b)	Mappa di flusso per la determinazione delle perdite di carico per unità di lunghezza di una miscela zeotropica CO_2 -propano 50%-50% con condensazione discretizzata in 40 volumi	61
4.1	Andamento dell'EER in funzione della $p_{ref,in,gas\ cooler}$ nel ciclo inverso transcritico con fluido refrigerante CO_2 puro	64
4.2	Envelope del compressore Frascold® modello Q5-4TK per cicli inversi transcritici a CO_2	64
4.3	Profili di temperatura nel gas cooler con CO_2 pura	67
4.4	Envelope del compressore Frascold® modello D3-13.1.AXH per cicli inversi subcritici con propano	68
4.5	Profili di temperatura nel condensatore con propano puro	71
4.6	Andamento dell'EER in funzione della frazione massica di propano in miscela	74

4.7	Andamento del COP in funzione della frazione massica di propano in miscela	74
4.8	Andamento di W_{comp} e di Q_{cond} ($Q_{gas\ cooler}$) in funzione della frazione massica di propano in miscela.....	75
4.9	Andamento del rapporto di compressione β in funzione della frazione massica di propano in miscela	76
4.10	Andamento delle perdite di carico al condensatore (cicli subcritici) in funzione della frazione massica di propano in miscela.....	76
4.11	Andamento della caduta di pressione nella condensazione (cicli subcritici) e della corrispondente caduta di temperatura di saturazione in funzione della percentuale massica di propano in miscela.	77
B1.1	Andamento della potenza termica scambiata al gas cooler in funzione del numero di discretizzazioni.....	85
B1.2	Andamento delle perdite di carico totale al gas cooler in funzione del numero di discretizzazioni.....	85
B2.1	Andamento della potenza termica scambiata nel condensatore in funzione del numero di discretizzazioni.....	87
B2.2	Andamento delle perdite di carico totali nel condensatore in funzione del numero di discretizzazioni.....	87

INDICE DELLE TABELLE

1.1	Proprietà termofisiche dei refrigeranti tratte da Refprop 9.1 (ODP e GWP sono tratte da Intergovernmental Panel on Climate Change)	9
2.1	Limiti di validità del modello termodinamico di J.R.Thome, J. El Hajal ed A. Cavallini	29
3.1	Condizioni iniziali del refrigerante e dell'acqua imposte nel gas cooler controcorrente.....	39
3.2	Incognite nell'algorithm di risoluzione iterativa delle equazioni di bilancio energetico nei volumi	40
3.3	Proprietà termofisiche estratte da REFPROP per ogni volume di controllo dello scambiatore di calore.....	41
3.4	Inizializzazione delle proprietà nei volumi di controllo del refrigerante e dell'acqua	41
3.5	Caratteristiche del condensatore utilizzato con miscela propano-CO ₂	59
4.1	Parametri di scelta del compressore Frascold [®] per cicli transcritici con CO ₂	63
4.2	Potenze e rendimenti del ciclo transcritico con CO ₂ pura con compressore Frascold [®] Q5-4TK	65
4.3	Parametri di ingresso al modello del gas cooler per ciclo transcritico con CO ₂ pura.....	65
4.4	Rendimento volumetrico e isoentropico del compressore Q5-4TK.....	65
4.5	Parametri geometrici del gas cooler per i cicli transcritici	66
4.6	Parametri di scelta del compressore Frascold [®] per cicli subcritici con propano	68
4.7	Potenze e rendimenti del ciclo subcritico con propano puro con compressore Frascold [®] D3-13.1.AXH	69
4.8	Parametri di ingresso al modello del condensatore per ciclo subcritico con propano puro.....	69
4.9	Rendimento volumetrico e isoentropico del compressore D3-13.1.AXH	69
4.10	Variazione della lunghezza del numero di tubi in parallelo nel condensatore ...	70
4.11	Parametri geometrici del gas cooler per i cicli transcritici	70
4.12	Parametri geometrici degli scambiatori di calore impiegati nelle simulazioni ..	71
4.13	Caratteristiche dei punti del ciclo termodinamico inverso	71
4.14	Proprietà termodinamiche del punto 1 del ciclo inverso	72
4.15	Proprietà termodinamiche del punto 2 del ciclo inverso	73
B1.1	Variazione dell'errore percentuale di \dot{Q}_h e $\Delta p_{ref,tot}$ all'aumentare dei volumi di discretizzazione del gas cooler	86
B2.1	Variazione dell'errore percentuale di \dot{Q}_h e $\Delta p_{ref,tot}$ all'aumentare dei volumi di discretizzazione del condensatore	88
C1.1	Modello di compressore Frascold [®] e frequenza di rotazione del motore per le diverse miscele	89
C1.2	Rendimento volumetrico e isoentropico del compressore A1.5-8AXH	89

C1.3	Tabella riassuntiva delle proprietà termodinamiche, delle potenze termiche scambiate e delle perdite di carico per gli scambiatori di calore.....	90
------	---	----

Introduzione

La ricerca nel settore dei fluidi refrigeranti utilizzati nelle applicazioni di condizionamento ambientale e refrigerazione negli ultimi anni è stata indirizzata verso il superamento delle problematiche ambientali costituite dalla riduzione dello strato di ozono atmosferico e dal riscaldamento globale.

Il Protocollo di Montreal siglato nel 1987 ha introdotto il divieto di impiego dei refrigeranti CFC (clorofluorocarburi) e HCFC (idroclorefluorocarburi) ritenuti responsabili dell'assottigliamento dello strato di ozono atmosferico, mentre il Protocollo di Kyoto redatto nel 1997 ha portato all'attenzione il problema della regolamentazione delle emissioni di gas serra in ambiente e conseguentemente dell'impatto negativo sul riscaldamento globale dei refrigeranti HFC (idrofluorocarburi), individuati per sostituire CFC e HCFC.

Per questo motivo è tornato l'interesse verso l'adozione dei refrigeranti naturali individuati come possibile alternativa per venire incontro a questi problemi ambientali. Tra i refrigeranti naturali sono state analizzate anche le prestazioni energetiche ottenute dall'impiego della CO₂ (R744) e delle miscele tra R744 ed idrocarburi tra i quali il propano (R290).

In questa tesi è stato effettuato un confronto tra le prestazioni energetiche di un ciclo frigorifero, ottenute attraverso miscele R290-R744 di diversa composizione massica, prendendo come applicazione di riferimento un chiller per la refrigerazione commerciale.

Per realizzare questo confronto sono stati implementati, utilizzando linguaggio MATLAB, due modelli numerici per determinare le prestazioni in regime stazionario di uno scambiatore di calore coassiale, raffreddato ad acqua in flusso controcorrente, che funziona rispettivamente da condensatore o da gas cooler.

Inoltre si è fatto uso del software fornito dall'azienda Frascold[®] per effettuare la scelta del compressore adeguato, determinandone le prestazioni.

All'interno dei modelli numerici in MATLAB per il condensatore e per il gas cooler si fa uso del software REFPROP 9.1 [1] per ricavare, fissato lo stato delle miscele analizzate, le proprietà termofisiche necessarie alla determinazione delle prestazioni degli scambiatori di calore coassiali.

La trattazione viene esposta nei seguenti capitoli:

- *Capitolo 1:* vengono fornite le definizioni dei parametri di efficienza del ciclo inverso e sono esposte le equazioni e i profili di temperatura caratteristici degli scambiatori di calore controcorrente. Viene descritto il modello di scambiatore di calore coassiale analizzato in questa tesi.

Si espongono le proprietà dei refrigeranti R290 e R744 e le caratteristiche delle miscele zeotropiche R290-R744. Infine si illustrano le caratteristiche degli scambiatori di calore coassiali.

- *Capitolo 2:* Si presentano i modelli di scambio termico monofase e bifase, caratteristici degli scambiatori di calore coassiali, utilizzati all'interno degli algoritmi Matlab che simulano il funzionamento del condensatore e del gas cooler per le miscele analizzate.

- *Capitolo 3:* viene presentata la struttura dell'algoritmo dei modelli MATLAB implementati per la determinazione della potenza termica scambiata, delle perdite di carico e dei profili di temperatura nel condensatore (ciclo inverso subcritico) e nel gas cooler (ciclo inverso transcritico).

- *Capitolo 4:* si effettua con il modello MATLAB esposto nel capitolo precedente il dimensionamento del condensatore nell'applicazione con R290 puro e del gas cooler nell'applicazione con R744 pura.
Il dimensionamento è effettuato con l'ausilio del software dell'azienda Frascold[®] con il quale si effettua la scelta dei compressori e si ricavano le curve di rendimento volumetrico ed isoentropico dei compressori scelti.
Si effettuano le simulazioni, variando le composizioni massiche delle miscele R290-R744, con il condensatore o con il gas cooler precedentemente dimensionati che vengono utilizzati rispettivamente nei cicli subcritici e transcritici.
Infine si ricavano le efficienze energetiche del ciclo frigorifero per le diverse miscele R290-R744 analizzate.

- *Conclusioni:* Si commentano i risultati ottenuti con le miscele R290-R744 analizzate e si propongono possibili sviluppi futuri sul lavoro svolto.

Capitolo 1

CICLI INVERSI, FLUIDI REFRIGERANTI E SCAMBIATORI DI CALORE

1.1 Definizioni

Le definizioni seguenti sono estratte da [2].

Refrigerazione: è definito come il processo di estrazione e di trasferimento di calore da una sorgente termica o da un mezzo refrigerante, a temperatura inferiore rispetto all'ambiente circostante, ad una sorgente termica a temperatura più elevata.

La refrigerazione mantiene la temperatura della sorgente termica fredda al di sotto della temperatura dell'ambiente circostante trasferendo la potenza termica estratta assieme all'input energetico richiesto dal processo ad una sorgente calda mediante un dissipatore di calore.

Sistema di refrigerazione: è un insieme di componenti ed apparecchiature connessi in ordine sequenziale per produrre l'effetto di refrigerazione.

Refrigeratore a compressione di vapore: in questo tipo di impianto il fluido refrigerante, dopo aver prodotto l'effetto utile di refrigerazione, viene messo in moto da un compressore che lo comprime ad un livello superiore di temperatura e pressione. Successivamente il refrigerante compresso cede potenza termica al dissipatore di calore condensando fino a raggiungere lo stato liquido.

Il refrigerante liquido viene infine laminato fino ad un livello inferiore di temperatura e pressione necessario a produrre l'effetto refrigerante tramite l'evaporazione successiva.

Refrigerante: è il fluido di lavoro primario utilizzato per assorbire e trasferire la potenza termica in un sistema di refrigerazione. Il refrigerante assorbe potenza termica ad un livello basso di temperatura e pressione e rilascia potenza termica ad un livello elevato di temperatura e pressione. La maggior parte dei refrigeranti va incontro al cambiamento di fase durante l'assorbimento di calore (evaporazione) e la dissipazione di calore (condensazione).

Un refrigerante può essere costituito sia da un unico composto chimico (si dice monocomponente o fluido puro), sia da una miscela di più composti chimici.

Le miscele sono classificate in base al comportamento assunto durante la transizione di fase.

Miscela azeotropiche: Sono miscele multicomponenti che evaporano e condensano come se fossero un fluido puro, ossia non cambiano la loro composizione volumetrica o la temperatura di saturazione quando condensano o evaporano a pressione costante. I singoli componenti di una miscela azeotropica non possono essere separati mediante un processo di distillazione. Le miscele azeotropiche hanno proprietà diverse rispetto ai singoli componenti e possono essere trattate come un fluido refrigerante puro.

Miscela zeotropiche: Sono miscele multicomponenti nelle quali si verifica un cambiamento della composizione volumetrica e della temperatura di saturazione durante la transizione di fase a pressione costante.

In particolare queste miscele subiscono una diminuzione della temperatura di saturazione nella condensazione a pressione costante e un aumento della temperatura di saturazione nell'evaporazione a pressione costante.

Glide: è definito come la differenza tra la temperatura di rugiada (condizione di vapor saturo) e la temperatura di bolla (condizione di vapor saturo) nel diagramma temperatura-concentrazione a pressione costante. Nella Fig.1.1 si può notare come il glide aumenti dagli estremi rappresentati dalle condizioni di propano puro e CO₂ puro. Come è possibile notare dal diagramma il glide causa un aumento di temperatura nel processo di condensazione e una diminuzione di temperatura nel processo di evaporazione.

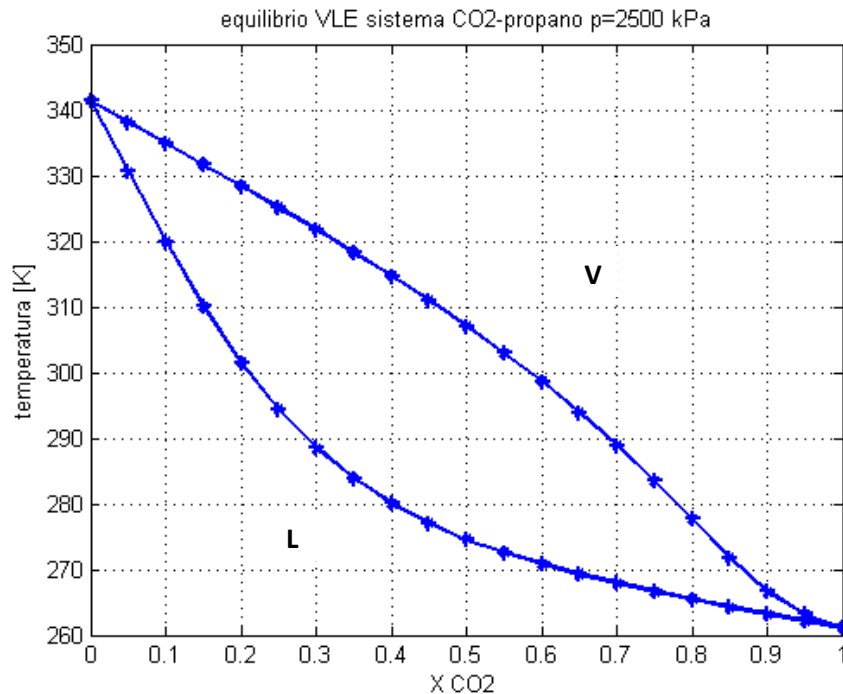


Figura 1.1: Diagramma temperatura-concentrazione della miscela zeotropica CO2-propano con pressione fissata a 2500 kPa al variare della frazione massica di CO2 in miscela

1.2 Cicli inversi a compressione di vapore

1.2.1 Efficienza energetica del ciclo inverso

In Fig.1.2 è riportato lo schema d'impianto di un generico ciclo inverso a compressione di vapore. In questa tesi viene sviluppato un modello numerico per simulare il funzionamento dello scambiatore di calore dove viene realizzata la cessione della potenza termica al fluido termovettore acqua. Questo scambiatore è un condensatore nel caso di ciclo subcritico, mentre è un gas cooler nel caso di ciclo transcritico.

\dot{Q}_h : potenza termica ceduta dal refrigerante all'acqua nel condensatore (gas cooler)

\dot{Q}_c : potenza termica assorbita dal refrigerante all'evaporatore

\dot{W} : potenza elettrica assorbita dal compressore

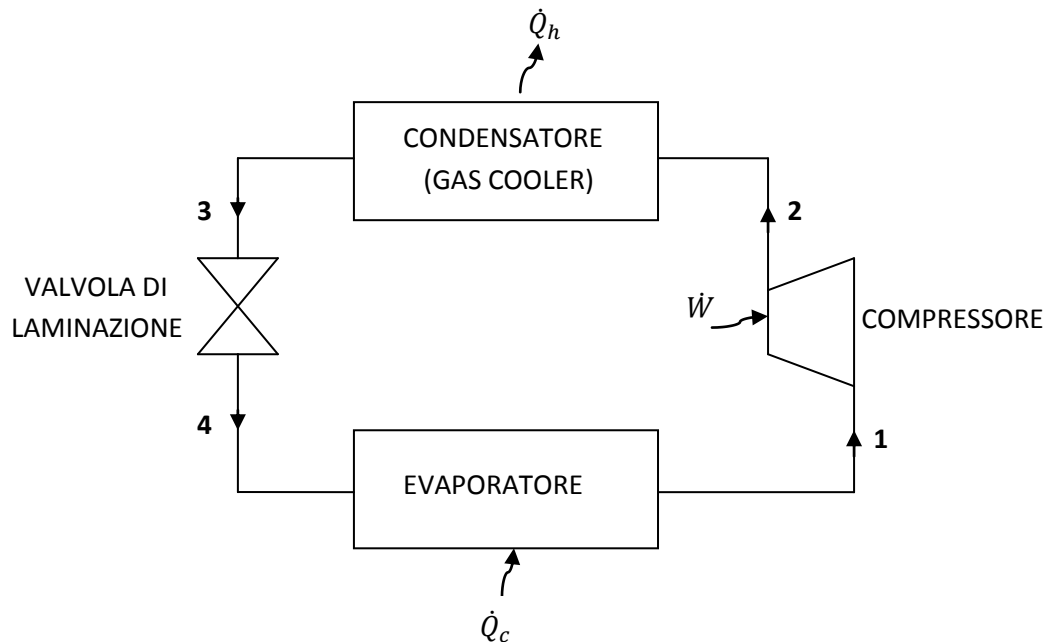


Figura 1.2 Schema d'impianto del ciclo inverso

Si definiscono i seguenti parametri che caratterizzano l'efficienza energetica del ciclo inverso a seconda dell'applicazione:

- EER (Energy Efficiency Ratio) è l'efficienza energetica del ciclo frigorifero dove l'effetto utile è la potenza frigorifera estratta dalla sorgente fredda

$$EER = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

- COP (Coefficient Of Performance) è l'efficienza energetica del ciclo pompa di calore dove l'effetto utile è la potenza ceduta alla sorgente calda

$$COP = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{W}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

1.2.2 Cicli subcritici e cicli transcritici

Nelle Fig.1.3a e Fig.1.3b sono rappresentate le trasformazioni qualitative dei cicli subcritico e transcritico nel diagramma temperatura-entropia (T-s) per un fluido refrigerante monocomponente.

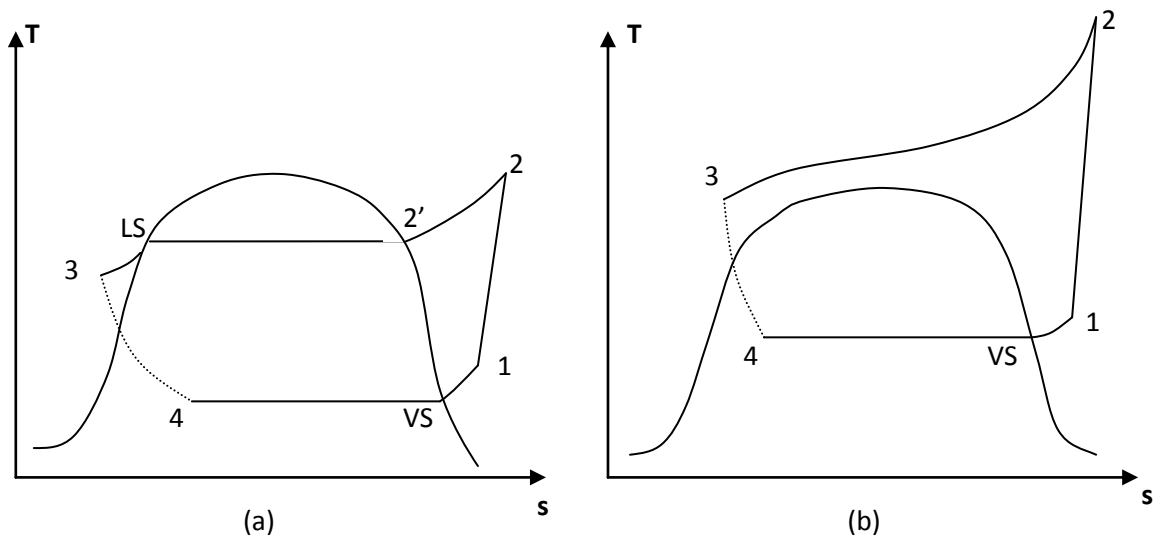


Figura 1.3: Diagrammi T-s del ciclo inverso qualitativi (a) ciclo subcritico (b) ciclo transcritico

Per entrambe le tipologie di ciclo inverso dopo l'evaporazione ha luogo il surriscaldamento, ossia il passaggio dallo stato di vapor saturo (VS) allo stato di vapore surriscaldato in corrispondenza del punto di aspirazione del compressore (1).

Per il ciclo subcritico dopo la condensazione ha luogo il sottoraffreddamento, ossia il passaggio dallo stato di liquido saturo (LS) allo stato di liquido sottoraffreddato in corrispondenza del quale comincia la laminazione (3).

Le trasformazioni di evaporazione (4-VS) e condensazione (2'-LS) non sono perfettamente orizzontali, ma avvengono con una leggera pendenza a causa delle perdite di carico che causano una caduta di temperatura di saturazione.

Per i fluidi con bassa temperatura critica come la CO_2 ($T_{critica} = 31,06^\circ\text{C}$) la trasformazione nella quale avviene la cessione di potenza termica da parte del refrigerante non è più attuata mediante la condensazione, ma ha luogo in regione transcritica.

Nelle Fig.1.4(a) e Fig.1.3(b) è possibile notare come varia l'andamento del ciclo inverso impiegando come fluido refrigerante una miscela zeotropica.

Il fenomeno del glide fa in modo che ci sia una diminuzione della temperatura in fase di condensazione (2'-LS), mentre in fase di evaporazione (4-VS) si riscontra un aumento della temperatura.

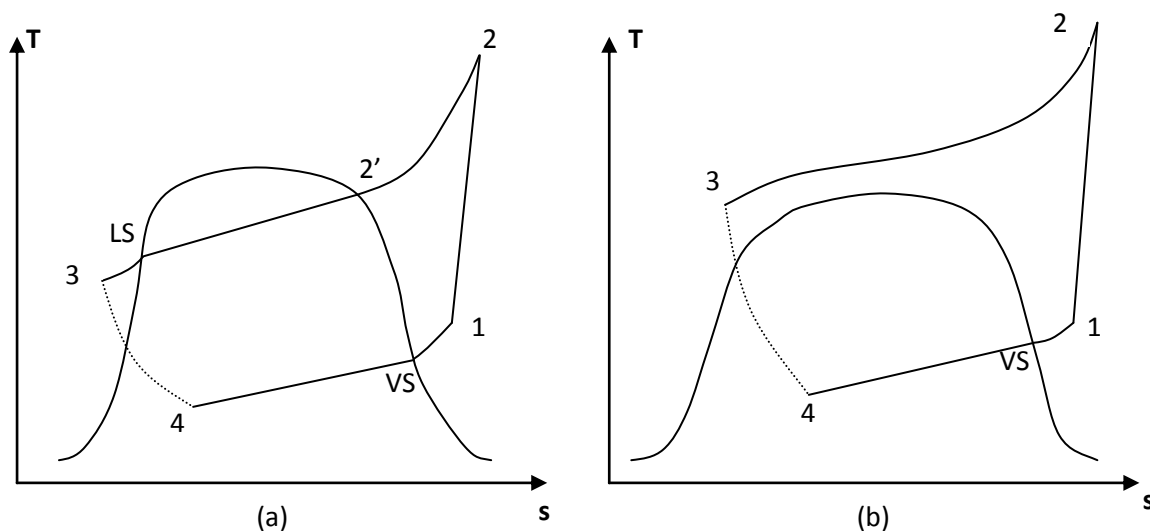


Figura 1.4: Diagrammi T-s del ciclo inverso qualitativi con miscele zeotropiche (a) ciclo subcritico (b) ciclo transcritico

1.3 Fluidi refrigeranti

1.3.1 Generalità sui fluidi refrigeranti

Il Protocollo di Montreal firmato nel 1987 ed entrato in vigore nel 1989 ha imposto l'abolizione dei refrigeranti di seconda generazione ovvero i CFC (clorofluorocarburi) e gli HCFC (idroclorefluorocarburi) che sono ritenuti dannosi per l'ambiente in quanto responsabili dell'assottigliamento dello strato di ozono. Questi refrigeranti sono stati comunemente utilizzati nel campo della refrigerazione, del condizionamento e delle pompe di calore.

Da quando è stato ratificato il protocollo di Montreal è stato consentito l'impiego solamente di fluidi refrigeranti con potenziale di riduzione dell'ozono nullo (parametro ODP =0) e conseguentemente la ricerca negli anni seguenti è stata indirizzata verso l'individuazione di refrigeranti di terza generazione gli HFC (idrofluorocarburi) [1].

Allo stato attuale è emersa un'ulteriore necessità di superare il problema del riscaldamento globale a tal fine oltre ai refrigeranti HFC sono stati presi in considerazione i refrigeranti naturali per sostituire i CFC e gli HCFC.

Il protocollo di Kyoto siglato nel 1997 con l'obiettivo di contenere l'emissione di gas che provocano l'effetto serra ha spinto la ricerca del settore della refrigerazione verso l'adozione di refrigeranti di quarta generazione caratterizzati dal minimo impatto sul riscaldamento globale.

A tal fine è stato definito il parametro potenziale di riscaldamento globale (GWP) che calcola l'impatto di ciascun refrigerante considerando come metro di paragone la CO_2 per la quale viene fissato $GWP=1$.

Il GWP dei gas HFC è elevato, infatti si stima che in genere il rilascio in atmosfera di un chilogrammo di gas HFC contribuisca al riscaldamento globale dalle 1000 alle 3000 volte in più del rilascio di un chilogrammo di CO₂.

A tal proposito il Parlamento Europeo con una direttiva in vigore dal 2011, rivolta al settore del condizionamento per automobili, ha vietato l'impiego dei refrigeranti con GWP superiore a 150 a partire dal 2017, rendendo necessaria la sostituzione dei sistemi di climatizzazione ad R134a [3].

Queste limitazioni hanno portato a riconsiderare recentemente la possibilità di adottare, tra le varie soluzioni alternative, refrigeranti naturali come la CO₂.

A tal proposito in questa tesi si prende in considerazione l'impiego come refrigerante delle miscele zeotropiche tra l'idrocarburo propano (R290) e la CO₂ (R744).

1.3.2 Proprietà delle miscele CO₂-propano

Entrambi i componenti propano e CO₂ presentano ottime proprietà termofisiche nell'impiego come fluidi refrigeranti rispetto ai fluidi utilizzati convenzionalmente.

Dato che le densità del liquido saturo del propano e della CO₂ sono più piccole rispetto a quelle dei refrigeranti convenzionali, come si può notare in Tabella 1.1, si può ottenere lo stesso effetto utile in termini di potenza frigorifera caricando una quantità minore di refrigerante.

Inoltre il calore latente di evaporazione elevato consente di impiegare portate massiche di refrigerante ridotte e conseguentemente di ridurre le perdite di carico negli scambiatori di calore.

Infine le elevate conduttività termiche del vapor saturo, le viscosità dinamiche più basse, gli elevati rapporti tra i calori specifici, e le tensioni superficiali più basse hanno un effetto positivo sullo scambio termico di propano e CO₂ rispetto agli altri refrigeranti.

Il basso GWP che caratterizza entrambi i componenti rende le analisi delle efficienze delle miscele propano-CO₂ di interesse come soluzione alternativa a basso impatto ambientale.

Il principale difetto che limita l'impiego degli idrocarburi come il propano sugli impianti di refrigerazione è l'elevato livello di infiammabilità.

La CO₂ rispetto al propano ha il vantaggio di non essere né tossica né infiammabile e presenta una capacità volumetrica di raffreddamento più elevata ($VCC = \rho_{VS} * \Delta h_{LV}$), nonostante il calore latente di evaporazione Δh_{LV} sia più basso, poiché la densità del vapor saturo ρ_{VS} è molto maggiore.

Da queste ultime caratteristiche ci si aspetta che aggiungendo il propano alla CO₂ nella miscela si ottenga un aumento dell'efficienza del ciclo inverso a fronte di una diminuzione della potenza frigorifera utile[4].

Gli impianti di refrigerazione che utilizzano la CO₂ hanno lo svantaggio di lavorare su pressioni operative molto elevate.

Quindi aggiungendo propano alla CO₂ si può ottenere l'effetto utile di abbassare le pressioni operative di impianto rispetto all'impiego di CO₂ pura e dall'altro lato l'aggiunta di CO₂ al propano puro può ridurre il livello di infiammabilità del refrigerante.

Tabella 1.1: Proprietà termofisiche dei refrigeranti tratte da Refprop 9.1 (ODP e GWP sono tratte da Intergovernmental Panel on Climate Change)

Refrigerante	R22	R407C	R410A	Propano (R290)	CO ₂ (R744)
Massa molare (kg/kmol)	86,47	86,20	72,59	44,1	44,01
Temperatura critica (°C)	96,14	86,05	70,17	96,7	31,06
Pressione critica [kPa]	4990	4629,3	4901,9	4251,2	7377,3
Densità del liquido saturo a 0°C (kg/m ³)	1281,5	1236,2	1170	528,59	927,43
Densità del vapor saturo a 0°C (kg/m ³)	21,23	19,70	30,48	10,36	97,32
Calore latente di evaporazione a 0°C (kJ/kg)	205,0	208,8	220,9	374,5	231,6
C _v del liquido saturo a 0°C (kJ/(kg K))	0,6711	0,8673	0,8603	1,580	0,9416
Conduttività termica del liquido saturo a 0°C (W/(m K))	0,09484	0,1009	0,1140	0,09294	0,1107
Conduttività termica del vapor saturo a 0°C (W/(m K))	0,00942	0,01125	0,01173	0,01911	0,01993
Viscosità dinamica del liquido saturo a 25°C (x10 ⁻⁶ kg/(m s))	165,8	152,8	120,9	97,23	56,12
Viscosità dinamica del vapor saturo a 25°C (x10 ⁻⁶ kg/(m s))	12,68	12,69	13,92	8,737	18,9
Tensione superficiale a 0°C (N/m)	0,01170	0,01068	0,00867	0,00698	0,00455
C _p /C _v del vapor saturo a 0°C	1,291	1,240	1,365	1,277	2,111
Potenziale di riduzione dell'ozono (ODP)	0,05	0	0	0	0
Potenziale di riscaldamento globale (GWP)	1700	1653	1975	3	1

Nelle Fig.1.5 e 1.6 è possibile osservare rispettivamente l'andamento delle pressioni critiche e temperature critiche delle miscele CO₂-propano.

Le pressioni critiche aumentano all'aumentare della frazione massica di CO₂ in miscela dall'estremo $p_{cr} = 4251,2 \text{ kPa}$ del propano puro a $p_{cr} = 7377,3 \text{ kPa}$ della CO₂ pura. Conseguentemente nei cicli subcritici fissando nel condensatore il ΔT tra la temperatura d'ingresso nell'acqua $T_{w,in}$ e la T_{LS} del refrigerante si osserva un aumento della pressione di condensazione corrispondente all'aumentare della frazione massica di CO₂.

Le temperature critiche diminuiscono all'aumentare della frazione massica di CO₂ in miscela dall'estremo $T_{cr} = 96,7 \text{ °C}$ del propano puro a $T_{cr} = 31,06 \text{ °C}$ della CO₂ pura.

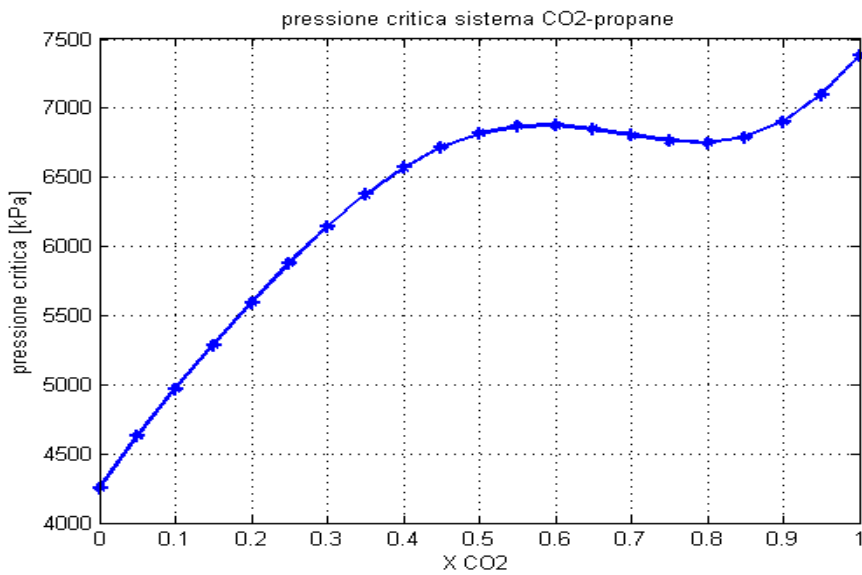


Figura 1.5: Andamento della pressione critica al variare di x_{CO_2} nelle miscele CO_2 -propano

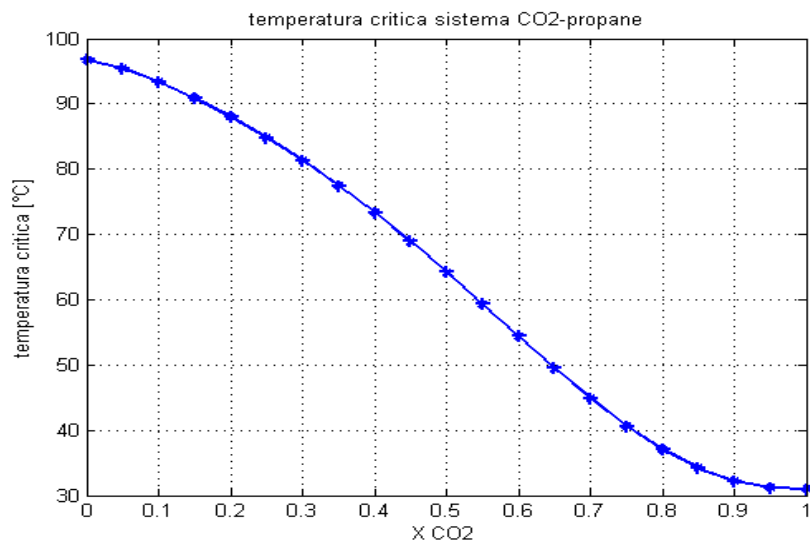


Figura 1.6: Andamento della temperatura critica al variare di x_{CO_2} nelle miscele CO_2 -propano

1.3.3 Studio delle miscele CO_2 -propano in letteratura

Nell'analisi sperimentale effettuata nello studio[5] su miscele R290-R744 con percentuali di R744 pari a 60%, 75%, 85% e 100% si nota come all'aumentare della percentuale di R744 in miscela si ottenga all'uscita del compressore un aumento della temperatura di mandata della miscela dovuto ad un incremento del rapporto tra i calori specifici a pressione costante e a volume costante per la CO_2 rispetto al propano.

Inoltre all'aumentare della frazione massica di CO_2 si ottiene a fronte di un rapporto di compressione abbastanza simile un aumento della pressione di mandata del compressore

compatibilmente con l'aumento della pressione critica che si verifica passando dai 4257 kPa dell'R290 puro ai 7390 kPa della CO₂ pura.

Nello studio si nota inoltre che all'aumentare dei R290 in miscela rispetto alla condizione di R744 pura, mentre la potenza frigorifera decresce come ci si aspetta (a causa dalla diminuzione della VCC all'aumentare di R290) i parametri di efficienza EER e COP non aumentano come ci si aspetterebbe bensì decrescono. Questo andamento viene imputato al fatto che per le miscele con concentrazioni vicine al 50%-50% ho i rapporti di compressione più elevati e conseguentemente le minori efficienze del compressore, inoltre presumibilmente ho un peggiore accoppiamento tra i profili di temperatura negli scambiatori dato che ho i maggiori glide di temperatura negli scambiatori di calore (da verificare).

Uno degli effetti positivi che può essere ricercato tramite l'utilizzo di miscele zeotropiche è il miglioramento dell'efficienza del ciclo inverso.

Esso si verifica grazie al glide di temperatura delle miscele zeotropiche che permette un migliore accoppiamento tra i profili di temperatura del refrigerante e del fluido secondario nello scambiatore di calore. Tuttavia gli effetti positivi sull'efficienza del ciclo si verificano solo nelle applicazioni in cui refrigerante e fluido secondario hanno una variazione di temperatura totale simile.

Nell'analisi sperimentale [6] si fa luce sul problema della determinazione dell'effettiva frazione massica del componente CO₂ in miscela. Si individua tale problema nella fase di carica della miscela di refrigeranti nella quale una frazione del componente CO₂ sotto forma di vapore, essendo più volatile, rimane intrappolata nella zona bifase dell'evaporatore determinando una concentrazione effettiva di CO₂ in miscela leggermente più elevata di quella della miscela caricata che arriva al massimo ad una sovraccarica del 3% di CO₂ in più per la miscela CO₂-propano 85%-15% .

Il risultato è un incremento della potenza frigorifera e della potenza assorbita dal compressore della macchina con un conseguente aumento del COP per percentuali medio basse di CO₂ e diminuzione di COP per percentuali più elevate. L'effetto complessivo sulla variazione del COP è poco significativo.

Nell'analisi sperimentale [7] vengono confrontate le prestazioni tra l'R13 e la miscela R290-R744 in frazione massica 71%-29% in un ciclo di refrigerazione in cascata per verificare la sostituibilità dell'R13. Si ottengono prestazioni più efficienti per la miscela R290-R744 per temperature di evaporazione superiori ai 201 K. In particolare si verifica un aumento sia della potenza frigorifera sia del COP ed operativamente si riscontra un aumento del rapporto di compressione, della temperatura di mandata al compressore e una diminuzione della portata massica circolante a causa della minor densità del vapore della miscela rispetto al vapore di R13.

Nello studio [8] viene svolta un'analisi termodinamica sulla possibilità di utilizzare miscele R290-R744 in cicli a cascata a bassa temperatura operanti al di sotto del punto triplo della CO₂ (T=216.59 K). Si analizzano miscele con percentuali massiche di R744 inferiori al 50% per evitare gli impedimenti dovuti alla solidificazione della CO₂ e si osserva che la miscelazione con R744 fa scendere le prestazioni rispetto all'utilizzo di

R290 puro con una diminuzione del COP del 14% (valore massimo tra le miscele analizzate), mentre per l'etilene la diminuzione è del 2%.

Nonostante ciò l'interesse verso tali miscele rimane invariato grazie alla potenzialità di ridurre GWP e ridurre l'infiammabilità rispetto all'utilizzo di R290 puro.

Nello studio [9] si analizzano i cicli transcritici con miscele R290-R744 e si propone una correlazione per determinare la pressione ottima di scarico del refrigerante al gas cooler.

Nello studio si trova che la pressione ottimale d'ingresso del refrigerante al gas cooler diminuisce all'aumentare della frazione massica di R290 in miscela. Questa diminuzione continua fino ad arrivare alla miscela R290-R744 74%-26% dove il COP a partire dalla minima pressione possibile del gas cooler decresce aumentando la pressione di scarico con un comportamento analogo ai cicli subcritici.

Inoltre si nota come all'aumentare del R290 in miscela aumenta il glide nell'evaporatore e ciò comporta che, fissata la temperatura del refrigerante all'uscita dell'evaporatore, la pressione di evaporazione deve calare. Come conseguenza all'aumentare di R290, a fronte di una diminuzione della potenza frigorifera, la potenza elettrica assorbita dal compressore perché aumenta il rapporto di compressione. Quindi il COP diminuisce all'aumentare di R290 rispetto all'R744 puro.

Nello studio infine si stabilisce che la pressione ottima del gas cooler è influenzata molto marginalmente dal grado di surriscaldamento all'evaporatore e dalla performance del compressore, mentre dipende fortemente dalle frazioni massiche di R290 ed R744 presenti in miscela.

1.4 Scambiatori di calore

1.4.1 Generalità sugli scambiatori di calore

La trattazione seguente è sviluppata sotto le seguenti ipotesi semplificative:

- 1) Regime stazionario
- 2) Termini di en. cinetica e potenziale trascurabili nel bilancio di potenze
- 3) Scambio termico conduttivo trascurabile nella direzione d'avanzamento del moto
- 4) Proprietà termofisiche costanti (ρ, μ, k, C_p)
- 5) Coeff. globale di scambio termico (U) costante

Considerando come volume di controllo lo scambiatore di calore nel suo complesso come raffigurato in Fig.1.7 otteniamo il seguente bilancio energetico:

$$G_h * c_{P,h} * T_{h,in} + G_c * c_{P,c} * T_{c,in} = G_h * c_{P,h} * T_{h,out} + G_c * c_{P,c} * T_{c,out} \quad (1.1)$$

Considerando come volumi di controllo separati le sezioni in cui scorrono fluido freddo (C) e caldo(H):

$$\dot{Q} = G_h * c_{p,h} * (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (1.2)$$

$$\dot{Q} = G_c * c_{p,c} * (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (1.3)$$

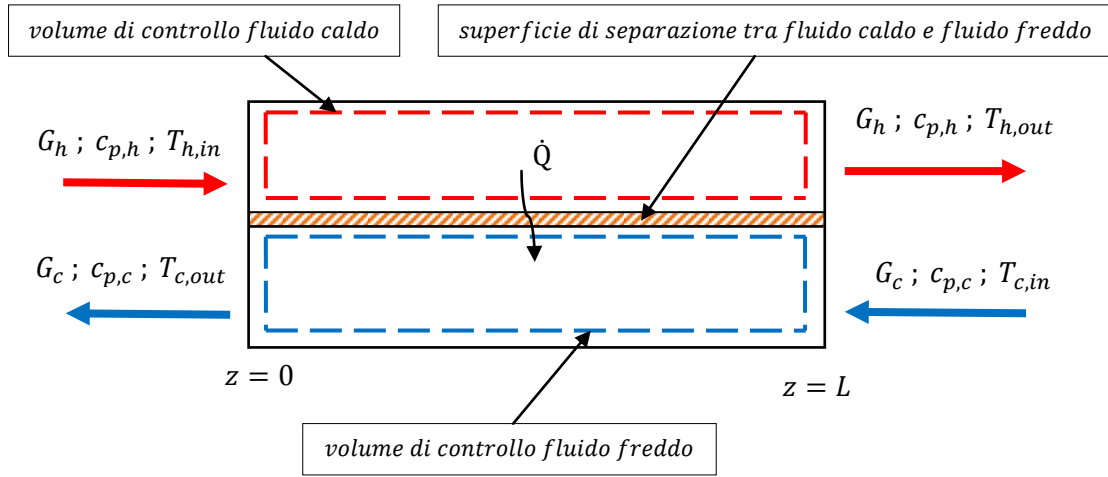


Figura 1.7: Volumi di controllo del fluido caldo e del fluido freddo sull'intero scambiatore di calore

Dai bilanci energetici globali per uno scambiatore di calore generico di lunghezza L si può passare ai bilanci energetici differenziali per un volume di controllo infinitesimo.

1.4.2 Scambiatori di calore in flusso controcorrente

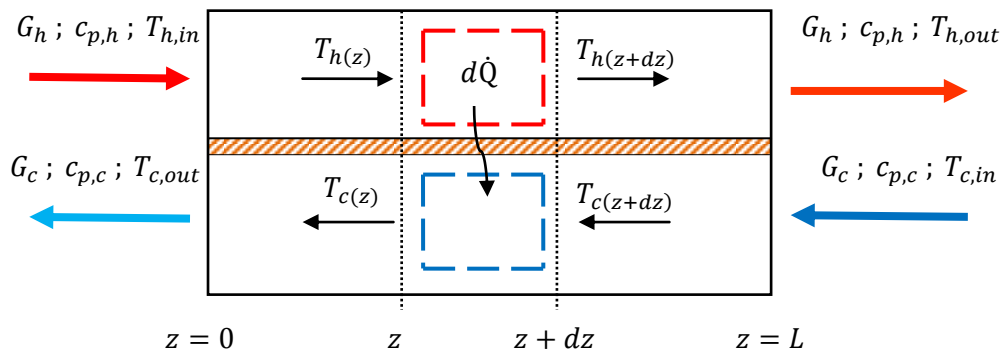


Figura 1.8: Volumi di controllo infinitesimi del fluido caldo e del fluido freddo alla generica sezione z dello scambiatore di calore controcorrente.

Come illustrato in Fig.1.8 nello scambiatore di calore controcorrente di lunghezza totale L, in prossimità di una generica coordinata z, si possono definire dei volumi infinitesimi generici di lunghezza dz e si possono esprimere i bilanci energetici per tali volumi.

Bilancio energetico sul volume di controllo fluido caldo:

$$d\dot{Q} = -G_h * c_{p,h} * dT_h \quad (1.4)$$

Bilancio energetico sul volume di controllo fluido freddo:

$$d\dot{Q} = -G_c * c_{p,c} * dT_c \quad (1.5)$$

Alle equazioni di bilancio (1.4) e (1.5) si aggiunge l'equazione fenomenologica dello scambiatore:

$$d\dot{Q} = U * (T_{h(z)} - T_{c(z)}) * dA \quad (1.6)$$

Dove $U \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$ è il trasmittanza termica globale che tiene conto di tutte le resistenze che si oppongono al passaggio del flusso termico dal fluido caldo al fluido freddo, in generale per uno scambiatore vale:

$$\frac{1}{U * A} = \sum R_{termiche} = \frac{1}{h_H * A_H} + R_{fou,H} + R_{wall} + R_{fou,C} + \frac{1}{h_C * A_C} \quad (1.7)$$

Dove:

$h_H \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$: è il coefficiente di scambio termico convettivo lato fluido caldo

$h_C \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$: è il coefficiente di scambio termico convettivo lato fluido freddo

$A_H [m^2]$: è la superficie di scambio termico convettivo lato fluido caldo

$A_C [m^2]$: è la superficie di scambio termico convettivo lato fluido freddo

$R_{wall} \left[\frac{K}{W} \right]$: è la resistenza termica della superficie solida che si interpone tra le due correnti fluide.

$R_{fou,H} \left[\frac{K}{W} \right]$ e $R_{fou,C} \left[\frac{K}{W} \right]$ sono le resistenze termiche causate dallo sporco sullo scambiatore sui lati del fluido caldo e freddo.

Integrando le equazioni (1.4), (1.5) e (1.6) tra gli estremi della sezione d'ingresso e della sezione d'uscita dello scambiatore di calore si può ottenere l'espressione della potenza termica globalmente scambiata:

$$\dot{Q}_{cc} = U * A * \Delta T_{ml,cc} \quad (1.8)$$

Dove $\Delta T_{ml,cc}$ è la differenza di temperatura media logaritmica nello scambiatore di calore controcorrente:

$$\Delta T_{ml,cc} = \frac{(T_{H,in} - T_{c,out}) - (T_{H,out} - T_{c,in})}{\ln \left(\frac{T_{H,in} - T_{c,out}}{T_{H,out} - T_{c,in}} \right)} \quad (1.9)$$

Sezione d'ingresso: $z = 0$, $T_h = T_{h,in}$, $T_c = T_{c,out}$

Sezione d'uscita: $z = L$, $T_h = T_{h,out}$, $T_c = T_{c,in}$

1.4.3 Profili di temperatura negli scambiatori di calore controcorrente

Considerando il sistema di riferimento in Fig.1.9 con una coordinata z che ha origine nella sezione d'ingresso dello scambiatore di calore $z=0$ e arriva alla sezione d'uscita $z=L$, si individua un volume di controllo funzione della coordinata z lungo lo scambiatore di calore e si può determinare la potenza termica scambiata nel volume dal bilancio energetico:

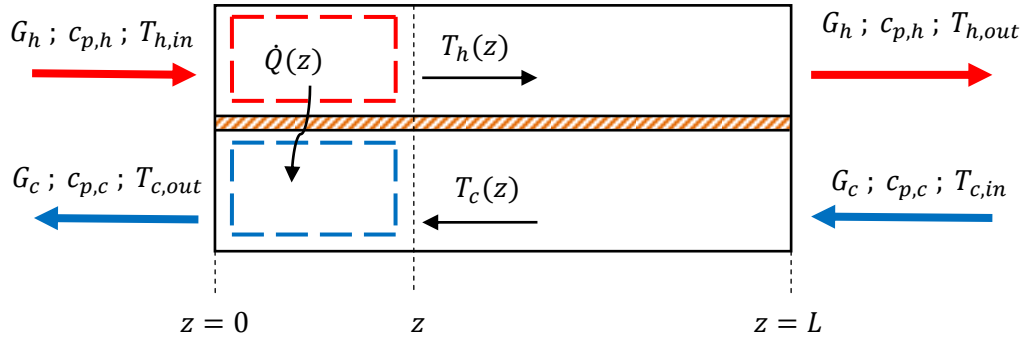


Figura 1.9: Potenza termica scambiata nei volumi di controllo infinitesimi del fluido caldo e del fluido freddo all'interno scambiatore di calore.

$$\dot{Q}(z) = G_h * c_{p,h} * (T_{h,in} - T_h(z)) \quad (1.10)$$

$$\dot{Q}(z) = G_c * c_{p,c} * (T_{c,out} - T_c(z)) \quad (1.11)$$

Se si mettono a sistema le equazioni (1.10) e (1.11) con le equazioni (1.4) e (1.5) si ricavano le espressioni dei profili di temperatura in funzione della coordinata lunghezza (z) in uno scambiatore di calore generico:

$$T_h(z) = T_{h,in} - (T_{h,in} - T_{c,out}) * \frac{G_c * c_{p,c}}{G_c * c_{p,c} - G_h * c_{p,h}} * (1 - e^{-C_1 * U * A(z)}) \quad (1.12)$$

$$T_c(z) = T_{c,in} - (T_{h,in} - T_{c,out}) * \frac{G_h * c_{p,h}}{G_c * c_{p,c} - G_h * c_{p,h}} * (1 - e^{-C_1 * U * A(z)}) \quad (1.13)$$

Dove C_1 è definita come:

$$C_1 = \frac{G_c * c_{p,c} - G_h * c_{p,h}}{G_c * c_{p,c} - G_h * c_{p,h}} \quad (1.14)$$

Dalle espressioni (1.13) e (1.14) si ricavano diversi andamenti dei profili di temperatura del fluido caldo e freddo a seconda dei rispettivi valori di capacità termica di portata.

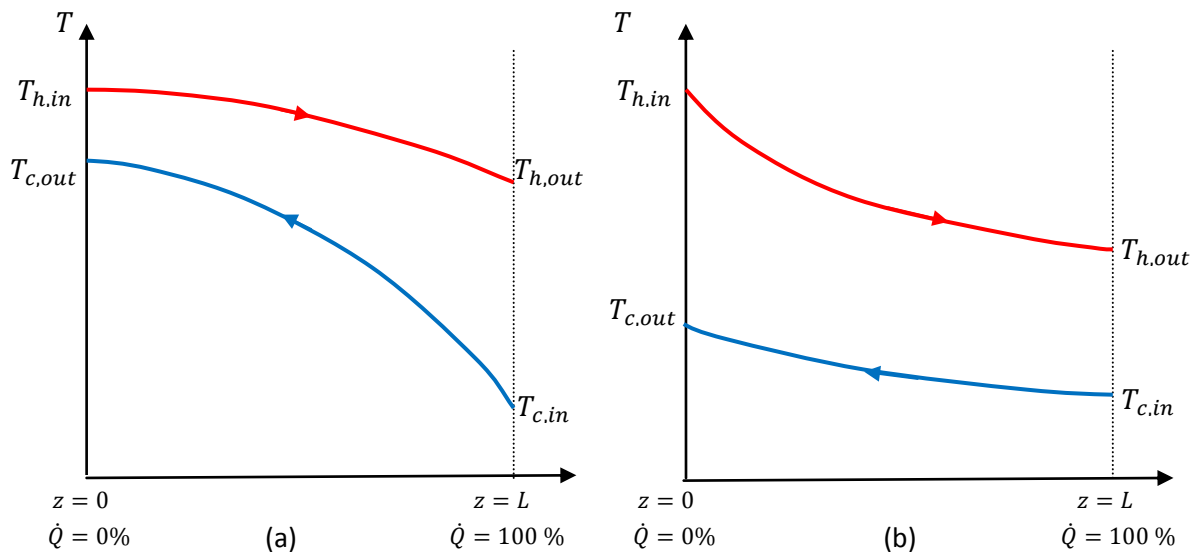


Figura 1.10: Profili di temperatura qualitativi del fluido caldo e freddo negli scambiatori di calore controcorrente:
 caso (a) $G_h * c_{p,h} > G_c * c_{p,c}$, caso (b) $G_c * c_{p,c} > G_h * c_{p,h}$

1.4.4 Profili di temperatura di un condensatore controcorrente

Il profilo di temperatura qualitativo per un condensatore controcorrente si può ricavare tenendo presente i rapporti tra le capacità termiche di portata del fluido caldo (refrigerante) e del fluido freddo (acqua) nelle tre diverse zone di scambio termico.

In generale sia la portata G_h che il calore specifico del refrigerante $c_{p,h}$ sono inferiori alla portata G_c e al calore specifico $c_{p,c}$ dell'acqua sia in condizioni di refrigerante come liquido sottoraffreddato sia in condizioni di refrigerante come vapore surriscaldato. Al contrario nella zona in cui si ha la transizione di fase il calore specifico del refrigerante diventa infinito e ciò fa sì che le capacità termica di portata del refrigerante sia superiore di quella lato acqua:

- Refrigerante vapore surriscaldato $G_c * c_{p,c} > G_h * c_{p,h}$ quindi caso (b) Fig.1.10
- Refrigerante in condensazione $G_h * c_{p,h} > G_c * c_{p,c}$ quindi caso (a) Fig.1.10
- Refrigerante liquido sottoraffreddato $G_c * c_{p,c} > G_h * c_{p,h}$ quindi caso (a) Fig.1.10

Quindi si può tracciare un andamento qualitativo dei profili di temperatura di un condensatore controcorrente dalla sezione $z = 0$ alla sezione $z = L$ come illustrato in Fig1.11 considerando:

- $z = 0$ sezione d'ingresso dell'acqua e di uscita del refrigerante sottoraffreddato
- $z = L$ sezione d'ingresso del refrigerante surriscaldato e di uscita dell'acqua

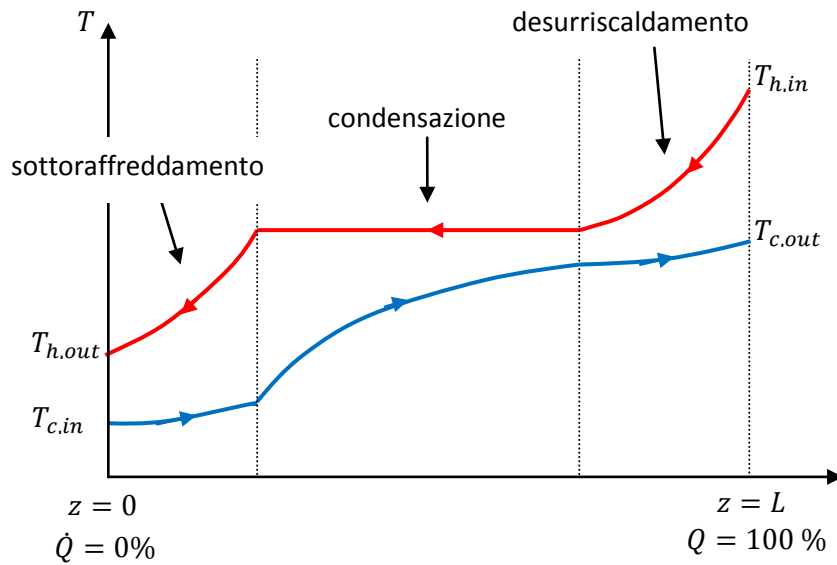


Figura 1.11: Profili di temperatura qualitativi del fluido caldo e freddo in un condensatore

1.4.5 Scambiatori di calore coassiali

Uno scambiatore coassiale (o double-pipe) come quello rappresentato in Fig.1.12 è costituito da un tubo interno posizionato in modo concentrico e coassiale ad un tubo esterno di diametro più grande.

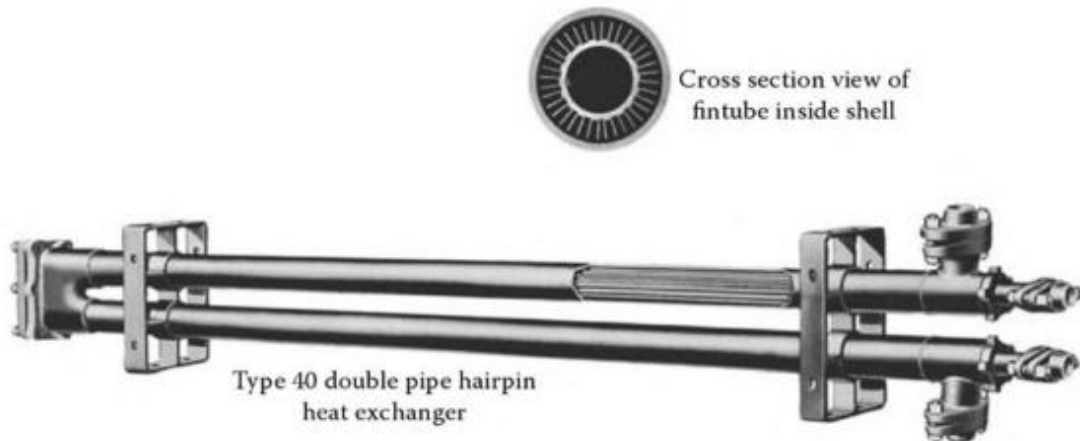


Figura 1.12: Scambiatori di calore coassiali in coppia in vista laterale e in sezione normale

Gli scambiatori coassiali (CHX) sono suddivisi in due regioni di scorrimento dei fluidi come rappresentato in Fig.1.13, la regione del tubo interno e la regione compresa tra i due tubi detta anulo.

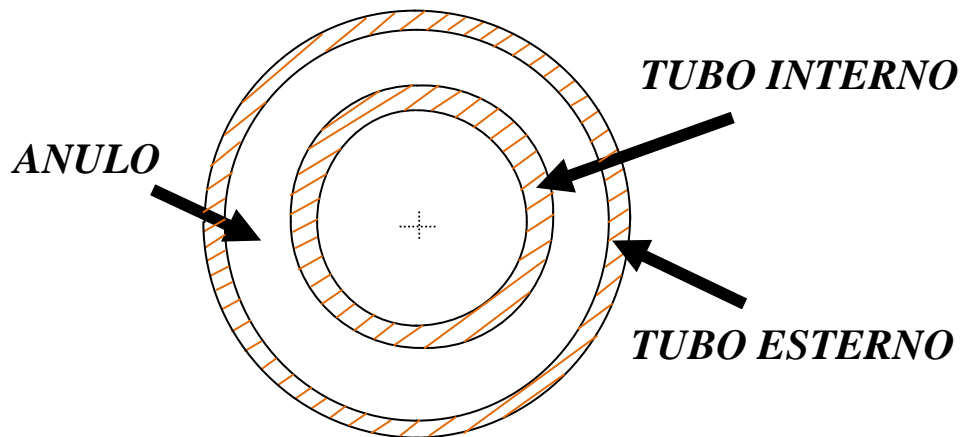


Figura 1.13: Scambiatore di calore coassiale vista in sezione normale al flusso.

Il materiale metallico in cui sono costruiti i due tubi spesso è di rame, come nel caso dello scambiatore modellizzato in questa tesi.

Gli scambiatori di calore coassiali possono essere disposti in serie o in parallelo per venire incontro alle esigenze di accoppiamento tra profili di temperatura e perdite di carico[10].

Questi scambiatori di calore sono utilizzati tipicamente per il raffreddamento o il riscaldamento sensibile di fluidi di processo nei quali sono necessarie piccole superfici di scambio termico piccole ($< 50 \text{ m}^2$), sono scambiatori disposti in modo modulare posizionati a forcina.

Gli scambiatori coassiali si prestano bene alle applicazioni in cui entrambi i fluidi sono ad alta pressione, ma presentano lo svantaggio di essere ingombranti e costosi rispetto all'unità di potenza termica scambiata. Se il coefficiente di scambio termico convettivo nella regione dell'anulo è troppo basso di solito si ricorre all'utilizzo di tubi interni alettati assialmente.

La configurazione di flusso controcorrente viene adottata nella maggior parte dei casi in quanto presenta efficienze di scambio termico più elevate del flusso equicorrente.

La disposizione a spirale del tubo viene frequentemente adottata nei CHX poiché ha il grande vantaggio di essere più compatta e di avere efficienze di scambio termico migliori, tuttavia tale disposizione comporta perdite di carico molto maggiori[11].

Nelle analisi sperimentali [12] e [13] vengono illustrati i comportamenti in termini di scambio termico di uno scambiatore di calore coassiale elicoidale e viene individuato come principale limite nello scambiatore di calore la resistenza termica nel flusso che scorre nell'anulo. Essa può essere ridotta incrementando il diametro interno del tubo e la portata massica che scorre all'interno. Inoltre si nota che la dipendenza termica dalla viscosità ha effetti trascurabili sul coefficiente di scambio termico convettivo, mentre ha effetti più significativi sulla caduta di pressione.

1.4.6 Resistenze termiche degli scambiatori di calore coassiali

Nel modello degli scambiatori di calore analizzati in questa tesi il fluido che scorre nel tubo interno è il refrigerante (fluido caldo H) e il fluido che scorre nell'anulo è l'acqua (fluido freddo C).

Si suppone che lo scambiatore di calore sia realizzato in rame:

$$\lambda_{rame} = 399 \frac{W}{m \cdot K} \quad (1.15)$$

Lo scambiatore di calore viene supposto per semplicità adiabatico, ovvero la potenza termica dispersa verso l'esterno è nulla.

Di seguito si definiscono i parametri geometrici dello scambiatore di calore tubo in tubo:

- L_{tubo} è la lunghezza totale del tubo
- $D_{int,int}$ è il diametro interno del tubo interno
- s_{int} è lo spessore del tubo interno
- $D_{est,int} = D_{int,int} + 2 * s_{int}$ è il diametro esterno del tubo interno
- $D_{int,est}$ è il diametro interno del tubo esterno

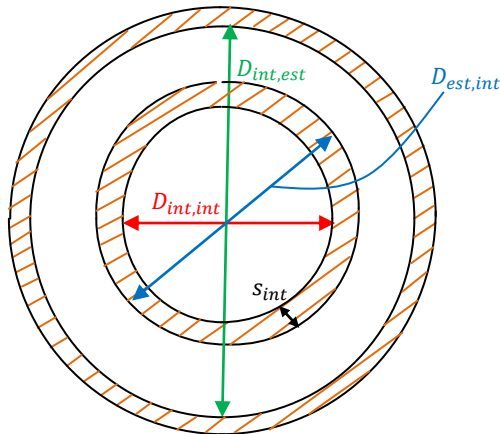


Figura 1.14: Parametri geometrici dello scambiatore di calore coassiale

Il modello termico dello scambiatore di calore coassiale si può sintetizzare come la serie di 5 resistenze termiche.

- Resistenza convettiva lato tubo interno:

$$R_{conv,H} = \frac{1}{h_{conv,H} * \pi * D_{int,int} * L_{tubo}} \quad (1.16)$$

- Resistenza di sporcamento lato interno: $R_{fou,H}$

- Resistenza conduttiva della parete:

$$R_K = \frac{\ln\left(\frac{D_{est,int}}{D_{int,int}}\right)}{\lambda_{rame} * \pi * D_{int,int} * L_{tubo}} \quad (1.17)$$

- Resistenza di sporcamento lato esterno: $R_{fou,C}$
- Resistenza convettiva lato anuli:

$$R_{conv,C} = \frac{1}{h_{conv,C} * \pi * D_{est,int} * L_{tubo}} \quad (1.17)$$

Conseguentemente si può definire la resistenza termica totale e la trasmittanza termica dello scambiatore di calore considerando come modello equivalente lo schema riportato in Fig.1.15:

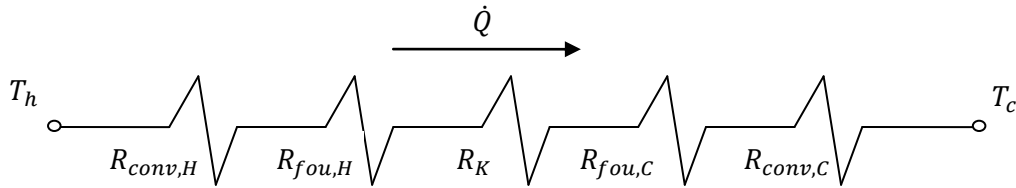


Figura 1.15: Schema equivalente elettrico delle resistenze termiche nello scambiatore di calore

$$UA = \frac{1}{R_{tot}} = (R_{conv,H} + R_{fou,H} + R_K + R_{fou,C} + R_{conv,C})^{-1} \quad (1.18)$$

In fase di dimensionamento dello scambiatore generalmente si considerano nulle le resistenze di sporcamento $R_{fou,H}$ ed $R_{fou,C}$ e in questa tesi viene adottata esattamente questa ipotesi.

CAPITOLO 2

SCAMBIO TERMICO IN SCAMBIATORI DI CALORE COASSIALI

2.1 Equazioni di scambio termico monofase

2.1.1 Equazioni caratteristiche del flusso monofase di refrigerante nel tubo interno

In questo paragrafo vengono mostrate le equazioni di scambio termico monofase per la determinazione del coefficiente di scambio termico convettivo e delle perdite di carico del flusso di refrigerante nel tubo interno.

I numeri adimensionali caratteristici del modello di scambio termico sono:

- Numero di Reynolds

$$Re_h = \frac{\rho_h * v_h * D_{int,int}}{\mu_h} \quad (2.1)$$

- Numero di Prandtl

$$Pr_h = \frac{\mu_h * c_{p,h}}{\lambda_h} \quad (2.2)$$

- Numero di Nusselt

$$Nu_h = \frac{h_{conv,h} * D_{int,int}}{\lambda_h} \quad (2.3)$$

Lo scambiatore di calore coassiale è dimensionato facendo scorrere il refrigerante (fluido caldo) nel tubo interno. Nell'applicazione considerata il regime di moto del refrigerante è sempre turbolento, poiché per le portate di refrigerante G_h e per i diametri $D_{int,int}$ trattati si verifica sempre che $Re_h \geq 10^4$.

Di seguito si riportano le correlazioni necessarie a determinare il coefficiente di scambio termico convettivo e le perdite di carico del flusso turbolento di refrigerante nel tubo interno tratte da [14],[15].

Per il calcolo del fattore d'attrito del flusso del fluido refrigerante in un tubo liscio vale la relazione di Konakov:

$$f_h = (1.8 * \log_{10} Re - 1.5)^{-2} \quad (2.4)$$

Dalla (2.4) è possibile ricavare le perdite di carico per attrito del fluido refrigerante:

$$\Delta p_{ref} = f_h * \left(\frac{L}{D_{int,int}} \right) * \frac{\rho_h * v_h^2}{2} \quad (2.5)$$

Dove L è la lunghezza della sezione di tubo nel quale si calcola la perdita di carico. Nei modelli Matlab per gli scambiatori di calore coassiali controcorrente che vengono esposti nel Capitolo 3 si ricostruisce lo scambio termico tra refrigerante e acqua suddividendo gli scambiatori di calore in un determinato numero di volumi di controllo. Una coordinata importante per valutare le condizioni di sviluppo termico e idrodinamico sia del flusso di refrigerante nel tubo interno, sia del flusso di acqua in anuli è la distanza del volume di controllo dalla sezione di ingresso dei rispettivi fluidi. I volumi di controllo sono ordinati in modo che il primo volume nel quale viene valutato lo scambio termico corrisponde alla sezione d'ingresso del refrigerante in raffreddamento e alla sezione d'uscita dell'acqua scaldata. Viceversa l'ultimo volume nel quale viene valutato lo scambio termico corrisponde alla sezione d'ingresso dell'acqua in riscaldamento e alla sezione d'uscita refrigerante condensato.

La distanza di un volume di controllo generico dalla sezione d'ingresso del refrigerante è denominata L_{hot} . Questa distanza influisce sullo scambio termico del refrigerante nel tubo interno. La distanza L_{hot} nei modelli degli scambiatori di calore corrisponde alla distanza dalla prima sezione.

La distanza di un volume di controllo generico dalla sezione d'ingresso dell'acqua è denominata L_{cold} . Questa distanza influisce sullo scambio termico dell'acqua nell'anulo e nei modelli degli scambiatori di calore corrisponde alla distanza dall'ultima sezione.

Di conseguenza in ogni volume di controllo le distanze L_{hot} ed L_{cold} vengono misurate in verso opposto e vengono valutate nel punto medio, come illustrato in Fig.2.1.

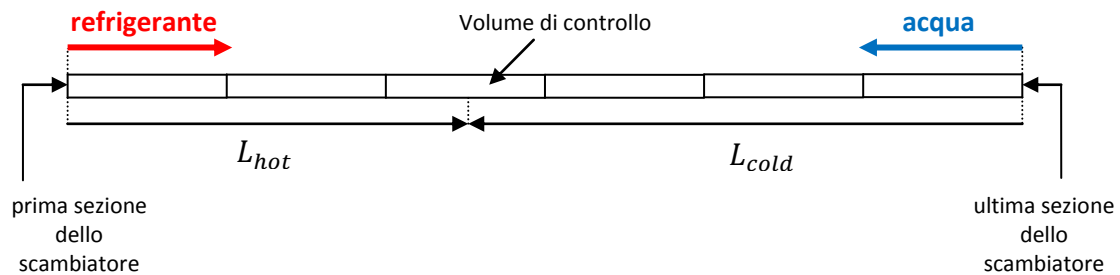


Figura 2.1: Distanze L_{hot} ed L_{cold} di un generico volume di controllo interno allo scambiatore di calore controcorrente

Il coefficiente di scambio termico convettivo è ricavato dal numero di Nusselt fornito tramite la correlazione sviluppata da Gnielinski:

$$Nu_h = \frac{(f_h/8) * Re_h * Pr_h}{1 + 12.7 * \sqrt{f_h/8} * (Pr_h^{2/3} - 1)} * \left[1 + \left(\frac{D_{int,int}}{L_{hot}} \right)^{2/3} \right] * K \quad (2.6)$$

Dove K è un fattore tiene conto della variazione di temperatura nel profilo rispetto alla temperatura di parete. Per i liquidi K vale:

$$K = \left(\frac{Pr_h}{Pr_w} \right)^{0.11} \quad (2.7)$$

Mentre per i gas vale la seguente relazione:

$$K = \left(\frac{T}{T_w} \right)^n \quad (2.8)$$

Dove T è la temperatura media nel volume di controllo del refrigerante, mentre T_w e Pr_w sono rispettivamente la temperatura e il numero di Prandtl della superficie interna del tubo. Il coefficiente n è differenziato in base al fatto che il refrigerante sia in fase di raffreddamento o di riscaldamento. Se il refrigerante è raffreddato $n=0$. Il caso di interesse nella condensazione è quello di raffreddamento del gas quindi $n=0$.

2.1.2 Equazioni caratteristiche del flusso monofase di acqua nell'anulo

In questo paragrafo vengono mostrate le equazioni di scambio termico monofase per la determinazione del coefficiente di scambio termico convettivo e delle perdite di carico del flusso di acqua all'interno dell'anulo.

Lo scambiatore di calore coassiale è dimensionato facendo scorrere l'acqua (fluido freddo) nell'anulo. Di seguito si riportano le correlazioni necessarie a determinare il coefficiente di scambio termico convettivo e le perdite di carico dal lato anulo tratte da [16].

Le condizioni al contorno che vengono proposte sono distinte in base alla direzione del flusso termico.

Nel caso in esame le condizioni al contorno sono dettate dal flusso termico in direzione dal tubo interno verso l'anulo.

In generale si definiscono due grandezze caratteristiche del flusso in anuli :

- Diametro idraulico

$$D_{idr,c} = D_{int,est} - D_{est,int} \quad (2.9)$$

- Coefficiente di similitudine per anuli

$$a = \frac{D_{int,est}}{D_{est,int}} \quad (2.10)$$

Analogamente al flusso all'interno dei tubi, il flusso in anuli si considera in regime laminare per $Re_c < 2300$, mentre viene considerato turbolento per $Re_c > 10^4$.

Per numeri di Reynolds intermedi $2300 \leq Re_c \leq 10^4$ il flusso si considera in zona di transizione.

Sotto le ipotesi di regime di moto laminare e temperatura di parete costante sono state ricavate da Stefan le correlazioni per determinare il coefficiente di scambio termico convettivo lato anulo.

Il numero di Nusselt per flusso termicamente e idrodinamicamente sviluppato è dato da:

$$Nu_1 = 3.66 + 1.2 * a^{-0.8} \quad (2.11)$$

Il numero di Nusselt per il flusso idrodinamicamente sviluppato e termicamente non sviluppato è dato da:

$$Nu_2 = f_g * \sqrt[3]{Re * Pr * \frac{D_{idr,c}}{L_{cold}}} \quad (2.12)$$

Dove f_g è un fattore adimensionale dato da:

$$f_g = 1.615 * [1 + 0.14 * a^{-1/2}] \quad (2.13)$$

Il numero di Nusselt per il flusso idrodinamicamente e termicamente non sviluppato è dato da:

$$Nu_3 = \left\{ \frac{2}{1+22*Pr} \right\}^{1/6} * \left(Re * Pr * \frac{D_{idr,c}}{L_{cold}} \right)^{1/2} \quad (2.14)$$

La seguente correlazione di Martin permette il calcolo del numero di Nusselt medio per flusso termicamente e idrodinamicamente non sviluppato:

$$Nu_m = (Nu_1^3 + Nu_2^3 + Nu_3^3)^{1/3} \quad (2.15)$$

Per determinare il numero di Nusselt in caso di flusso turbolento completamente sviluppato si utilizza la correlazione di Gnielinski:

$$Nu_m = \frac{\frac{f_c * Re * Pr}{8}}{C_{anuli} + 12.7 * \sqrt{\frac{f_c}{8}} * (Pr^{2/3} - 1)} * \left[1 + \left(\frac{D_{idr,c}}{L_{cold}} \right)^{2/3} \right] * F_{anuli} \quad (2.16)$$

Dove i coefficienti caratteristici del flusso in anuli C_{anuli} e F_{anuli} sono rispettivamente:

$$C_{anuli} = 1.07 + \frac{900}{Re} - \frac{0.63}{(1+10*Pr)} \quad (2.17)$$

$$F_{anuli} = 0.75 * a^{-0.17} \quad (2.18)$$

Mentre il fattore d'attrito f_c è dato dalla correlazione:

$$f_c = (1.8 * \log_{10}(Re^*) - 1.5)^{-2} \quad (2.19)$$

Con il numero di Reynolds corretto per il flusso in anuli Re^* dato da:

$$Re^* = Re * \frac{(1+a^2) * \ln a + 1 - a^2}{(1-a^2) * \ln a} \quad (2.20)$$

Nella transizione tra regime di moto laminare e turbolento che si presenta per $2300 \leq Re_c \leq 10^4$ il numero di Nusselt si ricava come media pesata rispetto al numero di Reynolds tra i valori estremi $Nu_{lam,2300}$ e $Nu_{turb,10^4}$:

$$Nu_m = (1 - \gamma) * Nu_{lam,2300} + \gamma * Nu_{turb,10^4} \quad (2.21)$$

Dove γ è il peso ed è sempre compreso nell'intervallo $0 < \gamma < 1$:

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \quad (2.22)$$

Per quanto riguarda i due estremi:

$$Nu_{lam,2300} = (Nu_1^3 + Nu_{2,Re=2300}^3 + Nu_{3,Re=2300}^3)^{1/3} \quad (2.23)$$

Dove $Nu_{2,Re=2300}$ e $Nu_{3,Re=2300}$ sono rispettivamente Nu_2 e Nu_3 calcolati con $Re = 2300$, mentre $Nu_{turb,10^4}$ è calcolato come:

$$Nu_{turb,10^4} = \frac{\frac{f_{c,2300}}{8} * 10^4 * Pr}{C_{anuli,2300} + 12.7 * \sqrt{\frac{f_{c,2300}}{8} * (Pr^{2/3} - 1)}} * \left[1 + \left(\frac{D_{idr,c}}{L_{cold}} \right)^{2/3} \right] * F_{anuli} \quad (2.24)$$

Dove $C_{anuli,2300}$ e $f_{c,2300}$ sono rispettivamente C_{anuli} ed f_c ricavati con $Re = 2300$.

2.2 Equazioni di scambio termico bifase e mappe di flusso

2.2.1 Generalità sulle mappe di flusso e sui modelli caratteristici del flusso bifase di refrigerante all'interno di tubi orizzontali

Il comportamento fisico del fluido refrigerante durante il processo di condensazione muta a seconda delle diverse configurazioni che esso assume muovendosi dalla condizione iniziale di vapor saturo $x=1$ alla condizione finale di liquido saturo $x=0$.

In particolare il fluido refrigerante man mano che il titolo di vapore diminuisce va incontro ad un notevole calo del coefficiente di scambio termico e va incontro ad una variazione nell'andamento delle perdite di carico.

Nella condensazione di un fluido refrigerante puro le perdite di carico provocano una diminuzione della temperatura di saturazione e in questo modo hanno un'influenza diretta sulla determinazione del coefficiente di scambio termico, per questo è necessario stimarle con modelli che siano il più possibili accurati.

La descrizione delle caratteristiche fisiche del flusso di refrigerante all'interno di un tubo orizzontale, durante la fase di condensazione, viene effettuata mediante dei modelli grafici, suddivisi in diverse zone, definiti mappe di flusso.

Esse forniscono una caratterizzazione fisica del refrigerante che varia in funzione dei diversi titoli di vapore progressivamente decrescenti che esso incontra durante il processo di condensazione nel tubo orizzontale e in funzione di un parametro fondamentale per determinare la tipologia di moto del fluido refrigerante chiamato mass velocity.

La mass velocity è definita come rapporto tra la portata di fluido refrigerante e la sezione normale di tubo all'interno del quale essa scorre:

$$G = \frac{G_{ref}}{A_{tubo}} = \frac{\rho_{ref} * v_{ref} * A_{tubo}}{A_{tubo}} = \rho_{ref} * v_{ref} \quad (2.25)$$

La mass velocity caratterizza l'entità degli effetti inerziali del flusso di refrigerante all'interno del tubo normalizzando la portata di refrigerante rispetto alla dimensione della sezione in cui scorre.

Le mappe di flusso permettono l'individuazione delle diverse zone, corrispondenti alle diverse caratteristiche fisiche del flusso, mediante il confronto tra la mass velocity G e le curve caratteristiche delle mappe.

Le mappe di flusso sono rappresentate in un piano in cui in ascissa si ha il titolo di vapore e in ordinata la mass velocity.

In base alla configurazione fisica individuata con le mappe di flusso è possibile predire la tipologia di comportamento che il fluido refrigerante assume a livello di scambio termico e di attrito. In questo modo si possono utilizzare, tra le diverse correlazioni fornite per la condensazione, quelle adatte a stimare i coefficienti di scambio termico in condensazione α e le perdite di carico Δp_{ref} del refrigerante.

Il titolo di vapore al quale si trova il refrigerante durante il processo di condensazione è associato ad un parametro chiamato frazione di vuoto che individua la quota parte di area della sezione di scorrimento del tubo occupata dal vapore:

$$\varepsilon = \frac{A_{vap}}{A_{vap} + A_{liq}} = \frac{A_{vap}}{A_{tot}} \quad (2.26)$$

La frazione di vuoto è fondamentale per determinare le porzioni di superficie interna del tubo che sono a contatto con il refrigerante condensato e le porzioni di superficie interna che sono a contatto con il vapore.

Tramite il calcolo della frazione di vuoto in definitiva si stima lo spessore del film di condensato anulare δ che si forma in una determinata condizione di titolo di vapore x durante il processo di condensazione, oppure lo spessore dello strato di condensato accumulato sul fondo del tubo per regimi di moto stratificati.

Dallo spessore dello strato o del film di condensato dipendono sia l'attrito sia lo scambio termico del flusso di refrigerante all'interno del tubo.

Esistono diversi modelli per calcolare la frazione di vuoto a partire dalla conoscenza del titolo di vapore, in questo lavoro se ne utilizzano tre tipologie per le due mappe di flusso che vengono utilizzate:

Il modello omogeneo ipotizza che la fase liquida e la fase vapore del fluido scorrano con la stessa velocità all'interno del tubo. Questo modello è particolarmente adatto a descrivere flussi di fluidi che scorrono ad elevate pressioni ridotte nei quali la fase liquida e la fase vapore presentano densità molto simili.

Il modello omogeneo descrive bene anche i flussi che avvengono ad elevate mass velocity dove gli effetti inerziali sono preponderanti sulle altre forze in gioco e perciò le 2 fasi risultano miscelate in modo omogeneo all'interno della sezione.

La frazione di vuoto secondo il modello omogeneo è calcolabile come:

$$\varepsilon_h = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) * \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right) \right]^{-1} \quad (2.27)$$

Un' altra tipologia di modelli per calcolare la frazione di vuoto sono i modelli di drift flux che tengono conto dell'effetto della mass velocity sulla frazione di vuoto e tengono conto della diversa distribuzione radiale delle velocità all'interno del tubo. Questi modelli sono adatti a descrivere i flussi di fluidi a pressioni ridotte medio basse. Tra i diversi modelli di tipo drift flux viene utilizzato quello di Rouhani-Axelsson che tiene conto anche della tensione superficiale.

La frazione di vuoto secondo il modello di Rouhani-Axelsson è calcolabile come:

$$\varepsilon_{ra} = \left([1 + 0.12 * (1 - x)] * \left[\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right] + \frac{1.18*(1-x)*[g*\sigma*(\rho_l-\rho_v)^{0.25}]}{G*\rho_l^{0.5}} \right)^{-1} \quad (2.28)$$

Per la determinazione del coefficiente di scambio in condensazione α viene utilizzato un ulteriore modello di calcolo della frazione di vuoto costituito dalla media logaritmica delle frazioni di vuoto appena esposte.

Questo modello medio logaritmico viene scelto per venire incontro alla necessità che il modello sia valido su un range più ampio possibile di pressioni ridotte:

$$\varepsilon_{LM} = \frac{\varepsilon_h - \varepsilon_{ra}}{\ln\left(\frac{\varepsilon_h}{\varepsilon_{ra}}\right)} \quad (2.29)$$

Per la determinazione del coefficiente di scambio termico in condensazione α e delle perdite di carico Δp_{ref} in questo lavoro si fa uso di due modelli fisici descritti da due tipologie di mappe di flusso.

2.2.2 Mappa di flusso e modello di J.R.Thome, J. El Hajal ed A. Cavallini per la determinazione del coefficiente di scambio termico convettivo in condensazione

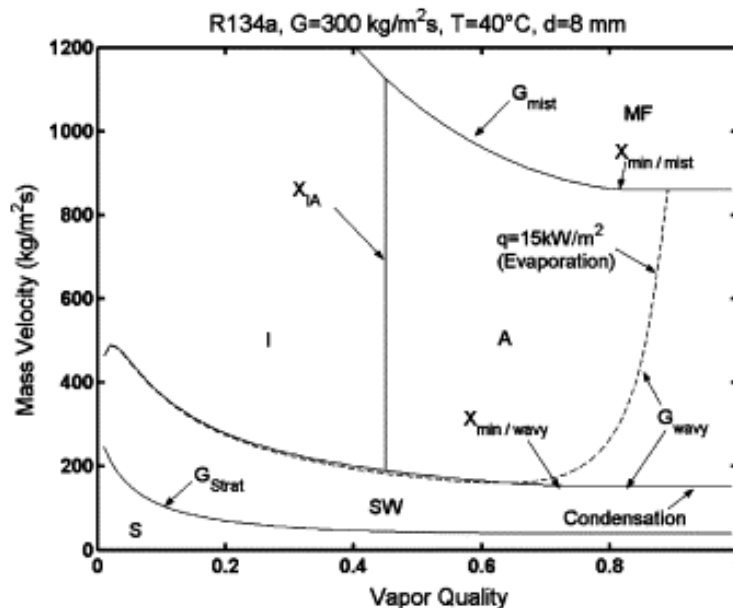


Figura 2.2: Esempio di mappa di flusso di Thome, El Hajal e Cavallini per refrigerante R134a, $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T=40^\circ\text{C}$ e $d_{int}=8 \text{ mm}$

Per distinguere le diverse zone nel modello di scambio termico bifase[17], usato nel calcolo del coefficiente di scambio termico α_{tp} , si fa uso della mappa di flusso sviluppata da J.R.Thome, J. El Hajal ed A. Cavallini in [18] di cui è fornito un esempio in Fig.2.2.

Questa mappa di flusso distingue 5 zone rappresentanti diverse tipologie di flusso:

- il flusso stratificato (S) avviene per bassi valori di mass velocity in condizioni tali che gli effetti della forza di gravità sono prevalenti sugli effetti inerziali del flusso.
Il modello di scambio termico è il risultato di una media tra il modello che caratterizza la zona inferiore del tubo orizzontale e quello che caratterizza la zona superiore.
Nella zona inferiore del tubo si ha una condensazione di tipo convettivo dovuta all'accumulo di uno strato di condensato sul fondo del tubo, mentre la zona superiore viene trattata come condensazione di film laminare che cola dalle pareti del tubo verso la parte inferiore.
- Il flusso stratificato ondosso (SW) avviene per mass velocity superiori al flusso stratificato ed è caratterizzato da onde che ampliano l'interfaccia tra liquido e vapore rendendola irregolare e promuovendo la condensazione.
In questo tipo di flusso il refrigerante condensato non arriva mai ad occupare tutta la sezione del tubo, ma c'è sempre una parte del perimetro in contatto con il vapore.
- Il flusso anulare è caratteristico di regioni in cui la mass velocity è medio alta e in cui gli effetti inerziali superano le forze gravitazionali. Perciò il fluido refrigerante condensato invece di formare uno strato omogeneo sul fondo del tubo forma un anello intorno al perimetro interno. L'anello di condensato in realtà è più spesso nella zona inferiore del tubo per l'influenza degli effetti gravitazionali tuttavia per semplicità nel modello viene considerato di spessore costante. Lo scambio termico è quindi caratterizzato dalla zona centrale del flusso in cui si ha vapore e una zona perimetrale in cui si ha liquido.
- Il flusso intermittente (I) che a sua volta viene suddiviso in moto a tappi (plug) e proiettili (slug) è l'evoluzione del flusso anulare per bassi titoli di vapore. Superata la zona della verticale x_{IA} , il condensato si accumula sul fondo e il vapore residuo nel flusso di refrigerante si presenta dapprima in agglomerati compatti (plug), poi man mano che il titolo diminuisce verso la condizione di liquido saturo, in bolle di vapore di piccole dimensioni immerse nel flusso di liquido (slug).
- Il flusso misto (M) è caratteristico di regioni in cui le mass velocity sono elevate e il refrigerante può essere considerato come un' unica fase omogenea che si muove con la stessa velocità e avente proprietà fisiche intermedie tra quelle del liquido saturo e quelle del vapore saturo. Questo accade perché il vapore scorre a velocità talmente elevate che intrappola il liquido condensato al suo interno.

La mappa di flusso è individuata calcolando, in funzione di ciascun titolo di vapore in ascissa e della frazione di vuoto corrispondente ε_{LM} , i valori in ordinata delle curve G_{wavy} , G_{strat} e G_{mist} e tracciando la verticale x_{IA} che è una costante.

La curva G_{strat} divide la zona di flusso stratificato dalla zona di flusso stratificato ondoso, la curva G_{wavy} divide la zona di flusso stratificato ondoso dalle zone di flusso intermittente ed anulare, mentre la curva G_{mist} divide le zone di flusso intermittente ed anulare dalla zona di flusso misto.

Le zone di flusso intermittente ed anulare sono divise tra loro dalla verticale di separazione x_{IA} .

Il coefficiente di scambio termico per ogni volume elementare considerato in condensazione, per ciascuno dei casi elencati precedentemente, è esprimibile come media pesata tra il coefficiente di scambio termico in condensazione convettiva α_c e il coefficiente di scambio termico in condensazione a film laminare α_f rispetto alla parte di perimetro bagnata dallo strato di condensato:

$$\alpha_{tp} = \frac{\alpha_f * r * \theta + (2\pi - \theta) * r * \alpha_c}{2\pi * r} \quad (2.30)$$

L'angolo θ rappresenta lo strato di condensato accumulato sul fondo del tubo. Esso si muove tra il valore minimo $\theta = 0$ per il flusso intermittente, anulare e misto e il valore massimo $\theta = \theta_{strat}$ in corrispondenza della condizione di flusso stratificato.

Il procedimento per il calcolo del coefficiente α_{tp} per ciascun volume elementare in condensazione si svolge nei seguenti passi:

- 1) Determinazione a partire dal titolo di vapore della frazione di vuoto ε_{LM}
- 2) Determinazione della posizione del flusso nella flow pattern map
- 3) Se il flusso è anulare, intermittente o misto si considera $\theta = 0$ e $\alpha_{tp} = \alpha_c$
- 4) Se il flusso è stratificato ondoso θ assume valore intermedio tra 0 e θ_{strat} , mentre se il flusso è stratificato $\theta = \theta_{strat}$. In entrambi i casi α_{tp} è calcolato come media pesata tra α_f e α_c .

E' importante specificare che il modello fornito è stato validato tramite il confronto con dati sperimentali entro i limiti di condizioni di funzionamento elencati in tabella 2.1.

Tabella 2.1: Limiti di validità del modello termodinamico di J.R.Thome, J. El Hajal ed A. Cavallini.

Parametro	Simbolo	Unità di misura	Intervallo di validità
Mass velocity	G	$kg/(m^2s)$	$22 \div 1022$
Titolo di vapore	x	kg_{vap}/kg_{tot}	$0,03 \div 0,97$
Diametro del tubo	$D_{int,int}$	mm	$3.1 \div 21.4$
Pressione ridotta	p_r	—	$0,02 \div 0,8$

Pertanto nel modello bifase che viene esposto in seguito la fase di condensazione ha inizio in corrispondenza del titolo di vapore $x = 0,97$ e termina in corrispondenza del titolo $x = 0,03$.

La mappa di flusso è stata sviluppata per ottenere il minimo scostamento rispetto ai dati sperimentali ottenuti da Cavallini. L'andamento del coefficiente di scambio termico α_{tp} in transizione di fase in funzione del titolo di vapore e della mass velocity è rappresentato in Fig.2.3.

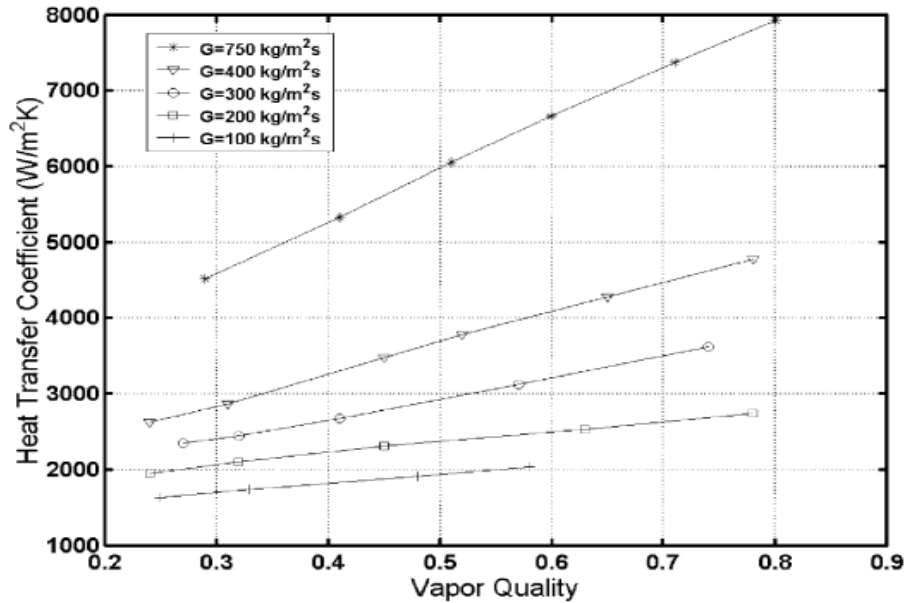


Figura 2.3: Andamento del coefficiente di scambio termico in funzione del titolo di vapore e della mass velocity

Nel caso di miscele zeotropiche è necessario effettuare una correzione del coefficiente di scambio termico α_{mix} che risulta inferiore rispetto ad α_{tp} calcolato come se il refrigerante fosse un fluido puro. Ciò avviene perché, nelle miscele zeotropiche, bisogna considerare la resistenza aggiuntiva dovuta allo scambio di massa all'interfaccia liquido vapore.

La correlazione più adatta a fornire tale resistenza è quella di Bell and Ghaly [22] che presenta il minimo scostamento dai dati sperimentali. Essa fornisce α_{mix} in funzione di α_{tp} (coefficiente calcolato come se la miscela zeotropica fosse un fluido puro), di un fattore correttivo Y_G e del coefficiente di scambio termico convettivo della fase vapore considerato come scorresse da solo all'interno del tubo h_{GS} :

$$\frac{1}{\alpha_{mix}} = \frac{1}{\alpha_{tp}} + \frac{Y_G}{h_{GS}} \quad (2.31)$$

$$Y_G = x * c_{p,VS} * \frac{dT_{glide}}{dh_{sat}} \quad (2.32)$$

$$h_{GS} = 0.023 * \left(\frac{\rho_{VS} * D_{int,int} * u_{VS}}{\mu_{VS}} \right)^{0.8} * \frac{Pr_{VS}^{0.4} * \lambda_{VS}}{D_{int,int}} \quad (2.33)$$

Dove u_{VS} è la velocità della fase vapore considerata come se scorresse da sola nel tubo.

2.2.3 Mappa di flusso e modello di J. M. Quibèn e J. R. Thome per la determinazione delle perdite di carico in condensazione

Per calcolare la caduta di pressione del refrigerante in condensazione (Δp_{ref}) in funzione della variazione del titolo di vapore si fa uso della mappa di flusso sviluppata analiticamente da J. M. Quibèn J. R. Thome [19] sviluppata sulla base delle analisi sperimentali [20] di cui è fornito un esempio in Fig.2.3.

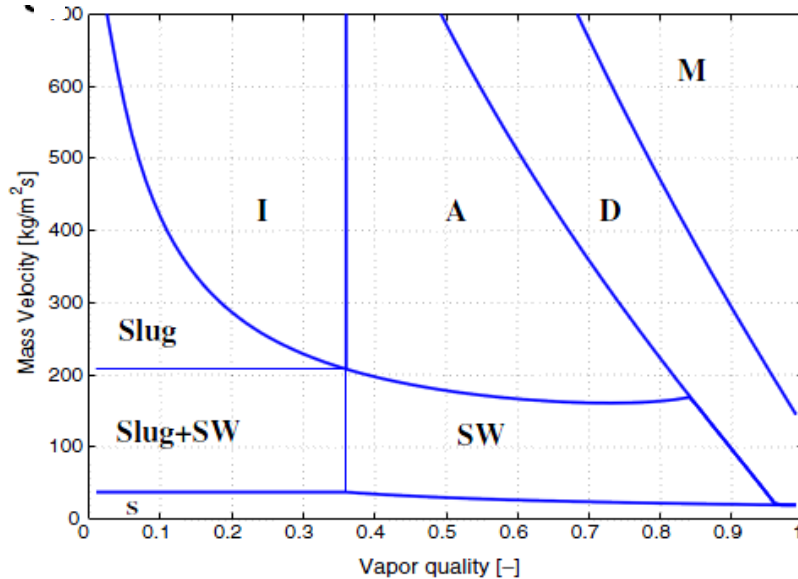


Figura 2.4: Esempio di mappa di flusso di Quibèn e Thome per refrigerante R22, $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T=5^\circ\text{C}$, $D_{int,int}=13.84 \text{ mm}$ e $q=57.5 \text{ kW/m}^2$

Questa mappa di flusso distingue 8 zone rappresentanti diverse tipologie di flusso. Le zone di flusso (S), (SW), (I), (A) ed (M) sono analoghe alla mappa di flusso descritta al paragrafo precedente e in aggiunta si definiscono le nuove zone:

- La zona di flusso ad asciugamento (D) è una zona che precede il flusso anulare per titoli di vapore elevati. In questa zona lo strato anulare di liquido si forma progressivamente a partire dalla parte bassa del tubo (dove l'effetto di gravità incrementa l'accumulo di condensato) fino a chiudere l'anello nella parte più alta del perimetro del tubo.
- La zona di flusso a proiettili (Slug) è una zona in cui il refrigerante condensato ricopre interamente il perimetro del tubo e all'interno della fase liquida sono trasportati piccoli agglomerati di vapore. La zona nel modello è descritta con le stesse equazioni della zona intermittente in quanto la caratteristica comune è che il perimetro del tubo è bagnato da liquido in modo continuo.
- La zona di flusso a proiettili e stratificato ondoso (Slug+SW) è distinta dalla zona precedente (Slug), in quanto per mass velocity più basse, il modello considera le equazioni della zona di flusso (SW) più adatte a descrivere le perdite di carico per attrito. Questa zona è caratterizzata da onde di bassa ampiezza che ampliano l'interfaccia tra fase liquida (accumulata nella parte

bassa del perimetro del tubo) e fase vapore (che scorre nella parte alta del perimetro). Inoltre sono presenti goccioline di liquido (Slugs) che possono arrivare a contatto con la parte più alta del perimetro del tubo.

La mappa di flusso è individuata calcolando, in funzione del titolo di vapore x , la frazione di vuoto del modello di Rouhani-Axellson ε_{ra} .

Tramite ε_{ra} si calcolano i valori in ordinata delle curve G_{wavy} , G_{strat} , G_{dryout} e G_{mist} e si calcola la verticale x_{IA} , già descritti nel precedente paragrafo.

Inoltre per separare la zona (Slug) dalla zona (Slug+SW), si traccia l'orizzontale $G_{wavy, x_{IA}}$.

In generale la perdita di carico per attrito è esprimibile come:

$$\Delta p_{ref} = 4 * f_{tp} * \left(\frac{L}{D}\right) * \frac{\rho_{VS} * u_{VS}}{2} \quad (2.34)$$

Per titoli di vapore vicini alla condizione di liquido saturo Δp_{ref} viene ottenuto da una media tra la perdita di carico del liquido saturo e la perdita di carico espressa in (2.34).

La media è pesata in base alla distanza del titolo dal valore x_{IA} :

$$\Delta p_{ref} = \Delta p_{LS} * \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right)^{0.25} + \Delta p * \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right)^{0.25} \quad (2.35)$$

Il procedimento per il calcolo della perdita di carico per attrito Δp_{ref} per ciascun volume elementare in condensazione si svolge nei seguenti passi:

- 1) Determinazione a partire dal titolo di vapore della frazione di vuoto ε_{ra}
- 2) Determinazione della posizione del flusso nella flow pattern map
- 3) Se il flusso è (S) per $x > x_{IA}$ si applica la (2.34) con fattore d'attrito $f_{tp} = (f_{tp})_S$ e per $x \leq x_{IA}$ si applica la (2.35) con Δp ricavato dalla (2.34)
- 4) Se il flusso è (SW) si applica solo la (2.34) con fattore d'attrito $f_{tp} = (f_{tp})_{SW}$, mentre se il flusso è (Slug+SW) si applica la (2.35) con Δp ricavato dalla (2.34)
- 5) Se il flusso è (A) si applica la (2.34) con fattore d'attrito $f_{tp} = (f_{tp})_A$
- 6) Se il flusso è (Slug) oppure (I) si applica in entrambi i casi la (2.35) con Δp ricavato dalla (2.34) con fattore d'attrito $f_{tp} = (f_{tp})_A$
- 7) Se il flusso è (M) si definiscono la densità ρ_m e il fattore d'attrito f_m dalla media tra le proprietà termofisiche del liquido e del vapore e si applica la seguente equazione:

$$\Delta p_{ref} = 2 * f_m * \left(\frac{L}{D}\right) * \frac{G^2}{\rho_m} \quad (2.36)$$

- 8) Se il flusso è (D) si definiscono da [18] $x_{d,in}$ ed $x_{d,out}$ rispettivamente come il titolo di vapore al quale comincia l'asciugamento e il titolo di vapore al quale termina. Il Δp_{ref} è ottenuto da una media pesata tra la Δp_{ref} della zona (A) e la Δp_{ref} della zona (M) in base alla distanza del titolo di vapore da $x_{d,in}$ (condizione di flusso anulare) e da $x_{d,out}$ (condizione di flusso misto):

$$\Delta p_{ref} = (\Delta p_{ref})_A - \frac{x - x_{d,in}}{x_{d,out} - x_{d,in}} * [(\Delta p_{ref})_A - (\Delta p_{ref})_M] \quad (2.37)$$

La mappa di flusso è stata sviluppata per ottenere il minimo scostamento rispetto ai dati sperimentali ricavati. Un esempio dell'andamento delle perdite di carico per unità di lunghezza in transizione di fase in funzione del titolo di vapore è rappresentato in Fig.2.5, dove si evidenzia la differenza tra i valori previsti dal modello e i valori sperimentali ricavati.

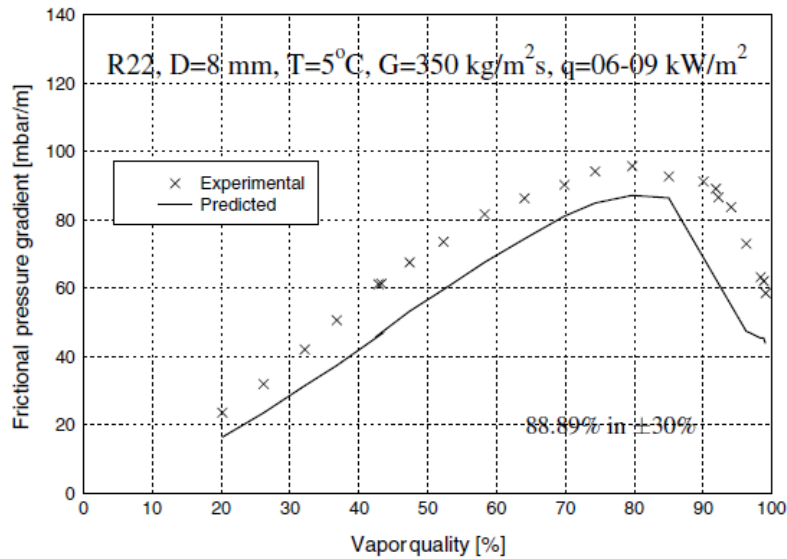


Figura 2.5: Esempio di andamento delle perdite di carico per unità di lunghezza in funzione del titolo di vapore

CAPITOLO 3

IMPLEMENTAZIONE DEL MODELLO

3.1 Metodo ϵ -NTU

Nel problema della determinazione del profilo di temperatura e della potenza termica scambiata all'interno di uno scambiatore di calore (schematizzato in Fig.3.1) sono note:

- le portate massiche dei fluidi caldo e freddo impiegate (rispettivamente G_h e G_c)
- le temperature d'ingresso dei fluidi caldo e freddo (rispettivamente $T_{h,in}$ e $T_{c,in}$)

e le incognite sono costituite dalle temperature del fluido caldo e del fluido freddo in uscita (rispettivamente $T_{h,out}$ e $T_{c,out}$) e dalla potenza termica scambiata \dot{Q}_{tot} .

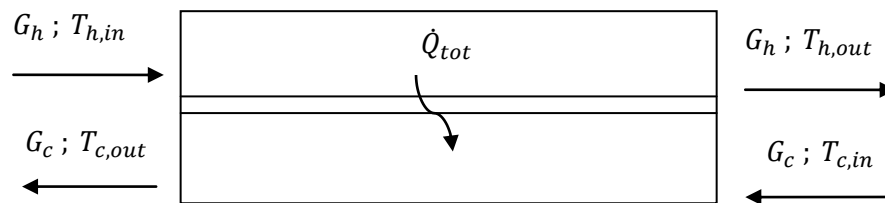


Figura 3.1: Schema del volume di controllo dell'intero scambiatore di calore

Questo problema si affronta mediante la risoluzione di un sistema di 3 equazioni nelle 3 incognite $T_{h,out}$, $T_{c,out}$ e \dot{Q}_{tot} . Le prime due equazioni sono ricavabili dai bilanci energetici sui volumi di controllo fluido caldo e fluido freddo:

$$\dot{Q}_{tot} = G_h * c_{p,h} * (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_{tot} = G_c * c_{p,c} * (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (3.2)$$

Per chiudere il sistema è necessario associare una terza equazione nelle stesse incognite \dot{Q}_{tot} , $T_{h,out}$ e $T_{c,out}$. L'equazione che si associa ai due bilanci energetici è detta equazione di scambio termico.

L'equazione di scambio termico può essere ricavata con due metodi, il metodo della differenza di temperatura media logaritmica e il metodo ε -NTU . In questo lavoro di fa uso del secondo metodo.

Il metodo ε -NTU si basa sulla definizione di 3 parametri adimensionali:

- NTU (Number of Thermal Units) definito come rapporto tra la trasmittanza termica dello scambiatore e la minima capacità termica di portata tra i fluidi caldo e freddo:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{\text{MIN}(G_h \cdot c_{p,h}; G_c \cdot c_{p,c})} \quad (3.3)$$

- R^* definito come rapporto tra la minima e la massima capacità termica di portata tra i fluidi caldo e freddo:

$$R^* = \frac{\text{MIN}(G_h \cdot c_{p,h}; G_c \cdot c_{p,c})}{\text{MAX}(G_h \cdot c_{p,h}; G_c \cdot c_{p,c})} \quad (3.4)$$

- ε (efficienza di scambio termico) definita come il rapporto tra la potenza termica scambiata e la massima potenza termica teoricamente scambiabile:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{Q}}{\text{MIN}(G_h \cdot c_{p,h}; G_c \cdot c_{p,c}) \cdot (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (3.5)$$

Quindi la terza equazione del sistema è esprimibile come:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{max} \quad (3.6)$$

L'efficienza di scambio termico è funzione degli altri due parametri adimensionali del modello R^* ed NTU secondo le seguenti espressioni differenziate a seconda che il flusso sia controcorrente o equicorrente:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU \cdot (1 - R^*)}}{1 - R^* \cdot e^{-NTU \cdot (1 - R^*)}} \quad (3.7)$$

La (2.7) è valida per flusso controcorrente con $R^* \neq 1$

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (3.8)$$

La (3.8) è valida per flusso controcorrente con $R^* = 1$.

3.2 Modello monozona dello scambiatore di calore (valido per il gas cooler nei cicli transcritici)

3.2.1 Suddivisione del gas cooler in volumi di controllo

In questo paragrafo viene descritto il modello di discretizzazione a zona unica che viene utilizzato per simulare le prestazioni in regime stazionario del gas cooler.

Il gas cooler viene utilizzato nei cicli transcritici, dove il refrigerante in raffreddamento non va incontro alla transizione di fase.

Ciò permette di non distinguere in zone differenti, in cui applicare i diversi modelli di scambio termico e di caduta di pressione per i flussi monofase e bifase.

I principi che vengono applicati nella discretizzazione dello scambiatore di calore in questo modello monozona vengono ripetuti in modo analogo per ciascuna delle tre zone nel modello del condensatore per cicli subcritici.

Suddividendo lo scambiatore di calore in un numero di volumi di controllo predefinito è possibile determinare l'evoluzione dei profili di temperatura del fluido caldo e freddo, la caduta di pressione per entrambi i fluidi e la potenza termica scambiata nei singoli volumi dello scambiatore di calore.

Impostando un numero totale di sezioni N_{sez} , il numero totale di segmenti in cui è suddiviso lo scambiatore di calore è dato da $N_{sez} - 1$ come è rappresentato in Fig.3.2.

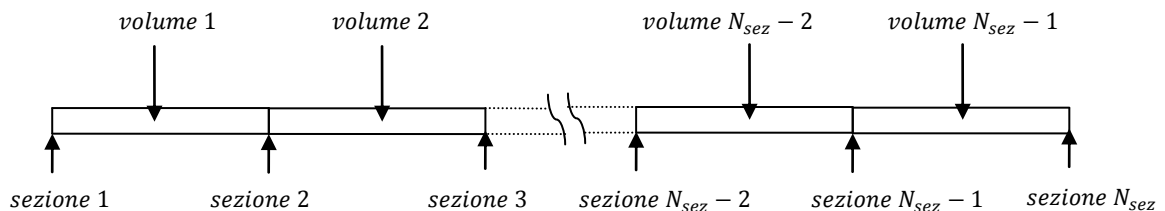


Figura 3.2: Schema di discretizzazione dello scambiatore di calore in un numero di volumi di controllo $N_{sez} - 1$

In uno scambiatore di calore con flusso controcorrente il profilo è determinabile impostando per ciascun volume di controllo i -esimo il sistema di 3 equazioni nelle 3 incognite $\dot{Q}_{(i)}$, $T_{h,(i+1)}$, $T_{c,(i)}$ analogo a quello precedentemente esposto nel quale il volume di controllo era costituito dallo scambiatore di calore intero.

Se consideriamo ad esempio il volume generico i -esimo compreso tra le sezioni i ed $i + 1$ possiamo scrivere il sistema di tre equazioni nelle tre incognite $\dot{Q}_{(i)}$, $T_{h,(i+1)}$, $T_{c,(i)}$:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{Q}_{(i)} = G_h * c_{p,h(i)} * (T_{h(i)} - T_{h(i+1)}) \quad (3.9) \\ \dot{Q}_{(i)} = G_c * c_{p,c(i)} * (T_{c(i)} - T_{c(i+1)}) \quad (3.10) \\ \dot{Q}_{(i)} = \varepsilon_{(i)} * MIN(G_h * c_{p,h(i)} ; G_c * c_{p,c(i)}) * (T_{h(i)} - T_{c(i+1)}) \quad (3.11) \end{array} \right.$$

A questo sistema vanno aggiunte le due equazioni di conservazione della quantità di moto per la determinazione delle cadute di pressione per il fluido freddo (acqua) e per il fluido caldo (refrigerante):

$$p_{h(i+1)} = p_{h(i)} - \Delta p_{h(i)} \quad (3.12)$$

$$p_{c(i)} = p_{c(i+1)} - \Delta p_{c(i)} \quad (3.13)$$

Nell'equazione (3.12) nota la pressione $p_{h(i)}$ si determina l'incognita $p_{h(i+1)}$, mentre nell'equazione (3.13) nota la pressione $p_{c(i+1)}$ si determina l'incognita $p_{c(i)}$.

Le due equazioni (3.12), (2.13) descrivono perdite di carico in verso opposto caratteristiche del flusso controcorrente.

Considerando come sezione iniziale la sezione d'ingresso del fluido refrigerante e d'uscita dell'acqua (Fig.3.3), per ogni volume i-esimo, la pressione del refrigerante diminuisce alla sezione successiva i+1, mentre la pressione dell'acqua diminuisce in verso opposto dalla sezione i+1 alla sezione i.

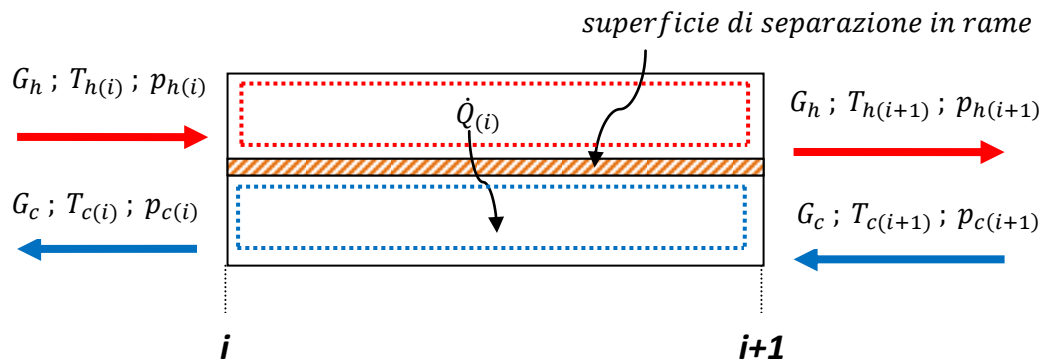


Figura 3.3: Volumi di controllo del fluido caldo e del fluido freddo tra le sezioni i ed i+1

Per ciascun volume i-esimo nel quale viene suddiviso lo scambiatore di calore si deve risolvere il sistema di equazioni (3.9), (3.10), (3.11) e contemporaneamente ricavare le pressioni incognite tramite le equazioni (3.12) e (3.13). La risoluzione di ogni volume con la determinazione delle incognite viene effettuata a partire dalla sezione d'ingresso del fluido caldo (che corrisponde alla sezione d'uscita del fluido freddo) e i volumi vengono risolti in sequenza fino alla sezione d'uscita del fluido caldo (che corrisponde alla sezione d'ingresso del fluido freddo).

3.2.2 Metodo iterativo di risoluzione delle equazioni di conservazione dell'energia e della quantità di moto nel gas cooler

In questo paragrafo viene descritto l'algoritmo che viene utilizzato per risolvere il sistema delle equazioni di bilancio (3.9), (3.10) e (3.11) nel gas cooler controcorrente.

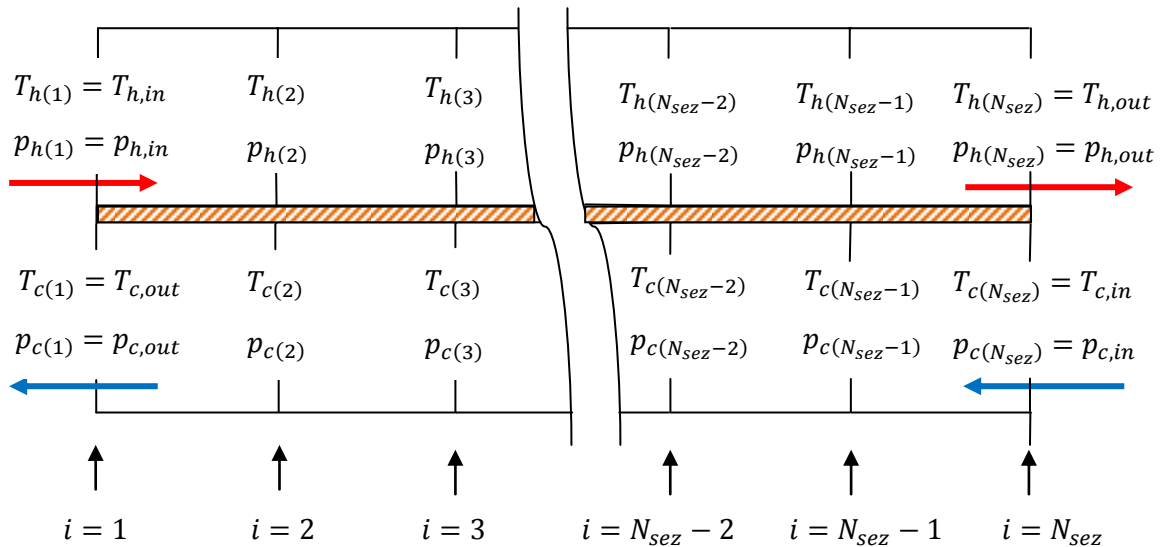


Figura 3.4: Discretizzazione dello scambiatore di calore in volumi di controllo nel modello monozona

Le equazioni di bilancio di energia e quantità di moto vengono risolte sequenzialmente per ciascun volume di controllo del gas cooler.

I volumi di controllo sono ordinati come mostrato in Fig3.4.

Nella prima sezione si impone la temperatura e la pressione in ingresso del fluido caldo (refrigerante), mentre nell'ultima sezione (N_{sez}) si impone la temperatura e la pressione in ingresso del fluido freddo (acqua) come rappresentato in tabella3.1.

Tabella 3.1: Condizioni iniziali del refrigerante e dell'acqua imposte nel gas cooler controcorrente.

Prima sezione del gas cooler	Ultima sezione del gas cooler
$T_{h(1)} = T_{h,in}$	$T_{c(N_{sez})} = T_{c,in}$
$p_{h(1)} = p_{h,in}$	$p_{c(N_{sez})} = p_{c,in}$

E' bene precisare che nel calcolo della potenza termica $\dot{Q}_{(i)}$ tramite l'equazione di scambio termico (3.11), in ciascun volume i -esimo, accade che la temperatura del fluido freddo alla sezione successiva $T_{c(i+1)}$ non è nota inizialmente. Questo è vero ad eccezione dell'ultimo volume di controllo dello scambiatore nel quale la temperatura

della sezione successiva coincide con la temperatura d'ingresso del fluido freddo. Il problema è rappresentato in tabella 3.2.

Tabella 3.2: Incognite nell'algoritmo di risoluzione iterativa delle equazioni di bilancio energetico nei volumi.

Dal primo volume di controllo ($i = 1$) fino al penultimo volume di controllo $i = (N_{sez} - 2)$	Nell'ultimo volume di controllo $i = (N_{sez} - 1)$
$T_{c(i+1)} = ?$	$T_{c(i+1)} = T_{c,in}$

Quindi nella risoluzione del sistema delle equazioni (3.9), (3.10) e (3.11), applicati a ciascun volume di controllo, a partire dal primo volume ($i = 1$) fino al penultimo $i = (N_{sez} - 2)$ compare una nuova incognita $T_{c(i+1)}$.

Questa nuova incognita $T_{c(i+1)}$ per il segmento i diventa nota a partire dalla seconda iterazione, una volta che viene risolto il sistema sul volume successivo $i + 1$.

Per questo è necessario risolvere il sistema con un metodo di calcolo iterativo che si basi su un'ipotesi sul valore iniziale della quarta incognita $T_{c(i+1)}$. Questa ipotesi non è più necessaria nelle iterazioni successive alla prima in quanto, per ogni volume i -esimo, $T_{c(i+1)}$ assume un valore determinato dalla risoluzione del sistema nel volume $i+1$ al ciclo di iterazione precedente (la temperatura $T_{c(i+1)}$ per il volume i -esimo equivale alla temperatura $T_{c(i)}$ per il volume $i+1$).

Per chiudere il sistema si inizializza la temperatura del fluido freddo al valore della temperatura in ingresso e quindi vale $T_{c(i)} = T_{c,in}$ per ogni volume.

In questo modo è possibile ricavare, in ogni volume di controllo, un primo valore di $\dot{Q}_{(i)}$ e un primo profilo di temperatura del refrigerante e dell'acqua.

Dal secondo ciclo di iterazione in poi si ripete il calcolo del sistema di equazioni (3.9), (3.10) e (3.11), in ogni volume di controllo i -esimo, a partire da un valore di $T_{c(i+1)}$ che è stato determinato nella risoluzione del sistema al ciclo di iterazione precedente.

Un ulteriore motivo che rende necessario l'adozione di un metodo di risoluzione iterativo è legato al fatto che per ciascun volume i -esimo inizialmente non è possibile conoscere la pressione alla sezione successiva del refrigerante $p_{h(i+1)}$.

Infatti $p_{h(i+1)}$ viene calcolato tramite l'equazione (3.12) grazie alla determinazione delle perdite di carico nel volume i -esimo $\Delta p_{h(i)}$.

Le perdite $\Delta p_{h(i)}$ vengono calcolate grazie al fattore d'attrito $f_{(i)}$, che dipende a sua volta dal numero di Reynolds e dalla densità del refrigerante le quali, per essere determinate, necessitano della conoscenza della temperatura media e della pressione media all'interno di ciascun volume di controllo i -esimo.

Inoltre nelle equazioni (3.9) e (3.10) i calori specifici a pressione costante del refrigerante e dell'acqua (rispettivamente $c_{p,h(i)}$ e $c_{p,c(i)}$) vanno ipotizzati inizialmente per ciascun volume i -esimo in quanto, come tutte le altre proprietà termofisiche, vengono calcolati dando in input a REFPROP la temperatura media e la pressione media del segmento come mostrato in tabella 3.3.

Tabella 3.3: Proprietà termofisiche estratte da REFPROP per ogni volume di controllo dello scambiatore di calore.

Proprietà termofisica	Unità di misura	Input REFPROP
Densità del refrigerante	kg/m^3	$\rho_{h(i)} = \rho(T_{h,media(i)} ; p_{h,media(i)})$
Calore specifico a pressione costante del refrigerante	$J/(kg * K)$	$c_{p,h(i)} = c_p(T_{h,media(i)} ; p_{h,media(i)})$
Conduttività termica del refrigerante	$W/(m^2 * K)$	$\lambda_{h(i)} = \lambda(T_{h,media(i)} ; p_{h,media(i)})$
Viscosità dinamica del refrigerante	$Pa * s$	$\mu_{h(i)} = \mu(T_{h,media(i)} ; p_{h,media(i)})$
Densità dell'acqua	kg/m^3	$\rho_{c(i)} = \rho(T_{c,media(i)} ; p_{c,media(i)})$
Calore specifico a pressione costante dell'acqua	$J/(kg * K)$	$c_{p,c(i)} = c_p(T_{c,media(i)} ; p_{c,media(i)})$
Conduttività termica dell'acqua	$W/(m^2 * K)$	$\lambda_{c(i)} = \lambda(T_{c,media(i)} ; p_{c,media(i)})$
Viscosità dinamica dell'acqua	$Pa * s$	$\mu_{c(i)} = \mu(T_{c,media(i)} ; p_{c,media(i)})$

Dove le temperature e le pressioni medie in ogni volume di controllo i-esimo sono:

$$T_{h,media(i)} = \frac{T_{h(i)} + T_{h(i+1)}}{2} \quad (3.14)$$

$$p_{h,media(i)} = \frac{p_{h(i)} + p_{h(i+1)}}{2} \quad (3.15)$$

$$T_{c,media(i)} = \frac{T_{c(i)} + T_{c(i+1)}}{2} \quad (3.16)$$

$$p_{c,media(i)} = \frac{p_{c(i)} + p_{c(i+1)}}{2} \quad (3.17)$$

Siccome le temperature e le pressioni $T_{h(i+1)}$ e $p_{h(i+1)}$ inizialmente non sono ancora note, prima di aver risolto le equazioni del volume i-esimo, vengono inizializzate alle condizioni d'ingresso del refrigerante.

Analogamente per l'acqua le temperature e le pressioni $T_{c(i)}$ e $p_{c(i)}$ inizialmente non sono ancora note prima di aver risolto le equazioni del volume i-esimo, quindi vengono inizializzate alle condizioni d'ingresso. Il tutto è illustrato in tabella 3.4 .

Tabella 3.4: Inizializzazione delle proprietà nei volumi di controllo del refrigerante e dell'acqua.

Volumi di controllo del refrigerante	Volumi di controllo dell'acqua
$T_{h(i+1)} = T_{h,in}$	$T_{c(i)} = T_{c,in}$
$T_{h,media(i)} = T_{h,in}$	$T_{c,media(i)} = T_{c,in}$
$p_{h(i)} = p_{h,in}$	$p_{c(i)} = p_{c,in}$
$p_{h,media(i)} = p_{h,in}$	$p_{c,media(i)} = p_{c,in}$

L'evoluzione dei profili di temperatura dei fluidi caldo e freddo nello scambiatore di calore tra le iterazioni successive è tale che, al primo ciclo di iterazione, la potenza termica verrà calcolata, tramite la (3.11), con un $\Delta T_{max(i)} = T_{h(i)} - T_{c(i+1)}$ più elevato di

quello reale, dato che la $T_{c(i+1)}$ viene inizializzata ad un valore $T_{c,in}$ più basso di quello reale.

Di conseguenza, a parità di superficie totale di scambio, la potenza termica scambiata in ogni volume i-esimo sarà sopravvalutata nella prima iterazione.

Ciò farà sì che al secondo ciclo di iterazione si presenterà una $T_{c(i+1)}$ più elevata rispetto al valore reale quindi $\Delta T_{max(i)} = T_{h(i)} - T_{c(i+1)}$ sarà più basso del valore reale e quindi la potenza termica scambiata sarà inferiore.

Se il metodo di calcolo è convergente, ad ogni ciclo di iterazione l'errore percentuale, ottenuto dalla differenza tra le potenze termiche calcolate tra un determinato ciclo e il ciclo precedente, diminuirà fino a quando i profili di temperatura dei fluidi caldo e freddo non variano più. Conseguentemente anche le potenze termiche scambiate in ciascun volume i-esimo non variano più a meno di una tolleranza imposta e in corrispondenza di questa condizione di convergenza si interrompono le iterazioni e il sistema delle (3.9), (3.10) e (3.11) si considera risolto.

In Fig.3.5 viene riportato un esempio di evoluzione dei profili di temperatura del fluido caldo e freddo nelle iterazioni successive nel caso di flusso controcorrente con refrigerante monofase e $G_h * c_{p,h} > G_c * c_{p,c}$

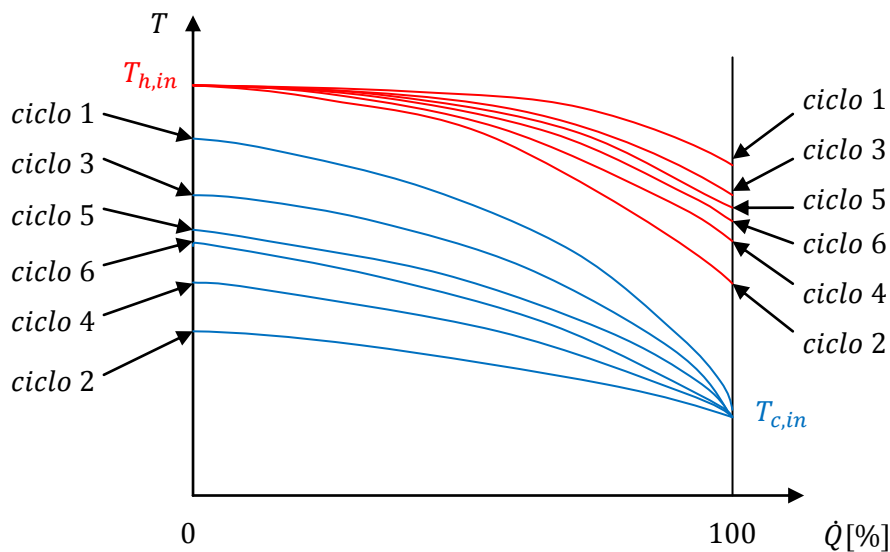


Figura 3.5: Diagramma qualitativo $T-\dot{Q}$ di uno scambiatore di calore controcorrente che illustra l'evoluzione dei profili di temperatura monofase dei fluidi caldo e freddo in 6 cicli di iterazione successivi

Si considera raggiunta la convergenza al volume di controllo i-esimo quando succede che, al termine di un determinato ciclo di iterazione n , l'errore percentuale tra la potenza termica ricavata al ciclo n -esimo e la potenza termica ricavata al ciclo precedente è inferiore allo 0,1% :

$$errore_{(i)} = \frac{(\dot{Q}_i(n) - \dot{Q}_i(n-1))}{\dot{Q}_i(n-1)} < 0,1\% \quad (3.18)$$

Quando la condizione (3.18) si verifica per ciascun volume di controllo i-esimo, la risoluzione del sistema delle equazioni (3.9), (3.10), e (3.11) è arrivata a convergenza e quindi si hanno i valori definitivi di potenza termica scambiata (\dot{Q}_{tot}) e di temperature d'uscita del fluido refrigerante ($T_{h,out}$) e dell'acqua ($T_{c,out}$).

Infine, si ricava l'entalpia specifica alla massa alla sezione d'uscita del refrigerante $h_{ref,out}$ che è determinante per il calcolo della potenza frigorifera fornita all'evaporatore, corrispondente alla trasformazione 4-1 del ciclo inverso, considerando la trasformazione 3-4 come laminazione isoentalpica (dal paragrafo 1.2.2).

Lo schema dell'algoritmo descritto in questo paragrafo è illustrato in Fig.3.6.

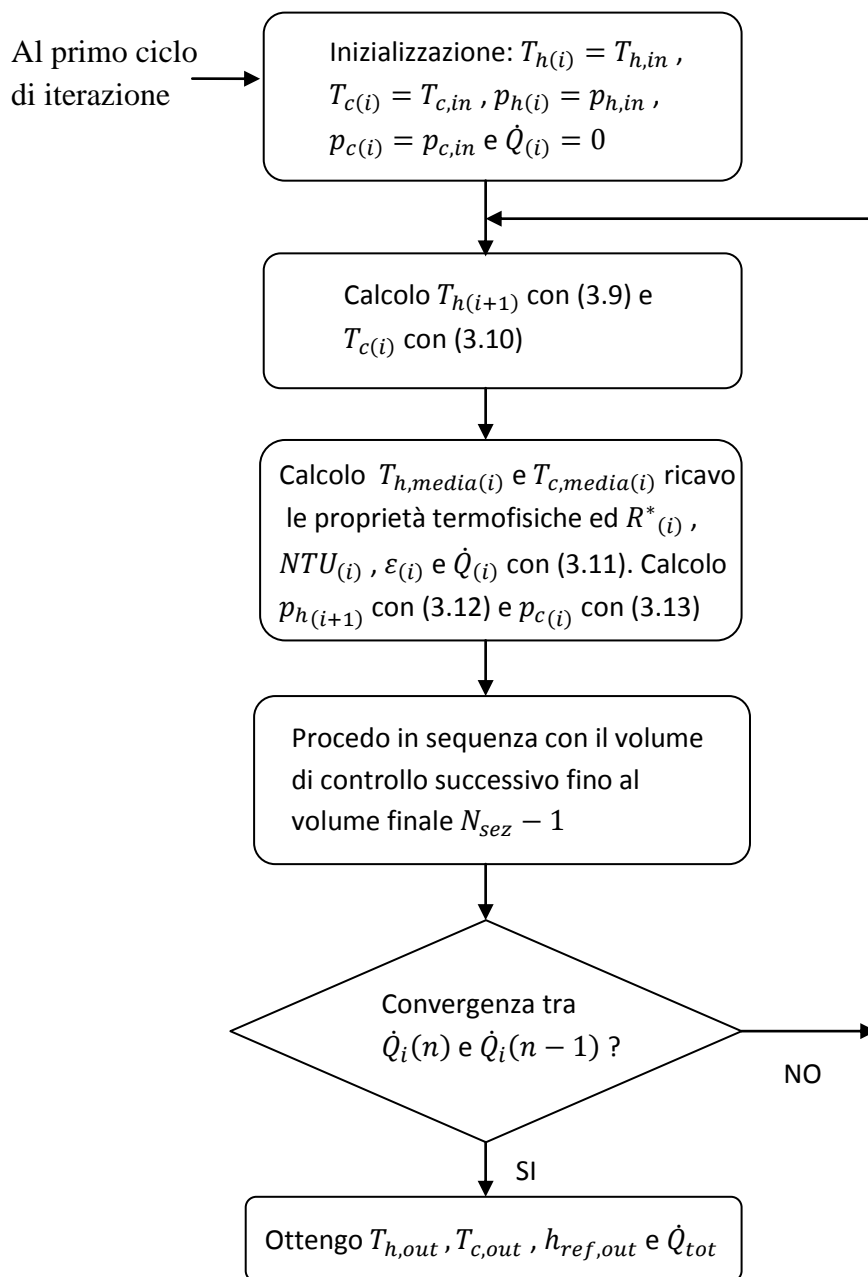


Figura 3.6: Diagramma di flusso della risoluzione del sistema di equazioni di bilancio energetico per il gas cooler (ciclo transcritical)

3.3 Modello a tre zone dello scambiatore di calore (condensatore per cicli subcritici)

3.3.1 Discretizzazione delle 3 zone del condensatore

Il codice Matlab che è stato sviluppato per simulare il funzionamento in regime stazionario del condensatore coassiale è costituito dall'unione delle 3 zone fondamentali che costituiscono lo scambiatore di calore:

- desurriscaldamento
- condensazione
- sottoraffreddamento

Le 3 zone indicate nel diagramma in Fig.3.7 sono considerate separatamente perché sono caratterizzate da un modello termodinamico diverso per la definizione del coefficiente di scambio termico e della perdita di carico dal lato refrigerante (lato caldo).

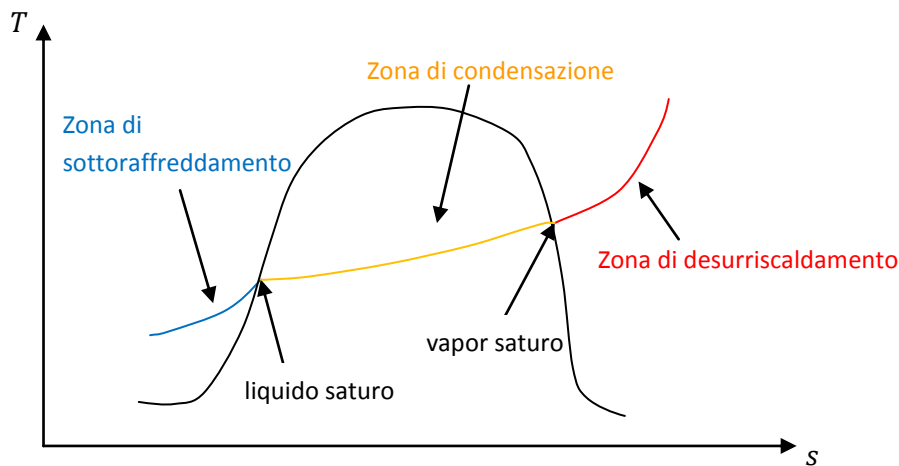


Figura 3.7: Rappresentazione nel diagramma qualitativo T-s delle 3 zone del condensatore di un ciclo subcritico di una miscela zeotropica propano-CO₂

Ciascuna zona, dato il valore di lunghezza totale, viene suddivisa in volumi di controllo equivalenti tra loro, determinando a priori il numero di discretizzazioni da assegnarle:

- Per il desurriscaldamento si imposta un numero di sezioni pari ad $N_{sez,des}$ al quale corrispondono $N_{sez,des} - 1$ volumi di controllo. Di conseguenza, dato un valore iniziale ipotizzato di $L_{tubo,des}$, la lunghezza di ogni segmento della zona di desurriscaldamento è data da:

$$L_{sez,des} = \frac{L_{tubo,des}}{N_{sez,des} - 1} \quad (3.19)$$
- Per la condensazione si imposta un numero di sezioni pari ad $N_{sez,cond}$ al quale corrispondono $N_{sez,cond} - 1$ volumi.

Di conseguenza dato un valore iniziale ipotizzato di $L_{tubo,cond}$ la lunghezza di ogni segmento della zona di condensazione sarà data da:

$$L_{sez,cond} = \frac{L_{tubo,cond}}{N_{sez,cond}-1} \quad (3.20)$$

- Per il sottoraffreddamento si imposta un numero di sezioni pari ad $N_{sez,sub}$ al quale corrispondono $N_{sez,sub} - 1$ volumi.

Di conseguenza dato un valore iniziale di $L_{tubo,sub}$ (che non viene ipotizzato, ma è dato dalla formula precedente) la lunghezza di ogni volume della zona di condensazione sarà data da:

$$L_{sez,sub} = \frac{L_{tubo,sub}}{N_{sez,sub}-1} \quad (3.21)$$

Il modello viene utilizzato per determinare la temperatura, la pressione e l'entalpia specifica alla massa del refrigerante (fluido caldo) e dell'acqua (fluido freddo) in ciascuna sezione.

A partire dalle temperature e pressioni del refrigerante e dell'acqua, in ogni sezione si ricava tramite media aritmetica la temperatura e la pressione media in ciascun volume in cui è discretizzato lo scambiatore tramite le (3.14), (3.15), (3.16), (3.17).

Le temperature e pressioni medie in ciascun volume i -esimo vengono utilizzate per definire le proprietà termofisiche necessarie al calcolo dei numeri adimensionali con cui si determinano i coefficienti di scambio termico convettivo e le perdite di carico di ogni volume di controllo dal lato acqua e dal lato refrigerante.

Ciascuna delle tre zone è delimitata rispetto alle altre dal raggiungimento di una determinata condizione fisica del fluido refrigerante.

3.3.2 Limiti e algoritmo di risoluzione della zona di desurriscaldamento

Nel desurriscaldamento le condizioni d'ingresso del fluido refrigerante nella prima sezione sono fissate dalle condizioni di uscita del compressore (punto 2 del ciclo inverso) e vengono definite $T_{h,in}$ e $p_{h,in}$. La condizione fisica che definisce il confine tra la zona di desurriscaldamento e la zona di condensazione è il raggiungimento della saturazione. Questa condizione viene individuata quando l'entalpia della sezione finale è pari all'entalpia del vapor saturo nelle stesse condizioni di pressione e temperatura della sezione d'uscita del desurriscaldamento.

$h_{ref(N_{sez,des})}$ viene determinata da REFPROP come entalpia del refrigerante alla temperatura e alla pressione della sezione finale della zona di desurriscaldamento:

$$h_{ref(N_{sez,des})} = h_{ref}(T_{(N_{sez,des})}; p_{(N_{sez,des})}) \quad (3.22)$$

La fine della zona di desurriscaldamento è individuata dalla condizione:

$$h_{ref(N_{sez,des})} = h_{ref}(T_{(N_{sez,des})}; x = 1) \quad (3.23)$$

(dove x è il titolo di vapore) o analogamente:

$$h_{ref(N_{sez,des})} = h_{ref}(p_{(N_{sez,des})}; x = 1) \quad (3.24)$$

L'algoritmo, ideato per calcolare la potenza termica scambiata nella fase di desurriscaldamento, utilizza un metodo di bisezione per individuare la lunghezza $L_{tubo,des}$ necessaria ad ottenere alla sezione d'uscita del desurriscaldamento la condizione di vapor saturo. Il valore iniziale di lunghezza assegnata alla zona di desurriscaldamento è pari alla metà della lunghezza totale del tubo $L_{tubo,des} = L_{tot,tubo}/2$.

Successivamente ad ogni iterazione $L_{tubo,des}$ viene aggiornato in modo da trovare il valore esatto, ossia il valore che permette di arrivare a condizioni in uscita di vapor saturo a meno di una tolleranza fissata a $10 \frac{J}{kg}$:

$$h_{ref(N_{sez,des})} - h_{ref}(T_{(N_{sez,des})}; x = 1) < 10 \frac{J}{kg} \quad (3.25)$$

Le iterazioni esterne avvengono tra gli estremi $L_{tubo,des} = 0$ ed $L_{tubo,des} = L_{tot,tubo}$.

I cicli di iterazione necessari a raggiungere la lunghezza esatta di desurriscaldamento sono cicli esterni.

All'interno di ciascun ciclo di iterazione esterna la lunghezza di ogni volume $L_{sez,des}$ e conseguentemente le superfici di scambio termico vengono fissate e si adotta un metodo iterativo per risolvere il sistema di equazioni (3.9), (3.10) e (3.11) in ciascun volume di controllo fino ad arrivare ad una condizione di convergenza.

La convergenza, analogamente al modello per il gas cooler trattato in 3.2.2, è raggiunta quando la differenza tra la potenza termica scambiata in ogni volume tra 2 cicli di iterazione successivi è inferiore allo 0,1%.

La condizione di convergenza dei cicli quindi è la (3.18).

Nello schema di Fig.3.8 viene rappresentata l'evoluzione della lunghezza di desurriscaldamento al susseguirsi delle iterazioni esterne.

Nell'esempio la zona di desurriscaldamento viene suddivisa in 4 volumi di controllo (ovvero $N_{sez,des} = 5$), la lunghezza totale dello scambiatore è pari a 20 m, mentre la lunghezza necessaria a completare il desurriscaldamento, cioè la lunghezza necessaria a raggiungere la condizione di vapore saturo in uscita è pari a 3 m.

La lunghezza esatta di desurriscaldamento, necessaria a raggiungere la condizione di vapor saturo in uscita, non è nota a priori e cambia ad ogni ciclo di iterazione totale come conseguenza dell'avvicinamento o dell'allontanamento dei profili di temperatura che implica rispettivamente un aumento o una diminuzione della lunghezza di tubo necessaria a completare la fase di desurriscaldamento.

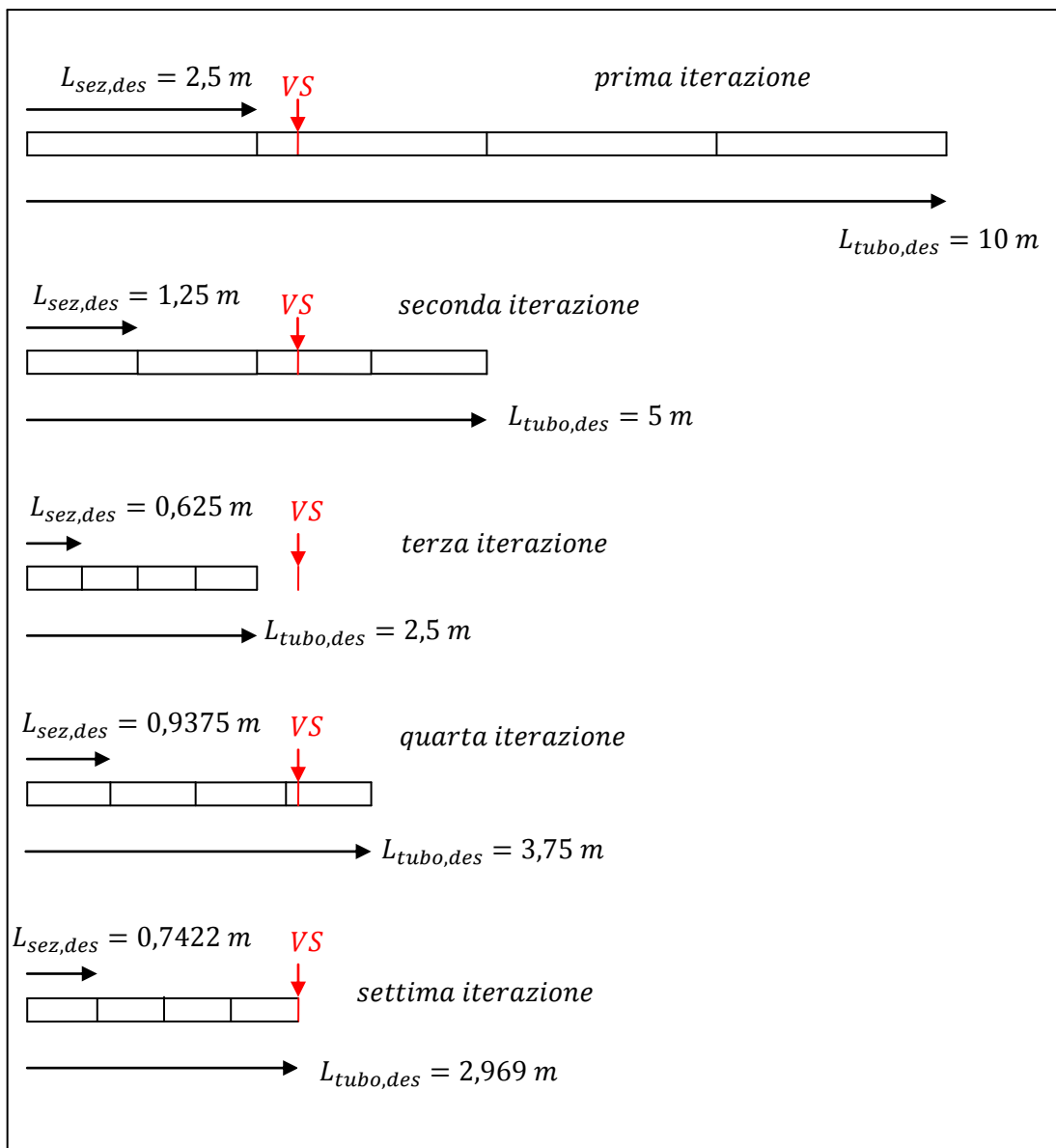


Figura 3.8: Esempio di calcolo della lunghezza della zona di desurriscaldamento nelle iterazioni successive

Infine in Fig.3.9 si riporta l' algoritmo complessivo della zona di desurriscaldamento. Nello schema si distinguono le iterazioni interne, che sono finalizzate alla convergenza delle potenze termiche scambiate in ogni volume di controllo, e le iterazioni esterne che sono finalizzate ad individuare la condizione di vapor saturo alla sezione d'uscita del desurriscaldamento.

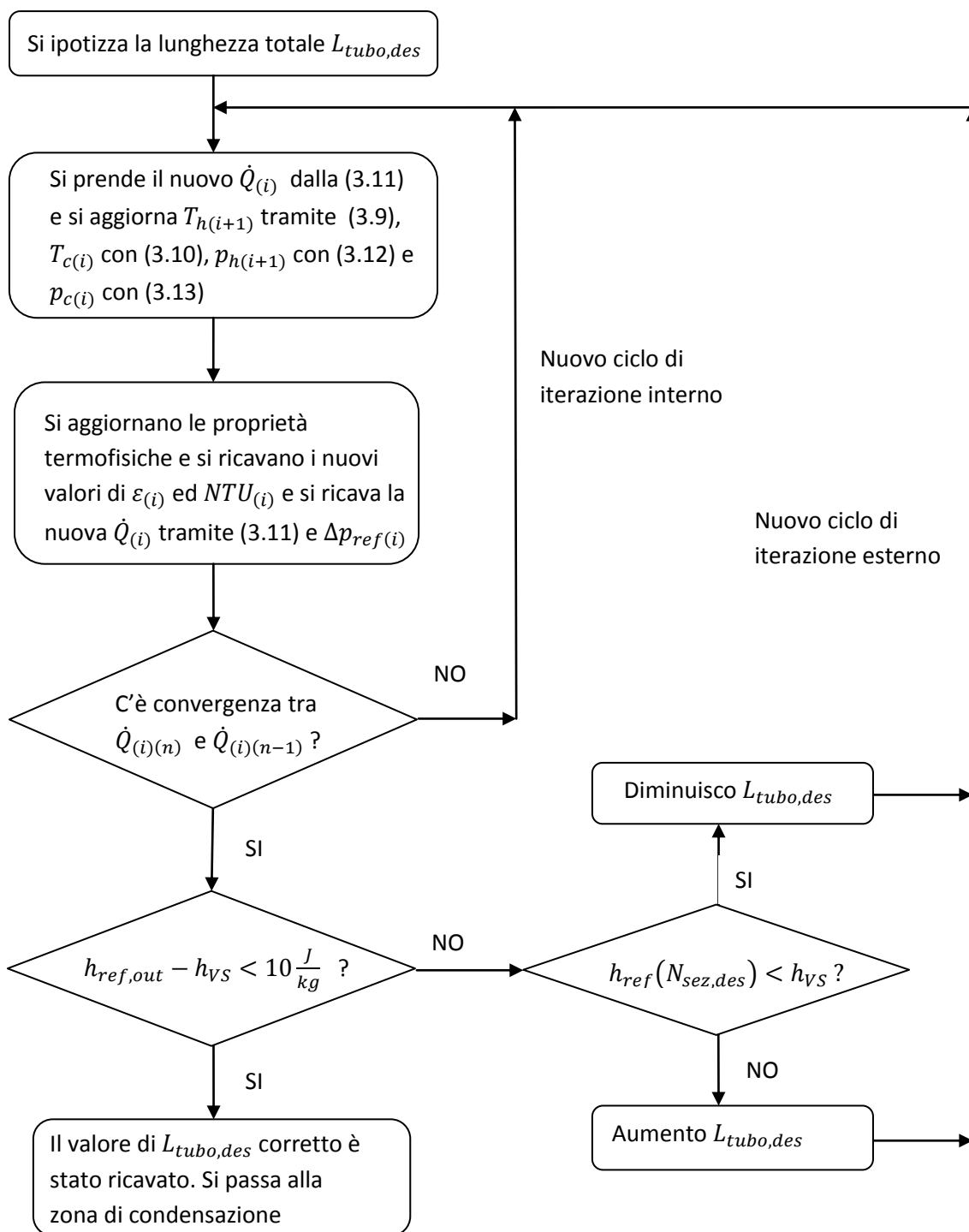


Figura 3.9: Diagramma di flusso dell'algorithmo della zona di desurriscaldamento

3.3.3 Condizioni di raccordo tra la zona di desurriscaldamento e la zona di condensazione

Non essendoci validità dei modelli definiti dalle mappe di flusso nell'intervallo da $x = 1$ ad $x = 0,97$, il raccordo dall'ultima sezione del desurriscaldamento alla prima sezione del condensatore viene effettuato sulla base del modello ε -NTU con un procedimento inverso rispetto a quello effettuato sugli altri volumi di controllo della condensazione.

Negli altri volumi di controllo si fissa la lunghezza, si ricavano i coefficienti di scambio termico convettivo $h_{conv,h}$ e $h_{conv,c}$ ed infine si calcola l'efficienza di scambio e la potenza termica scambiata con il modello ε -NTU.

Al contrario in questo volume, dove avviene la transizione, non è nota a priori la lunghezza $L_{sez,97}$ che è necessaria a calcolare le perdite di carico e il coefficiente di scambio termico del refrigerante.

Perciò è necessario determinare a priori la potenza termica scambiata nel tratto da vapor saturo ad $x = 0,97$, denominata $\dot{Q}_{cond\ 0,97 \rightarrow VS}$, ipotizzando in un primo momento perdite di carico nulle e calcolando la potenza termica tramite la differenza tra le entalpie massiche del refrigerante ad $x = 1$ e a $x = 0,97$.

Oltre all'ipotesi sulla potenza termica scambiata, si ipotizza che il refrigerante dal punto di vista delle perdite di carico si comporti come vapor saturo.

Quindi le proprietà termofisiche e i parametri termodinamici ε , NTU ed R^* di questo volume di transizione si considerano uguali a quelle dell'ultimo volume di controllo della zona di desurriscaldamento.

Una volta che si è calcolata $L_{sez,97}$ si può determinare la perdita di carico $\Delta p_{0,97 \rightarrow VS}$ e la pressione media del volume tramite (3.15) quindi, ripetendo i calcoli con la pressione corretta, si ricavano la potenza termica corretta e la temperatura d'uscita dal volume.

Un'esposizione completa del procedimento si trova in appendice A.1.

3.3.4 Limiti e algoritmo di risoluzione della zona di condensazione

Nel condensatore ogni volume di controllo è caratterizzato da un titolo di vapore medio ricavato dalla media aritmetica tra i titoli di vapore delle sezioni d'ingresso e di uscita del segmento:

$$x_{ref,media(i)} = \frac{x_{ref(i)} + x_{ref(i+1)}}{2} \quad (3.26)$$

Da questo parametro si calcolano le frazioni di vuoto ε tramite le (2.27), (2.28) e (2.29).

La frazione di vuoto rappresenta la quota parte di area della sezione normale occupata dal vapore.

Il titolo di vapore medio di sezione e la frazione di vuoto servono a calcolare, tramite i due modelli descritti nei paragrafi 2.2.2 e 2.2.3, le curve che delimitano le diverse zone delle mappe di flusso.

Tuttavia tali modelli non sono validi in tutto l'intervallo che intercorre tra la condizione di liquido saturo (titolo di vapore $x = 0$) e la condizione di vapor saturo (titolo di vapore $x = 1$), in quanto per titoli di vapore vicini agli estremi $x = 0$ ed $x = 1$, la frazione di vuoto non può essere predetta con sufficiente accuratezza. Errori minimi nella determinazione della frazione di vuoto in tali zone possono portare grandi errori nella determinazione del modello.

Perciò la validità dei modelli descritti dalle due mappe di flusso viene definita nell'intervallo di titoli di vapore da $x = 0,03$ ad $x = 0,97$.

Quindi la fase di condensazione ha inizio a partire dal titolo di vapore $x = 0,97$ e ha termine in corrispondenza del titolo di vapore $x = 0,03$.

Per individuare la lunghezza necessaria a completare la fase di condensazione $L_{tubo,cond}$, ottenendo alla sezione d'uscita il titolo di vapore $x = 0,03$, si è adottato un algoritmo di bisezione che individua la lunghezza corretta a partire da un'ipotesi sul valore iniziale. Inizialmente, nel metodo di bisezione, $L_{tubo,cond}$ viene calcolato come metà della lunghezza rimasta a disposizione dopo il desurriscaldamento per le zone di condensazione e sottoraffreddamento denominata $L_{cond+subc}$.

$$L_{cond+subc} = L_{tot,tubo} - L_{tubo,des} - L_{sez,0.97} \quad (3.27)$$

Successivamente $L_{tubo,cond}$ viene aggiornato tramite dei cicli di iterazione esterni in modo trovare il valore giusto, ossia il valore che permette di arrivare a condizioni in uscita di titolo di vapore $x_{out} = 0,03$ a meno di una tolleranza sul titolo fissata a 0,001:

$$x_{out} - 0,03 < 0,001 \quad (3.28)$$

Le iterazioni esterne avvengono tra l'estremo inferiore nullo di $L_{tubo,cond}$ e l'estremo superiore pari a $L_{cond+subc}$.

All'interno di ciascuna iterazione esterna la lunghezza di ogni volume $L_{sez,cond}$ e conseguentemente le superfici di scambio termico vengono fissate e si adotta un metodo iterativo per risolvere il sistema di equazioni di bilancio energetico. Nel sistema applicato per il refrigerante in transizione di fase l'equazione (3.9) viene sostituita con la seguente equazione:

$$\dot{Q}_{(i)} = G_{h,cond(i)} * \Delta h_{LV(i)} = (1 - x_{(i+1)}) * G_h * \Delta h_{LV(i)} \quad (3.29)$$

Quindi il sistema da risolvere in ciascun volume di controllo della zona di condensazione è costituito dalle equazioni (3.10), (3.11) e (3.29).

Nell'equazione (3.29) $G_{h,cond(i)}$ è la portata di refrigerante condensato nel volume i -esimo essendo il titolo di vapore della sezione $i + 1$ definito come:

$$x_{(i+1)} = \frac{G_{h,vap(i)}}{G_h} \quad (3.30)$$

La portata di refrigerante è ricavabile con un bilancio di massa sul volume i -esimo dalla somma della portata in fase condensata e della portata in fase vapore:

$$G_h = G_{h,cond(i)} + G_{h,vap(i)} = G_{h,cond(i)} + x_{(i+1)} * G_h \quad (3.31)$$

Da cui si ricava:

$$x_{(i+1)} = 1 - \frac{G_{h,cond(i)}}{G_h} \quad (3.32)$$

$G_{h,cond(i)}$ per i volumi successivi al primo è data dalla somma tra $G_{h,cond(i)}$, ricavata con l'equazione (3.32) e le $G_{h,cond(i)}$ di tutti i volumi che precedono il volume i-esimo.

Per il primo volume vale:

$$G_{h,cond(i)} = \frac{\dot{Q}_{(i)}}{\Delta h_{LV(i)}} \quad (3.33)$$

Dal secondo volume all'ultimo volume vale:

$$G_{h,cond(i)} = \frac{\dot{Q}_{(i)}}{\Delta h_{LV(i)}} + \sum_1^{i-1} G_{h,cond(i)} \quad (3.34)$$

Per determinare $x_{ref,media(i)}$ devo ipotizzare un primo valore di potenza termica scambiata grazie al quale ricavo $x_{(i+1)}$ con (3.33) e (3.32). Quindi ricavo $x_{ref,media(i)}$ dalla (3.26) e determino la potenza termica scambiata nel volume con metodo ϵ -NTU dall'equazione (3.11).

Con i cicli di iterazione interni si trova la convergenza tra le equazioni (3.29) e (3.11).

La convergenza è raggiunta quando l'errore percentuale dato dalla differenza tra la potenza termica scambiata in ogni volume tra 2 cicli di iterazione successivi è inferiore all' 0,1% .

La condizione di convergenza dei cicli interni quindi è espressa, analogamente ai cicli di iterazione interni nell'algorithmo di desurriscaldamento, con la (3.18).

Una volta risolto il volume i-esimo si passa al volume successivo fino al volume finale della zona di condensazione.

In Fig.3.10 si riporta l'algorithmo dei cicli di iterazione interni per la convergenza tra le equazioni (3.29) e (3.11) eseguito sul generico volume i.

Ottenuta la convergenza delle equazioni (3.29) e (3.11) con le potenze termiche $\dot{Q}_{(i)}$, su ciascun volume, si applica l'equazione (3.10) per aggiornare il profilo di temperatura del fluido freddo, a partire dall'ultimo volume a ritroso fino al primo volume.

A questo punto si deve verificare iterativamente la convergenza, in ciascun volume, tra la nuova $\dot{Q}_{(i)}$ calcolata con il profilo di temperatura dell'acqua aggiornato tramite la (3.10) e la $\dot{Q}_{(i)}$ calcolata dalla convergenza tra (3.29) e (3.11).

Questa verifica è effettuata tramite dei cicli di iterazione intermedi tra i cicli esterni (necessari a calcolare $L_{tubo,cond}$) e i cicli interni, (necessari alla convergenza tra (3.29) e (3.11)).

La condizione di convergenza dei cicli intermedi è espressa anch'essa, analogamente ai cicli di iterazione interni nell'algorithmo di desurriscaldamento, con la (3.18).

Raggiunta la convergenza del sistema tra le equazioni (3.29), (3.10) e (3.11), tramite i cicli di iterazione intermedi, si verifica il valore del titolo di vapore in uscita x_{out} .

Se x_{out} è pari al 3% , a meno della tolleranza prevista nella condizione di convergenza (3.28), i cicli di iterazione esterna si interrompono, in quanto è stato calcolato il valore corretto di $L_{tubo,cond}$ e il metodo di bisezione è arrivato a convergenza.

Se invece x_{out} è inferiore al 3% si diminuisce il valore di $L_{tubo,cond}$,viceversa se x_{out} è superiore al 3% si aumenta $L_{tubo,cond}$ e si prosegue con un nuovo ciclo di iterazione esterno, ripetendo di conseguenza i cicli di iterazione intermedi e interni.

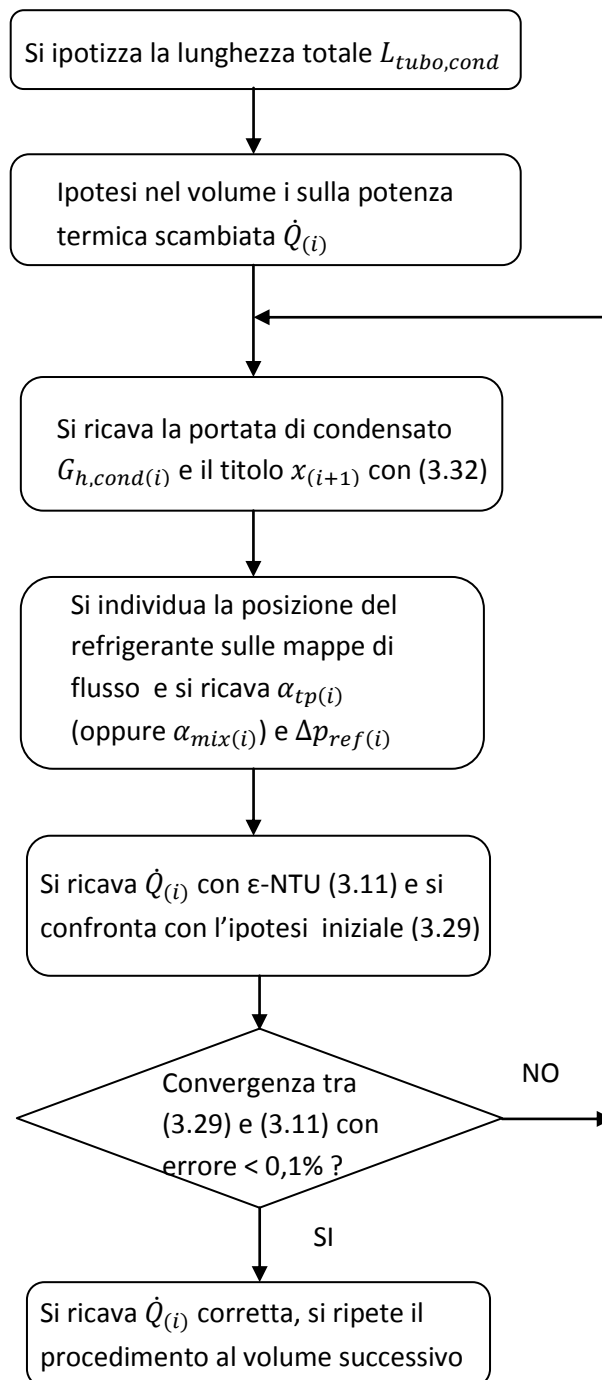


Figura 3.10: Diagramma di flusso dell'algoritmo dei cicli interni della zona di condensazione

L'algorithmo complessivo (comprendente i cicli di iterazione intermedi ed esterni) della zona di condensazione può essere riassunto nel seguente schema di Fig3.11.

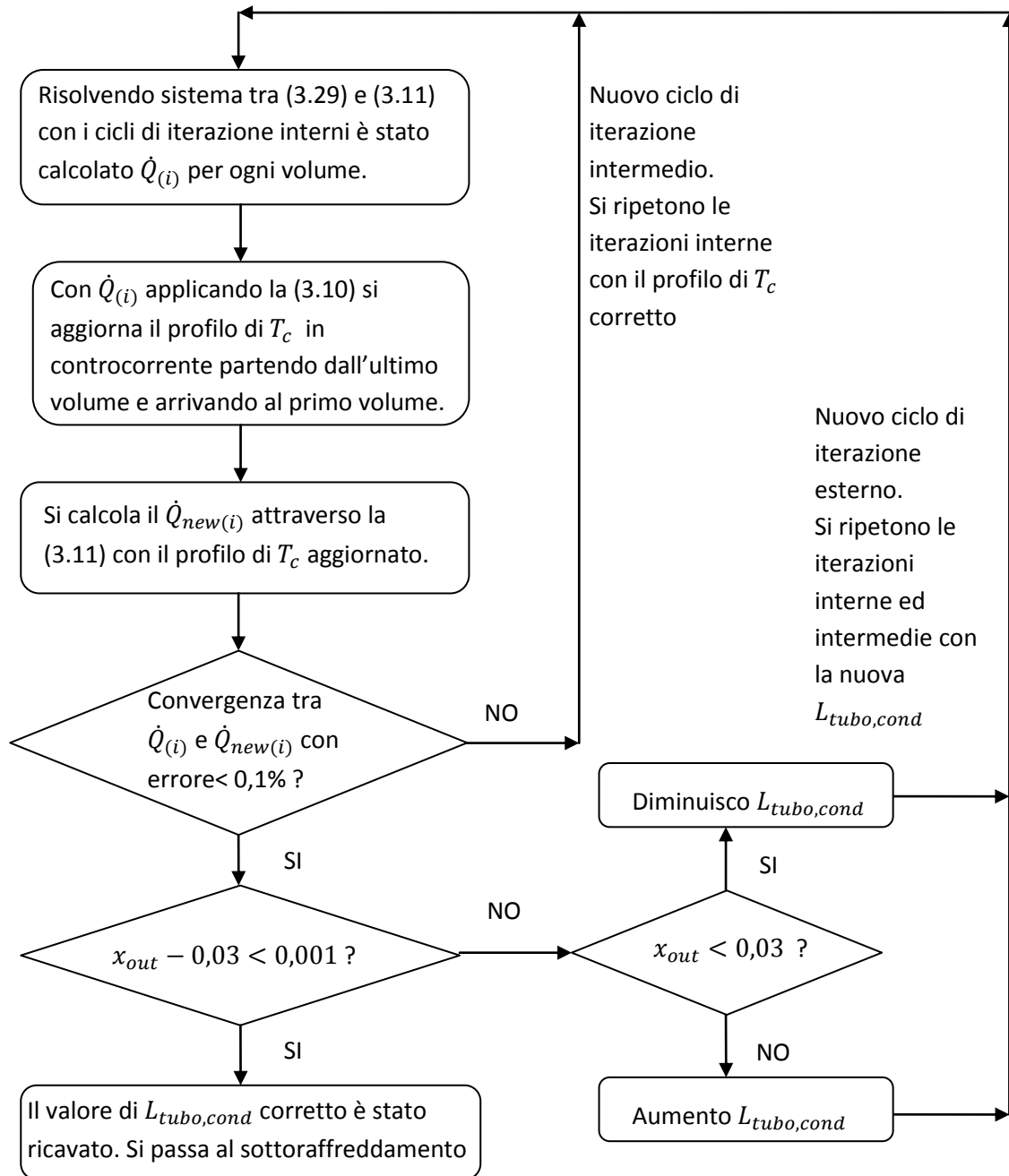


Figura 3.11: Diagramma di flusso dell'algorithmo complessivo della zona di condensazione

In Fig.3.12 si rappresenta schematicamente l'evoluzione della lunghezza della zona di condensazione all'aumentare dei cicli esterni con l'algoritmo di bisezione.

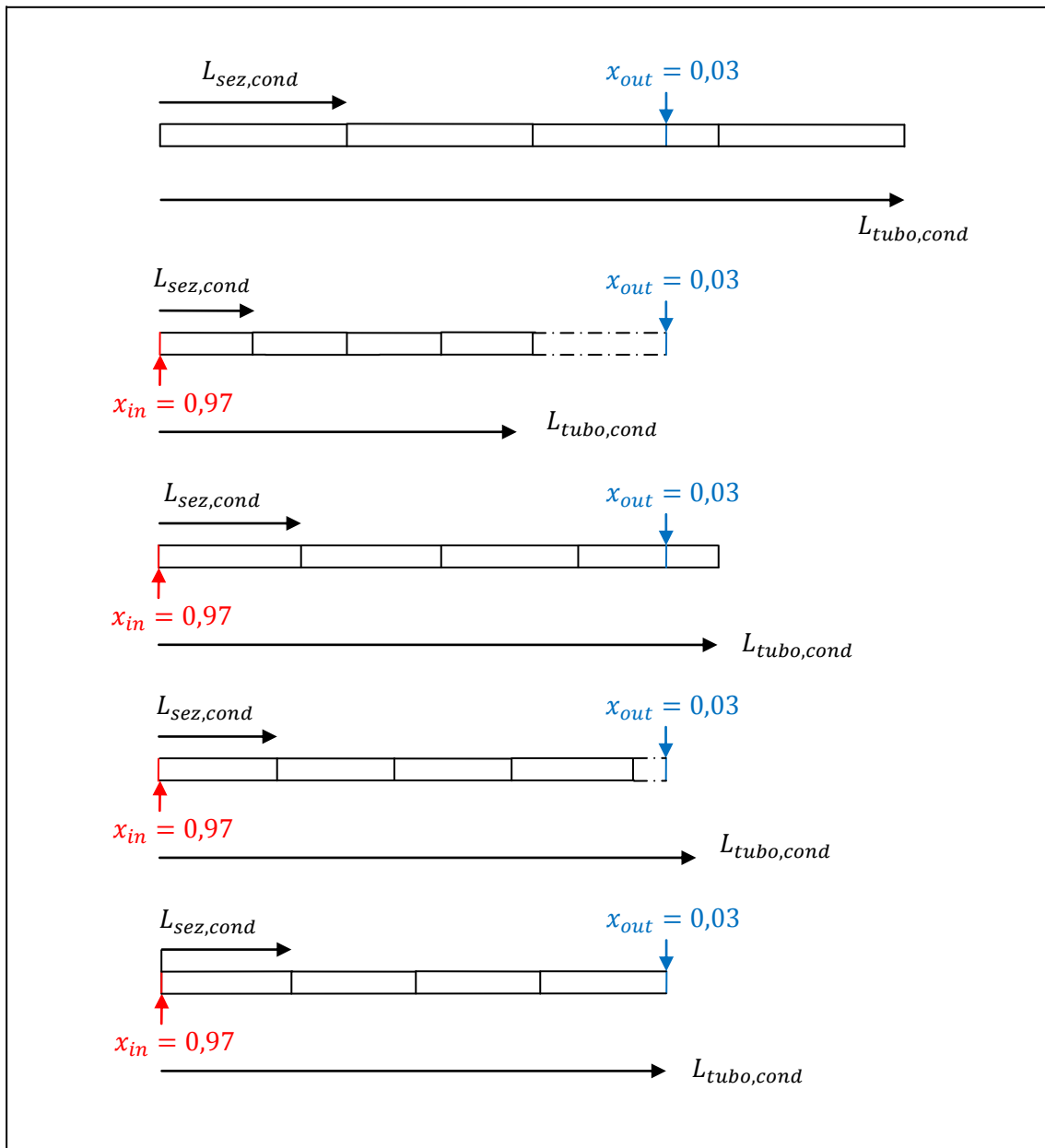


Figura 3.12: Esempio di determinazione della lunghezza della zona di condensazione nelle iterazioni successive

3.3.5 Condizioni di raccordo tra la zona di condensazione e la zona di sottoraffreddamento

Analogamente alla transizione da vapor saturo a vapore con titolo $x = 0,97$, anche per il volume di controllo dove avviene il passaggio da titolo di vapore $x = 0,03$ alla condizione di liquido saturo non sono definiti i modelli delle mappe di flusso per il calcolo del coefficiente di scambio termico e della perdita di carico $\Delta p_{ref(i)}$.

Anche in questo caso il raccordo tra l'ultima sezione della zona di condensazione e la prima sezione della zona di sottoraffreddamento viene effettuato sulla base del modello ε -NTU con un procedimento inverso rispetto a quello effettuato sugli altri volumi di controllo della condensazione. In questo caso si ipotizza che il refrigerante dal punto di vista delle perdite di carico si comporti come liquido saturo.

In questo volume, dove avviene la transizione, non è nota a priori la lunghezza $L_{sez,03}$ che è necessaria a calcolare le perdite di carico e il coefficiente di scambio termico del refrigerante.

Perciò è necessario determinare a priori la potenza termica scambiata nel tratto da vapor saturo ad $x = 0,97$, denominata $\dot{Q}_{cond\ 0.03 \rightarrow LS}$, ipotizzando in un primo momento perdite di carico nulle e calcolando la potenza termica tramite la differenza tra le entalpie massiche del refrigerante ad $x = 0,03$ e ad $x = 0$.

Oltre all'ipotesi sulla potenza termica scambiata, si ipotizza che il refrigerante dal punto di vista delle perdite di carico si comporti come liquido saturo.

Quindi le proprietà termofisiche e i parametri termodinamici ε , NTU ed R^* di questo volume di transizione si considerano uguali a quelle del primo volume di controllo della zona di sottoraffreddamento.

Una volta che si è calcolata $L_{sez,03}$ si può determinare la perdita di carico $\Delta p_{0.03 \rightarrow LS}$ e la pressione media del volume tramite (3.15) quindi, ripetendo i calcoli con la pressione corretta, si ricavano la potenza termica corretta e la temperatura d'uscita dal volume.

Per effettuare questo calcolo è necessario conoscere i coefficienti di scambio termico convettivo, il fattore d'attrito e le temperature della prima sezione della zona di sottoraffreddamento. Di conseguenza questo calcolo non può essere eseguito alla prima iterazione totale, ma va eseguito dalla seconda iterazione generale in avanti.

Un'esposizione completa del procedimento si trova in appendice A.2.

3.3.6 Limiti e algoritmo di risoluzione della zona di sottoraffreddamento

Nel sottoraffreddamento le condizioni in ingresso del refrigerante sono determinate dalle condizioni del liquido saturo ricavate dal raccordo tra la zona di condensazione che è arrestata ad $x=0.03$.

Il sottoraffreddamento ha fine in corrispondenza della lunghezza di tubo rimasta a disposizione dopo il completamento del desurriscaldamento, il completamento della condensazione e dei due raccordi tra zona di condensazione e zona precedente (desurriscaldamento) e successiva (sottoraffreddamento).

$L_{tot,tubo}$ è la lunghezza totale messa a disposizione per lo scambio termico inoltre si definiscono:

- $L_{tubo,des}$ la lunghezza di tubo impiegata nella zona di desurriscaldamento per portare il refrigerante dalle condizioni iniziali alle condizioni di vapor saturo
- $L_{sez,0.97}$ la lunghezza di tubo impiegata per completare il raccordo tra la condizione di vapor saturo e la condizione di titolo di vapore $x=0.97$ per il refrigerante
- $L_{tubo,cond}$ la lunghezza di tubo impiegata nel condensatore per portare il refrigerante dalle condizioni di titolo di vapore $x=0.97$ alle condizioni di titolo di vapore $x=0.03$
- $L_{sez,0.03}$ la lunghezza di tubo impiegata per completare il raccordo tra la condizione di refrigerante con titolo di vapore $x=0.03$ e la condizione di titolo liquido saturo

La lunghezza che rimane a disposizione del tratto di sottoraffreddamento sarà data da:

$$L_{tubo,sub} = L_{tot,tubo} - (L_{tubo,des} + L_{sez,0.97} + L_{tubo,cond} + L_{sez,0.03}) \quad (3.36)$$

L'algoritmo di risoluzione della zona di sottoraffreddamento è lo stesso seguito per la i cicli interni della zona di desurriscaldamento. La differenza fondamentale tra la zona di sottoraffreddamento e la zona di desurriscaldamento è che nella prima è nota in partenza la lunghezza totale dello scambiatore $L_{tubo,sub}$, dunque non è necessario ricorrere a dei cicli di iterazione esterni per trovare tale lunghezza.

I cicli di iterazione interni sono finalizzati alla convergenza del sistema tra la (3.9), (3.10) e (3.11).

In Fig.3.13 si riporta lo schema dell'algoritmo di risoluzione della zona di sottoraffreddamento.

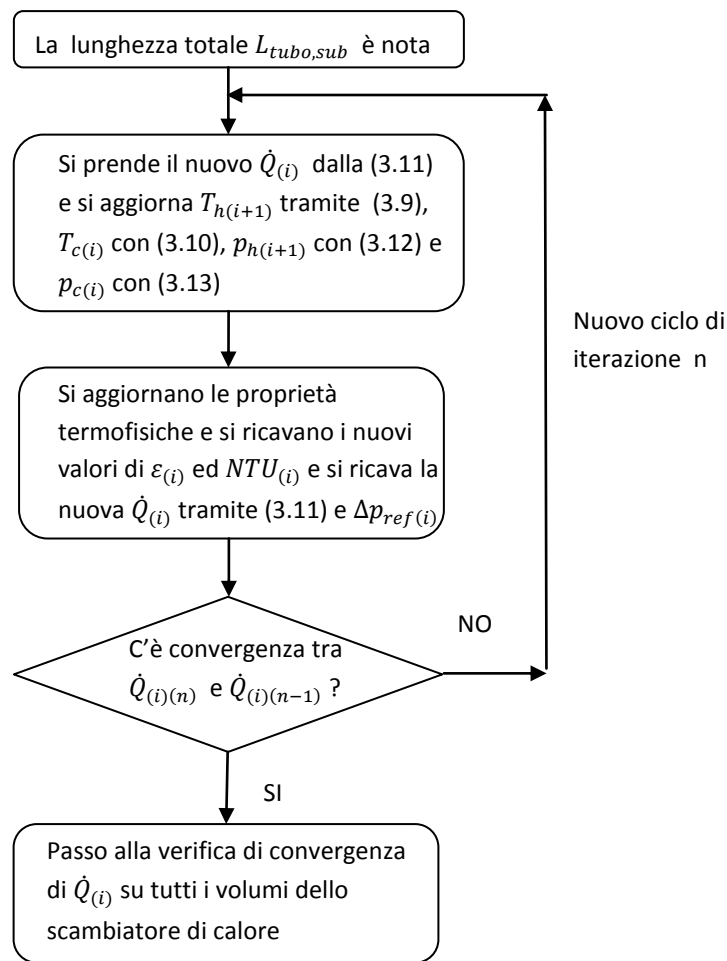


Figura 3.13: Diagramma di flusso dell'algorithmo della zona di sottoraffreddamento

3.3.7 Algoritmo complessivo del modello a 3 zone

Una volta che sono state completate le singole zone dello scambiatore di calore sono note le potenze termiche di tutti i volumi $\dot{Q}_{(i)}$. Come ultimo passo è necessario aggiornare il profilo di temperatura del fluido freddo T_c applicando la (3.10) a cominciare dall'ultima sezione dello scambiatore di calore a ritroso fino alla prima. Questo passo è necessario perché nelle zone di desurriscaldamento e condensazione i profili vengono calcolati a partire dalle temperature T_c dell'ultima sezione della rispettiva zona. Quindi a seconda dell'andamento del profilo di T_c delle zone antecedenti a quella considerata il punto di partenza per il calcolo delle $\dot{Q}_{(i)}$ varia tra un'iterazione totale e quella successiva.

Quando si raggiunge la convergenza delle $\dot{Q}_{(i)}$ calcolate tra un ciclo totale e quello successivo i profili di T_h e T_c non variano più considerevolmente e si ottiene la potenza totale scambiata \dot{Q}_{tot} . Lo schema dell'algorithmo complessivo del modello a 3 zone del condensatore è riportato in Fig.3.14.

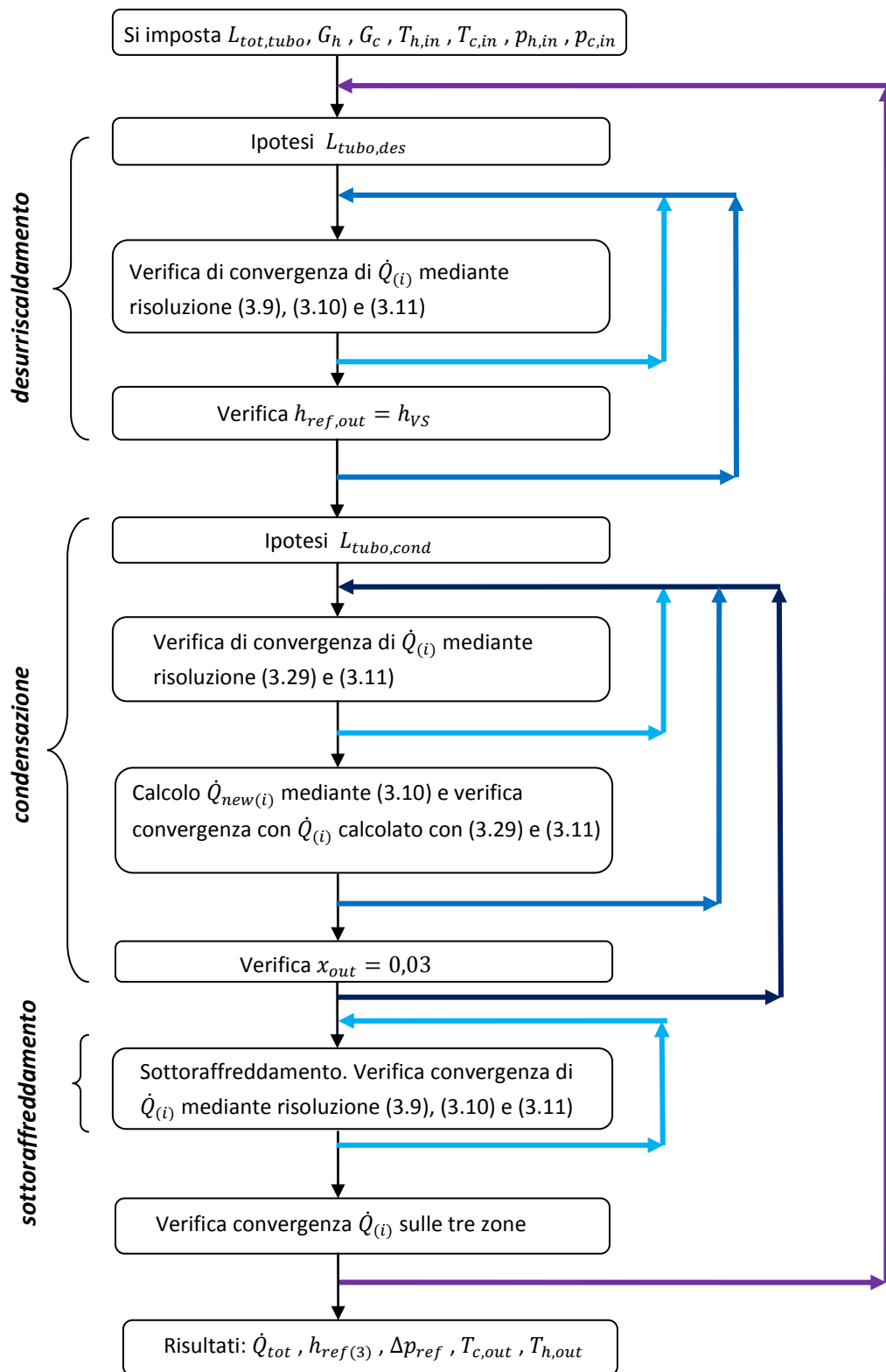


Fig.3.14: Diagramma di flusso dell' algoritmo totale del modello di scambiatore di calore a 3 zone

3.3.8 Esempio di applicazione del modello a 3 zone

Si riporta un esempio di applicazione del modello a 3 zone per la simulazione delle prestazioni del condensatore del quale sono riportati i dati operativi in tabella 3.5 .

Tabella 3.5: Caratteristiche del condensatore utilizzato con miscela propano-CO₂ 50%-50%

Fluido refrigerante	R744-R290 [50%-50%]	Grandezze geometriche	
$T_{ref,in,cond}$	163,56 °C	$D_{int,int}$	6,3 mm
$p_{ref,in,cond}$	4747,8 kPa	s_{int}	0,765 mm
$\Delta T_{ref,sub}$	1 °C	$D_{int,est}$	14 mm
$T_{water,in,cond}$	30 °C	$L_{tot,tubo}$	9,2 m
$T_{water,out,cond}$	35 °C		
$p_{water,in,cond}$	200 kPa		

Nell'esempio di Fig.3.15 si riporta il profilo di temperatura di una miscela zeotropica propano-CO₂ di composizione massica 50%-50% ottenuto discretizzando il desurriscaldamento in 16 volumi, la condensazione in 40 volumi e il sottoraffreddamento in 16 volumi.

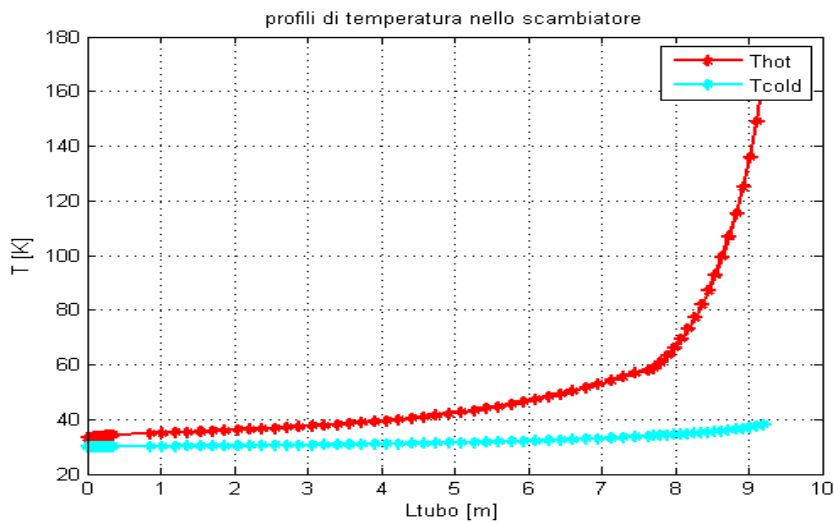


Fig. 3.15: Esempio di profili di temperatura nel condensatore per miscela propano-CO₂ 50%-50%

In seguito si riportano in Fig.3.16(b) e Fig.3.17(b) gli andamenti del coefficiente di scambio termico in condensazione e della perdita di carico per unità di lunghezza rispetto al titolo medio del volume, tramite l'utilizzo delle rispettive mappe di flusso riportate in Fig.3.16(a) e Fig.3.17(a) con 40 volumi nella zona di condensazione.

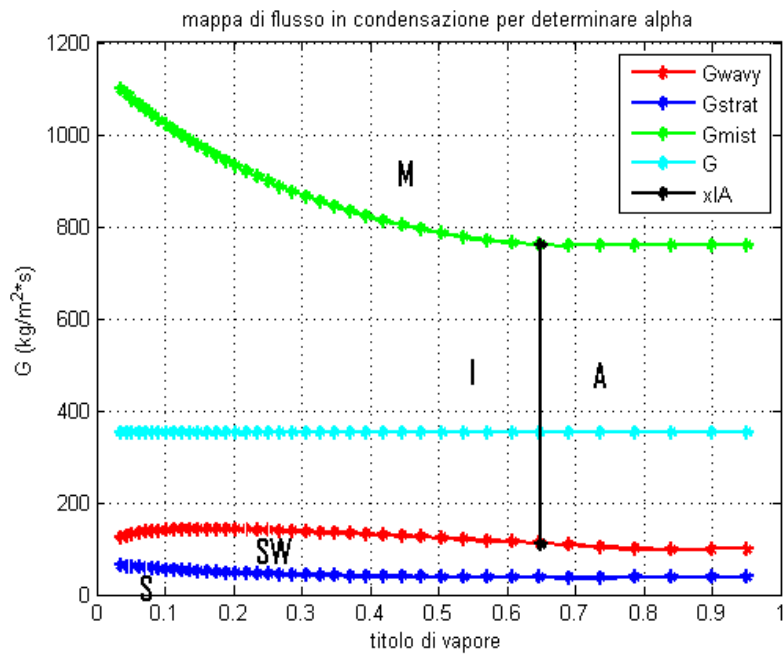


Fig.3.16(a): Mappa di flusso per la determinazione del coefficiente di scambio termico α_{mix} di una miscela zeotropica CO_2 -propano 50%-50% con condensazione discretizzata in 40 volumi

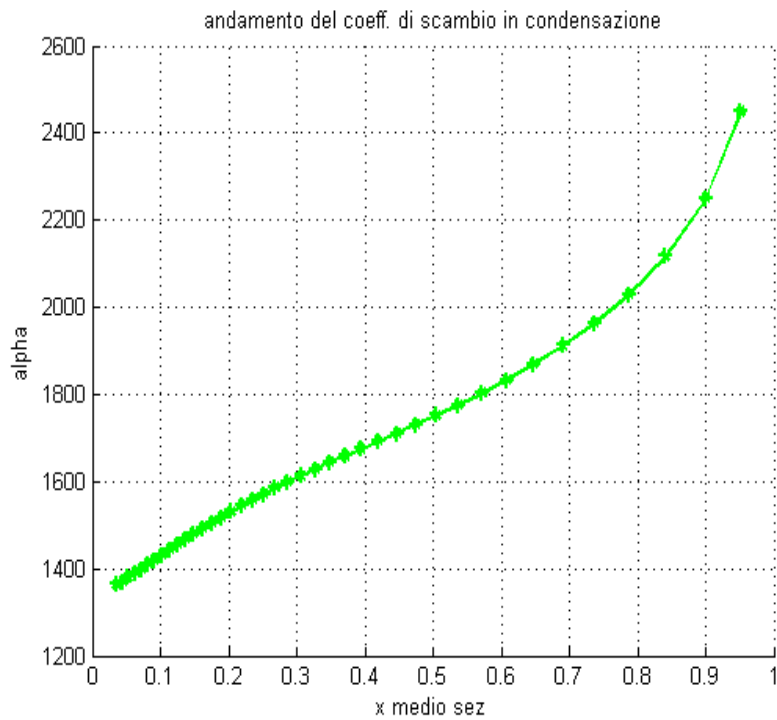


Fig.3.16(b): Variazione del coefficiente di scambio termico α_{mix} rispetto al titolo medio del volume elementare in miscela propano- CO_2 50%-50% .

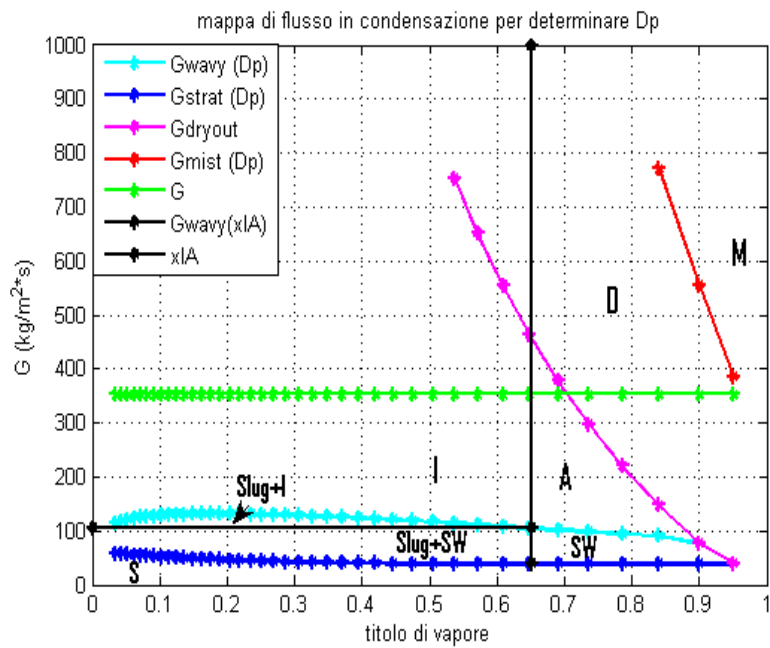


Fig.3.17(a): Mappa di flusso per la determinazione delle perdite di carico per unità di lunghezza di una miscela zeotropica CO₂-propano 50%-50% con condensazione discretizzata in 40 volumi.

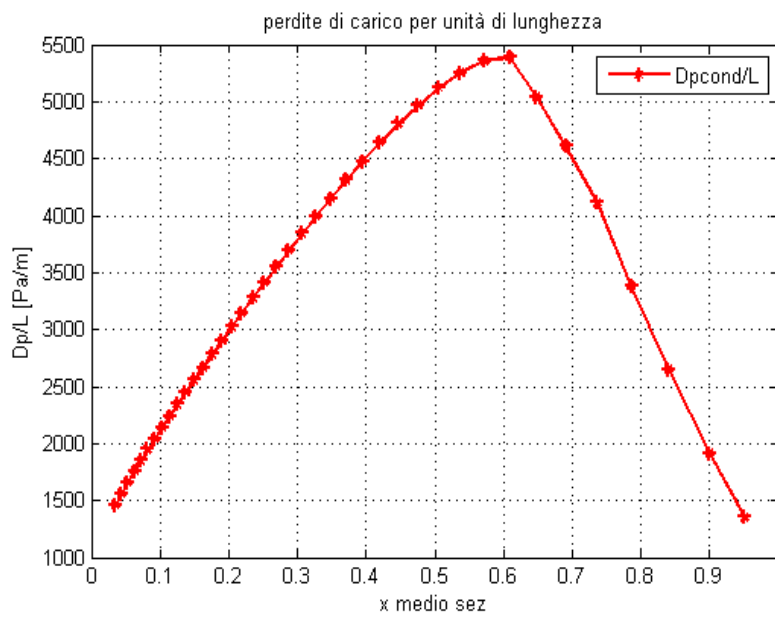


Fig.3.17(b): Variazione della perdita di carico per unità di lunghezza rispetto al titolo medio del volume elementare

CAPITOLO 4

DIMENSIONAMENTO DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE E RISULTATI

4.1 Analisi delle miscele CO₂-propano nei cicli transcritici

4.1.1 Scelta del compressore per il ciclo transcritico

La scelta dei compressori per il ciclo transcritico e per il ciclo subcritico si effettua con il software dell'azienda Frascold[®]. L'applicazione di riferimento per l'analisi delle efficienze dei cicli inversi che viene presa in considerazione in questa tesi è un chiller per la refrigerazione commerciale.

Per il ciclo transcritico si sceglie il compressore considerando come caso di riferimento l'utilizzo di CO₂ pura come fluido refrigerante.

Il compressore scelto per il caso di CO₂ pura e il gas cooler ricavato dal dimensionamento sulla CO₂ pura vengono utilizzati in tutte le altre simulazioni per le miscele R290-R744 transcritiche.

Come parametri caratteristici per il refrigerante all'evaporatore si sceglie una temperatura di evaporazione del refrigerante pari a -10 °C e un surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore di 10°C.

L'acqua di raffreddamento del gas cooler viene scelta ad una pressione di 2 bar (2000 kPa) con una temperatura d'ingresso al gas cooler di 30°C e una temperatura d'uscita di 35°C. I parametri del ciclo per la scelta del compressore sono illustrati in tabella 4.1.

Tabella 4.1: Parametri di scelta del compressore Frascold per cicli transcritici con CO₂

Fluido refrigerante	R 744
T_{evap}	- 10 °C
$\Delta T_{surr,ref}$	10°C
$T_{ref,out,gas\ cooler}$	35 °C
$T_{water,in,gas\ cooler}$	30 °C
$T_{water,ou,gas\ cooler}$	35 °C
Motore a velocità frequenza	50 Hz

Il compressore che si adatta meglio alle caratteristiche ricercate è il modello Q5-4TK Frascold®. Per trovare la pressione ottimale di cessione del calore al gas cooler si analizza l'andamento dell'EER fornito dal software che viene illustrato in Fig.4.1

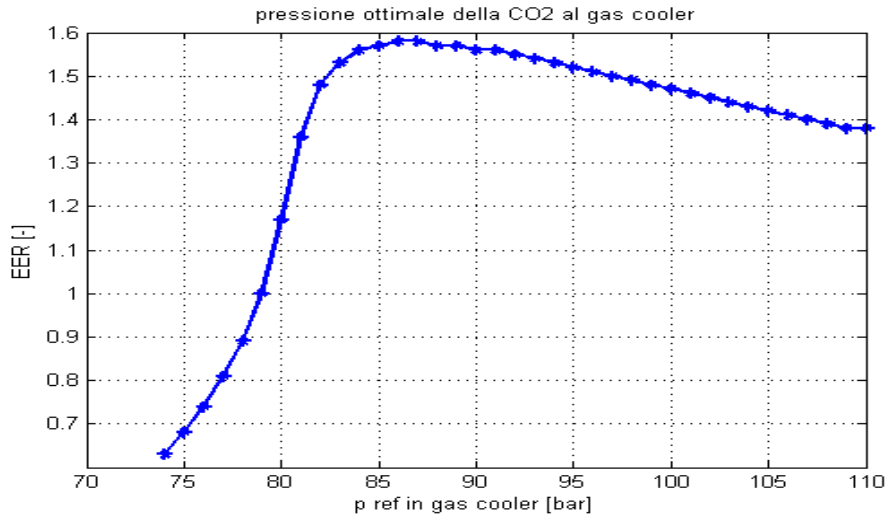


Fig.4.1: Andamento dell'EER in funzione della $p_{ref,in,gas\ cooler}$ nel ciclo inverso transcritico con fluido refrigerante CO₂ puro.

In Fig.4.2 viene mostrato l'envelope del compressore modello Q5-4TK e il punto di funzionamento individuato per il ciclo tran critico a CO₂ pura.

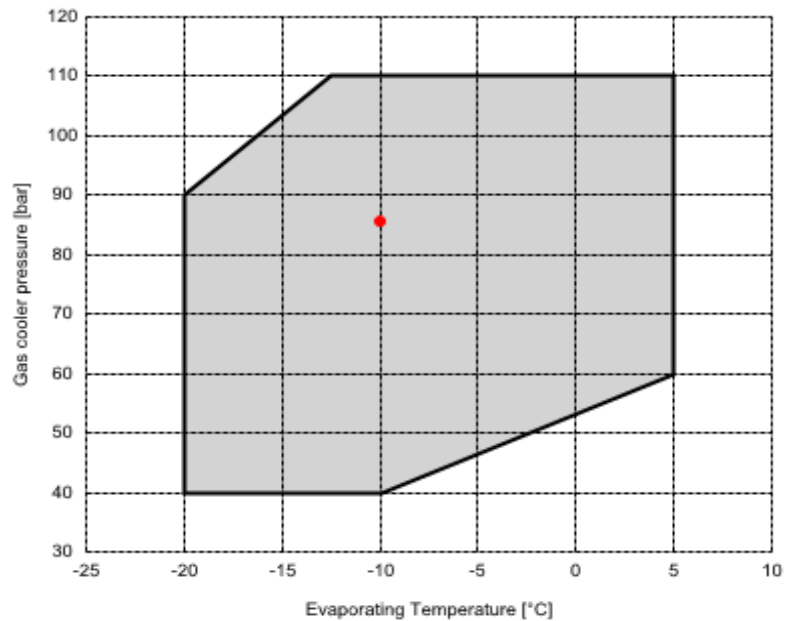


Fig4.2: Envelope del compressore Frascold modello Q5-4TK per cicli inversi transcritici a CO₂

Di conseguenza si sceglie $p_{ref,in,gas\ cooler} = 8600\ kPa$ e si ricavano dal software Frascold® come valori utili a dimensionare il gas cooler la portata massica di

refrigerante aspirata dal compressore G_h , la potenza utile frigorifera assorbita dal refrigerante all'evaporatore \dot{Q}_c e la potenza elettrica assorbita dal compressore \dot{W} . I dati sulle potenze termiche e sull'efficienza del ciclo sono esposti in tabella 4.2.

Tabella 4.2: Potenze e rendimenti del ciclo transcritico con CO₂ pura con compressore Frascold Q5-4TK

Fluido refrigerante	R 744
\dot{Q}_c	6300 W
\dot{W}	3998 W
\dot{Q}_h	10297 W
EER	1,58

Dalla potenza termica ceduta dal refrigerante al condensatore \dot{Q}_h si ricava la portata d'acqua di raffreddamento al gas cooler G_c tramite la relazione:

$$G_c = \frac{\dot{Q}_c}{h_{water}(p=2000 \text{ kPa}; T=35^\circ\text{C}) - h_{water}(p=2000 \text{ kPa}; T=30^\circ\text{C})} \quad (4.1)$$

I dati ricavati dal software, che vengono dati in ingresso al modello del gas cooler presentato al paragrafo 3.2 vengono esposti in tabella 4.3.

Tabella 4.3: Parametri di ingresso al modello del gas cooler per ciclo transcritico con CO₂ pura.

Fluido refrigerante	R 744
$T_{ref,in}$	118,37 °C
$p_{ref,in}$	8600 kPa
G_h	0,0442 kg/s
$T_{water,in}$	30 °C
$p_{water,in}$	200 kPa
G_c	0,4927 kg/s

Infine tramite il software Frascold[®] è possibile ricavare i polinomi che forniscono i valori di \dot{W} e G_h al variare del rapporto di compressione. I polinomi vengono forniti secondo EN12900 con condizione di riferimento $T_{aria,ambiente} = 32^\circ\text{C}$.

Dai polinomi ricaviamo per interpolazione le espressioni del rendimento volumetrico η_{vol} e del rendimento isoentropico η_{iso} del compressore in funzione del rapporto di compressione volumetrico β che vengono riportate in tabella 4.4.

Tabella 4.4 Rendimento volumetrico e isoentropico del compressore Q5-4TK

η_{vol}	$0,9494 - 0,0921 * \beta$
η_{iso}	$0,0097 * \beta^2 - 0,1157 * \beta + 0,8807$

Per il ciclo con refrigerante CO₂ puro l'effetto utile frigorifero che si ottiene è $\dot{Q}_c = 6300 \text{ W}$. Questo valore di \dot{Q}_c è il valore obiettivo di confronto per tutte le miscele che vengono analizzate in seguito. La differenza tra le prestazioni delle diverse miscele è dovuta alla diversa \dot{W} necessaria al compressore e alla diversa \dot{Q}_h scambiata al gas cooler (o al condensatore per le miscele subcritiche).

4.1.2 Dimensionamento del gas cooler

Il gas cooler viene dimensionato sul fluido puro CO₂ adattando il diametro interno del tubo in modo da ottenere una perdita di carico massima lato refrigerante di 1 bar e adattando il diametro interno del tubo esterno in modo da contenere le perdite di carico lato acqua a 0,5 bar. La lunghezza del tubo viene ricercata in modo da scambiare la potenza termica necessaria ad ottenere in uscita dalle sezioni del gas cooler i valori fissati in tabella 4.1. Di seguito in tabella 4.5 sono indicate le dimensioni ottimali.

Tabella 4.5: Parametri geometrici del gas cooler per i cicli transcritici.

$D_{int,int}$	5,43 mm
s_{int}	1,25 mm
$D_{int,est}$	18 mm
$L_{tot,tubo}$	6,7 m
$\Delta p_{ref,tot}$	100 kPa

Per determinare il numero di volumi di controllo necessari a suddividere il gas cooler si analizza la variazione percentuale di \dot{Q}_h e delle perdite di carico totali $\Delta p_{ref,tot}$ all'aumentare dei volumi di discretizzazione e ci si arresta in corrispondenza di un errore $< 1\%$ per entrambi i parametri. Questa condizione viene raggiunta in corrispondenza dei 23 volumi di discretizzazione. La procedura per determinare tale numero è approfondita in appendice B1.

In Fig.4.3 vengono mostrati i profili di temperatura nello scambiatore di calore per il ciclo con CO₂ puro.

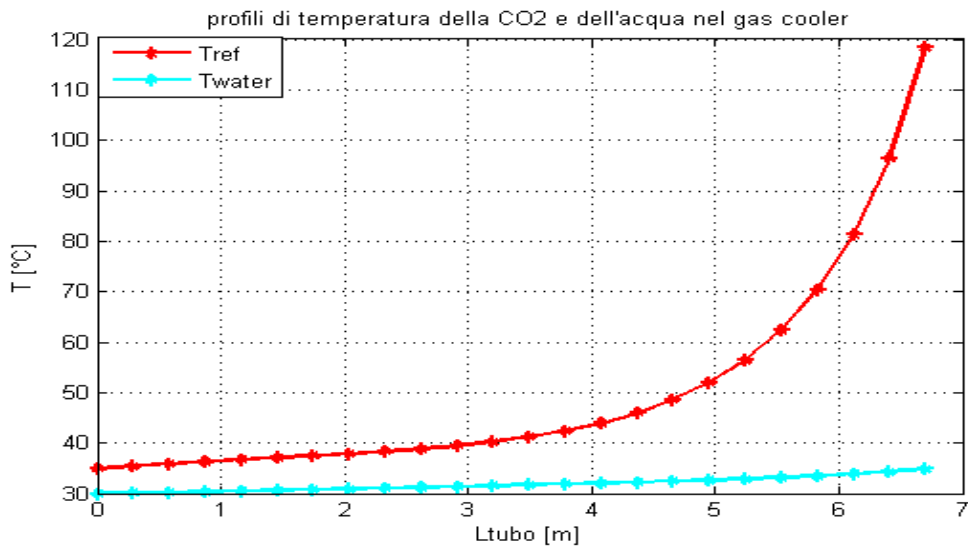


Fig.4.3: Profili di temperatura nel gas cooler con CO₂ pura

4.2 Analisi delle miscele CO₂-propano nei cicli subcritici

4.2.1 Scelta del compressore per il ciclo subcritico

La scelta del compressore per il ciclo subcritico si effettua considerando come caso di riferimento l'utilizzo di propano puro come fluido refrigerante.

Lo stesso compressore scelto per il caso di propano puro e lo stesso condensatore ricavato dal dimensionamento sul propano puro vengono utilizzati in tutte le altre nelle simulazioni per miscele R290-R744 subcritiche.

Per effettuare un confronto con i cicli transcritici i parametri caratteristici per il refrigerante all'evaporatore e dell'acqua al condensatore vengono scelti analogamente al caso transcritico come descritto al paragrafo 4.1.1.

Nel caso del condensatore le condizioni in uscita del refrigerante sono dettate dalla necessità di limitare il sottoraffreddamento a $\Delta T_{ref,sub} = 1^\circ C$.

I parametri del ciclo per la scelta del compressore sono illustrati in tabella 4.6.

Il compressore che si adatta meglio alle caratteristiche ricercate è il modello Frascold® D3-13.1.AXH. Di seguito in Fig.4.4 mostrato l'envelope del compressore e il punto di funzionamento individuato per il ciclo subcritico con refrigerante propano puro.

Tabella 4.6: Parametri di scelta del compressore Frascold per cicli subcritici con propano.

Fluido refrigerante	R 290
T_{evap}	- 10 °C
$\Delta T_{surr,ref}$	10°C
$\Delta T_{ref,sub}$	1°C
$T_{water,in,cond}$	30 °C
$T_{water,out,cond}$	35 °C
Motore a velocità frequenza	50 Hz

Si ricavano dal software Frascold[®] come valori utili a dimensionare il condensatore la portata massica di refrigerante aspirata dal compressore G_h , la potenza utile frigorifera assorbita dal refrigerante all'evaporatore \dot{Q}_c e la potenza elettrica assorbita dal compressore \dot{W} . Inoltre si ricava potenza termica ceduta dal refrigerante al condensatore \dot{Q}_c e da quest'ultima la portata d'acqua di raffreddamento al condensatore G_c tramite la relazione (4.1).

I dati sulle potenze termiche e sull'efficienza del ciclo sono esposti in tabella 4.7.

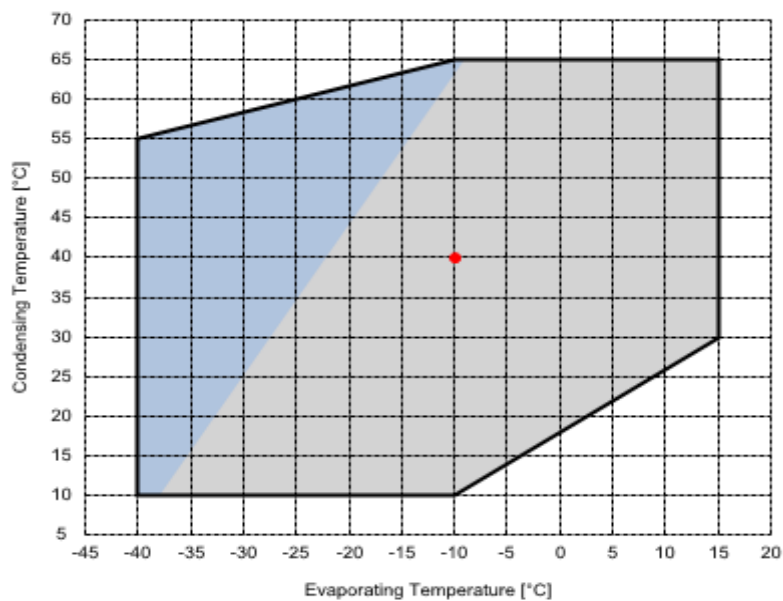


Fig.4.4: Envelope del compressore Frascold modello D3-13.1.AXH per cicli inversi subcritici con propano

Tabella 4.7: Potenze e rendimenti del ciclo subcritico con propano puro con compressore Frascold D3-13.1.AXH

Fluido refrigerante	R 290
\dot{Q}_c	6311 W
\dot{W}	2255 W
\dot{Q}_h	8566 W
EER	2,8

I parametri, ricavati dal software, che vengono dati in ingresso al modello del condensatore presentato al paragrafo 3.3 vengono esposti in tabella 4.8 .

Tabella 4.8: Parametri di ingresso al modello del condensatore per ciclo subcritico con propano puro

Fluido refrigerante	R 290
$T_{ref,in}$	68,92 °C
$p_{ref,in}$	1369 kPa
G_h	0,0228 kg/s
$T_{water,in}$	30 °C
$p_{water,in}$	200 kPa
G_c	0,4099 kg/s

Infine tramite il software Frascold[®] è possibile ricavare i polinomi che forniscono i valori di \dot{W} e G_c al variare del rapporto di compressione.

Dai polinomi ricaviamo per interpolazione le espressioni del rendimento volumetrico η_{vol} e del rendimento isoentropico η_{iso} del compressore in funzione del rapporto di compressione volumetrico β che vengono riportate in tabella 4.9.

Tabella 4.9: Rendimento volumetrico e isoentropico del compressore D3-13.1.AXH

η_{vol}	$(1,1131 - 0,0612 * \beta)$
η_{iso}	$(-0,5684 * \beta^2 + 3,5503 * \beta + 64,31) * 0,01$

4.2.2 Dimensionamento del condensatore

Il condensatore viene dimensionato sul fluido puro propano adattando il diametro interno del tubo in modo da ottenere una perdita di carico lato refrigerante pari alla caduta di temperatura di saturazione di 1°C. Il diametro interno del tubo esterno è stato adattato in modo da contenere le perdite di carico lato acqua a 0,5 bar.

La lunghezza del tubo viene ricercata in modo da scambiare la potenza termica necessaria ad ottenere in uscita dalle sezioni del condensatore i valori fissati in tabella

4.6. In particolare si pone il vincolo che la lunghezza del tubo non superi i 10 m. Per questo si ricorre ad una configurazione del condensatore con 3 tubi in parallelo poiché con un unico tubo o con 2 tubi si supera tale vincolo. Le simulazioni effettuate sono riportate in tabella 4.10.

Tabella 4.10: Variazione della lunghezza del numero di tubi in parallelo nel condensatore.

N tubi in parallelo	L _{desurr} [m]	L _{cond} [m]	L _{subcool} [m]	L _{tot,tubo} [m]	Q _{desurr} [W]	Q _{cond} [W]	Q _{sub} [W]	Q _{tot} [W]	Δp _{ref} [Pa]
1	2,6953	12,6029	0,2018	15,500	1441,5	7236,6	65,42	8743	39541
2	1,9571	9,9753	0,1676	12,100	720,03	3621,5	36,49	4378	38797
3	1,5066	7,5336	0,1598	9,200	479,87	2413,6	29,34	2922	37305

Di seguito in tabella 4.11 sono indicate le dimensioni ottimali.

Tabella 4.11: Parametri geometrici del gas cooler per i cicli transcritici.

$N_{tubi\ in\ parallelo}$	3
$D_{int,int}$	6,3 mm
S_{int}	0,765 mm
$D_{int,est}$	14 mm
$L_{tot,tubo}$	9,2 m
$\Delta T_{sat,ref}$	1 °C

Per determinare il numero di volumi di controllo necessari a suddividere il condensatore si analizza la variazione percentuale di \dot{Q}_h e delle perdite di carico totali $\Delta p_{ref,tot}$ all'aumentare dei volumi di discretizzazione e ci si arresta in corrispondenza di un errore < 1% per entrambi i parametri. Questa condizione viene raggiunta in corrispondenza di 72 volumi di discretizzazione assegnando alla zona di condensazione più volumi che alle zone di refrigerante monofase. Si sceglie di assegnare 16 volumi alla zona di desurriscaldamento e alla zona di sottoraffreddamento, mentre alla zona di condensazione se ne assegnano 40.

La procedura per determinare tale numero è approfondita in appendice B2.

In Fig.4.7 vengono mostrati i profili di temperatura nello scambiatore di calore per il ciclo con propano puro. Si nota una leggera pendenza rispetto all'orizzontale dovuta alle perdite di carico in condensazione di corrispondenti a $\Delta T_{sat,ref} = 1^\circ C$.

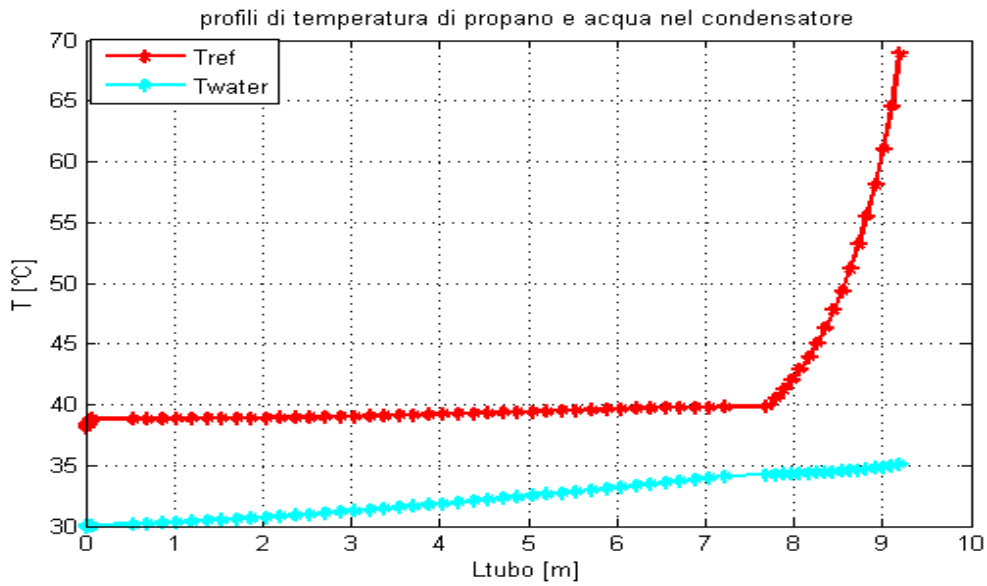


Fig.4.5: Profili di temperatura nel condensatore con propano puro

4.3 Analisi delle miscele R290-R744 nel ciclo inverso

Le caratteristiche degli scambiatori di calore usati nella simulazione dei cicli subcritici e transcritici sono riassunte in tabella 4.12.

Tabella 4.12: Parametri geometrici degli scambiatori di calore impiegati nelle simulazioni.

	Ciclo transcritico (gas cooler)	Ciclo subcritico (condensatore)
$N_{tubi\ in\ parallelo}$	1	3
$D_{int,int}$	5,43 mm	6,3 mm
S_{int}	1,25 mm	0,765 mm
$D_{int,est}$	18 mm	14 mm
$L_{tot,tubo}$	6,7 m	9,2 m

Per valutare l'EER e il COP nel ciclo inverso con le miscele propano-CO₂, al variare della composizione massica, si segue la stessa procedura per ogni punto del ciclo termodinamico inverso specificato in tabella 4.13.

Tabella 4.13: Caratteristiche dei punti del ciclo termodinamico inverso.

Punto del ciclo	Posizione nel ciclo inverso
1	aspirazione del compressore uscita dell'evaporatore
2	mandata del compressore ingresso al condensatore (o gas cooler)
3	uscita dal condensatore (o dal gas cooler)
4	ingresso dell'evaporatore

Le proprietà da determinare nel punto 1 sono elencate in tabella 4.14

Tabella 4.14: Proprietà termodinamiche del punto 1 del ciclo inverso.

p_1	$p_{VS}(T_{evap} = -10^\circ C)$
T_1	$20^\circ C$
ρ_1	$\rho(T_1; p_1)$
h_1	$h(T_1; p_1)$
s_1	$s(T_1; p_1)$

Nel punto 1 la pressione è vincolata alla temperatura della sorgente fredda dalla quale si ricava l'effetto utile \dot{Q}_c , mentre la temperatura viene vincolata alla condizione di aspirazione del compressore per la quale sono definiti i polinomi per il calcolo di η_{vol} ed η_{iso} a partire dal rapporto di compressione β .

Di conseguenza a partire da T_1 e p_1 vengono ricavati con REFPROP per ogni miscela la densità, l'entalpia e l'entropia specifica alla massa del punto 1.

La pressione del refrigerante nel punto 2 del ciclo viene valutata in modo diverso a seconda che il ciclo sia subcritico o transcritico.

Nel ciclo subcritico p_2 viene scelta diversamente in ogni miscela in modo da avvicinare i profili di temperatura per ottenere la \dot{Q}_h che permette di avere al condensatore $\Delta T_{ref,subcooling} = 1^\circ C$.

Nel ciclo transcritico p_2 viene scelta diversamente in ogni miscela in modo da avere la pressione di scambio termico al gas cooler che ottimizza l'EER.

Nota p_2 si può calcolare il rapporto di compressione β tramite il quale si ricavano i rendimenti caratteristici dei compressori η_{vol} ed η_{iso} come visto in tabella 4.4 e 4.9.

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} \quad (4.2)$$

Grazie alla densità del punto 1 e al rendimento volumetrico si può calcolare la portata massica aspirata dal compressore attraverso il parametro displacement (cilindrata) del compressore:

$$G_h = \eta_{vol} * G_{ref,ideale} = \eta_{vol} * \rho_1 * displacement \quad (4.3)$$

E dalla definizione di rendimento isoentropico:

$$\eta_{iso} = \frac{h_{2,iso} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.4)$$

Conoscendo η_{iso} dalla sua definizione si può calcolare l'entalpia del refrigerante nel punto 2 passando dal punto 2 isoentropico. Conseguentemente sono note le altre proprietà del punto 2 come elencato in tabella 4.15.

Tabella 4.15: Proprietà termodinamiche del punto 2 del ciclo inverso.

$h_{2,iso}$	$h(p_2 ; s_2 = s_1)$
h_2	$h_1 + \frac{h_{2,iso} - h_1}{\eta_{iso}}$
T_2	$T(h_2 ; p_2)$

L'entalpia del refrigerante nel punto 3 viene determinata in modo diverso a seconda che il ciclo sia subcritico o transcritico.

Nel ciclo subcritico si considera l'entalpia del liquido saturo poiché le condizioni alle quali sono definiti i polinomi per il calcolo di η_{vol} ed η_{iso} prevedono sottoraffreddamento nullo.

Nel ciclo transcritico invece si considera l'entalpia di uscita dal gas cooler.

Infine l'entalpia del punto 4 del ciclo viene considerata pari all'entalpia del punto 3 considerando la trasformazione 3-4 una laminazione isoentalpica.

Dalle entalpie massiche dei punti del ciclo si ricavano la potenza frigorifera utile \dot{Q}_c e la potenza elettrica assorbita dal compressore \dot{W} , mentre la potenza termica \dot{Q}_h viene ricavata come output dai programmi Matlab per condensatore o gas cooler.

$$\dot{Q}_c = G_h * (h_1 - h_4) \quad (4.5)$$

$$\dot{W} = G_h * (h_2 - h_1) \quad (4.6)$$

Dato che l'analisi viene condotta a parità di $\dot{Q}_c = 6300 \text{ W}$, qualora le potenze \dot{Q}_c dovessero discostarsi da tale valore, la velocità di rotazione del compressore viene variata in modo da ottenere la portata di refrigerante G_h tale da raggiungere i 6300 W.

Infine si ricavano i parametri di efficienza del ciclo:

$$EER = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}} \quad (4.7)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{W}} \quad (4.8)$$

4.4 Risultati

In questo paragrafo vengono riportati gli andamenti di EER e di COP ottenuti in funzione della percentuale massica di propano (R290) in miscela con la CO₂ (R744). Tutti i dati relativi ai parametri dei 4 punti del ciclo, alle potenze termiche scambiate nel condensatore (o gas cooler) e al numero di giri del compressore sono presentati in tabella in appendice C1. In Fig.4.8 e Fig.4.9 sono riportati gli andamenti rispettivamente dell' EER e del COP in funzione della frazione massica di R290.

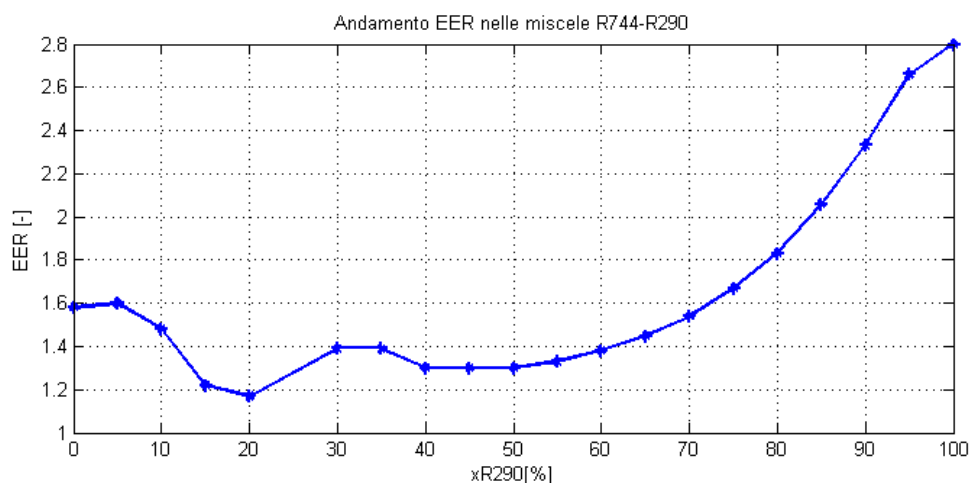


Fig.4.6: Andamento dell'EER in funzione della frazione massica di propano in miscela

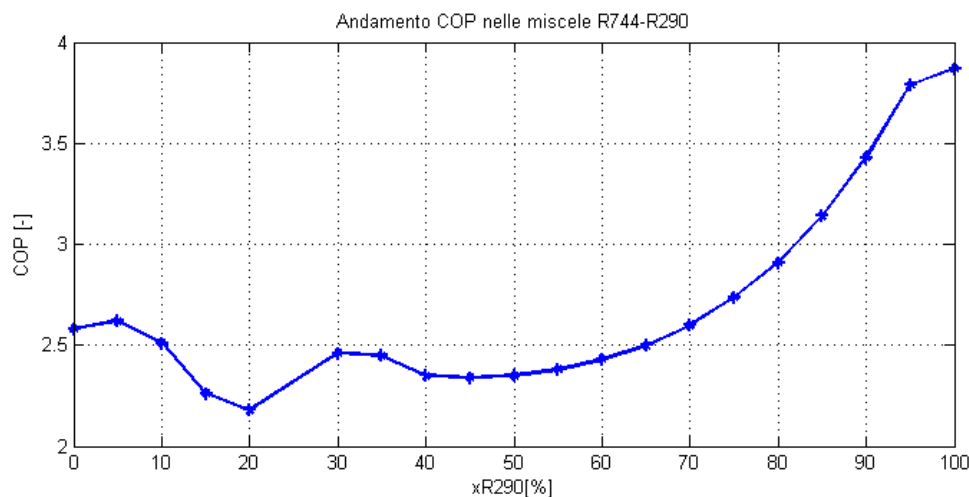


Fig.4.7: Andamento del COP in funzione della frazione massica di propano in miscela

I cicli inversi rappresentati in Fig.4.6 e Fig.4.7 sono trascritti a partire dal ciclo con CO₂ pura fino al ciclo con miscela zeotropica di composizione massica propano-CO₂ 20%-80%, mentre sono subcritici a partire dalla miscela di composizione massica propano-CO₂ 30%-70% fino al ciclo con propano puro.

Non sono state analizzate le miscele di composizione massica $x_{R290} = 20\% - 30\%$ poiché la trasformazione di condensazione nel ciclo inverso si trova in corrispondenza

della regione di instabilità, ad alte pressioni critiche, in cui la curva limite inferiore non si chiude con la curva limite superiore.

In generale si nota che aggiungendo CO₂ al propano si verifica uno scadimento sia dell'EER, sia del COP del ciclo inverso. In particolare l'EER varia da un valore di 1,58 per la CO₂ pura ad un valore di 2,80 per il propano, mentre il COP varia da un valore di 2,58 per la CO₂ pura ad un valore di 3,87 per il propano.

Le prestazioni minime sia per l'EER che per il COP si ottengono per le miscele zeotropiche di composizione massica tale che il ciclo inverso si trovi in corrispondenza del punto critico (percentuali massiche di propano attorno al 20%).

Si nota che per frazioni massiche di propano inferiori al 70% gli EER e i COP delle miscele zeotropiche diminuiscono rispetto al ciclo transcritico con CO₂ pura.

In Fig.4.8 viene riportato l'andamento della potenza elettrica assorbita e della potenza termica ceduta nel ciclo inverso in funzione di x_{R290} .

Si può notare che la potenza elettrica assorbita e la potenza termica ceduta presentano un andamento analogo cioè raggiungono un massimo in corrispondenza della miscela con 20% di propano ed entrambe le potenze diminuiscono a partire dalla miscela con 30% di propano fino al propano puro. La potenza elettrica assorbita dal propano puro è circa la metà della potenza assorbita dalla miscela con 30% di propano per produrre la stessa potenza frigorifera di circa 6300 W. Questo spiega lo scadimento delle prestazioni per il ciclo frigorifero con le miscele costituite da percentuali di CO₂ elevate.

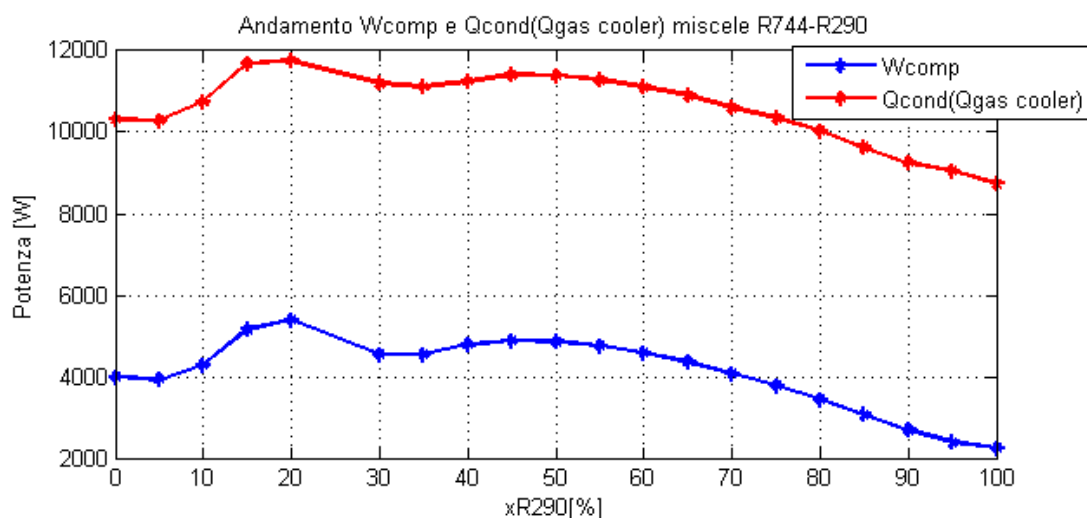


Fig. 4.8: Andamento di Wcomp e di Qcond (Qgas cooler) in funzione della frazione massica di propano in miscela

In Fig.4.9 si riporta l'andamento del rapporto di compressione β in funzione della frazione massica di propano in miscela. Si può notare come il rapporto di compressione cresce a partire dal propano puro fino ad arrivare ad un massimo per la miscela con 60% di propano, dopodiché β diminuisce fino alla CO₂ pura. I cicli inversi ottenuti con le miscele che presentano una percentuale di CO₂ superiore all'85% hanno β inferiori al propano puro, tuttavia la potenza elettrica assorbita dal compressore è circa doppia in quanto la portata massica dei cicli transcritici è più elevata della portata massica dei

cicli con propano puro, poiché la densità della miscela aumenta aumentando la percentuale massica di CO₂.

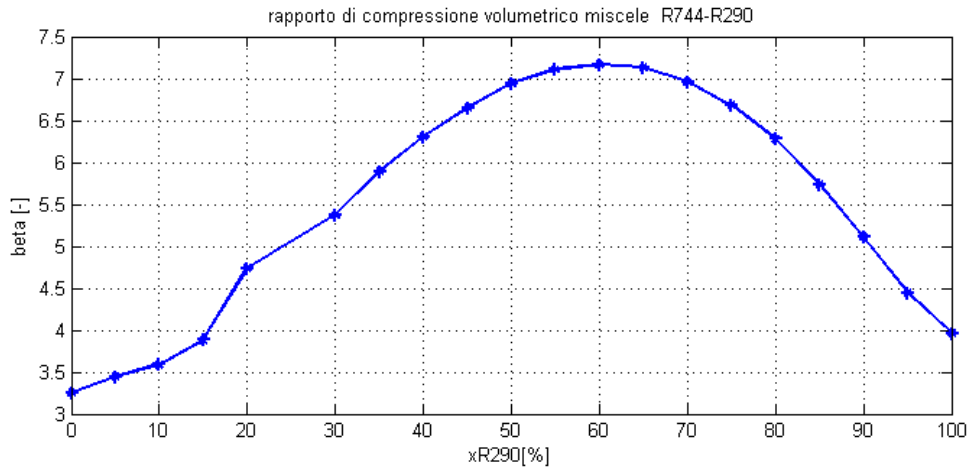


Fig. 4.9: Andamento del rapporto di compressione β in funzione della frazione massica di propano in miscela

In Fig.4.10 si riportano le perdite di carico nelle miscele che operano in cicli subcritici. Si nota che le perdite di carico massime sono ottenute in corrispondenza del propano puro. Aggiungendo CO₂ in miscela le perdite di carico diminuiscono fino alla miscela con 75% di propano, dopodichè le perdite di carico tornano ad aumentare fino all'ultima miscela in ciclo subcritico (30% di propano) tuttavia senza raggiungere i valori del propano puro. In definitiva le miscele in cui si verificano le minime perdite di carico hanno una composizione massica attorno all'80% di propano. Per affrontare il problema dell'elevata infiammabilità del propano è sufficiente una miscela con il 20% di CO₂ in composizione massica quindi si può osservare che per miscele di composizione propano-CO₂ 80%-20% si ottengono prestazioni superiori all'impiego del refrigerante CO₂ puro sia in termini di EER e COP sia in termini di perdite di carico nello scambiatore di calore.

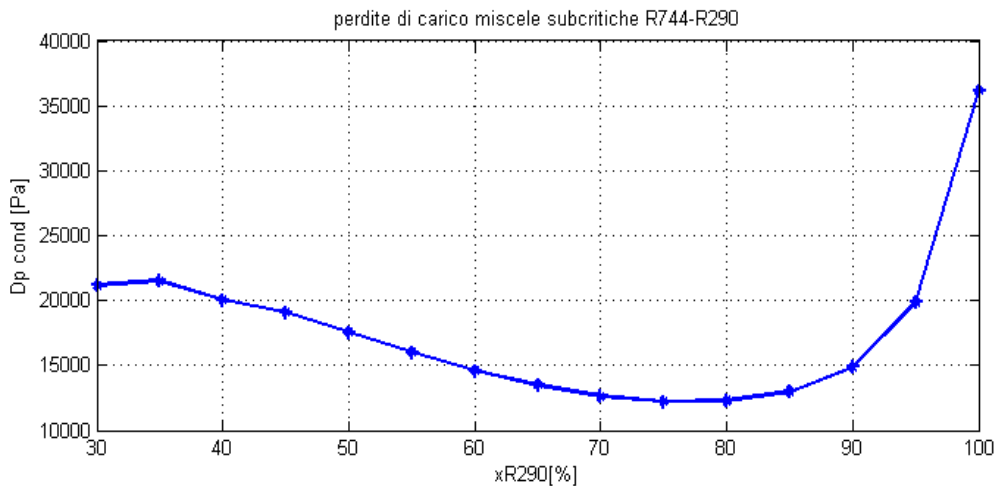


Fig. 4.10: Andamento delle perdite di carico al condensatore (cicli subcritici) in funzione della frazione massica di propano in miscela

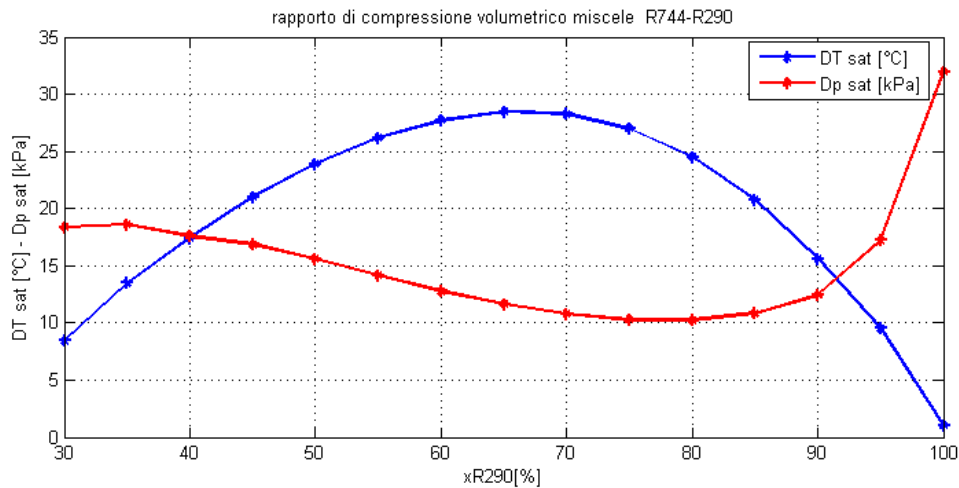


Fig.4.11: Andamento della caduta di pressione nella condensazione (cicli subcritici) e della corrispondente caduta di temperatura di saturazione in funzione della percentuale massica di propano in miscela.

Nella condensatore la caduta di temperatura di saturazione per le miscele zeotropiche è influenzata dalla caduta di pressione e in misura più rilevante dal fenomeno del glide. In Fig.4.11 è possibile notare come il glide più elevato è raggiunto per miscele con 65% di composizione massica di propano, in generale il glide è meno elevato tanto più ci si avvicina al fluido puro. La caduta di pressione nella condensazione segue lo stesso andamento della caduta di pressione totale al condensatore, quindi è massima per il propano puro, ha un minimo per la miscela con 75% di propano e torna ad aumentare fino all'ultima miscela in ciclo subcritico (percentuale di propano 30%).

Conclusioni

In questa tesi sono state analizzate le efficienze energetiche di un ciclo inverso a compressione di vapore operante con miscele propano-CO₂ di diversa composizione massica nel funzionamento da chiller con temperatura di evaporazione del refrigerante pari a - 10 ° C.

L'analisi è stata condotta simulando, tramite un modello Matlab, le prestazioni in regime stazionario di uno scambiatore di calore coassiale controcorrente in funzionamento da condensatore per cicli subcritici o da gas cooler per cicli transcritici, raffreddato ad acqua con temperatura in ingresso 30°C e salto termico di 5°C.

Inoltre con l'ausilio del software dell'azienda Frascold® è stata effettuata la scelta dei compressori adatti alla simulazione dei cicli subcritici e transcritici.

L'analisi dell'andamento degli EER e dei COP nelle diverse miscele è stata condotta considerando costante la potenza utile frigorifera pari a 6300 W.

I cicli sono transcritici a partire dal ciclo con CO₂ pura fino al ciclo con miscela zeotropica di composizione massica propano-CO₂ 20%-80%, mentre i cicli sono subcritici a partire dalla miscela di composizione massica propano-CO₂ 30%-70% fino al ciclo con propano puro.

In generale si nota che aggiungendo CO₂ al propano si verifica uno scadimento sia dell'EER, sia del COP del ciclo inverso. In particolare l'EER varia da un valore di 1,58 per la CO₂ pura ad un valore di 2,80 per il propano, mentre il COP varia da un valore di 2,58 per la CO₂ pura ad un valore di 3,87 per il propano.

Le prestazioni minime sia per l'EER che per il COP si ottengono per le miscele zeotropiche di composizione massica tale che il ciclo inverso si trovi in corrispondenza del punto critico (percentuali massiche di propano attorno al 20%).

Si nota che per frazioni massiche di propano inferiori al 70% gli EER e i COP delle miscele zeotropiche diminuiscono rispetto al ciclo transcritico con CO₂ pura.

Dal momento che per affrontare il problema dell'elevata infiammabilità del propano è sufficiente una miscela con il 20% di CO₂ in composizione massica, si può osservare che per miscele di composizione propano-CO₂ 80%-20% si ottengono prestazioni superiori all'impiego del refrigerante CO₂ puro, ottenendo uno scadimento rispetto alle prestazioni energetiche del ciclo con propano puro all'incirca di unità (EER=1,83 COP=2,91).

Si osserva che all'aumentare della percentuale massica di CO₂ in miscela aumentano la pressione di evaporazione, la pressione di condensazione (o pressione ottima di reiezione di calore al gas cooler) e la densità della miscela zeotropica.

La portata massica aspirata dal compressore diminuisce nell'intervallo di composizione massica di propano dal 95% all'80%, mentre diminuendo la frazione di propano al di sotto dell'80% la portata massica aumenta in modo continuo.

Il rapporto di compressione volumetrico raggiunge un picco per la composizione massica propano- CO₂ 60%-40% , mentre la potenza elettrica assorbita dal compressore raggiunge il massimo per la composizione massica propano-CO₂ 45%-55% .

Infine si osserva che le perdite di carico nel condensatore per tutte le miscele zeotropiche sono inferiori rispetto al condensatore con propano puro e raggiungono un minimo per la miscela propano-CO₂ 75%-25% .

Infine si suggeriscono le seguenti possibilità come possibili sviluppi futuri di questo lavoro:

- Studio dettagliato del comportamento dell'evaporatore con le miscele in esame
- Studio delle prestazioni del ciclo con un'altra tipologia di scambiatore di calore
- Analisi delle prestazioni delle miscele in esame su una macchina reale

APPENDICE A

A1 Equazioni del volume di controllo di transizione tra $x = 1$ ed $x = 0.97$

La potenza termica scambiata nel volume di transizione tra $x = 1$ ed $x = 0.97$ è denominata $\dot{Q}_{cond\ 0.97 \rightarrow VS}$:

$$\dot{Q}_{cond\ 0.97 \rightarrow VS} = G_{ref} * (h_{ref}(N_{sez,des}) - h_{ref\ 0.97}) \quad (A1.1)$$

Dove $h_{ref\ 0.97}$ è l'entalpia del vapore con titolo $x = 0.97$ ed è inizialmente ipotizzata in assenza di perdita di pressione tra vapor saturo e vapore ad $x = 0.97$:

$$h_{ref\ 0.97} = h(p_{(N_{sez,des})}; x = 0.97) \quad (A1.2)$$

Tramite $\dot{Q}_{cond\ 0.97 \rightarrow VS}$ si ricava l'efficienza di scambio termico nel segmento da $x = 0.97$ a vapor saturo:

$$\varepsilon_{sez,97} = \frac{\dot{Q}_{cond\ 0.97 \rightarrow VS}}{MIN\ Gc_{P\ 0.97 \rightarrow VS} * (T_h(N_{sez,des}) - T_c(N_{sez,des} + 1))} \quad (A1.3)$$

Dove i valori delle capacità termiche di portata dell'acqua e del refrigerante sono prese all'ultimo volume del desurriscaldamento ($N_{sez,des} - 1$) :

$$MIN\ Gc_{P\ 0.97 \rightarrow VS} = \min(G_{ref} * c_{p,ref}(N_{sez,des} - 1); G_{water} * c_{p,water}(N_{sez,des} - 1)) \quad (A1.4)$$

Da $\varepsilon_{sez,97}$ si ricava il parametro $NTU_{sez,97}$ del modello ε -NTU:

$$NTU_{sez,0.97} = \frac{1}{1 - R^*(N_{sez,des-1})} * \frac{\ln(1 - R^*(N_{sez,des-1}) * \varepsilon_{sez,97})}{1 - \varepsilon_{sez,97}} \quad (A1.5)$$

Valida nel caso in cui $R^*(N_{sez,des-1}) \neq 1$ e con $R^*(N_{sez,des-1})$ pari a:

$$R^*(N_{sez,des-1}) = \frac{MIN\ Gc_{P\ 0.97 \rightarrow VS}}{MAX\ Gc_{P\ 0.97 \rightarrow VS}} \quad (A1.6)$$

Quindi si ricavano $UA_{sez\ 0.97 \rightarrow VS}$ e la resistenza totale di scambio termico $R_{tot,sez\ 0.97 \rightarrow VS}$:

$$UA_{sez\ 0.97 \rightarrow VS} = NTU_{sez,0.97} * MIN\ Gc_{P\ 0.97 \rightarrow VS} \quad (A1.7)$$

$$R_{tot,sez\ 0.97 \rightarrow VS} = \frac{1}{UA_{sez\ 0.97 \rightarrow VS}} \quad (A1.8)$$

Considerando validi i coefficienti di scambio termico convettivo all'ultima sezione del desurriscaldamento ($N_{sez,des} - 1$) si può ricavare la resistenza termica di scambio lineare:

$$R_{tot,sez\ 0.97 \rightarrow VS,lineare} = \frac{1}{\pi * D_{int,int} * h_{conv,ref}(N_{sez,des} - 1)} + \frac{\ln\left(\frac{D_{int,int}}{D_{est,int}}\right)}{2 * \pi * K_{rame}} + \frac{1}{\pi * D_{est,int} * h_{conv,water}(N_{sez,des} - 1)} \quad (A1.9)$$

Infine si può ricavare la lunghezza del tratto di raccordo denominata $L_{sez,97}$:

$$L_{sez,97} = \frac{R_{tot,sez\ 0.97 \rightarrow VS,lineare}}{R_{tot,sez\ 0.97 \rightarrow VS}} \quad (A1.10)$$

Ricavata la lunghezza del tratto di raccordo si può stimare la perdita di carico del tratto considerando il refrigerante come vapor saturo:

$$\Delta p_{0.97 \rightarrow VS} = f_h(N_{sez,des} - 1) * \frac{L_{sez,97}}{D_{int,int}} * \frac{\rho_h(N_{sez,des} - 1) * v_h(N_{sez,des} - 1)^2}{2} \quad (A1.11)$$

E analogamente sul lato acqua (lato freddo):

$$\Delta p_{cold\ 0.97 \rightarrow VS} = f_c(N_{sez,des} - 1) * \frac{L_{sez,97}}{D_{idr,c}} * \frac{\rho_c(N_{sez,des} - 1) * v_c(N_{sez,des} - 1)^2}{2} \quad (A1.12)$$

Quindi si può aggiornare l'entalpia iniziale della condensazione con la nuova pressione di ingresso alla zona di condensazione pari a quella d'uscita del desurriscaldamento diminuita delle perdite del tratto da vapor saturo ad $x = 0.97$:

$$p_{h(N_{sez,des}+1)} = p_{h(N_{sez,des})} - \Delta p_{0.97 \rightarrow VS} \quad (A1.13)$$

Da cui si ricavano i valori aggiornati di $h_{ref\ 0.97}$ e $\dot{Q}_{cond\ 0.97 \rightarrow VS}$ rispettivamente con le equazioni (A1.1) e (A1.2).

Inoltre si ricava la temperatura del refrigerante in ingresso alla prima sezione della zona di condensazione:

$$T_{h(N_{sez,des}+1)} = T(p_{(N_{sez,des}+1)}; x = 0.97) \quad (A1.14)$$

A2 Equazioni del volume di controllo di transizione tra $x = 0,03$ ed $x = 0$

Si ipotizza innanzitutto un valore di entalpia del liquido saturo del refrigerante senza tenere in conto delle perdite di carico che devono essere determinate a posteriori e grazie a questa ipotesi si ha una stima della potenza termica scambiata nel volume di transizione da $x = 0,03$ alla condizione di liquido saturo:

$$h_{ref\ LS} = h(p_{(N_{sez,des}+N_{sez,cond})}; x = 0) \quad (A2.1)$$

$$\dot{Q}_{cond\ LS \rightarrow 0.03} = G_{ref} * (h_{ref}(N_{sez,des} + N_{sez,cond}) - h_{ref\ LS}) \quad (A2.2)$$

Tramite $\dot{Q}_{cond\ LS \rightarrow 0.03}$ si ricava l'efficienza di scambio termico nel segmento da $x = 0,03$ a liquido saturo:

$$\varepsilon_{sez,03} = \frac{\dot{Q}_{cond\ LS \rightarrow 0.03}}{MIN\ G_{CP_{0.03 \rightarrow LS}} * (T_h(N_{sez,des} + N_{sez,cond}) - T_c(N_{sez,des} + N_{sez,cond} + 1))} \quad (A2.3)$$

Dove le capacità termiche di portata dell'acqua e del refrigerante sono prese al primo segmento del sottoraffreddamento $n_{LS} = N_{sez,des} + N_{sez,cond} - 1$.

$$MIN\ G_{CP_{0.03 \rightarrow LS}} = \min(G_{ref} * c_{P,ref}(n_{LS}); G_{water} * c_{P,water}(n_{LS})) \quad (A2.4)$$

Da $\varepsilon_{sez,03}$ si ricava il parametro $NTU_{sez,03}$ del modello ε -NTU:

Nel caso in cui $R^*(n_{LS}) \neq 1$

$$NTU_{sez,03} = \frac{1}{1 - R^*(n_{LS})} * \frac{\ln(1 - R^*(n_{LS}) * \varepsilon_{sez,03})}{1 - \varepsilon_{sez,03}} \quad (A2.5)$$

$$R^*(n_{LS}) = \frac{MIN\ G_{CP_{0.03 \rightarrow LS}}}{MAX\ G_{CP_{0.03 \rightarrow LS}}} \quad (A2.6)$$

Da cui si ricavano $UA_{sez\ 0.03 \rightarrow LS}$ e la resistenza totale di scambio termico $R_{tot,sez\ 0.03 \rightarrow LS}$:

$$UA_{sez\ 0.03 \rightarrow LS} = NTU_{sez,03} * MIN\ G_{CP_{0.03 \rightarrow LS}} \quad (A2.7)$$

$$R_{tot,sez\ 0.03 \rightarrow LS} = \frac{1}{UA_{sez\ 0.03 \rightarrow LS}} \quad (A2.8)$$

Considerando validi i coefficienti di scambio termico convettivo al primo volume del sottoraffreddamento si può ricavare la resistenza termica di scambio lineare:

$$R_{tot,sez\ 0.03 \rightarrow LS, lineare} = \frac{1}{\pi * D_{int,int} * h_{conv,ref}(n_{LS})} + R_K + \frac{1}{\pi * D_{est,int} * h_{conv,water}(n_{LS})} \quad (A2.9)$$

Infine si può ricavare la lunghezza del tratto di raccordo denominata $L_{sez,03}$:

$$L_{sez,03} = \frac{R_{tot,sez\ 0.03 \rightarrow LS, lineare}}{R_{tot,sez\ 0.03 \rightarrow LS}} \quad (A2.10)$$

Ricavata la lunghezza del tratto di raccordo si può stimare la perdita di carico del tratto considerando il refrigerante come liquido saturo:

$$\Delta p_{0.03 \rightarrow LS} = f_h(n_{LS}) * \frac{L_{sez,03}}{D_{int,int}} * \frac{1}{2} * \rho_H(n_{LS}) * v_H(n_{LS})^2 \quad (A2.11)$$

E analogamente sul lato acqua (lato freddo):

$$\Delta p_{cold\ 0.03 \rightarrow LS} = f_c(n_{LS}) * \frac{L_{sez,03}}{D_{idr,c}} * \frac{1}{2} * \rho_C(n_{LS}) * v_C(n_{LS})^2 \quad (A2.12)$$

Quindi si può aggiornare l'entalpia iniziale del sottoraffreddamento che è pari all'entalpia del liquido saturo con la nuova pressione di ingresso alla zona di sottoraffreddamento pari a quella d'uscita della condensazione diminuita delle perdite del tratto da $x=0.03$ a liquido saturo :

$$p_{h(N_{sez,des}+N_{sez,cond}-1)} = p_{h(N_{sez,des}+N_{sez,cond})} - \Delta p_{0.03 \rightarrow LS} \quad (A2.13)$$

Da cui si ricava:

$$h_{ref\ LS} = h_{ref} \left(p_{(N_{sez,des}+N_{sez,cond}-1)}; x = 0 \right) \quad (A2.14)$$

E si aggiorna $\dot{Q}_{cond\ 0.03 \rightarrow LS}$:

$$\dot{Q}_{cond\ 0.03 \rightarrow LS} = G_{ref} * (h_{ref}(N_{sez,des} + N_{sez,cond} - 1) - h_{ref\ LS}) \quad (A2.15)$$

Inoltre si ricava la temperatura del refrigerante in ingresso alla prima sezione della zona di condensazione:

$$T_{h(N_{sez,des}+N_{sez,cond}-1)} = T \left(p_{(N_{sez,des}+N_{sez,cond}-1)}; x = 0 \right) \quad (A2.16)$$

APPENDICE B

B1 Determinazione dei volumi di discretizzazione del gas cooler

In tabella B1.1 e nelle Fig.B1.1 e Fig.B1.2 sono indicati i valori di \dot{Q}_h scambiata e i valori di perdita di carico totale nello scambiatore di calore $\Delta p_{ref,tot}$ all'aumentare dei volumi di discretizzazione.

Si considera come valore asintotico di \dot{Q}_h e $\Delta p_{ref,tot}$ il valore raggiunto per 300 discretizzazioni. Gli errori percentuali tra i valori di \dot{Q}_h e $\Delta p_{ref,tot}$ ad un determinato numero di discretizzazioni N e i valori asintotici sono dati da:

$$\Delta \dot{Q}_{tot} [\%] = \frac{\dot{Q}_{tot,(300)} - \dot{Q}_{tot,(N)}}{\dot{Q}_{tot,(300)}} * 100 \quad (B1.1)$$

$$\Delta p_{ref,tot} [\%] = \frac{\Delta p_{ref,tot(300)} - \Delta p_{ref,tot(N)}}{\Delta p_{ref,tot(300)}} * 100 \quad (B1.2)$$

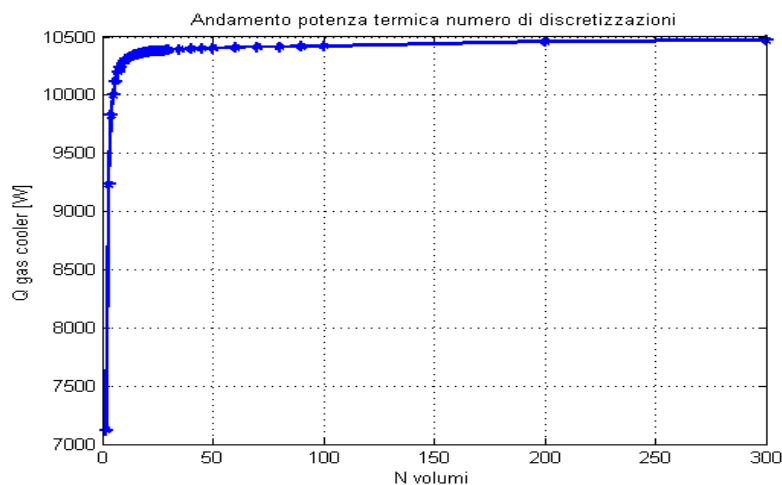


Fig.B1.1: Andamento della potenza termica scambiata al gas cooler in funzione del numero di discretizzazioni

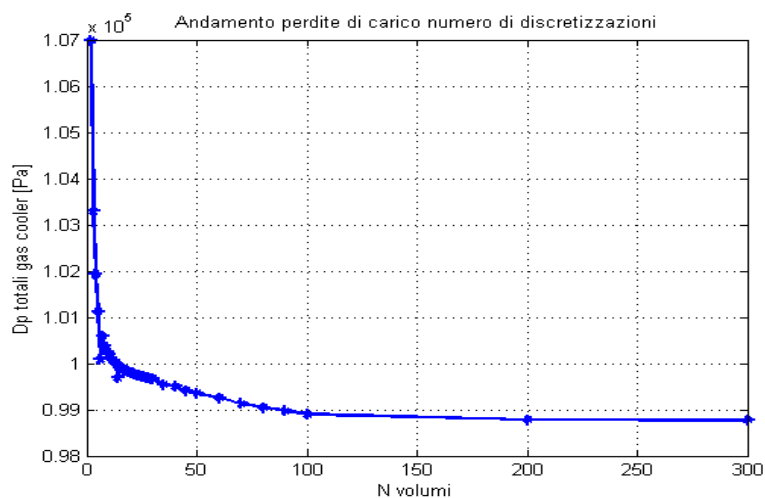


Fig.B1.2: Andamento delle perdite di carico totale al gas cooler in funzione del numero di discretizzazioni

Tabella B1.1: Variazione dell'errore percentuale di \dot{Q}_h e $\Delta p_{ref,tot}$ all'aumentare dei volumi di discretizzazione del gas cooler.

volumi	Q_h [W]	Δp_{ref} [Pa]	ΔQ_h [%]	Δp_{ref} [%]
2	7119	106990	32,01	-8,32
3	9232,4	103290	11,82	-4,57
4	9824,7	101930	6,16	-3,19
5	9998,8	101120	4,50	-2,37
6	10121	100080	3,33	-1,32
7	10203	100590	2,55	-1,84
8	10243	100390	2,17	-1,64
9	10269	100260	1,92	-1,50
10	10294	100190	1,68	-1,43
11	10312	100120	1,51	-1,36
12	10324	100060	1,39	-1,30
13	10333	100010	1,31	-1,25
14	10345	99690	1,19	-0,93
15	10351	99937	1,14	-1,18
16	10356	99907	1,09	-1,15
17	10362	99866	1,03	-1,10
18	10366	99848	0,99	-1,09
19	10369	99829	0,96	-1,07
20	10371	99812	0,95	-1,05
21	10374	99798	0,92	-1,04
22	10378	99770	0,88	-1,01
23	10380	99758	0,86	-0,995
24	10381	99748	0,85	-0,985
25	10384	99720	0,82	-0,957
26	10385	99712	0,81	-0,949
27	10386	99704	0,80	-0,941
28	10387	99698	0,79	-0,934
29	10390	99672	0,76	-0,908
30	10391	99667	0,75	-0,903
35	10396	99550	0,71	-0,785
40	10399	99500	0,68	-0,734
45	10402	99400	0,65	-0,633
50	10405	99350	0,62	-0,582
60	10409	99250	0,58	-0,481
70	10414	99130	0,53	-0,359
80	10416	99050	0,52	-0,278
90	10420	98980	0,48	-0,208
100	10423	98900	0,45	-0,127
200	10462	98780	0,076	-0,005
300	10470	98775	0	0

B2 Determinazione dei volumi di discretizzazione del condensatore

In tabella B2.1 e nelle Fig.B2.1 e Fig.B2.2 sono indicati i valori di \dot{Q}_h scambiata e i valori di perdita di carico totale nello scambiatore di calore $\Delta p_{ref,tot}$ all'aumentare dei volumi di discretizzazione. In tabella B2.1 vengono indicati in ordine i volumi della zona di desurriscaldamento, i volumi della zona di condensazione e i volumi della zona di sottoraffreddamento.

Si considera come valore asintotico di \dot{Q}_h e $\Delta p_{ref,tot}$ il valore raggiunto per 1152 discretizzazioni. Gli errori percentuali tra i valori di \dot{Q}_h e $\Delta p_{ref,tot}$ ad un determinato numero di discretizzazioni N sono ricavati analogamente al caso di appendice B1 con equazione (B1.1) ed equazione (B1.2).

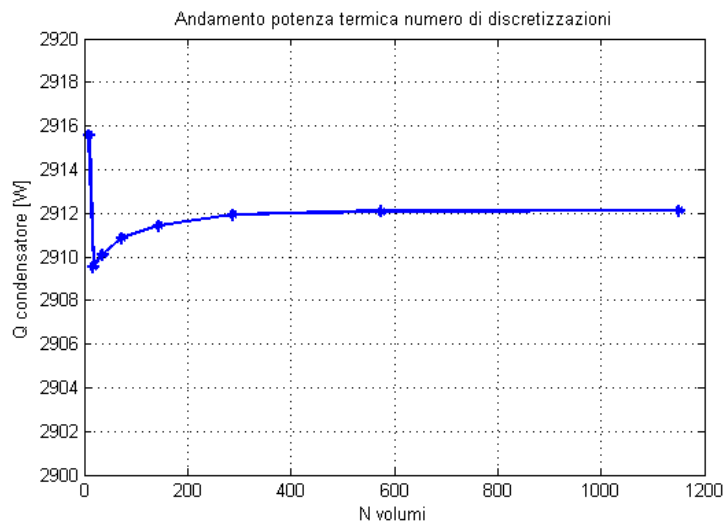


Fig.B2.1: Andamento della potenza termica scambiata nel condensatore in funzione del numero di discretizzazioni

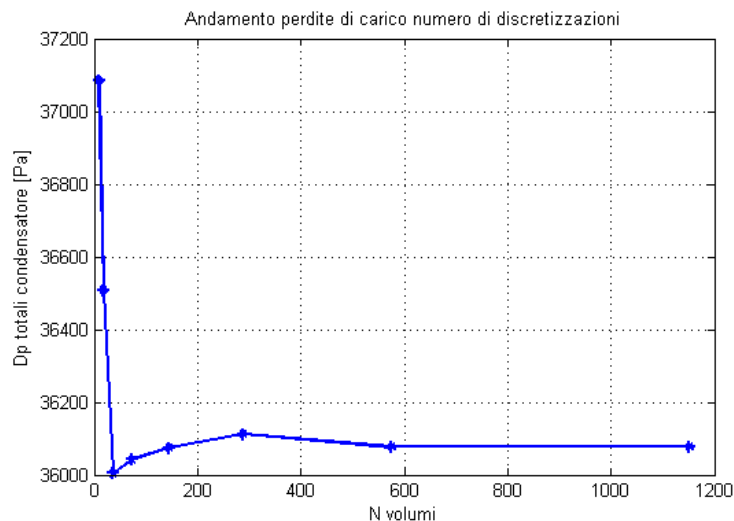


Fig.B2.2: Andamento delle perdite di carico totali nel condensatore in funzione del numero di discretizzazioni

Tabella B2.1: Variazione dell'errore percentuale di \dot{Q}_h e $\Delta p_{\text{ref,tot}}$ all'aumentare dei volumi di discretizzazione del condensatore.

	Volumi	Q_{tot} [W]	Δp_{ref} [Pa]	ΔQ_{tot} [%]	Δp_{ref} [%]
2-5-2	9	2915,58	37085	-0,1188138	-2,79402
4-10-4	18	2909,53	36509	0,08893864	-1,19744
8-20-8	36	2910,1	36004	0,06936527	0,202345
16-40-16	72	2910,85	36042	0,04361084	0,097015
32-80-32	144	2911,43	36075	0,02369408	0,005544
64-160-64	288	2911,92	36112	0,00686785	-0,09701
128-320-128	576	2912,08	36077	0,00137357	0
256-640-256	1152	2912,12	36077	0	0

APPENDICE C

C1 Dati sulle simulazioni con miscele R290-R744

In questa appendice si riporta in tabella C1.1 la frequenza di rotazione del motore necessaria ad ottenere $\dot{Q}_c = 6300 W$. Le miscele subcritiche vanno da percentuale di R290 100% a percentuale 30%. Per le miscele con percentuale di R290 del 35% e del 30% la riduzione di portata è tale da non poter essere realizzata con il compressore modello Frascold® D3-13.1 AXH. Quindi si sceglie un compressore di taglia più piccola A1.5-8AXH dal quale si ricavano con i polinomi i rendimenti η_{vol} ed η_{iso} analogamente a quanto svolto con i compressori precedenti. In tabella C1.2 si mostra l'andamento di tali rendimenti in funzione di β .

Tabella C1.1: Modello di compressore Frascold e frequenza di rotazione del motore per le diverse miscele.

XR290-XR744	COP	EER	frequenza [Hz]	compressore
100% R290	3,87	2,80	50	D3-13.1 AXH
[0,95 0,05]	3,79	2,66	47	D3-13.1 AXH
[0,9 0,1]	3,43	2,33	47	D3-13.1 AXH
[0,85 0,15]	3,14	2,06	48	D3-13.1 AXH
[0,8 0,2]	2,91	1,83	49	D3-13.1 AXH
[0,75 0,25]	2,74	1,67	49	D3-13.1 AXH
[0,7 0,3]	2,60	1,54	48	D3-13.1 AXH
[0,65 0,35]	2,50	1,45	47	D3-13.1 AXH
[0,6 0,4]	2,43	1,38	45	D3-13.1 AXH
[0,55 0,45]	2,38	1,33	43	D3-13.1 AXH
[0,5 0,5]	2,35	1,30	40	D3-13.1 AXH
[0,45 0,55]	2,34	1,30	37	D3-13.1 AXH
[0,4 0,6]	2,35	1,30	33	D3-13.1 AXH
[0,35 0,65]	2,45	1,39	50	A1.5-8AXH
[0,3 0,7]	2,46	1,39	30	A1.5-8AXH
[0,2 0,8]	2,18	1,17	100	Q5-4TK
[0,15 0,85]	2,26	1,22	83	Q5-4TK
[0,1 0,9]	2,51	1,48	60	Q5-4TK
[0,05 0,95]	2,62	1,60	50	Q5-4TK
100% R744	2,58	1,58	50	Q5-4TK

Tabella C1.2: : Rendimento volumetrico e isoentropico del compressore A1.5-8AXH

η_{vol}	$(1,0197 - 0,0424 * \beta)$
η_{iso}	$-0,0085 * \beta^2 + 0,099 * \beta + 0,3945$

In tabella C1.3 si riportano per le diverse miscele R290-R744 i dati relativi ai parametri dei 4 punti del ciclo termodinamico e alle potenze termiche scambiate.

R290-R744	$p_{in,cond}$ [kPa]	p_{evap} [kPa]	β	ρ_1 [kg/m ³]	η_{vol}	Gref [kg/s]	h_1 [kJ/kg]	s_1 [kJ/kgK]	η_{iso}	h_2 [kJ/kg]	T_2 [°C]	h_3 [kJ/kg]	W_{comp} [W]	Q_{cond} [W]	COP	EER	$\Delta p_{ref,cond}$ [Pa]
100% R290	1369	345	3,96	7,63	0,870	0,02278	563,65	2384,6	0,695	677,24	68,9	303,78	2255	8727	3,87	2,80	36159
[0,95 0,05]	1614	364	4,44	7,00	0,842	0,02023	608,23	2589,6	0,689	726,34	97,9	293,81	2389	9062	3,79	2,66	19881
[0,9 0,1]	1963	384	5,11	7,39	0,800	0,02031	602,14	2598,4	0,676	734,79	108,8	292,99	2694	9250	3,43	2,33	14870
[0,85 0,15]	2336	407	5,74	7,82	0,762	0,02089	596,02	2601	0,659	742,77	119,5	294,4	3066	9632	3,14	2,06	13006
[0,8 0,2]	2715	432	6,28	8,31	0,728	0,02156	589,88	2599,3	0,642	749,56	129,7	296,87	3443	10025	2,91	1,83	12289
[0,75 0,25]	3079	461	6,68	8,86	0,704	0,02222	583,71	2593,8	0,626	753,91	138,6	299,31	3781	10352	2,74	1,67	12224
[0,7 0,3]	3432	493	6,96	9,49	0,687	0,02286	577,49	2584,9	0,615	755,75	146,4	302,12	4075	10601	2,60	1,54	12640
[0,65 0,35]	3778	530	7,13	10,21	0,677	0,02374	571,22	2572,7	0,607	754,91	153,0	305,43	4360	10897	2,50	1,45	13481
[0,6 0,4]	4111	573	7,17	11,05	0,674	0,02463	564,88	2557,3	0,605	750,77	158,1	308,84	4579	11110	2,43	1,38	14589
[0,55 0,45]	4433	624	7,11	12,04	0,678	0,02565	558,47	2538,6	0,608	743,45	161,6	312,35	4745	11280	2,38	1,33	16000
[0,5 0,5]	4748	685	6,94	13,22	0,689	0,02678	551,94	2516,2	0,616	733,26	163,6	316	4856	11391	2,35	1,30	17380
[0,45 0,55]	5041	758	6,65	14,67	0,706	0,02799	545,28	2490	0,628	719,83	163,7	319,09	4885	11410	2,34	1,30	19097
[0,4 0,6]	5337	846	6,31	16,46	0,727	0,02884	538,43	2459,4	0,641	704,41	162,6	322,45	4787	11253	2,35	1,30	20078
[0,35 0,65]	5634	957	5,89	18,74	0,770	0,03067	531,32	2423,6	0,688	679,58	155,6	325,86	4547	11122	2,45	1,39	21536
[0,3 0,7]	5918	1102	5,37	21,75	0,792	0,03246	523,84	2381,7	0,685	663,97	153,8	329,01	4548	11200	2,46	1,39	21157
[0,2 0,8]	7400	1560	4,74	35,29	0,513	0,03799	482,9	2188,7	0,539	624,68	148,0	316,99	5387	11760	2,18	1,17	85925
[0,15 0,85]	7400	1909	3,88	44,57	0,592	0,04573	472,73	2120,4	0,570	585,56	127,5	335,18	5160	11683	2,26	1,22	127410
[0,1 0,9]	8100	2258	3,59	54,39	0,619	0,04242	462,72	2055	0,584	563,89	121,6	312,92	4291	10751	2,51	1,48	94804
[0,05 0,95]	8600	2498	3,44	55,47	0,632	0,04101	454,98	2002,9	0,591	550,8	120,5	301,92	3930	10281	2,62	1,60	82517
100% R744	8600	2649	3,25	56,72	0,650	0,04417	473,21	2035,8	0,602	539,77	118,4	308,09	3998	10319	2,58	1,58	100330

BIBLIOGRAFIA

- [1] REFPROP *NIST Standard Reference Database 23, Version 9.1 (2013)*
- [2] Shang K Wang. *Handbook of air conditioning and refrigeration, 2nd edition*. Mc Graw Hill, 2000.
- [3] Petter Neksa. CO₂ heat pump systems. *International journal of refrigeration*, 25(4): 421-427, 2002.
- [4] J.H. Kim, M.S. Kim. Vapor–liquid equilibria for the carbon dioxide + propane system over a temperature range from 253.15 to 323.15 K. *Fluid phase equilibria* 238 13-19, 2009.
- [5] Ju Hyok Kim, Jin Min Cho, Min Soo Kim Cooling performance of several CO₂/propane mixtures and glide matching with secondary heat transfer fluid. *International journal of refrigeration* 31(5) 800-806,2008.
- [6] Ju Hyok Kim, Jin Min Cho, Il Hwan Lee, Jae Seung Lee, and Min Soo Kim. Circulation concentration of co₂/propane mixtures and the effect of their charge on the cooling performance in an air-conditioning system. *International journal of refrigeration*, 30(1):43-49, 2007.
- [7] Baolian Niu and Yufeng Zhang. Experimental study of the refrigeration cycle performance for the R744/R290 mixtures. *International journal of refrigeration*, 30(1) 37-42, 2007.
- [8] Giovanni Di Nicola, Fabio Polonara, Roman Stryjek, and Alessia Arteconi. Performance of cascade cycles working with blends of CO₂ + natural refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 34(6):1436-1445, 2011.
- [9] XP Zhang, F Wang, XW Fan, XL Wei, and FK Wang. Determination of the optimum heat rejection pressure in transcritical cycles working with R744/R290 mixture. *Applied Thermal Engineering*, 54(1) 176-184, 2013.
- [10] Sadik Kakaç, Hongtan Liu, Anchasa Pramuanjaroenkij Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition. *CRC Press*, 2012.

- [11] Long Huang, Vikrant Aute, Reinhard Radermacher. A finite volume coaxial heat exchanger model with moving boundaries and modifications to correlations for two-phase flow in fluted annuli. *International Journal of Refrigeration*, 40: 11-23, 2011.
- [12] Timothy J. Rennie. Numerical and experimental studies of a double-pipe helical heat exchanger, Ph.D. dissertation, McGill University, Montreal Canada. 2004 Experimental Thermal and Fluid science. *International Journal of Experimental Heat Transfer, Thermodynamics and Fluid Mechanics* 2004.
- [13] Timothy J. Rennie. Vijaya G.S. Raghavan. Experimental studies of double-pipe helical heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 29(8): 919-924 2005.
- [14] Volker Gnielinski. Heat transfer in pipe flow. *VDI Heat Atlas Second Edition*. Springer. Chapter G1, 2010.
- [15] Volker Gnielinski. On heat transfer in tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 63: 134-140, 2013.
- [16] Volker Gnielinski. Heat transfer in concentric annular and parallel plate ducts. *VDI Heat Atlas Second Edition*. Springer. Chapter G2, 2010.
- [17] J.El Hajal, J.R. Thome, A. Cavallini, part 2: two-phase flow pattern map. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 46: 3365-3387, 2003.
- [18] J.El Hajal, J.R. Thome, A. Cavallini, part 1: two-phase flow pattern map. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 46: 3349-3363, 2003.
- [19] Jesùs Moreno Quibèn, John R. Thome. Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes, Part II: New phenomenological model. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 28: 1060-1072, 2007.
- [20] Jesùs Moreno Quibèn, John R. Thome. Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes, Part I: Diabatic and adiabatic experimental study *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 28: 1049-1059, 2007.
- [21] Wojtan, L., Ursenbacher, T., Thome, J.R. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II – development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 48: 2970–2985, 2005.
- [22] Mirza Mohammad Shah, Ahmad M. Mahmoud, Jaeseon Lee. An assessment of some predictive methods for in-tube condensation heat transfer of refrigerant mixtures. *Article in ASHRAE TRANSACTIONS*. 119: 38-51, 2013.