

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA ENERGETICA

Tesi di Laurea Magistrale in
Ingegneria Energetica

**OTTIMIZZAZIONE DI UN CICLO RANKINE ORGANICO PER IL
RECUPERO DI CALORE A BASSA TEMPERATURA ED ANALISI
DELL'INFLUENZA DELLA TIPOLOGIA DI FLUIDO ORGANICO
SULLE PRESTAZIONI DEL CICLO**

Relatore: Ing. Giovanna Cavazzini
Correlatore: Ing. Roberto Galvanelli

Laurenda: SERENA BARI

ANNO ACCADEMICO 2013-2014

Indice generale

Lista dei Simboli.....	3
Sommario.....	4
Introduzione.....	5
Capitolo 1: Ciclo Rankine Organico.....	7
1.1 Principi della termodinamica e ciclo di Carnot.....	8
1.2 Ciclo Rankine.....	9
1.3 Ciclo Rankine organico.....	11
Capitolo 2: Recupero di calore.....	15
2.1 ORC di piccola-media taglia: applicazioni.....	16
2.2 Analisi Bibliografica.....	18
2.3 Recupero di calore: ciclo ideale e riferimenti.....	19
Capitolo 3: Fluidi.....	23
3.1 Analisi bibliografica.....	24
3.2 Criteri di scelta del fluido.....	26
3.3 Fluidi scelti.....	32
Capitolo 4: Espansore.....	35
4.1 Analisi bibliografica.....	36
4.2 Premessa.....	39
4.3 Espansori di tipo Scroll (a spirale).....	40
4.4 Espansori di tipo Screw (a vite).....	45
4.5 Espansori rotanti a palette (Rotary Vane Expansor).....	46
4.6 Espansori a pistone rotante.....	47
4.7 Macchine a ingranaggi (Gerotor).....	48
4.8 Perdite.....	49
Capitolo 5: Realizzazione del modello termodinamico.....	51
5.1 Equazioni del modello termodinamico.....	52
5.2 Costruzione del ciclo in ambiente Matlab/Simulink.....	55
5.2.1 Programmi utilizzati.....	55
5.2.2 File Matlab “ingressi”.....	56
5.2.3 Modello Simulink.....	57
Capitolo 6: Ottimizzazione.....	66
6.1 Analisi bibliografica.....	67
6.2 Metodi moderni di ottimizzazione.....	69
6.3 Algoritmo di ottimizzazione a sciame PSO (Particle Swam Optimization).....	70
6.4 Ottimizzazione nel sistema ORC.....	73
6.5 Limiti di ricerca.....	74
6.6 Risultati e discussione.....	77
6.6.1 Influenza delle variabili sulla potenza prodotta.....	77
6.6.2 Influenza del tipo di fluido.....	83
Conclusioni.....	87
Ringraziamenti.....	88
Bibliografia.....	89
Appendice A: Espressione per il salto entalpico all'espansore.....	93
Appendice B: Principali fluidi organici e loro caratteristiche.....	94
Appendice C: Listati dei programmi.....	96
Appendice D: Riassunto schematico di articoli di letteratura.....	106

Lista dei Simboli

Simboli

cp	calore specifico a pressione costante [J/kgK]
c_u	componente tangenziale della velocità relativa [m/s]
h	entalpia [kJ/kg]
k	rapporto tra i calori specifici [-]
$\dot{m}$	portata [kg/s]
MM	massa molare [kg/kmol]
p	pressione [Pa]
P	potenza [W]
Q	quantità di calore [J]
R	raggio [m]
r	calore latente [kJ/kg]
T	temperatura [°C]
u	velocità periferica [m/s]
V	volume
v	volume specifico [m³/kg]
ρ	densità
η	rendimento [-]
ω	velocità di rotazione [rad/s]

Pedici

a	approach point
bp	boiling point
C	Carnot
$cond$	condensatore
cr	punto critico
ev	evaporatore
$glob$	globale
i	ingresso
id	ideale
is	isoentropico
l	fase liquida
net	netta
o	uscita
p	pozzo termico
pp	pinch point
$pump$	pompa
ref	di riferimento
s	sorgente termica
$turb$	turbina/espansore
th	termico
v	fase vapore
$\bar{R}$	costante universale dei gas, 8314,3 [J/kmol K]

Sommario

Si propone un modello termodinamico basato su un ciclo ORC ideale sub-critico per analizzare l'influenza del tipo di fluido di lavoro utilizzato sul sistema.

Innanzitutto si è effettuata una cernita tra i vari fluidi organici esistenti e si è limitato il campo di ricerca ai fluidi R1234yf, R134a, R227, R236fa, RC318, Isobutano, R245fa, Butano, R245ca, Isopentano, Pentano. Si è creato un modello negli ambienti Matlab/Simulink e si sono scelte come variabili la pressione di evaporazione e le differenze di approach point e di pinch point al condensatore e all'evaporatore. Con l'ausilio di un algoritmo di ottimizzazione a sciame (PSO) si sono ricercati i loro valori ottimali in modo che risultasse massima la potenza prodotta nel ciclo.

In termini di potenza l'ordine di preferenza per i fluidi considerati è: R1234yf, R134a, R227, R236fa, RC318, Isobutano, R245fa, Butano, R245ca, Isopentano, Pentano dove l'R1234yf è il fluido che restituisce il valore di potenza maggiore pari a 73,20 kW con un rendimento termico di 8,04% e un rendimento globale di 5,03%. La differenza tra le potenze prodotte con i diversi fluidi non è così marcata, ma risultano tutte comprese tra i 73,2 e 67,8 kW. Per la scelta del fluido diventano quindi importanti le considerazioni effettuate su impatto ambientale, il costo e la disponibilità del fluido.

Introduzione

In un contesto come quello attuale teso ad uso più razionale dell'energia, diventa sempre più desiderabile sia da un punto di vista ambientale che da un punto di vista economico, andare a sfruttare fonti che in passato non venivano prese in considerazione.

Nell'ambito industriale ad esempio grandi quantità di calore viene ogni giorno rigettata nell'ambiente sotto forma di fumi inviati al camino o altri fluidi di processo.

Tuttavia il calore a bassa temperatura di queste fonti non può essere convertito efficientemente in lavoro utile e quindi energia elettrica tramite metodi convenzionali di generazione di potenza ed è proprio a questo proposito che negli ultimi anni, il ciclo di Rankine organico (ORC) è stato soggetto ad un' intensa attività di ricerca e sviluppo essendo visto come la tecnologia più promettente in questo campo.

Infatti, a differenza dei cicli di potenza convenzionali (cicli a vapore), questa tecnologia permette la generazione distribuita di piccola taglia e su scala locale e si distingue per una serie di vantaggi che includono la semplicità nell'utilizzo della macchina e la disponibilità dei componenti.

Un ciclo ORC è strutturato come un normale ciclo Rankine in cui si utilizzano come fluido di lavoro sostanze organiche (tipicamente fluidi impiegati nel campo della refrigerazione o alcuni idrocarburi) che presentano bassa temperatura di ebollizione e che permettono di mantenere bassa anche la temperatura a cui avviene l'evaporazione.

Grazie alla possibilità di poter funzionare con limitate temperature operative, un ciclo di questo tipo può recuperare calore da varie risorse come energia solare, calore geotermico, biomassa e anche calore di scarto industriale e questo è comprovato da numerosi impianti installati in varie parti del mondo (USA, Italia, Austria, Germania, Olanda, Svezia ecc..).

Gli articoli di letteratura che trattano l'argomento sono molteplici e in genere si concentrano sullo studio e analisi dei seguenti argomenti:

- ricerche sui fluidi di lavoro, concentrate sui diversi criteri di selezione e valutazione per i vari fluidi organici in base alla performance del sistema ORC;
- analisi di performance, concentrate sulla percentuale di utilizzo del calore della sorgente, sull'output in termini di potenza all'espansione, sull'efficienza del recupero, sull'efficienza exergetica ecc...;
- progetto del sistema: scelta dell'espansore, schema d'impianto del sistema ORC (con o senza rigenerazione interna, ORC circuito binario ecc..);
- ottimizzazione dei parametri di input di ciclo (es: pressione di ingresso alla turbina, DT di pinch point e approach point...), al fine di massimizzare i parametri di output scelti, come la potenza e i rendimenti, o minimizzarne altri (es: area di scambio degli scambiatori, costi, perdite di irreversibilità, taglia dell'espansore...).

In questa tesi si vuole investigare sui limiti applicativi di questa tecnologia soprattutto considerando quali potrebbero essere i rendimenti e gli output di potenza della macchina con temperature della sorgente molto basse ($<120^{\circ}\text{C}$). Dati questi livelli di temperatura l'output di potenza non potrà che essere esiguo (in genere sotto il centinaio di kW) e analogamente anche il rendimento termico del ciclo risulta limitato con valori generalmente compresi tra 5-9% e leggermente superiori nelle applicazioni a media temperatura(10-15%).

Ad oggi molti ORC sono disponibili sul mercato per recupero di calore industriale su larga scala e per la cogenerazione da biomassa. Tuttavia sulla scala de kW il più dei sistemi è ancora sotto sviluppo e ricerca, principalmente per problematiche legate al componente espansore.

L'utilizzo di una turbomacchina infatti non è possibile con livelli di potenza così bassi e diventa quindi necessario l'utilizzo di macchine volumetriche. Dato che dispositivi di questo tipo non sono ancora disponibili sul mercato, la soluzione spesso adottata è quella di convertire un compressore volumetrico in modo da farlo funzionare come espansore. Ovviamente le performance di queste macchine non saranno ideali dato che il componente non è stato progettato appositamente per quest'utilizzo.

Lo scopo di questo studio è condurre un'ottimizzazione termodinamica dei parametri di un ORC per il recupero di calore di scarto a bassa temperatura in modo da ottenere informazioni utili per il design del sistema.

L'obiettivo che ci si è posti è di massimizzare la potenza prodotta dal ciclo fissati i parametri relativi alla sorgente di calore e del pozzo termico.

Come variabili di decisione sono state considerate la pressione di evaporazione e le differenze di temperatura all'approach point e al pinch point del condensatore e dell'evaporatore. Si è quindi utilizzato un algoritmo di ottimizzazione a sciame (PSOv46) per risolvere il problema di ottimizzazione e ottenere i parametri ottimali per vari fluidi considerati.

Nei capitoli 1 e 2 si è introdotto il sistema ORC, le varianti di ciclo e le soluzioni adottate specificatamente per il recupero di calore a bassa temperatura.

Nel capitolo 3 si analizzano le caratteristiche ottimali volute per un fluido di lavoro in un ciclo ORC: a partire dai principali fluidi organici presi in considerazione in letteratura si effettua una cernita e si presentano i 12 fluidi scelti per questo studio. Il capitolo 4 comprende delle considerazioni effettuate sui tipi di espansori che è possibile utilizzare per queste applicazioni a partire dai risultati ottenuti in studi teorici e sperimentali. Le equazioni del modello termodinamico del sistema ORC sono inserite nel capitolo 5 in cui si descrive inoltre come le si sono trasferite in ambiente Matlab/Simulink in modo da poter effettuare la simulazione.

Nel capitolo 6 infine è esposta la parte operativa di questa tesi presentando le prove di ottimizzazione effettuate e i risultati ottenuti

Capitolo 1: Ciclo Rankine Organico

1.1 Principi della termodinamica e ciclo di Carnot

L'esecuzione di un ciclo termodinamico diretto da parte di un opportuno fluido (fluido motore) in una macchina o impianto (impianto motore) costituisce il metodo più comune per realizzare la trasformazione di energia termica in energia meccanica; le leggi che regolano processi di questo tipo sono i due principi fondamentali della termodinamica.

Il *primo principio* della termodinamica è il principio della conservazione dell'energia e fissa l'equivalenza fra le varie forme di energia, senza distinguere fra quantità di calore disponibili a temperature diverse.

Esso stabilisce che: “In un processo ciclico la quantità di calore netto scambiata fra il sistema e l'esterno (presa con il suo segno) è uguale alla quantità di lavoro netto scambiato (presa con il suo segno)”:

$$\oint dQ = \oint dL \quad (1.1)$$

Il *secondo principio* della termodinamica è il principio della degradazione dell'energia e fissa la non equivalenza delle varie forme dell'energia ai fini di ottenere lavoro meccanico.

Per trasformare calore in lavoro il secondo principio postula l'esistenza di due sorgenti tra le quali un generico sistema S opera assorbendo calore dalla sorgente calda, convertendolo parzialmente in lavoro e rigettando il resto alla sorgente di temperatura inferiore detta anche serbatoio termico.

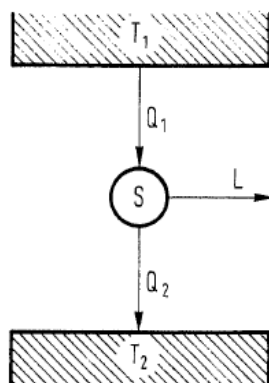


Figura 1.1: Generico sistema S per la conversione di calore in lavoro

Il rendimento di questo sistema sarà dato dal rapporto tra il lavoro ottenuto e il calore assorbito dal sistema:

$$\eta = \frac{|L|}{|Q_1|} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} \quad (1.2)$$

Il *teorema di Carnot* afferma che un ciclo in cui tutte le trasformazioni siano reversibili ha il rendimento massimo possibile per qualsiasi ciclo operante tra le temperature della sorgente e del serbatoio.

Si consideri ad esempio un ciclo ideale detto *ciclo di Carnot*, composto da due isoterme e due adiabatiche reversibili.

Si può dimostrare che il rapporto tra le quantità di calore ceduto e assorbito nel ciclo ideale è uguale al rapporto rispettivamente tra la temperatura termodinamica (espressa in gradi Kelvin) del serbatoio e della sorgente.

$$\eta_C = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (1.3)$$

Il rendimento per il ciclo ideale di Carnot dipende quindi solo dalle temperature delle sorgenti e non dal fluido di lavoro utilizzato.

Avendo il rendimento massimo possibile, il ciclo di Carnot potrebbe essere preso a riferimento per realizzare un impianto strutturato come in figura:

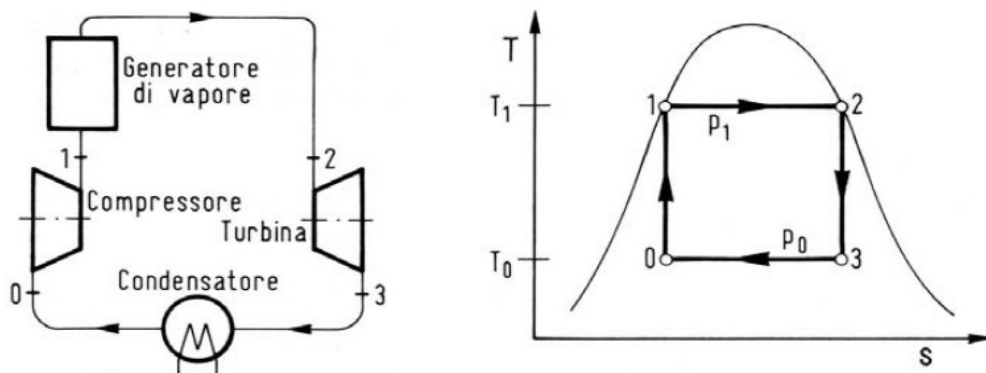


Figura 1.2: Schema d'impianto e diagramma T-s di un ciclo di Carnot

Nella realtà però insorgono problematiche per cui il ciclo di Carnot non è realizzabile:

1. difficoltà pratica di arrestare il processo di condensazione esattamente al titolo x_0 in modo da ottenere liquido saturo dopo la compressione (punto 1);
2. impossibilità di realizzare la compressione di un fluido bifase con convenienza economica (trasformazione 0-1);
3. difficoltà ad eseguire l'espansione con il fluido bifase (trasformazione 2-3).

Diventa necessario quindi inserire degli aggiustamenti al ciclo tenendo conto di queste considerazioni.

1.2 Ciclo Rankine

A partire dallo schema del ciclo di Carnot, si sono individuati dei cicli termodinamici che possono costituire il riferimento ideale per impianti o macchine motrici termiche di pratica realizzazione; essi devono essere composti da trasformazioni tecnologicamente ed economicamente fattibili, compatibili con le sorgenti e serbatoi termici disponibili e presentare un alto valore di rendimento termico.

Si apportano quindi le seguenti modifiche al ciclo di Carnot, ipotizzando di utilizzare come fluido di lavoro vapor d'acqua:

1. condensazione completa fino ad ottenere liquido saturo: la compressione viene così effettuata su un liquido monofase sotto-raffreddato;
2. lo scambio di calore con la sorgente non avviene isotermicamente: il fluido viene prima riscaldato fino la condizione di liquido saturo poi vaporizzato fino lo stato di vapore saturo secco.

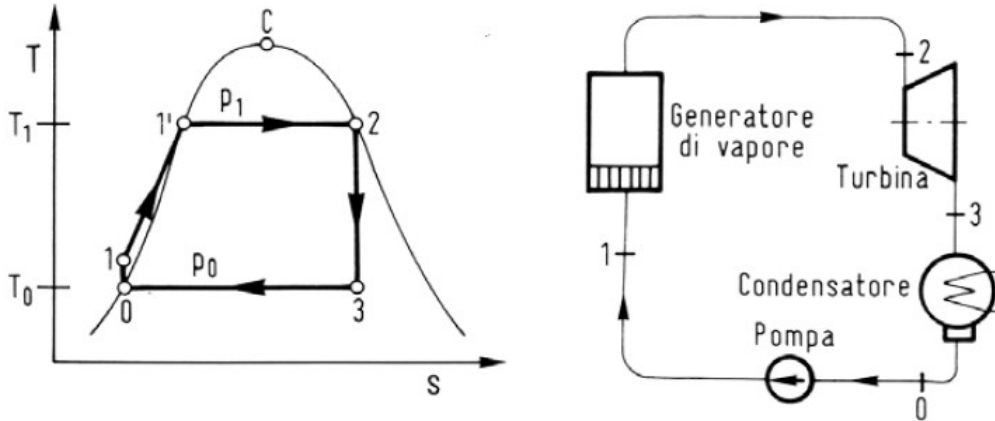


Figura 1.3: Diagramma T - s e schema d'impianto per un ciclo Rankine a vapore saturo

Il ciclo così ottenuto è composto da due trasformazioni isoentropiche e due trasformazioni isobare ed è chiamato *ciclo di Rankine a vapore saturo*.

Esso presenterà un rendimento termico interno minore del corrispondente ciclo di Carnot tra gli stessi valori di temperatura, ma è un ciclo che nella pratica è realizzabile.

Se al generatore di vapore si inserisce un ulteriore scambiatore di calore detto “surriscaldatore”, al punto 2 si avrà vapore surriscaldato anziché saturo secco. Il ciclo così risultante è detto *ciclo Rankine a vapore surriscaldato*.

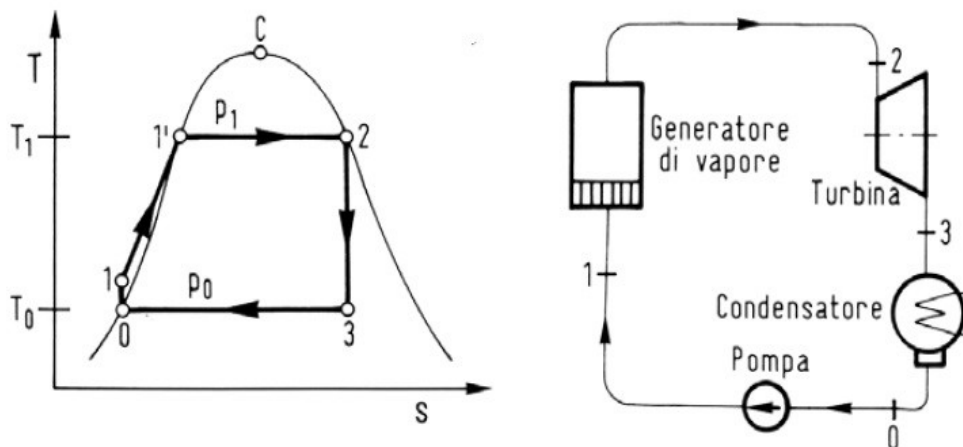


Figura 1.4: Diagramma T - s e schema d'impianto per un ciclo Rankine a vapore surriscaldato

Una modifica di questo tipo produce effetti positivi su tutti i parametri di ciclo e in particolare permette:

1. un aumento del rendimento termico dovuto alla maggiore la temperatura media del fluido che assorbe calore dalla sorgente con la conseguente riduzione delle perdite per irreversibilità nel processo di scambio termico;
2. stati di fine espansione a titolo più elevato, fatto molto importante soprattutto per fluidi che hanno pendenza della linea del vapore saturo negativa, in quanto la presenza di liquido è particolarmente dannosa per la turbina.

Per aumentare il salto di entalpia sfruttabile si può effettuare un *risurriscaldamento di vapore*: si modifica l'impianto in modo che il vapore espanso in un primo corpo della turbina, viene rinviato al generatore di calore dove si surriscalda nuovamente raggiungendo di nuovo la temperatura massima di ciclo, per poi essere espanso nei corpi di media e bassa pressione della turbine.

In questo modo si riesce ad elevare il titolo del vapore a fine espansione rispetto un ciclo a semplice con analoghi livelli di pressione e temperature, andando a diminuire l'induzione di fenomeni erosivi sui palettaggi.

1.3 Ciclo Rankine organico

In genere un ciclo Rankine a vapore d'acqua è ritenuto adatto per sorgenti di calore ad alta temperatura (indicativamente tra 250°C e 600°C) e per grandi impianti centralizzati.

Nei casi in cui si voglia sfruttare sorgenti di calore a bassa temperatura (sotto i 250°C) o si necessiti di una macchina di piccola taglia (<1MW) il ciclo a vapore risulta penalizzato ed economicamente poco sostenibile.

Questo è dovuto al fatto che al scendere delle temperature insorge il rischio di erosione delle turbine a causa delle gocce di liquido che si formano nella zona a fine espansione rendendo necessario inserire un risurriscaldamento intermedio per prevenire la formazione di condensa.

Inoltre al diminuire della taglia dell'impianto si rendono necessarie turbomacchine di taglia minore, caratterizzate da minore efficienza e costo e complessità progettuale più alti.

In particolare, la potenza ottenuta all'espansore è proporzionale alla portata di fluido e al salto entalpico disponibile.

$$P_{turb} = \dot{m} \Delta h \quad (1.4)$$

Per sistemi in cui la potenza è limitata, si vogliono evitare valori di portate di massa del fluido espanso troppo esigue che porterebbero all'eccessiva miniaturizzazione della turbina.

Per mantenere un valore maggiore di portata al diminuire della potenza prodotta è necessario quindi andare a diminuire il salto entalpico Δh .

Chen et al. [48], ricavano la formula del salto di entalpia all'espansore (vedi anche Appendice A); in particolare vale:

$$\Delta h_{is} = c_p T_i \left[1 - e^{\frac{r(1/T_1 - 1/T_2)}{c_p}} \right] \quad (1.5)$$

Il calore specifico a sua volta è legato alla massa molare del fluido dalle relazioni:

$$c_p = \frac{k}{(k-1)} R \quad R = \frac{\bar{R}}{MM} \quad (1.6)$$

Ciò che si vuole, in modo che risulti un salto entalpico minore, è un fluido con un valore del calore specifico più basso rispetto l'acqua, un fluido cioè ad alta massa molecolare e caratterizzato da molecole più complesse.

Corrispondono a questa descrizione fluidi come:

- gli idrocarburi leggeri (HC);
- fluidi utilizzati nel campo della refrigerazione: idrofluorocarburi (HFC), idroclorofluorocarburi (HCFC), clorofluorocarburi (CFC), perfluorocarburi (PFC), sostanze generalmente derivate dai primi idrocarburi della serie paraffinica satura (metano CH_4 ed etano C_2H_6), per sostituzione parziale o totale degli atomi di idrogeno con atomi di cloro e fluoro;
- silossani e oli siliconici;
- eteri e idrofluoroeteri (HFE).

Un ciclo Rankine che utilizza questo tipo di fluidi viene chiamato ciclo Rankine Organico o ORC (Organic Rankine Cycle).

Esso si differenzia dal corrispondente ciclo a vapore solo nel tipo di fluido, quindi gli schemi d'impianto sono sostanzialmente gli stessi. Nella Tabella 1.1 si effettua un confronto tra caratteristiche termodinamiche e non di un generico fluido organico e dell'acqua, in modo da sottolineare le principali differenze.

Tabella 1.1: Confronto delle caratteristiche di acqua e fluido organico

	Acqua	Fluido organico
Punto critico (p,T)	Alto	Basso
Punto di ebollizione	Alto	Basso
Calore specifico	Basso	Alto
Viscosità	Bassa	Relativamente alta
Infiammabilità	No	Sì, a seconda del fluido
Tossicità	No	Sì, a seconda del fluido
Impatto ambientale	No	Alto, a seconda del fluido
Disponibilità	Alta	Approvvigionamento necessario
Costi	Bassi	Elevati

L'utilizzo di un fluido organico in sostituzione a vapore acqueo permetterà quindi di tollerare salti entalpici e rapporti di espansione minori, pressioni di condensazioni maggiori e in generale pressioni evaporative minori.

Nei cicli a vapore tradizionali inoltre si mantiene il maggior grado di surriscaldamento possibile in modo da aumentare la temperatura media a cui si assorbe il calore di ciclo e conseguire un rendimento termico maggiore.

Nel caso dei fluidi organici ciò non è sempre vero.

In [48], Chen et al. dimostrano che è il grado con il quale le linee di pressione divergono nella zona di vapore surriscaldato, che determina l'impatto del surriscaldamento sul rendimento di ciclo. In particolare affermano che per fluidi bagnati il rendimento del sistema aumenta, mentre rimane circa costante per i fluidi isoentropici e per fluidi secchi esso tende a diminuire.

Molti articoli ([28]) dimostrano questo fatto ribadendo che il surriscaldamento non è necessario per fluidi secchi mentre per i fluidi bagnati è pressoché indispensabile per ragioni di sicurezza all'espansione e miglioramento del rendimento.

L'adozione della tecnologia ORC, oltre a rendere possibile lo sfruttamento di fonti a bassa temperatura comporta una serie di vantaggi legati alle soluzioni costruttive adottate.

In particolare, essendo il salto entalpico limitato i valori di velocità di rotazione di queste macchine sono tipicamente bassi, difatti secondo la legge della variazione della quantità di moto vale:

$$\Delta h = c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2 \quad (1.7)$$

$$\text{con } u = \omega R \quad (1.8)$$

(dove R è il raggio della macchina)

Quindi queste macchine sono spesso direttamente accoppiabili al generatore elettrico senza interposizione del riduttore di giri e hanno minori problemi dal punto di vista della rumorosità e delle sollecitazioni meccaniche e di usura delle parti.

Inoltre si avrà:

- mancanza di erosione delle palette dovuta all'assenza di formazione di liquido nelle fasi finali dell'espansione con aumento della durata delle stesse;
- elevata affidabilità e minima richiesta di interventi manutentivi per il fatto che il fluido di lavoro non è corrosivo e tiene pulite e lubrificate le parti con cui viene in contatto;
- semplicità nelle procedure di fermata e avviamento; per la conduzione delle unità ORC non vi è necessità di personale patentato come accade invece per gli impianti a vapore d'acqua;
- elevata sicurezza degli impianti derivante dall'utilizzo generalizzato di un fluido termovettore ad alto punto di ebollizione (oli diatermici);
- buone prestazioni anche a carico parziale;
- ampia possibilità di modularizzazione delle macchine che ha permesso una generale riduzione dei costi di produzione: uno stesso sistema ORC può essere adattato facilmente per l'utilizzo con diversi tipi di sorgente di calore;
- è una tecnologia ormai matura, con componenti facilmente reperibili perchè utilizzati largamente nell'industria delle macchine frigorifere;
- permette la generazione di elettricità in piccola scala.

Tutto ciò mette il valore relativamente basso del rendimento della macchina in secondo piano.

Per temperature della sorgente superiori ai 100-150°C la disposizione d'impianto prevede in genere l'utilizzo di cicli detti "binari" in cui il fluido del ciclo ORC non scambia calore direttamente con la sorgente, ma con un fluido termovettore ad alto punto di ebollizione (olio diatermico) che scorre in un circuito intermedio e che è in grado di trasportare in modo efficiente calore ad elevata temperatura a pressione atmosferica riducendo rischi e costi di trasporto.

Sarà tale fluido ad assorbire calore dalla sorgente e poi a scambiare (negli scambiatori di calore evaporativi) il calore positivo di ciclo con il fluido di lavoro organico.

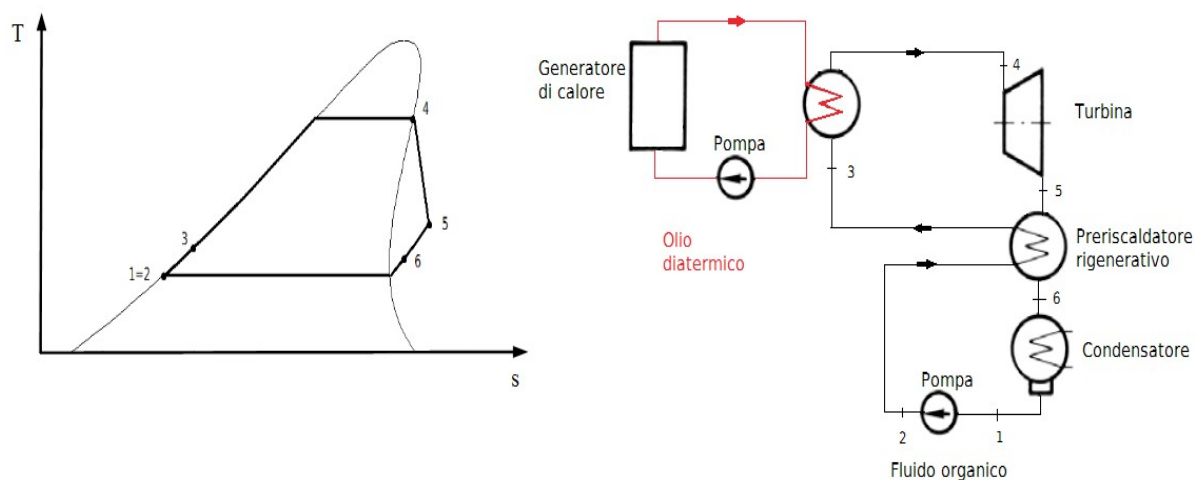


Figura 1.5: ORC binario con recupero interno, diagramma T-s e schema d'impianto

Nella versione d'impianto in Figura 1.5 è presente inoltre un preriscaldatore rigenerativo situato all'uscita dell'espansore in modo da sfruttare la temperatura elevata del il vapore ancora surriscaldato per preriscaldare il fluido all'ingresso del generatore di vapore.

Questo ha l'effetto di migliorare il rendimento termico del ciclo ma nel caso del recupero di calore questa soluzione non è consigliata in quanto la potenza prodotta in genere non aumenta di molto e la sorgente termica non viene sfruttata al meglio

Capitolo 2: Recupero di calore

2.1 ORC di piccola-media taglia: applicazioni

Tipicamente i cicli Rankine a fluido organico vengono utilizzati in applicazioni di taglia non elevata per la valorizzazione di fonti a bassa temperatura che altrimenti non sarebbero sfruttabili tramite le tecnologie tradizionali. Di seguito si elencano i casi più comuni.

Energia geotermica

Il range di temperatura delle risorse geotermiche è ampio: si va da valori elevati (250°C) fino a temperature di 90°C - 100°C . Per sorgenti geotermiche a bassa entalpia in cui l'uso diretto del vapore nel ciclo non è possibile, un'alternativa è l'utilizzo di un sistema ORC in cui la sorgente geotermica trasferisce il calore al fluido di lavoro del ciclo.

In genere si costruiscono cicli binari in modo che la turbina non abbia contatti con il fluido geotermico (tipicamente aggressivo per i materiali) e si utilizzano come fluidi di lavoro refrigeranti come R134a data la temperatura molto bassa della sorgente.

Per alte temperature ($>150^{\circ}\text{C}$) è possibile la cogenerazione di energia elettrica e termica, mantenendo un valore di temperatura di condensazione alto (es 60°C) in modo da utilizzare l'acqua di raffreddamento ad esempio per il riscaldamento di ambienti.

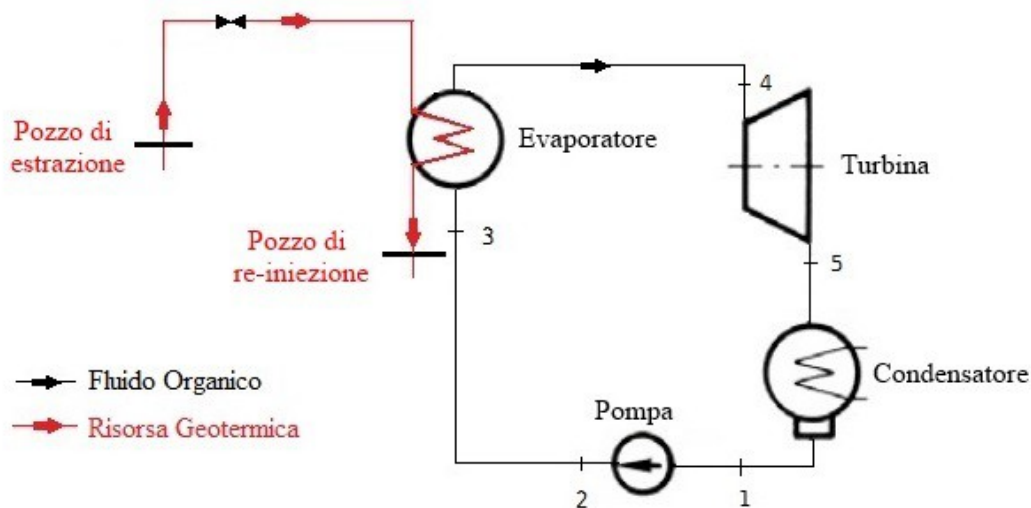


Figura 2.1: Applicazione di un ciclo ORC per lo sfruttamento di risorse geotermiche

Combustione di biomassa

Data la loro bassa densità energetica, il trasporto delle biomasse conviene solo per brevi distanze (tipicamente si parla di filiera corta) e questo fa sì che il loro utilizzo sia conveniente soprattutto sotto forma di generazione locale in impianti di piccola taglia ($< 1 \text{ MW}$).

Poiché questo esclude il loro utilizzo in grandi impianti a vapore, spesso la produzione di potenza da biomassa avviene in cicli Rankine Organici binari (dotati di circuito dell'olio diatermico) in cui il calore generato tramite combustione esterna viene recuperato a temperature di circa 300°C e la condensazione avviene circa 90°C nei casi di funzionamento cogenerativo.

Una tecnologia alternativa concorrente all'impiego degli ORC è vista nel processo di gassificazione: la biomassa viene trasformata in un gas di sintesi composto principalmente da H_2 , CO , CO_2 , CH_4 e da altre particelle solide che devono essere eliminate. Il gas deve essere quindi filtrato e trattato e poi è possibile utilizzarlo come combustibile in un motore a combustione interna o in un turbogas.

Questa soluzione mostra rese maggiori in termini di rapporto potenza elettrica su termica, ma si rendono anche necessari alti costi d'investimento e di mantenimento tali per cui, ad oggi, gli impianti esistenti sono per lo più prototipi in studio.

Al contrario i sistemi ORC rappresentano una tecnologia più economica, matura e ben consolidata in questo particolare campo di applicazione.

Solare termodinamico

Negli impianti a concentrazione l'energia radiante del sole viene intercettata e riflessa su un collettore che trasmette il calore ad un fluido. Questo fluido caldo viene poi inviato in un ciclo sottoposto per la generazione di potenza elettrica.

I collettori parabolici lineari, ad esempio, lavorano con un range di temperature non molto elevate (dai 300°C ai 400°C) e quindi insorgono le problematiche tipiche per l'utilizzo di impianti a vapore: essi infatti necessitano di temperature e pressioni elevate e grande potenza installata in modo da risultare economicamente convenienti.

Inoltre il valore della temperatura nei collettori ha duplice effetto sul sistema poiché, al suo aumentare aumentano le perdite di calore verso l'ambiente nei collettori, ma aumenta anche il rendimento del ciclo accoppiato: è necessaria quindi una scelta di compromesso.

Rispetto un impianto a vapore, l'ORC ha sì rendimento minore, ma non costringe a salire molto con le temperature e quindi il collettore può funzionare con migliore efficienza ed è possibile costruire impianti di minore dimensione per la generazione decentralizzata di energia elettrica.

Indicativamente, se in impianti termodinamici a vapore si hanno potenze di 50 MWel e campi solari di 200 ha, la tecnologia ORC offre buoni risultati anche su piccola scala con potenze di 1MW e 3 ettari di campo solare ([56]).

L'ORC è una tecnologia adatta a tollerare l'imprevedibilità intrinseca degli impianti solari e quindi della potenza termica raccolta: esso, infatti, può non solo facilmente e rapidamente adattare il ciclo secondo la quantità di energia termica in ingresso, ma anche sopportare un regime caratterizzato da frequenti on/off in cui il modulo gestisce automaticamente le procedure di avvio e arresto.

Al giorno d'oggi pochi impianti ORC funzionano a energia solare, ma i vari studi teorici condotti riportano possibilità di avere rendimenti dal 5 al 20% a seconda delle soluzioni costruttive.

Cicli combinati e simili

L'aggiunta di un ORC come ciclo "bottom" per recuperare l'energia dei gas di scarico esausti di una turbina a gas è uno dei modi per ottenere un ciclo combinato efficiente e affidabile su piccola scala.

Lo stesso risultato può essere ottenuto con un motore a combustione interna (diesel o a gas) unito ad un ORC. In tal caso la potenza aggiunta dall'ORC è indicativamente tra l'8 e il 12% di quella prodotta dal motore principale (turbina o motore). Il carburante per il ciclo combinato può essere combustibile fossile (principalmente gas naturale), olio vegetale, biogas o syngas. Errore: sorgente del riferimento non trovata.

Inoltre è possibile inserire il ciclo anche come sistema "topping" ad esempio combinandolo con pompe di calore o cicli a compressione o ad assorbimento per la produzione di energia frigorifera.

Recupero di calore

I processi industriali spesso comprendono flussi di calore a temperatura relativamente bassa che vengono rilasciati in atmosfera. Questo costituisce un potenziale enorme per la generazione di potenza da sorgenti a bassa temperatura.

La disponibilità di calore sfruttabile nei recuperi termici consiste in un flusso di fluido caldo tipicamente sotto forma di gas (es. fumi di scarico) o meno frequentemente di liquidi.

Tipiche applicazioni industriali per le unità di recupero di calore si trovano nei seguenti settori:

- industria del cemento, con temperature dei fumi nell'ordine dei 250 - 400 °C;

- industria del vetro (400 - 600 °C);
- industria siderurgica (> 400 °C);
- fonderie dotate di forni per materiali non ferrosi;
- inceneritori;
- industria chimica;
- cartiere;
- raffinerie.

Gli ORC vengono considerati come tra le migliori soluzioni per il recupero di calore a bassa temperatura e, ad oggi, sistemi di questo tipo sono già disponibili sul mercato per il recupero su larga scala negli ambiti industriali qui sopra indicati o da combustione di biomassa. Si tratta comunque di un mercato di nicchia nel quale la macchina deve essere creata su misura a partire dalle caratteristiche del sistema in cui viene integrato e della sorgente disponibile.

Invece, per quanto riguarda i sistemi di piccola taglia (sulla scala del kW) essi appartengono ancora all'ambito di ricerca e sviluppo.

2.2 Analisi Bibliografica

Larjola [1] effettua delle prove su un sistema ORC che utilizza come pompa e turbina delle turbomacchine ad alta velocità e come fluido di lavoro R114. Per il recupero di calore da fumi a 425°C con potenza nominale di 500 e 1500 kW si ottiene rendimento globale del 17%, mentre recuperando da acqua calda a 95°C con una macchina da 1000 kW il rendimento si attesta su 6-10%

Zbigniew [2] presenta una descrizione di 20 anni di studi e analisi sperimentali condotti nel campo degli ORC. In particolare si presentano i risultati ottenuti analizzando il funzionamento di un ciclo che utilizza R123 e due espansori a paletta recuperando calore dai fumi di scarto di una caldaia a gas. Gli esperimenti eseguiti in più fasi mostrano che è possibile utilizzare sorgenti di calore poco stabili e a basso potenziale energetico per un micro-ORC domestico e che è possibile miniaturizzare il sistema utilizzando un espansore a palette.

Lemort [3] presenta un quadro generale dal punto di vista tecnologico ed economico sugli ORC, fornendo una lista di alcuni dei maggiori produttori di sistemi ORC elencando la tecnologia da loro adottata, le taglie e i range di temperatura della sorgente adatti alla macchina da loro proposta. Inoltre si indicano R134a, R245fa, n-pentano e un olio silconico (octamethylcyclotetrasiloxane) come fluidi adatti alle basse temperature inferiori ai 100°C, tipiche delle applicazioni geotermiche. Per quanto riguarda gli espansori, Lemort indica le macchine volumetriche come la scelta ottimale per gli ORC di piccola taglia, inoltre dato che dispositivi di questo tipo non sono ancora disponibili sul mercato è necessario derivare dei prototipi a partire dal compressore corrispondente e danno quindi un'indicazione sulle taglie disponibili per i vari tipi di compressori utilizzati nei cicli frigoriferi.

Masheiti et al.[4], hanno condotto uno confronto a parità di rendimento termico (4%) del comportamento del ciclo alimentato da fonte geotermica a 70°C. Risulta che R245fa è da preferirsi al R134a, in relazione a una differenza di pinch più alta all'evaporatore e quindi a pressione e temperatura all'ingresso della turbina più basse e minori aree agli scambiatori.

Tchanche et al.[5], dividono e classificano i fluidi in base alla temperatura critica ed effettuano una panoramica dei criteri di selezione del fluido di lavoro utilizzati negli studi precedenti.

- rendimenti di primo principio e distruzione di exergia;
- costo di produzione dell'energia elettrica;
- rapporto tra l'area totale degli scambiatori e la potenza.

Si fa presente che fino ad ora non si è ancora trovato un criterio per la progettazione da considerarsi il più importante tra i proposti e i fluidi indicati come i più performanti variano a seconda della funzione obiettivo considerata e i parametri operativi del ciclo.

Inoltre si conclude dicendo che l'utilizzo di miscele (zeotropiche o azeotropiche) anziché fluidi puri potrebbe diminuire la distruzione di exergia del sistema e di aumentare il rendimento globale dell'impianto grazie ad un migliore accoppiamento con i profili della sorgente termica e del pozzo dovuto al loro glide di temperatura durante l'evaporazione. Tuttavia non ci sono ancora molte installazioni che operano secondo queste condizioni

Vélez et al.[6], forniscono un dettagliato panorama sulle applicazioni della tecnologia ORC e i costi al kW a seconda del tipo di energia della sorgente disponibile. In particolare per recupero di calore da fumi esausti si considerano temperature dai 150°C ai 300°C indicando come ottimali i fluidi R113 e R123.

Wang et al.[7], hanno condotto dei test su un prototipo di sistema che utilizza come espansore una turbina a singolo stadio assiale e fluido di lavoro R123 considerando una sorgente geotermica a temperatura costante >120°C. Si ottiene un output di potenza di circa 6 kW con un rendimento di ciclo pari a 7.98%.

Wang et al.[8], presentano un'ottimizzazione multi-obiettivo, considerando sia parametri termodinamici che economici considerando fumi a 130°C e R134a come fluido ottenendo efficienze exergetiche tra 8% e 16%

2.3 Recupero di calore: ciclo ideale e riferimenti

Il rendimento del sistema ORC dipende principalmente dai livelli di temperatura disponibili all'evaporatore e al condensatore.

Nelle applicazioni per il recupero di calore di scarto, generalmente questi livelli sono limitati, e dunque il rendimento termico del ciclo risulta basso (in genere tra 5-9%) con valori leggermente superiori nelle applicazioni a media temperatura(10-15%).

Ipotizzando per esempio, una temperatura della sorgente calda di 100°C e della sorgente fredda di 10°C, il valore del rendimento termico per un ciclo ideale (rendimento di Carnot) risulta solamente 24,12%.

Andando a considerare le varie perdite di trasferimento di calore, di attrito, fughe all'evaporatore ecc., appare evidente che il rendimento del ciclo reale non potrà che essere modesto.

Tuttavia nel caso del recupero di calore, il ciclo di Carnot non costituisce un riferimento ideale molto coerente: la differenza principale riguarda l'evoluzione della temperatura della sorgente calda durante lo scambio termico che non rimane costante come avviene nel ciclo ideale, ma diminuisce. Si cerca quindi un riferimento più appropriato andando a considerare un ciclo ideale composto dalle seguenti trasformazioni reversibili:

- 0 - 1: scambio di calore con differenza infinitesima di temperatura tra la sorgente (tratto nero) e il fluido del ciclo (tratto rosso). Ipotizziamo che i fumi si raffreddino isobaricamente fino alla temperatura ambiente (T_0).
- 1 - 2 espansione isoentropica;
- 2 - 0 scambio di calore al condensatore alla T_0 ;

- 0 pompaggio di un fluido a densità infinita;

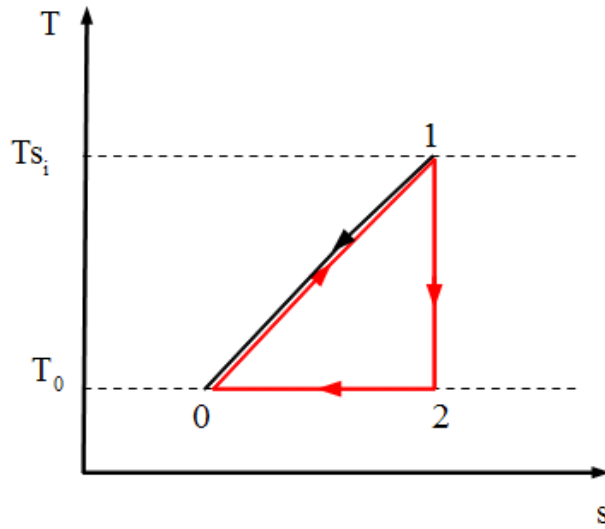


Figura 2.2: Ciclo di riferimento ideale per il recupero di calore

Il rendimento exergetico di questo ciclo è unitario, ovvero tutta l'energia posseduta dai fumi a temperatura T_{s1} viene resa disponibile al fluido dato che i fumi si raffreddano fino alla T_0 . Il rendimento termico η_{rev} sarà dato dal rapporto della potenza generata dal ciclo (P_{rev}) e quella disponibile nei fumi (P_{av}).

$$\eta_{rev} = \frac{P_{rev}}{P_{av}} \quad (2.1)$$

Poichè tutte le trasformazioni sono reversibili, la potenza generata dal ciclo è pari all'exergia dei fumi nel punto 1, mentre la potenza resa disponibile è quella dei fumi che si raffreddano da 1 a 0.

$$\eta_{rev} = \frac{\dot{m}_s(h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0))}{\dot{m}_s(h_1 - h_0)} = 1 - T_0 \frac{(s_1 - s_0)}{(h_1 - h_0)} \quad (2.2)$$

La differenza di entalpia e entropia per un gas ideale valgono rispettivamente:

$$(h_1 - h_0) = cp(T_1 - T_0) \quad (2.3)$$

$$(s_1 - s_0) = cp \ln \left[\frac{T_1}{T_0} \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{(1-k)}{k}} \right] \quad (2.4)$$

Sostituendo (2.3) e (2.4) nella (2.2), e sapendo che $p_0 = p_1$, si ottiene l'equazione:

$$\eta_{rev} = 1 - \frac{T_0 \ln \left(\frac{T_1}{T_0} \right)}{(T_1 - T_0)} = 1 - \frac{T_0}{T_{ml}} \quad (2.5)$$

Dove T_{ml} è la temperatura media logaritmica nel processo di scambio termico con la sorgente:

$$T_{ml} = \frac{(T_1 - T_0)}{\ln\left(\frac{T_1}{T_0}\right)} \quad (2.6)$$

Si vede quindi che, pur avendo considerato solo trasformazioni reversibili, un ciclo ideale che recupera calore da una sorgente termica a temperatura variabile avrà comunque un rendimento inferiore al rendimento di Carnot.

Ad esempio, considerando fumi a 100°C e una temperatura ambiente di 20°C, il rendimento di Carnot risulta 21,44% mentre quello del ciclo ideale di recupero solamente 11,58%.

Nel caso di un ciclo reale che recupera calore dalla sorgente calda producendo una potenza P_{net} , il rendimento termico globale può essere scritto:

$$\eta_{glob} = \frac{P_{net}}{P_{av}} = \frac{P_{net}}{P_{av}} \frac{P_{rev}}{P_{rev}} = \eta_{ex} \eta_{rev} \quad (2.7)$$

dove η_{ex} è il rendimento exergetico del ciclo dato dal rapporto tra la potenza ottenuta nel ciclo reale e quella del ciclo ideale di riferimento (P_{rev}).

Il rendimento può anche essere riscritto come prodotto di altri due fattori:

$$\eta_{glob} = \frac{P_{net}}{P_{av}} \frac{P_i}{P_i} = \eta_{th} \chi \quad (2.8)$$

dove P_i è la potenza effettivamente utilizzata dal ciclo reale della totale disponibile nei fumi, che è diversa dalla P_{av} per il fatto che i fumi non vengono raffreddati completamente fino alla T_0 , ma solamente fino ad una temperatura T_{sout} .

Si tiene conto di questo tramite l'indice χ detto efficienza di recupero:

$$\chi = \frac{P_i}{P_{av}} = \frac{\dot{m}_s c p_s (T_{s_i} - T_{s_{out}})}{\dot{m}_s c p_s (T_{s_i} - T_0)} = \frac{(T_{s_i} - T_{s_{out}})}{(T_{s_i} - T_0)} \quad (2.9)$$

Nelle applicazioni per il recupero di calore, la funzione obiettivo che si vuole massimizzare non è tanto il rendimento termico di ciclo, ma il rendimento globale del sistema (η_{glob}) poiché lo scopo primario è sfruttare il più possibile la sorgente disponibile.

È per questo infatti che la maggior parte degli studi sul recupero a bassa temperatura considerati esaminano cicli semplici senza rigeneratore interno.

Alcuni articoli ([13], [7], [19]) hanno analizzato il ciclo con e senza scambiatore interno e confrontando i risultati ottenuti si è ricavato che nel secondo caso la potenza prodotta è maggiore. Anche Quoilin et al. in [28], hanno evidenziato come, fissate le condizioni operative, aggiungere uno scambiatore di calore interno non migliora la performance del sistema ORC, ma risulta addirittura deleterio in quanto la temperatura dei gas in uscita risulta ancora alta (vedere anche schema in Figura 2.3). Ciò implica maggiori perdite exergetiche e minore sfruttamento della sorgente termica.

Viceversa in un ciclo con configurazione semplice si avrà un rendimento termico più basso data la minore temperatura media a cui viene scambiato il calore positivo di ciclo, ma un maggiore output di potenza dovuto proprio al maggior recupero di calore dalla sorgente. Il fatto di avere un'ampia differenza di temperatura tra il punto 2 e il punto T_{s_out} ci permette infatti di assorbire una maggiore quantità di calore andando a raffreddare maggiormente i fumi

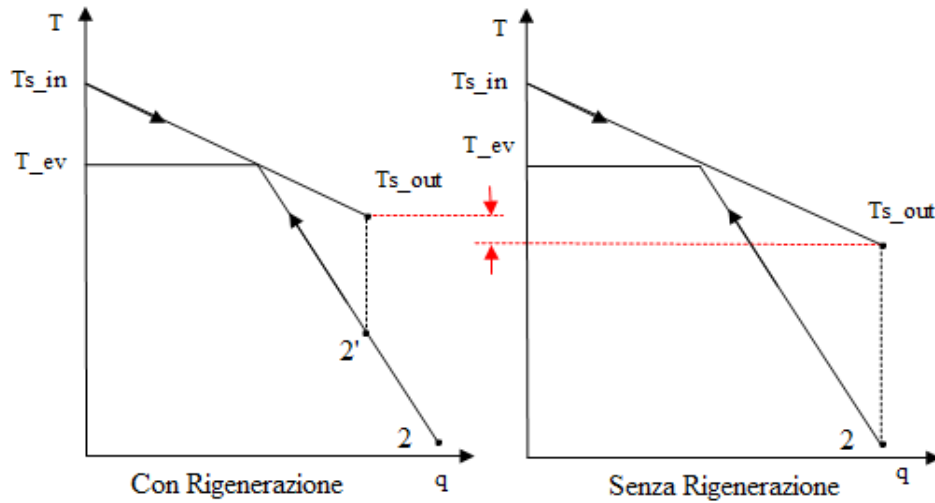


Figura 2.3: Confronto dello scambio termico all'evaporatore in un ciclo ORC con o senza rigeneratore interno

Capitolo 3: Fluidi

3.1 Analisi bibliografica

Maizza et al. [9] hanno presentato un criterio per la scelta del fluido ottimale, basato sui risultati dell'analisi termodinamica di un ciclo considerando una temperatura di evaporazione tra 80 e 110°C e di condensazione tra i 35 e 60°C. I risultati indicano che R123 e R124 mostrano una buona performance di sistema e alta elasticità operativa.

Tau Liu et al.[10] ribadiscono che i fluidi bagnati non sono adatti in un sistema ORC e ricavano che il rendimento termico è funzione debole della temperatura critica del fluido.

Mago et al.[11] conducono un'analisi di primo e secondo principio al variare delle condizioni operative e del fluido utilizzato. I risultati mostrano che in termini di rendimento l'R113 è il fluido ottimale per temperature oltre i 160°C, tra i 160 e i 110°C la scelta dovrebbe cadere su R123 R245ca o R245fa, mentre per temperature sotto i 110°C sull'isobutano. Inoltre si ricava che il rendimento termico è funzione debole della temperatura d'ingresso della turbina e che la condizione ottimale di lavoro si ha andando ad operare con vapore saturo non surriscaldato;

Hung et al.[12], analizzano la performance di un sistema ORC per il recupero a bassa temperatura con vari fluidi refrigeranti e idrocarburi, fissando una temperatura d'ingresso alla turbina variabile tra i 20°C e 40°C in un caso e tra i 40 e i 60°C nell'altro.

Si ricava che tra i fluidi secchi, i refrigeranti e gli idrocarburi hanno circa la stessa efficienza se la temperatura d'ingresso alla turbina è bassa, mentre al crescere di questa temperatura, gli idrocarburi hanno in genere un miglior rendimento. Inoltre si osserva che i fluidi isoentropici non sono sempre adatti per i sistemi ORC per problemi riguardanti la loro stabilità chimica, il costo e la sicurezza.

Desai et al.[13] , propongono l'integrazione di un sistema ORC come ciclo “bottom” di un'unità cogenerativa.

Si effettuano prove con vari fluidi (n-pentano, toluene, benzene e n-esano), e diverse configurazioni di ciclo andando a studiare gli scambi termici mediante grand composite curves (GCC) e algoritmo del problem table.

Considerando come indice di performance solo il rendimento termico dell'ORC, l'n-pentano viene indicato come fluido ottimale.

Lakew et al.[14] , presentano il fluido ottimale per diversi range di temperatura della sorgente considerata.

In termini di output di potenza si ricavano i fluidi ottimali: per temperature della sorgente di 80°C l'R227ea, a 120°C l'R227ea seguito dall'R134a, a 160°C l'R227ea seguito da R134a e R245fa.

Si nota che fluidi con pressione di vapore maggiore producono maggiore potenza rispetto i fluidi con pressione di vapore minore. L'R134a è il fluido che richiede la maggiore tra le aree di scambio, ma è anche associato alla minore taglia per la turbina.

Si sottolinea che non c'è alcun fluido che fornisce sia la minima area agli scambiatori, che la minima taglia alla turbina.

Guo et al.[15], identificano fluidi di lavoro adatti e ricercano i parametri di ciclo ottimali considerando una sorgente geotermica a 90°C. Si è basata l'ottimizzazione su tre criteri: massima potenza netta, minimo rapporto area scambiatore/potenza netta e minimo costo dell'energia elettrica prodotta.

I fluidi con ODP nullo che presentano maggiore potenza netta sono R236ea, R1234yf, R245fa, R245ca con valori che variano tra 3.77 a 3.71 kJ/kg (potenze per unità di portata di fluido di lavoro), comunque fissata la temperatura della sorgente termica la differenza tra i vari fluidi in termini di potenza prodotta alle condizioni ottimali non è molto alta

In un altro articolo Guo et al.[16] , presentano e analizzano dal punto di vista termodinamico un sistema di cogenerazione alimentato da fonte geotermica a bassa temperatura (80-100°C) composto da un sistema ORC accoppiato ad una pompa di calore.

R236ea e R245ca risultano essere i fluidi che offrono una maggiore potenza prodotta.

Qiu[17], propone un metodo di selezione del fluido di lavoro a partire dal tipo di sorgente di calore per un sistema micro-cogenerativo, considerando sorgenti medio-basse (<200°C). Si dà l'ordine di preferenza andando a considerare solamente le caratteristiche termo-fisiche dei fluidi e non i parametri del ciclo: secondo questo criterio i fluidi consigliati diventano (in ordine di importanza) HFE7000, HFE7100, PF5050, R123, n-pentano, R245fa, R134a e isobutene.

Wang et al.[18], definiscono un criterio per la selezione del fluido a partire dalla temperatura della sorgente (fumi esausti).

Si analizza l'influenza delle proprietà del fluido di lavoro sul rendimento termico di un ciclo ORC ideale, valutando anche il punto di lavoro ottimale e l'exergia distrutta per varie temperature della sorgente (usando analisi exergetica e del pinch-point). In Tabella 3.1 si mostrano i fluidi consigliati per ogni range di temperatura.

Tabella 3.1

Intervallo di temperature [°C]	Fluidi consigliati
50 - 90	R143a, R32
90 – 120	R22, R290, R234a, R227ea
120 - 150	R152a, R124, CF ₃ I, R236fa
150 - 170	R600a, R142b, R236ea, Isobutene, Butene
170 - 190	R600, R245fa, Neopentano, R245ca
190 - 220	R123, R365mfc, R601a, R601, R141b

Chys et al.[19] , propongono un'analisi sull'utilizzo di una miscela zeotropica, formata cioè da due o più refrigeranti con diverso punto di ebollizione, in un sistema ORC.

Esse infatti permettono di ottenere minori perdite per irreversibilità nello scambio termico, perchè meglio si approssima la curva della sorgente e del serbatoio in confronto ai fluidi puri in cui l'evaporazione e la condensazione avvengono isotermicamente.

Si sono condotte simulazioni con miscele a 2 o 3 componenti al variare del profilo di temperatura della sorgente.

Per sorgenti a bassa temperatura (<150°C) si registrano effetti positivi sul rendimento e sull'output di potenza (il secondo meno pronunciato) rispetto all'utilizzo di fluidi puri, per sorgenti a temperature maggiori (250 °C) gli incrementi sono minori.

Inoltre, rispetto alle miscele binarie, l'utilizzo di miscele a tre componenti non porta grandi miglioramenti ai parametri di ciclo.

Quoilin et al.[20] , considerano i fluidi più utilizzati negli impianti ORC in commercio (R134a, R245fa, n-pentano, Solkatherm, octametiltrisilossano (OMTS), Toluene) ed effettuano la scelta

seguendo sia l'approccio tradizionale (screening dei vari candidati) che tramite un nuovo approccio, detto “della mappa operativa”.

Nel secondo caso si tiene conto del legame tra la scelta del fluido e dell'espansore in modo da costruire una mappa in termini di temperatura di condensazione ed evaporazione andando ad inserire i limiti relativi alle perdite di sotto e sovra espansione, al coefficiente volumetrico (rapporto tra la portata volumetrica e la potenza all'espansore) e alla temperatura critica per ogni fluido. Per temperature di evaporazione sotto i 100°C i fluidi consigliati secondo questo approccio sono R134a e R245fa.

Aghahosseini et al.[21], hanno condotto un'analisi exergo-energetica e confrontando le performance di fluidi puri e miscele (R123, R245fa, R600a, R134a, R407c e R404a) con un valore di potenza netta fissato (100 kW).

I risultati mostrano che i fluidi (sia puri che miscele) con maggiore temperatura di ebollizione restituiscono migliori performance in termini di rendimento del ciclo, nello specifico R123 viene indicato come fluido ottimale.

Inoltre si evince che il rendimento del ciclo rimane costante o cresce di poco all'aumentare della temperatura d'ingresso alla turbina rispetto il punto di saturazione, ma aumenta all'aumentare della pressione di evaporazione.

3.2 Criteri di scelta del fluido

La letteratura esistente mostra una grande varietà di analisi e confronti tra diversi cicli termodinamici e fluidi di lavoro, la maggior parte delle quali sono stati condotti in relazione a particolari temperature o condizioni di progetto.

Questo è dovuto al fatto che:

- i tipi di sorgente variano ampiamente nel campo delle applicazioni possibili. Si passa da sorgenti a bassa temperatura (es. geotermia, solare a concentrazione, $T < 100^{\circ}\text{C}$) a sorgenti ad alta temperatura (es. biomassa, $T > 300^{\circ}\text{C}$) con tutta una serie di valori intermedi;
- ogni autore conduce l'analisi su un gruppo di fluidi a propria scelta, decidendo di comprenderne alcuni ed escluderne altri;
- diverse funzioni obiettivo possono essere implementate per l'ottimizzazione a seconda del tipo di applicazione: per esempio per un impianto ORC cogenerativo in genere si lavora per massimizzare l'efficienza del ciclo, mentre nel recupero di calore di scarto l'obiettivo primario è massimizzare l'output di potenza;
- alcuni autori considerano l'impatto ambientale (tramite gli indici ODP e GWP), la tossicità e l'inflammabilità dei fluidi, mentre altri tralasciano questo aspetto.

Ne consegue che il fluido per cui il ciclo mostra il rendimento più alto o il più alto valore di potenza prodotta, potrebbe non essere lo stesso andando a variare le condizioni operative o il gruppo di fluidi tra cui effettuare la scelta.

Ciò che si deve fare quindi, è andare ad integrare uno studio per la scelta del fluido di lavoro ottimale in ogni sistema ORC a seconda delle specifiche di progetto.

Questa è un'operazione non banale vista la grande varietà di sostanze che possono essere considerate candidate e la loro influenza sulla performance del ciclo anche dal punto di vista economico.

Ciò che si fa in questi casi è effettuare uno “screening”, ovvero una selezione tra i vari fluidi candidati andando ad eliminare man man i fluidi che non soddisfano certi requisiti definiti in precedenza.

Esistono una moltitudine di criteri a cui il fluido deve soddisfare e il progettista deve associare ad ognuno il grado di importanza in relazione agli obiettivi del proprio lavoro, in modo da riuscire a effettuare una cernita.

In particolare l'output di potenza dipenderà dalle caratteristiche termodinamiche del fluido (punto critico, calore specifico, densità, calore latente...). Non è facile andare a definire un ottimo per ciascuno di questi parametri: molti studi danno infatti indicazioni contrastanti creando a volte ambiguità. La soluzione sta quindi nel simulare il ciclo tramite modello termodinamico e comparare i fluidi in termini di potenza prodotta o rendimento di ciclo ecc..[20]

Di seguito si dà l'elenco dei criteri principali e si cerca di riassumere le considerazioni tipiche ricavate dalla letteratura.

Data di phase-out del fluido

Si sono esclusi immediatamente quei fluidi per cui è stata prevista in passato o in un futuro prossimo la messa al bando. Fanno parte di questa categoria fluidi come R11, R12, R113 per cui è stato previsto l'abolizione già da tempo (1996) e R123, R124, R142b per cui l'abolizione è prevista entro gli anni 2020-2030 a seconda delle norme nazionali.

Pendenza della curva del vapore saturo

I fluidi vengono classificati in base alla pendenza della curva del vapore saturo (dT/ds): in particolare si parla di fluidi “bagnati” se la curva ha pendenza negativa (es. Acqua, Ammonia, R125, propano), “secchi” se ha pendenza positiva (es. R236fa, R601a, R245ca), “isoentropici” se la curva è verticale o quasi (es. R245fa, R134a, R1234yf).

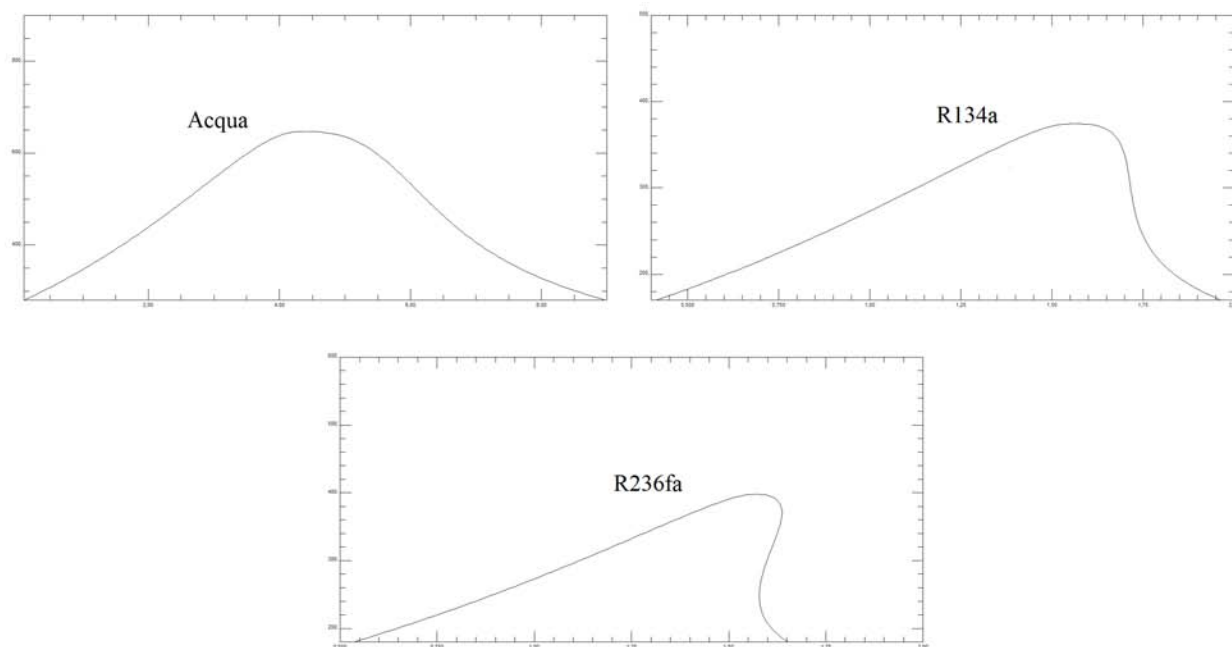


Figura 3.1: Diagrammi T-s dell'acqua (fluido bagnato), R134a (fluido isoentropico) e R236fa (fluido secco)

Poichè il valore del rapporto dT/ds tende ad infinito per i fluidi isoentropici in genere si utilizza anche l'indice ξ calcolato come l'inverso della pendenza della curva del vapore saturo (ds/dT); in questo modo si va a definire quanto un fluido sia bagnato o quanto sia secco. In particolari se vale $\xi > 0$ avremo fluidi secchi, $\xi < 0$ fluidi bagnati e se ξ è circa pari a zero fluidi isoentropici. Per aiutarsi con la scelta del fluido alcuni studi ([48]) hanno introdotto diagrammi T - ξ in modo da creare delle “mappe” e poter dividere i fluidi in gruppi a seconda della loro posizione nel grafico (Figura 3.2)

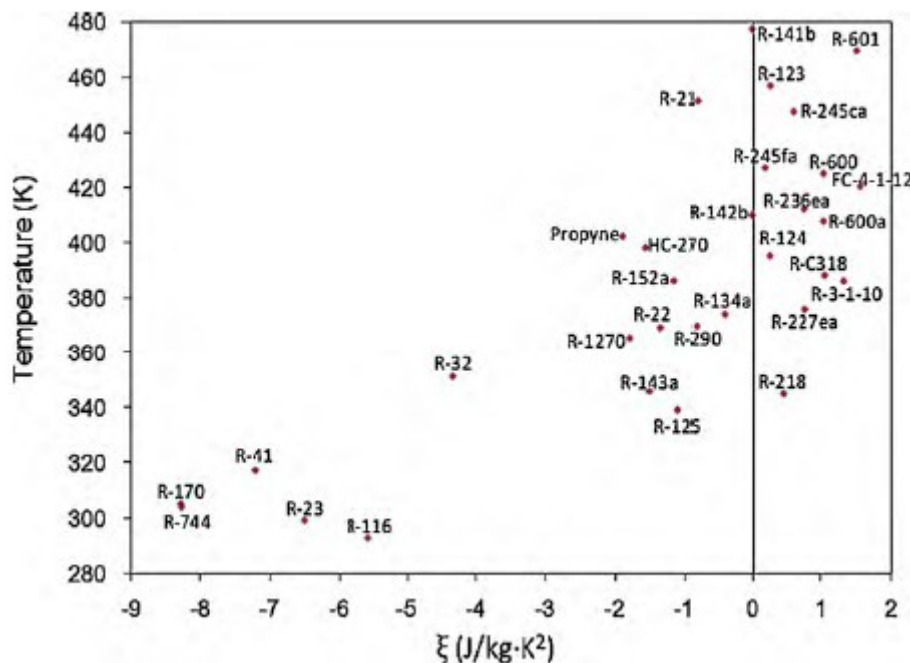


Figura 3.2: Distribuzione di alcuni fluidi organici nel diagramma T - ξ proposto da Chen et al. [48]

In genere nei sistemi ORC si preferiscono come fluido di lavoro quelli secchi o tutt'al più isoentropici, poiché all'uscita della turbina il fluido si trova ancora nella regione del vapore surriscaldato: in questo modo non è necessario il risurriscaldamento come nei cicli Rankine ad acqua e si ha comunque la sicurezza che non si formeranno gocce di liquido che andrebbero a danneggiare le pale dell'espansore.

Posizione del punto critico

Il punto critico è il massimo della curva di Andrews e il suo valore dà un'idea dei livelli di temperature a cui il fluido si trova sotto forma di liquido o di vapore.

Per quanto riguarda l'utilizzao in sistemi ORC, fluidi con temperature critiche troppo basse (es. metano $-82,6^{\circ}\text{C}$, etano 32°C , R116 $19,88^{\circ}\text{C}$) saranno da escludere a priori per difficoltà che insorgono per il fatto che necessiteranno anche di temperature di condensazione troppo basse.

In genere poi si preferirebbe avere un fluido la cui temperatura critica sia leggermente superiore alla temperatura di evaporazione fissata nel ciclo.

Infatti se l'evaporazione avviene molto distante dal punto critico (ad esempio se il Toluene con temperatura critica 319°C , fosse fatto evaporare a 100°C) la densità del vapore sia alla massima che alla minima pressione di ciclo risulterebbe molto bassa comportando alte perdite di carico e la necessità di componenti più grandi.

Inoltre fissata una temperatura di evaporazione, un fluido che ha una temperatura critica più bassa necessiterà di assorbire una minore quantità di calore per l'evaporazione del fluido. Confrontando il caso del Toluene con il fluido R134a ($T_c 101,06\text{ }^{\circ}\text{C}$) notiamo come il tratto orizzontale all'interno della curva di Andrews, associato al calore assorbito per il cambiamento di fase, sia maggiore per il toluene.

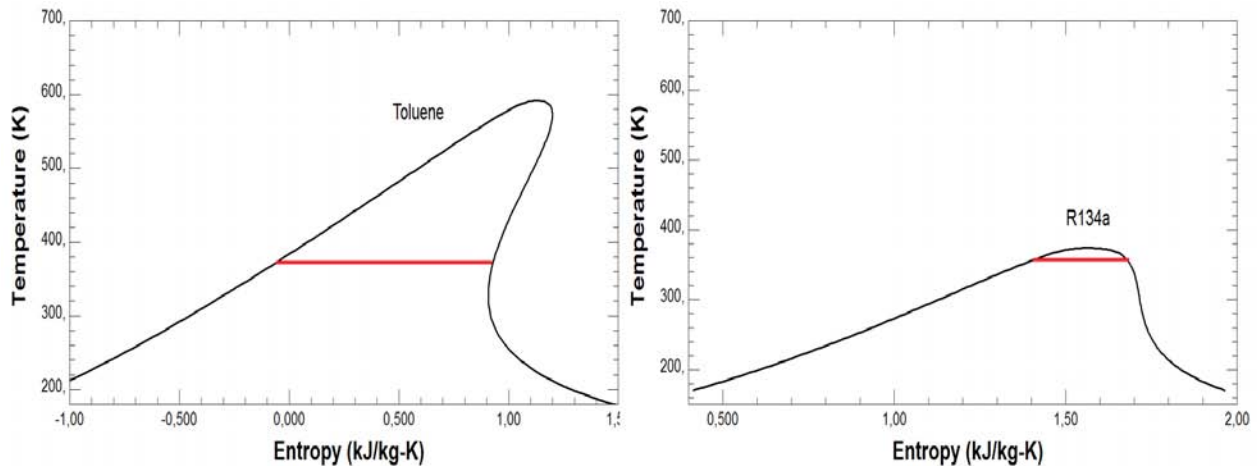


Figura 3.3: Calore di evaporazione fissata una stessa temperatura di evaporazione per R134a e Toluene

Ipotizzando lo scambio termico dei due fluidi con una sorgente di calore (es. fumi caldi), a parità di temperatura di evaporazione, di ΔT_{pp} e temperatura d'ingresso della sorgente, vediamo che nel caso dell'R134a, dove il tratto orizzontale associato al calore di evaporazione è minore, la curva di raffreddamento dei fumi risulta più ripida e ciò si traduce in una temperatura d'uscita della sorgente minore rispetto al caso del toluene (Figura 3.4).

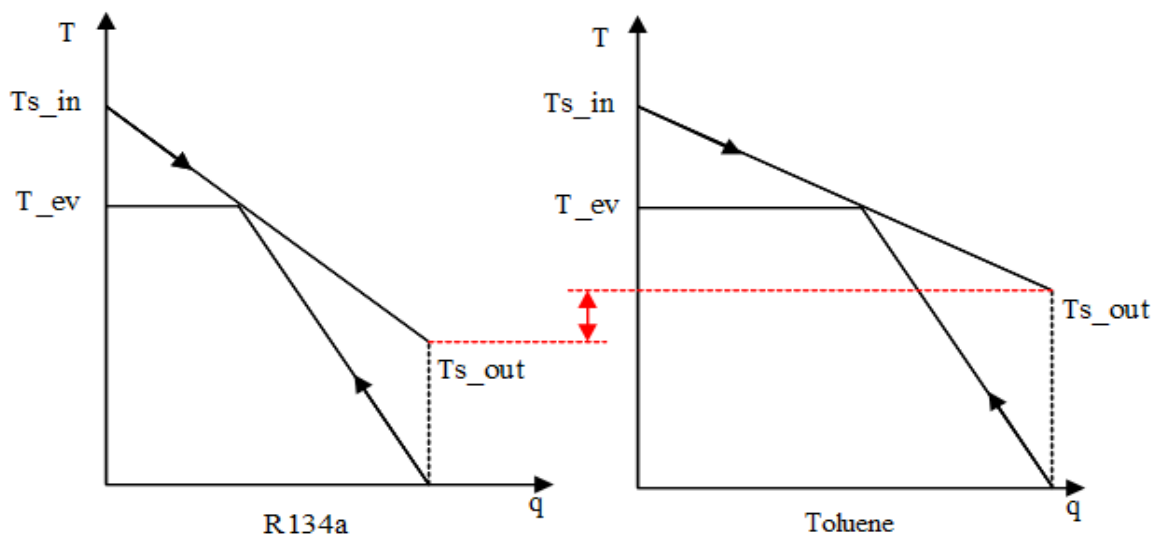


Figura 3.4: Scambio di calore tra sorgente e fluidi con diversa temperatura critica (R134a e Toluene) alla stessa temperatura di evaporazione

Calore latente

Maizza et al [9] suggeriscono che fluidi organici con alto calore latente, alta densità e basso calore specifico assorbono più energia dalla sorgente riducendo la portata necessaria, la taglia dei componenti e i consumi della pompa.

Viceversa Yamamoto et al.[49] Suggeriscono che un fluido con minor calore latente sia la migliore scelta in modo da operare con minor grado di surriscaldamento dato che le migliori condizioni operative si hanno con fluido saturo all'ingresso dell'espansore.

Chen et al [48] quindi ricavano l'espressione del salto entalpico (vedere anche Appendice A) dalla quale si vede come fluidi organici con calore latente relativamente alto restituiranno maggiori output in termini di lavoro a parità di pressioni e temperature.

L'influenza del calore latente può anche essere vista facendo riferimento al diagramma T-s, dove il segmento orizzontale sotto la campana è proporzionale al calore latente del fluido. Segmenti più lunghi significano maggiori aree formate dai processi del ciclo e dunque maggiore lavoro ottenuto dalla turbina.

Punto di ebollizione.

Nelle soluzioni per il recupero di calore, dove si ha una sorgente a bassa temperatura, si preferiscono fluidi con basso punto di ebollizione in modo che possano evaporare più facilmente. Tuttavia un punto di ebollizione troppo basso (es. Etano T_{bp} 118,8°C) si tradurrebbe in una temperatura di condensazione ancora più bassa.

Impatto ambientale.

I parametri principali da prendere in considerazione sono l'Ozone Depleting Potential (ODP) e il Greenhouse Warming Potential che quantificano il contributo della sostanza alla distruzione dell'ozono e all'effetto serra.

In generale i fluidi organici a cui ci si riferisce sono comuni fluidi refrigeranti come i clorofluorocarburi (CFC), gli idroclofluorocarburi (HCFC), idrofluorocarburi (HFC) e idrofluoroeteri (HFE) e alcuni idrocarburi (HC).

I primi due gruppi rappresentano fluidi dall'alto valore di ODP poiché contengono cloro, sostanza molto attiva nella distruzione dello strato dell'ozono.

Al contrario gli altri tre gruppi si riferiscono a sostanze che non contengono cloro e che dunque hanno ODP nullo.

Questi fluidi sono stati introdotti come alternativa ai CFC e agli HCFC e gli si richiede di conservare le qualità migliori (es. efficienza termodinamica) dei fluidi che vanno a sostituire evitando però l'impatto ambientale.

I candidati più promettenti per ora si trovano tra i fluidi contenenti atomi di fluoro e carbonio (HFC). La presenza di uno o più atomi di idrogeno nella molecola fa sì che venga distrutta con facilità nelle zone inferiori dell'atmosfera per opera dei radicali ossidrilici e che una quantità relativamente bassa di fluido riesca a raggiungere la stratosfera. ([48])

L'utilizzo degli idrofluorocarburi è ancora relativamente basso, ma è destinato ad aumentare in futuro quando gli HCFC saranno banditi del tutto. Pur non costituendo un pericolo per l'ozono, gli HFC hanno un valore di GWP non nullo, a volte maggiore degli HCFC e quindi andrebbero preferiti fluidi che hanno minore impatto anche in termini di effetto serra:

Stabilità chimica.

A differenza dell'acqua, i fluidi organici tendono a decomporsi alle alte temperature e pressioni, comportando problemi di corrosione dei materiali e possibile detonazione o accensione. Un fluido è un candidato valido se la temperatura massima e minima di ciclo sono contenute nei suoi range di accettabilità.

A questo proposito, Andersen et al. [46] hanno presentato un metodo per valutare la stabilità chimica di queste sostanze e determinano il valore del tasso di decomposizione per alcuni dei fluidi alle temperature e pressioni di interesse.

Tossicità e infiammabilità.

La classe di sicurezza di un determinato fluido o miscela viene specificata tramite una classificazione fornita dalla ASHRAE (American Society for Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers).

In particolare si dividono le sostanze in due classi di tossicità:

- classe A, se il refrigerante non è tossico in concentrazioni maggiori o uguali a 400 ppm in volume;
- classe B, se lo è;

e in tre classi di infiammabilità, a seconda di misurazioni effettuate a 21°C e 1 atm:

- classe 1, se in queste condizioni non si ha propagazione di fiamma;
- classe 2, se il limite inferiore di infiammabilità è maggiore di 0,10 kg/m³ e il potere calorifero minore di 19000 kJ/kg;
- classe 3, se il limite inferiore di infiammabilità è minore o uguale a 0,10 kg/m³ e il potere calorifero maggiore o uguale a 19000kJ/kg.

Recentemente si sono introdotte anche due sotto-classi per i refrigeranti a bassa infiammabilità con velocità di combustione inferiore a 10 cm/s (classi A2L e B2L).

Le due classi vengono indicate in una stessa “etichetta” associata al fluido: ad es. l'R134a appartiene alla classe di sicurezza A1 ed è quindi non infiammabile e atossico.

Tabella 3.2: Classi di sicurezza secondo Standard 34 ASHRAE (Safety Standard for Refrigeration Systems and Designation and Classification of Refrigerants)

	Classi di sicurezza	
	Bassa Tossicità	Alta Tossicità
Alta infiammabilità	A3	B3
Bassa infiammabilità	A2	B2
	A2L	B2L
Nessuna propagazione di fiamma	A1	B1

Temperatura di fusione

Dovrebbe essere più bassa della minore temperatura ambiente verificabile per evitare il congelamento del fluido all'interno dei condotti.

Viscosità

Un basso valore di viscosità del fluido, sia in fase liquida che in fase di vapore, si tradurrà in minori perdite d'attrito e coefficienti di scambio più alti agli scambiatori di calore.

Densità del fluido

Fluidi più densi necessitano di componenti (pompe, scambiatori, espansore..) più compatti e dunque più economici.

Disponibilità e costo

In genere i fluidi refrigeranti sono molto costosi.

Solubilità nei lubrificanti

I fluidi devono essere perfettamente solubili nei lubrificanti. Se si formassero sacche di olio lubrificante in queste zone diminuirebbe lo scambio termico vi sarebbe un minor ritorno di olio all' evaporatore implicando danni per mancata lubrificazione.

Nonostante gli studi effettuati coprano un ampio range di fluidi di lavoro, quelli effettivamente usati negli impianti ORC commerciali sono in minor numero.

Quoilin et al. [3] indicano l'R134a come il fluido più utilizzato in impianti geotermici, R245fa, R134a e Solkatherm per recupero di calore a bassa temperatura, pentano per impianti solari a recupero e geotermia a media temperatura, silossani per impianti in cogenerazione.

Secondo [50] per i moduli ORC disponibili nel mercato la tipologia di fluido viene scelta a seconda della temperatura della sorgente e in particolare si indica che:

- i refrigeranti (come R245fa, R134a) sono adatti alle basse temperature (100-180°C);
- per sorgenti a media temperatura (200-250°C) vengono utilizzati idrocarburi come il pentano e l'esano;
- per temperature maggiori (250-350°C), i silossani hanno buona efficienza (circa 20%);
- per temperature ancora superiori alcuni costruttori utilizzano il toluene.

Alcuni studi ([5],[19]) introducono la possibilità di utilizzare miscele di refrigeranti azeotropiche e zeotropiche a due o più componenti in sistemi ORC sub-critici, al fine di diminuire le irreversibilità sistema.

L'utilizzo di miscele anziché fluidi puri potrebbe diminuire la distruzione di exergia del sistema e di aumentare il rendimento globale dell'impianto grazie ad un migliore accoppiamento con i profili della sorgente di calore e del pozzo termico dovuto al loro caratteristico glide di temperatura durante l'evaporazione. Questo potrebbe tradursi in espansori e scambiatori di calore di taglia più piccola e dunque costi di sistema minori.

Insorgono però delle problematiche legate alle perdite di refrigerante che possono avvenire in esercizio, fatto che può andare a variare la composizione della miscela e quindi la risposta della macchina.

Inoltre alcune miscele (come Solkatherm®) sono brevettate: ciò può impedire il loro utilizzo o implicare maggiori costi per l'approvvigionamento o addirittura intralciare l'analisi a livello teorico del comportamento del ciclo dato che le caratteristiche della miscela non sono note. Per questi ed ulteriori motivi non esistono ancora molte installazioni che utilizzino miscele anziché fluidi puri.

3.3 Fluidi scelti

Il gruppo di fluidi considerato in partenza è quello indicato nell'Appendice B. Si sono inseriti tutti i fluidi incontrati negli articoli di letteratura considerati, specificandone il tipo (CFC, HCFC etc..) e le principali caratteristiche termiche e non che si sono introdotte nel paragrafo precedente.

Da questi 48 fluidi si sono quindi eliminati quelli con data di Phase Out prossima o per cui la messa al bando è già avvenuta: fanno parte di questa categoria tutti i CFC e gli HCFC.

Si è scelto poi di non considerare i fluidi con pendenza della curva del vapore saturo negativa ovvero tutti i fluidi bagnati, dato i fluidi secchi vengono indicati come più adatti per i sistemi ORC a recupero di calore.

I fluidi R143a e R218 sono fluidi isoentropici/bagnati con un punto critico caratterizzato da temperatura bassa (70°C) e pressione non esageratamente alta, raramente vengono considerati negli studi di ORC sub-critici, ma spesso vengono considerati per analizzare il comportamento di Rankine organici supercritici ([48], [51]).

P-xylene, PF5050, HFE7000 e HFE7100, Solkatherm®, sono fluidi non presenti nel database di Refprop per i quali quindi non era possibile calcolare le caratteristiche termodinamiche.

I fluidi rimasti sono quelli che si sono considerati per la simulazione del sistema ORC e sono indicati in Tabella 3.3. Si tratta di 7 idrofluorocarburi (R134a, R227ea, R245fa, R245ca, R236fa, R236ea, R1234yf), 4 idrocarburi (butano, isobutano, pentano, isopentano) e un fluorocarburo (RC318).

Le proprietà dei fluidi nei vari punti del ciclo sono state calcolate mediante l'utilizzo del software REFPROP 9.0 sviluppato dal National Institute of Standards and Technology of the United States [52].

Nella tabella si sono indicati per ogni fluido i range di applicabilità delle equazioni di stato di REFPROP in modo che sia verificata la validità dei calcoli effettuati con i livelli di temperature considerati.

Tabella 3.3: Fluidi scelti per la simulazione ORC e proprietà principali

Fluidi	Tipo*	Pendenza curva vap. Saturo	MM [kg/kmol]	r [kJ/kg]	T _{cr} [°C]	p _{cr} [bar]	T _{bp} [°C]	cp [J/kgK]	ODP	GWP	ASHRAE	Range applicabilità**	
												Min [°C]	Max [°C]
R134a	HFC	Isoentropico	102,03	217,2	101,06	40,6	-26,4	1211,51	0	1320	A1	-103,3	181,85
R227ea	HFC	Isoentropico/Secco	170,02	97,14	101,74	29,3	-16,34	1013	0	3220	A1	-126,8	201,85
R236ea	HFC	Isoentropico	152,04	142,98	139,29	35,02	6,19	973,69	0	710	-	-31,15	226,85
R236fa	HFC	Secco	152,04	160,4	125,57	32	-1,4	1205	0	6300	A1	-93,63	226,85
R245ca	HFC	Secco	134,05	188,64	174,42	39,3	25,13	1011,26	0	560	-	-73,15	226,85
R245fa	HFC	Isoentropico	134,05	197,5	154,05	36,4	14,9	980,9	0	1020	B1	-102,1	166,85
R1234yf	HFC	Isoentropico	114,04	-	94,7	33,82	-29,45	890,3	0	4	A2L	-53,15	136,85
R600 n-butano	HC	Secco	58,12	336,82	151,85	38	-0,52	1965,59	0	20	A3	-138,25	301,85
R600a isobutano	HC	Secco	58,12	303,4	134,7	36,4	-11,2	1981,42	0	20	A3	-159,42	301,85
R601 pentano	HC	Secco	72	358,7	196	33,6	35,5	1824,12	0	11	-	-129,68	326,85
R601a isopentano	HC	Secco	72,15	342,8	187	33,7	27,5	2148,8	0	20	A3	-160,5	226,85
RC318	FC	Isoentropico	200,03	93,95	115,23	27,78	-5,98	896,82	0	10,25	A1	-39,8	349,85

*HFC=Idrofluorocarburo, HC=Idrocarburo, FC=Fluorocarburo

**Range di temperatura per l'applicabilità per le equazioni di stato del fluido [52]

Capitolo 4: Espansore

4.1 Analisi bibliografica

Kim et al.[21], descrivono la costruzione di un prototipo di espansore a partire da un compressore di tipo scroll e conducono un'analisi teorica e sperimentale del ciclo utilizzando vapore come fluido di lavoro per il calcolo del rendimento isoentropico. Con una potenza nominale del sistema di 15 kW il rendimento volumetrico risulta tra 42,3% e 52,1% con un rendimento isoentropico che rimane pressoché costante al 33,8% con una velocità di rotazione all'albero di 1000–1400 giri/min.

Peterson et al.[23], effettuano dei test su una macchina scroll per investigare la performance dell'espansore in sistemi ORC di taglia minore del MW. Si tratta di una macchina derivata dal compressore corrispondente caratterizzato da un limite massimo di pressione all'uscita di 1380 kPa. Il fluido da lavoro scelto è l'R123 mentre la temperatura della sorgente varia tra i 175°C e 183°C. Al variare delle condizioni operative l'output di potenza si attesta tra i 187 e i 256 W con un rendimento di ciclo del 7,2%. Il rendimento isoentropico della macchina varia tra il 45% e il 50%, si giustificano questi bassi valori adducendo alle eccessive perdite di fuga durante il funzionamento dell'espansore.

Lemort et al.[24], presentano un modello dettagliato di riferimento e uno semplificato per espansori scroll oil-free open drive da usare in cicli Rankine per recupero di calore. I modelli vengono poi convalidati tramite prove su ciclo funzionante con R123 con una macchina derivata dal corrispondente compressore. L'unica modifica effettuata per effettuare la conversione è stata quella di rimuovere il ventilatore per il raffreddamento del compressore. La potenza massima all'albero risulta 1,82 kW con un rendimento isoentropico del 68%.

Nell'articolo[25], Lemort et al. riprendono i due modelli presentati precedentemente e propongono equazioni per il calcolo delle perdite di carico, di fuga e meccaniche in un dispositivo scroll. Si investiga l'influenza di variazioni di pressione e temperatura all'ingresso, pressione all'uscita dell'espansore e velocità di rotazione sul rendimento isoentropico e fattore di riempimento, confrontando i risultati tra il sistema alimentato con vapor d'acqua e con l'R123. Di nuovo le perdite di fuga interne risultano essere il fattore penalizzante per l'efficienza dell'espansore e la potenza prodotta.

Lemort et al.[26], continuano lo studio sperimentale di un prototipo di un espansore scroll con fluido di lavoro R123 e ricavano gli andamenti della performance dell'espansore in termini di rendimento isoentropico e fattore di riempimento al variare delle condizioni operative. Il fattore di riempimento rappresenta la performance dal punto di vista volumetrico dell'espansore, e aumenta all'aumentare delle perdite di fuga interne e al diminuire della velocità di rotazione; viceversa il fattore diminuisce al diminuire della caduta di pressione. Il modello restituisce inoltre i valori di portata circolante, potenza all'albero e temperatura di scarico e permette di quantificare le diverse perdite che entrano in gioco durante il processo di espansione: le perdite di fuga interne e, con minor importanza, quelle di carico all'ingresso e quelle meccaniche vengono indicati come i principali meccanismi che concorrono a diminuire il rendimento isoentropico. Con una temperatura all'ingresso della turbina che variano tra i 100°C e 165°C si ottengono valori di potenza tra 382 e 1820 W e di efficienza isoentropica tra 42,2% e 68%.

Johnston et al.[27], conducono test su due tipi di espansori (scroll e gerotor) prima presi singolarmente e poi in serie accoppiati ad un motore a combustione interna come soluzione di recupero di calore dai fumi esausti ($T < 370^{\circ}\text{C}$). Il fluido da lavoro considerato è R123.

L'espansore scroll è stato ricavato dal corrispondente compressore semplicemente invertendo la direzione di attraversamento del flusso e usando il motore come generatore elettrico.

Rispettivamente per il gerotore e l'espansore scroll si ricavano output di potenza massimi di 2.07 kW e 2.96 kW, e rendimenti isoentropici dell'85% e 83%. Funzionando in serie si ottiene come potenza netta di ciclo 6,271 kW e un rendimento di ciclo del 7,7%.

Si determina quindi che entrambi gli espansori hanno un buon potenziale per l'utilizzo per la produzione di potenza da calore a bassa temperatura

Quoilin et al.[28], considerano come sorgente due flussi di aria calda con temperatura variabile tra circa 55°C e 80°C il primo e 100°C e 160°C il secondo fluido R123.

Le variabili su cui si agisce sono la portata circolante, le temperature in ingresso della sorgente calda e dell'acqua di raffreddamento, la velocità di rotazione della pompa, mentre gli indici di performance considerati sono la potenza all'albero, il rendimento isoentropico dell'espansore e il rendimento di ciclo. I risultati restituiscono valori di efficienza isoentropica promettente per l'espansore e dimostrano la fattibilità dell'utilizzo di un compressore come espansore negli ORC di piccola scala.

Inoltre si ricavano delle direzioni di azione per migliorare la performance del ciclo:

- riduzione del sottoraffreddamento del liquido al condensatore;
- pompa più efficiente ;
- riduzione surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore (maggiore portata fluido di lavoro alla pompa e maggiore velocità di rotazione espansore).

Tahir et al.[29] , descrivono un sistema ORC per recupero di calore a bassa temperatura con output di potenza minore di un kW, utilizzando R245fa come fluido di lavoro e un espansore rotante a paletta .

Si effettuano prove con la temperatura della la sorgente calda che varia tra 60°C e 100°C e della sorgente fredda tra 10°C e 30°C .

Con una differenza di temperatura tra la sorgente calda e quella fredda di 80°C, si ottiene un output di potenza di circa 30W e rendimento termico del 4% con efficienza dell'espansore del 48%. A causa di questi valori troppo bassi, dovuti alla bassa efficienza dell'espansore, agli alti consumi della pompa e alla mancanza di isolamento adeguato il sistema studiato viene ritenuto non è realizzabile.

Lemort et al.[30], considerano le tipiche applicazioni per un sistema ORC e forniscono i valori dei rendimenti di ciclo in vari casi di studio:

- ✦ alta temperatura: impianto solare, a biomassa, recupero calore con temperature di evaporazione 280°C. Fluidi indicati OMTS e toluene;
- ✦ alta temperatura: recupero calore con temperature di evaporazione 250°C. Fluidi indicati OMTS e toluene;
- ✦ media temperatura: recupero di calore con temperature di evaporazione tra 170°C. Fluidi indicati R123 e n-pentano;
- ✦ bassa temperatura: impianto solare, temperature di evaporazione di 120°C. Fluidi indicati R123 e R245fa
- ✦ bassa temperatura: geotermia con temperature di evaporazione di 80°C. Fluidi indicati R134a e R245fa

L'analisi viene effettuata considerando i tipi di espansori utilizzati più comunemente: scroll, screw e radiali a singolo stadio.

Si ricavano i range di potenza appropriati a seconda e dei livelli di temperatura del ciclo e del tipo di espansore(Tabella 4.1).

Tabella 4.1: Range di potenza per varie applicazioni di ORC e per tipo di espansore secondo [30]

Espansore	Applicazione	Range Potenza [kW]
Scroll	Recupero Bassa T	0,1-10
	Solare Bassa T	0,5-20
	Geotermia Bassa T	1-50
Screw	Recupero Bassa T	5-200
	Solare Bassa T	10-500
	Geotermia Bassa T	50-1000
Radiali	Recupero Bassa T	>80
	Recupero Alta T	>5
	Solare Bassa T	>50
	Cogenerazione Alta T	>5
	Geotermia Bassa T	>200

Lemort et al.[31], propongono un modello adimensionale semplificato di un espansore scroll di tipo ermetico tramite il quale si effettuano simulazioni del comportamento al variare delle condizioni operative utilizzando come indice di performance il rendimento isoentropico e il fattore di riempimento.

Il fluido di lavoro considerato è l'R245fa mentre la macchina originariamente era un compressore progettato specificatamente per l'utilizzo in pompa di calore caratterizzato da una potenza nominale di 2,5kW.

Considerando una sorgente a 150°C e un pozzo termico a 20°C si ottiene un valore massimo di efficienza isoentropica del 71% con potenza prodotta massima di 2,03 kW.

Si va a considerare anche l'effetto della lubrificazione sui parametri indicatori di ciclo in particolare gli andamenti al variare della concentrazione di olio: il rendimento isoentropico diminuisce con la quantità d'olio mentre il fattore di riempimento (rapporto tra la portata misurata e quella idealmente accolta dalla macchina) diminuisce al diminuire della concentrazione. Questo potrebbe essere dovuto alla migliore abilità dell'olio a garantire la tenuta e quindi a minori perdite di fuga interne.

Woodland et al.[32], forniscono i risultati sperimentali ottenuti dallo studio di un sistema ORC con espansore scroll e R134a come fluido di lavoro.

Per l'utilizzo del compressore come espansore il flusso viene introdotto dalla mandata e quindi è stato necessario rimuovere la valvola allo scarico che altrimenti avrebbe bloccato l'ingresso al fluido.

Un'altra modifica effettuata è stato inserire una spina di centraggio per far sì che le spirali dello scroll facessero contatto ed evitare massicce perdite di fuga soprattutto alle basse velocità di rotazione.

Per ogni test si aveva all'ingresso dell'espansore vapore saturo ad una temperatura che varia tra 97°C e 117°C.

I risultati mostrano che l'espansore lavora con efficienza massima quando opera con rendimento volumetrico vicino a quello costruttivo della macchina e fattore di riempimento tendente all'unità e che si possono raggiungere livelli di efficienza promettenti anche con macchine che non erano originariamente pensate per l'utilizzo come espansore.

Zheng et al.[33] , presentano un test dinamico di un espansore a pistone rotante mantenendo la temperatura della sorgente fissa ($<90^{\circ}\text{C}$) e variando la portata di fluido (R245fa). Si ottiene un valore di potenza massimo di 350 W e di rendimento di ciclo al 5% con l'espansore che mostra un'efficienza isoentropica massima del 43,3%. Inoltre si osservano fluttuazioni della velocità di rotazione, della pressione e della temperatura all'ingresso dell'espansore, mentre la pressione di condensazione rimane costante. Si consiglia l'utilizzo del recupero interno dato l'alto livello di temperatura ancora disponibile nel fluido all'uscita dell'espansore.

Lemort et al.[34] , considerano un sistema ORC con fluido di lavoro R245fa e investigano gli andamenti di rendimento isoentropico e potenza all'albero al variare di parametri operativi dell'espansore quali pressione all'ingresso e all'uscita e velocità di rotazione. La macchina considerata è stata ricavata da un compressore open drive di tipo scroll: l'unica modifica necessaria in queste macchine è la rimozione del ventilatore che nel compressore veniva utilizzato per il raffreddamento del motore elettrico. Si ottengono valori massimi di efficienza isoentropica e potenza all'albero rispettivamente del 75,7% e 2,1 kW con temperatura di evaporazione di $97,5^{\circ}\text{C}$ e temperatura di condensazione di $26,6^{\circ}\text{C}$.

4.2 Premessa

A seconda del modo con il quale si svolge lo scambio di energia tra gli organi interni e il fluido le macchine si distinguono in due categorie: le turbomacchine e le macchine volumetriche.

Le turbomacchine sono dette anche “macchine rotodinamiche” e lo scambio energetico con gli elementi mobili della macchina (pale) avviene per variazione della quantità di moto tangenziale del fluido di lavoro.

Le macchine volumetriche invece operano in base ai principi della statica (Principio di Pascal): le variazioni di pressioni del fluido, alle quali la macchina deve in ogni caso far fronte, dipendono non dagli effetti dinamici degli organi in moto, ma dalle pressioni che regnano nel sistema con il quale la macchina è collegata.

L'espansore è la macchina che produce il lavoro positivo di ciclo ed è quindi un componente chiave che limita il rendimento del sistema in cui è inserito e la cui scelta deve essere effettuata in base alle condizioni operative e all'ordine di grandezza della potenza prodotta.

Dal momento che nei sistemi ORC considerati la sorgente di calore disponibile è a bassa temperatura, l'output di potenza sarà basso e di conseguenza anche gli espansori saranno di piccola taglia.

Per come sono costruiti, l'uso di turbo-espansori ha senso in cicli Rankine che producono potenza elettrica dell'ordine del MW o del centinaio di kW, ma risulta troppo costoso per potenze dell'ordine del kW, a causa del netto peggioramento dell'efficienza della macchina al diminuire della taglia e all'aumentare del loro costo specifico.

(Ad esempio la taglia minima dei sistemi prodotti da Turboden, uno tra i maggiori produttori di ORC in campo internazionale, è 200 kW). [56]

La letteratura si trova quindi concorde nell'indicare le macchine di tipo volumetrico come migliore scelta per sistemi ORC di piccola taglia, che operano con minori portate, maggiori rapporti di pressione e minori velocità di rotazione rispetto le turbomacchine.

Inoltre macchine di questo tipo tollerano la presenza di fluido bifase, situazione che si può presentare nel sistema a fine espansione in certe condizioni operative.

Tipicamente è necessario un singolo stadio d'espansione e quindi risultano essere macchine semplici ed economiche avendo bassi costi del componente e di manutenzione.

Poiché espansori volumetrici non sono ancora disponibili commercialmente, spesso è necessario creare una macchina “ad hoc” andando a modificare un compressore per farlo funzionare come espansore. La complessità di questa operazione dipende dal tipo di compressore considerato e dall'applicazione originale in cui era installato.

I compressori volumetrici sono caratterizzati da una tecnologia matura e ben nota grazie al vasto utilizzo nel campo della ventilazione meccanica controllata e della refrigerazione (cicli a compressione di vapore, pompe di calore..) in cui sono impiegati per aumentare la pressione di fluidi compressibili come aria, miscele frigorifere e altri gas.

In genere, si possono considerare le seguenti linee guida per la scelta dell'espansore a partire dai cataloghi del compressore:

- temperatura della sorgente: si devono considerare fenomeni legati alla dilatazione e alla decomposizione termica del fluido;
- livelli di pressione: operando come espansore si devono avere rapporti di pressione minori rispetto il funzionamento come compressore. È necessario inoltre verificare anche che la potenza prodotta sia sufficiente a coprire i consumi degli ausiliari;
- rapporto volumetrico costruttivo: ha effetto sul processo di espansione e deve essere scelto in modo tale che la temperatura di condensazione nel ciclo risulti maggiore della temperatura a cui è disponibile il pozzo termico;
- possibilità di modificare la macchina in espansore: per esempio è preferibile avere un motore elettrico reversibile in modo che possa funzionare anche come generatore;
- deve esistere o essere possibile da costruire un circuito per l'olio in modo da lubrificare la macchina anche nel funzionamento invertito;
- deve essere conveniente dal punto di vista economico e facilmente reperibile sul mercato

Dal punto di vista costruttivo esistono diversi tipi di compressori: in seguito si riportano le principali configurazioni andando ad indicare i principali accorgimenti adottati per l'utilizzo come espansore nei sistemi ORC per il recupero di calore a bassa temperatura, gli ordini di grandezza per le potenze e le prestazioni che ci si aspettano.

4.3 Espansori di tipo Scroll (a spirale)

Molti articoli in letteratura analizzano le performance di questo tipo di macchina funzionante come espansore: in genere mostrano efficienza relativamente alta (tra 50% e 65%, fino a valori del 75%) quando vengono utilizzati nella generazione di potenza di piccola taglia, con potenze tra 1-50 kW. Tra i vari dispositivi volumetrici disponibili, quelli di tipo Scroll sono infatti ritenuti particolarmente adatti per le applicazioni ORC di piccola scala avendo caratteristiche vantaggiose quali affidabilità, semplicità costruttiva, assenza di valvole e parti in movimento, alti valori di potenza in uscita.

Questo dispositivo è costituito da due spirali, una statica e una rotante, accoppiate in modo tale da essere a contatto fra loro in diversi punti e formare durante il moto una serie di sacche a forma di falce fra i due elementi.

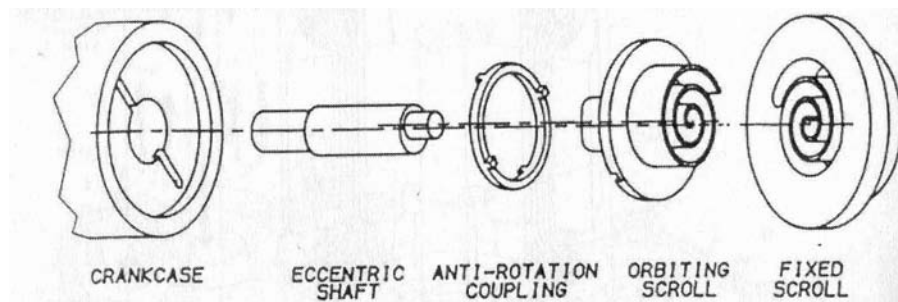


Figura 4.1: Componenti principali di una macchina Scroll

Esistono anche macchine in configurazione doppia (“double-sided”) in cui il rotore presenta una struttura a spirale su entrambi i lati ed è accoppiato a due statori.^{90]}

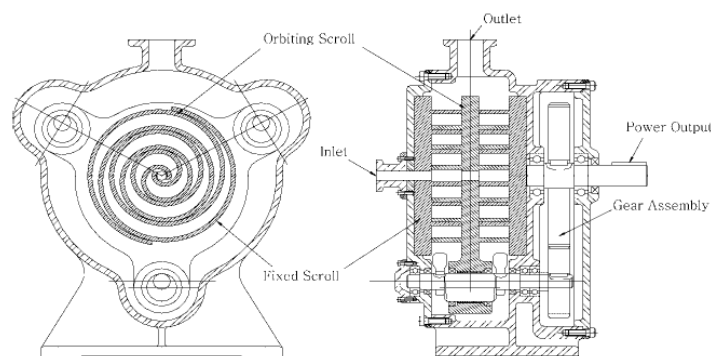


Figura 4.2: Espansore Scroll double-sided

Nel funzionamento come compressore, la spirale mobile, mossa dall'albero, orbita attorno alla spirale fissa; le sacche tra le due spirali vengono spinte verso il centro delle due spirali e nel contempo il loro volume si va riducendo. Quando la sacca raggiunge il centro della spirale, il fluido costretto in un piccolo volume, ha acquistato la pressione necessaria per essere scaricato attraverso la luce centrale.

Le spirali e l'albero sono specificatamente progettati per diminuire il divario tra rotore e statore, principale causa delle perdite di fuga. In genere i compressori disponibili sul mercato hanno spirali costituite da 2 o 3 avvolgimenti, ma sono possibili diversi design per le spirali e diverso numero di avvolgimenti.

I dispositivi di tipo Scroll possono essere classificati in due categorie in base alla modalità costruttiva:

- macchine lubrificate ed ermetiche, con il compressore e il motore elettrico all'interno di uno stesso contenitore sigillato. Hanno alta diffusione nel mercato come compressore nei sistemi HVAC (Heating Ventilation and Air Conditioning) e coprono un ampio range di potenza e di rapporti di compressione;
- macchine di tipo aperto e non lubrificate (compressori open drive e oil-free) progettate per la produzione di aria compressa. Queste macchine offrono dei vantaggi in più rispetto agli Scroll usati nella refrigerazione: l'assenza di lubrificazione semplifica il design del sistema permette di evitare l'impatto negativo della circolazione dell'olio nel ciclo. Sono caratterizzate da rapporto volumetrico costruttivo maggiore e quindi è possibile lavorare con

rapporti di compressione più alti senza una significativa riduzione di efficienza di espansione.

Le modifiche da effettuare sulla macchina per il funzionamento come espansore dipendono quindi dalla soluzione costruttiva considerata.

Innanzitutto si deve fare in modo che il flusso del fluido possa avvenire in senso opposto ed è quindi necessario rimuovere, se presenti, valvole o qualsiasi altro organo alla mandata del compressore che ostruiscono quella che diventerà l'ingresso all'aspirazione nel funzionamento come espansore.

Altro punto critico è costituito dalla portata di fuga che, soprattutto alle basse velocità di rotazione, aumenta molto causando un drastico calo in termini di efficienza isoentropica della macchina.

Si deve fare in modo quindi che sia garantita la tenuta tra i dischi orbitanti: per cautelarsi in questo senso le soluzioni sono varie, ma comunemente si va ad installare delle guarnizioni in modo da creare un contatto tra i due piatti. Così facendo si assiste ad una drastica diminuzione delle perdite di fuga, a fronte di un aumento di quelle d'attrito.

Nel caso dei compressori lubrificati, nuove difficoltà insorgono a rendere l'operazione di conversione non banale. Mentre nel funzionamento come compressore l'olio viaggia miscelato al fluido all'interno dei tubi del ciclo, ora si rende necessario un separatore all'uscita della turbina e una pompa che re-invi il fluido separato all'ingresso della turbina.

Si deve garantire inoltre la compatibilità tra il fluido di lavoro e il lubrificante tenendo conto del fatto che il sistema ORC potrà funzionare con un fluido diverso da quello per cui il compressore era stato progettato.

Inoltre, Lemort et al. [90] hanno verificato che è necessario un corretto dosaggio del liquido lubrificante dato che il rendimento isoentropico della macchina tende a diminuire all'aumentare della quantità di olio presente.

In alternativa si possono utilizzare dispositivi non lubrificati, che in genere hanno performance peggiori dal punto di vista volumetrico a causa di maggiori tolleranze tra le parti in movimento, ma sono semplici da convertire in quanto è necessario unicamente andare a rimuovere il ventilatore che raffreddava il motore elettrico nel funzionamento come compressore.

Per questa facilità nella conversione in letteratura sono presenti molti studi teorici e sperimentali sul comportamento di espansori di tipo Scroll aperti (oil-free open-drive Scroll).

Uno svantaggio che si presenta in macchine open-drive Scroll riguarda l'assenza di una copertura che preserva da fughe di fluido verso l'ambiente esterno. Dato che molti fluidi ORC hanno indici ODP e GWP non nulli questo non può essere ammesso.

Per risolvere questa problematica in alcuni studi sperimentali [34] si è inserita la macchina all'interno di un contenitore in acciaio in modo da garantire la tenuta verso l'esterno (Figura 4.3).

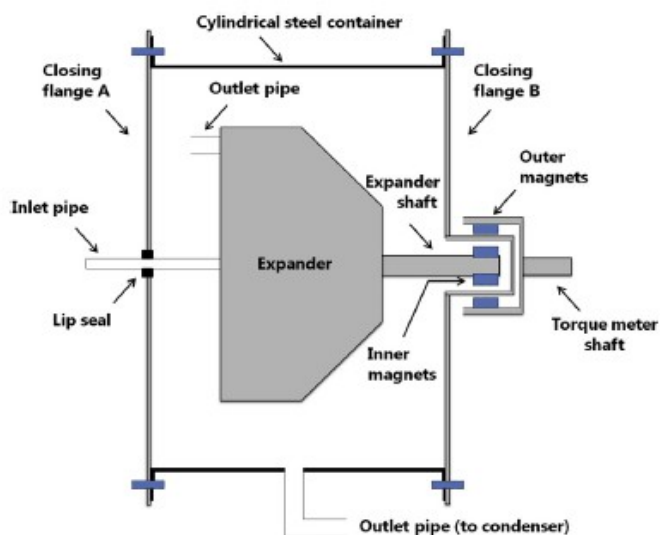


Figura 4.3: Open-drive oil free Scroll inserito in contenitore metallico

Dopo aver effettuato la conversione è possibile il funzionamento della macchina in modalità espansore.

Il processo avviene con una prima fase di aspirazione del fluido dalla luce centrale; in seguito viene intrappolato in una sacca e poi espande muovendosi dal centro verso le zone periferiche e scambia lavoro con la spirale mobile facendola orbitare. Quando la sacca raggiunge la periferia il fluido viene scaricato tramite la luce apposita. Durante queste operazioni, viene espanso simultaneamente il fluido contenuto in molte sacche dando luogo ad un processo abbastanza uniforme.

In genere si lascia la velocità di rotazione della macchina libera ed è quindi necessario convertire la potenza generata in continua e poi in alternata alla frequenza di rete

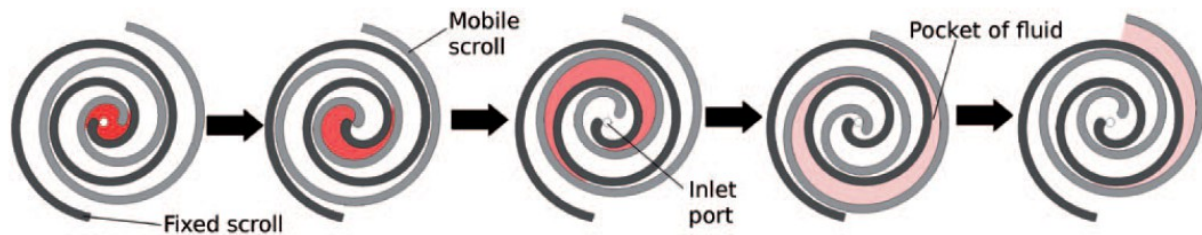


Figura 4.4: Processo di espansione in un dispositivo Scroll

Come accennato in precedenza, i dispositivi Scroll si distinguono per una serie di vantaggi quali:

- maggiore efficienza nell'intero range di funzionamento;
- date le basse velocità di rotazione, operano a livelli di rumorosità e vibrazioni minori rispetto i compressori tradizionali;
- alta affidabilità della macchina dato il minor numero di parti in movimento;
- possibilità di partire con qualsiasi carico del sistema, senza assistenza;
- sono compatti, leggeri, dal design semplice: hanno geometria bidimensionale, al contrario degli Screw, che hanno geometria tridimensionale ;
- in genere non si ha nessuna valvola all'ammissione o allo scarico;
- hanno la possibilità di elaborare alti rapporti di pressione;
- la pressione del fluido si esercita in tutte le direzioni (tangenzialmente, radialmente, assialmente) e quindi non sono necessari cuscinetti assiali;
- sembrano insensibili alla presenza di gocce di liquido nel fluido elaborato dato che la velocità del fluido all'interno della camera di espansione è molto inferiore rispetto alle turbine a vapore;

Perdite

Il comportamento della macchina è influenzato di molto dalle perdite meccaniche che accompagnano il movimento orbitante delle spirali, ma al diminuire della velocità di rotazione aumenta l'importanza delle perdite legate alle fughe di portata di fluido.

In particolare, le perdite meccaniche sorgono a causa di fenomeni legati all'attrito tra le parti in movimento, tipicamente lo strisciamento dei cuscinetti e dei manovellismi ausiliari che fungono da supporto per la spirale rotante e l'attrito tra la spirale orbitante e quella statica

Per quanto riguarda le fughe di portata, in un compressore Scroll si verificano sia dai fianchi attraverso un'area libera tra le zone laterali delle due spirali, che dalla zona radiale per l'esistenza di uno spazio tra la punta di una spirale e il piatto dell'altra, necessario per permettere il movimento orbitante.

Come accennato in precedenza, per ottenere un miglioramento in questo senso, si possono installare delle guarnizioni che creano un contatto tra i due piatti: in questo modo diminuiranno drasticamente le perdite di fuga, ma aumentano quelle d'attrito.

Come constatato in [90] negli espansori ermetici le perdite più incidenti sono quelle elettromeccaniche. Si può ottenere un miglioramento in questo senso andando a selezionare una macchina elettrica più adatta per le condizioni operative dell'ORC.

Negli espansori open-drive non lubrificati invece le perdite più condizionanti sono quelle dovute alle fughe, proprio per la presenza di ampi giochi tra le parti.

Modello semi-empirico per espansori Scroll

V. Lemort et al., ([25],[28]) hanno proposto e convalidato tramite misurazione sperimentale il modello per un espansore Scroll indicato in Figura 4.5.

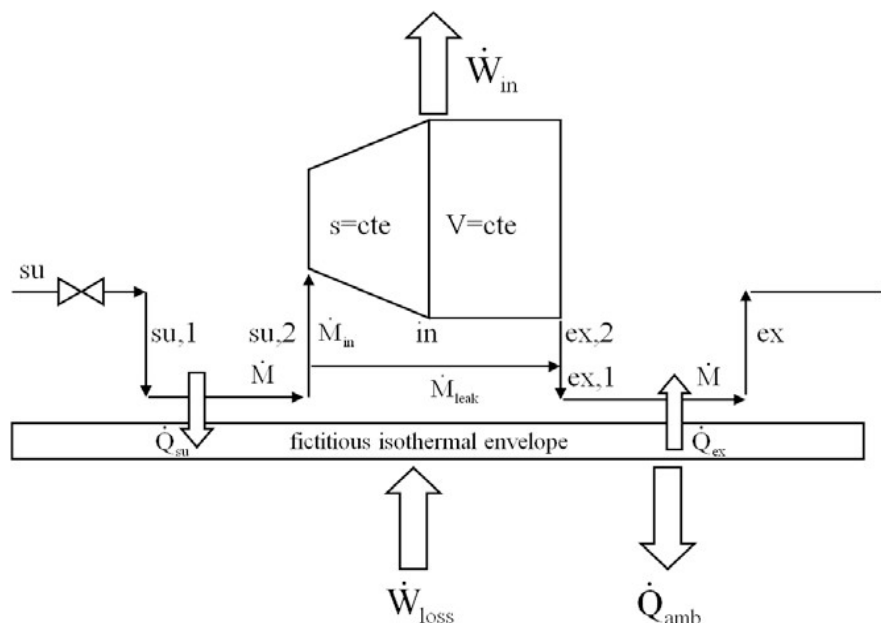


Figura 4.5: Modello termodinamico per un espansore Scroll
(V.Lemort et al. [25], [28])

I vari processi che avvengono durante l'espansione vengono descritti tramite le trasformazioni seguenti:

- ♣ su - su,1 : caduta di pressione adiabatica all'ingresso (perdite d'imbocco);
- ♣ su,1 - su,2: raffreddamento isobaro per il contatto con le pareti metalliche della macchina durante l'imbocco (perdite di calore);
- ♣ su,2 – ad: espansione isoentropica fin alla pressione imposta dal rendimento volumetrico interno della macchina;
- ♣ ad - ex,2: espansione adiabatica a volume costante (perdite di sotto-espansione) pari a quello della macchina;
- ♣ ex - 2 ex,1: miscelamento adiabatico tra la portata espansa e la portata di fuga (che si trova ad una pressione maggiore);
- ♣ ex,1 – ex: raffreddamento o riscaldamento isobaro del fluido allo scarico.

4.4 Espansori di tipo Screw (a vite)

Queste macchine rappresentano una buona scelta per cicli di alta o media potenza (fino al MWe) e dal punto di vista economico sono più convenienti rispetto alle turbomacchine. Per la difficoltà di sigillare in modo efficiente il fluido organico all'interno della camera di espansione, la performance di un espansore di questo tipo peggiora in modo marcato scendendo a livelli di potenze dell'ordine dei 20kW.

Si tratta sempre di dispositivi volumetrici, composti da due ingranaggi elicoidali contro-rotanti. Nel funzionamento come espansore, il fluido aumentando di volume si muove lungo le viti e le fa ruotare in modo da trasmettere il movimento all'albero e quindi al generatore.

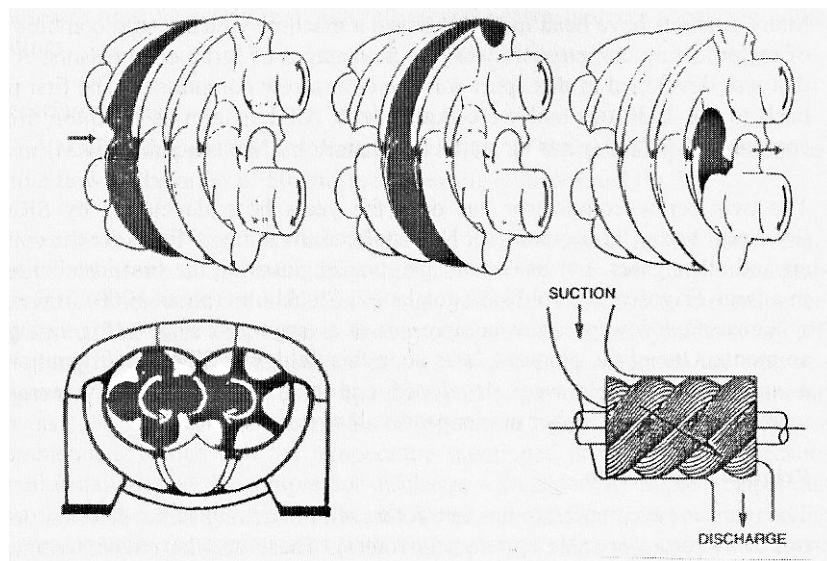


Figura 4.6: Design di un espansore Screw, le frecce indicano il flusso nel funzionamento come compressore.

Negli anni sono stati introdotti profili diversi per le viti: inizialmente progettati con geometria asimmetrica (profili Lysholm), se ne sono proposti in seguito con geometria simmetrica, per tornare a design asimmetrici negli ultimi anni. Si è visto infatti che questi profili mostrano efficienza più alta grazie ad una minore area di attraversamento per la portata di fuga.

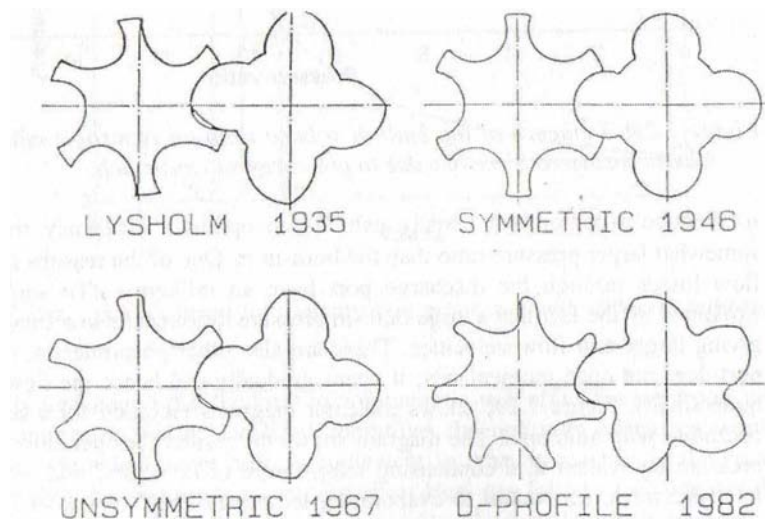


Figura 4.7: Profili delle viti in compressori Screw

In genere le viti vengono progettate con rapporti lunghezza su diametro tra 1 e 2 (tipicamente 1,5), con un angolo di avvolgimento dell'elica pari a 300° , valore che permette il corretto posizionamento dell'ingresso e dell'uscita del fluido.

Analogamente ai dispositivi Scroll, questo tipo di macchina non è sensibile alla presenza di gocce di condensato nel fluido che viene espanso e possono operare anche in presenza di grandi quantità di liquido.

Infatti, sin dagli anni '70 si sono studiati espansori a due fasi per il recupero di potenza da fonte geotermica a bassa temperatura espandendo vapore a basso titolo o addirittura acqua calda pressurizzata.

Il costo di queste macchine è alto: gli espansori a vite infatti sono caratterizzate da una geometria tridimensionale complessa e vengono realizzate tramite una precisa lavorazione a controllo numerico.

Le perdite principali sono dovute a trafilamenti di fluido che avvengono a causa dei giochi presenti tra le varie parti in movimento del rotore e la cassa di contenimento (statore). Queste perdite non possono essere eliminate del tutto, dato che deve essere permesso lo scorrimento delle eliche del rotore, senza introdurre eccessivi stress termici o meccanici;

Altre perdite di tipo fluidodinamico avvengono all'aspirazione e allo scarico per parziale ostruzione della luce dovuta al passaggio delle eliche.

4.5 Espansori rotanti a palette (Rotary Vane Expansor)

Queste macchine sono composte da una parte mobile che ruota rispetto l'asse di una cavità cilindrica (statore). Il rotore è provvisto di palette che strisciano sulle pareti dello statore mantenendo intrappolato il fluido all'interno del volume compreso tra di esse.

Durante la rotazione le palette possono muoversi dentro e fuori dal rotore al variare della distanza dallo statore.

Infatti il rotore e lo statore sono eccentrici l'uno rispetto l'altro, in modo che tra due palette si crei una cella d'espansione, caratterizzata da volumi crescenti nel corso del processo di elaborazione del fluido.

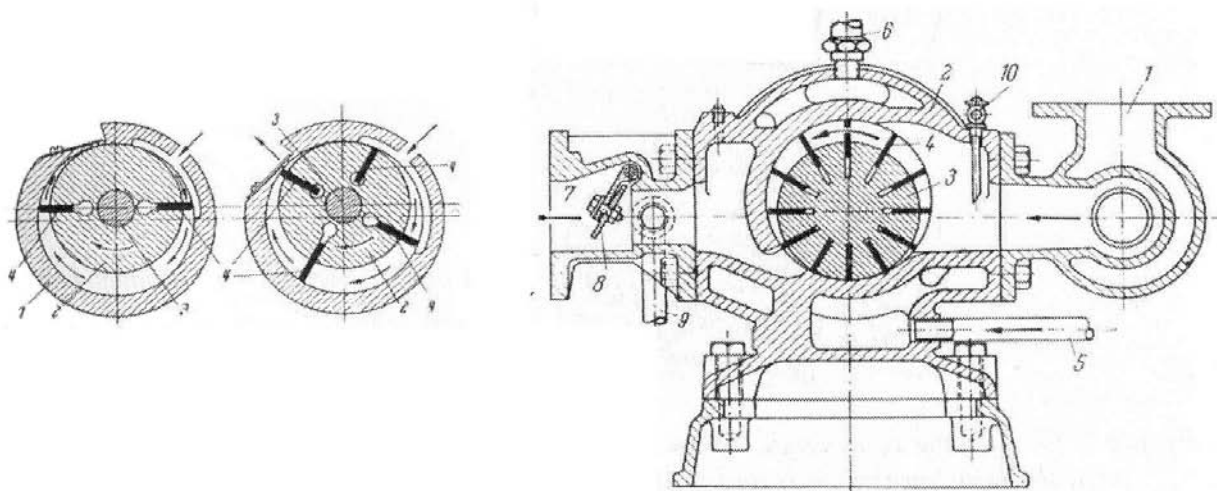


Figura 4.8: Macchine con diverso numero di palette. Le frecce indicano la direzione di attraversamento del fluido nel funzionamento come compressore.

Pochi articoli in letteratura hanno analizzato il comportamento operativo di questo tipo di macchina funzionando come espansore, poiché si preferisce la soluzione Scroll, ma le si riconoscono una serie di vantaggi quali:

- curve di efficienza piatte per un ampio range di condizioni lavorative;
- capacità di elaborare vapore umido e liquido;
- bassa richiesta di manutenzione e lubrificazione;
- compatibilità con un alto numero di fluidi diversi.

In genere si utilizzano in applicazioni a bassa capacità (sotto il kW fino a qualche kW): in [29] si registra efficienza isoentropica tra 43% e il 48% e una potenza prodotta di 32 W.

4.6 Espansori a pistone rotante

Queste macchine sono caratterizzate da una struttura non complessa e da un processo manifatturiero semplice ed economico.

In particolare sono composte da un cilindro entro il quale si muove eccentricamente un pistone rotante dotato di una palette strisciante che separa la camera di espansione in due zone: una ad alta pressione connessa al condotto d'ingresso del fluido e una a bassa pressione connessa allo scarico. Mentre il pistone ruota all'interno della camera di lavoro, una frazione della portata del fluido, determinata dal rapporto volumetrico costruttivo della macchina, viene fatta entrare nella zona di alta pressione tramite la valvola di controllo all'ingresso. Dopo l'aspirazione il fluido espande e converte la propria

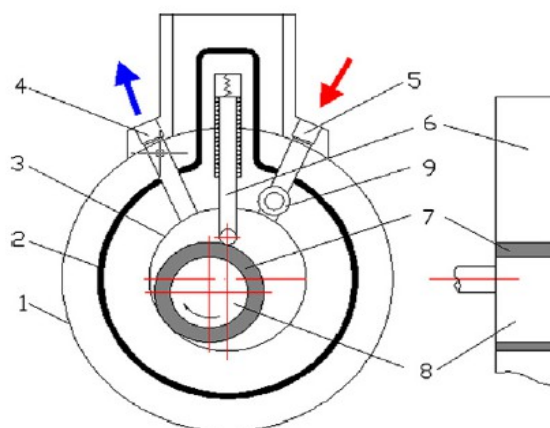


Figura 4.9: Schema di un espansore a pistone rotante: 1. Struttura contenitiva 2. Anello di tenuta 3. Cilindro 4. Scarico 5. Aspirazione 6. Palette strisciante 7. Pistone rotante 8. Rotore eccentrico 9. Valvola di controllo

energia interna in meccanica andando a muovere il pistone. Infine il fluido a bassa pressione e temperatura viene espulso tramite la valvola di scarico.

I tre processi di aspirazione, espansione e scarico avvengono contemporaneamente ed infatti la macchina ha un funzionamento “regolare” ed uniforme.

Sono macchine a bassa velocità di rotazione che permette loro di funzionare anche senza sistema di lubrificazione ausiliario.

Inoltre sono tollerate alte pressioni all'ingresso (fino 9 MPa) rendendole adatte all'utilizzo nei sistemi di generazione di potenza medio-alta: si ha un'area di applicazione più ampia rispetto gli Scroll, in particolare hanno un limite superiore di potenza più alto.

Dal punto di vista volumetrico il comportamento della macchina peggiora a causa di perdite di fuga che possono incorrere sia all'interno della camera di espansione dalla zona ad alta pressione a quella a bassa pressione, sia dall'interno dell'espansore verso l'ambiente circostante.

Per diminuire le fughe interne attraverso il gioco tra il pistone e la paletta strisciante si fa in modo all'aspirazione di guidare il vapore ad alta pressione verso il fondo del cilindro; inoltre se è presente il sistema di lubrificazione, il sottile strato di olio lubrificante tra il pistone e il cilindro funge da tenuta. Invece per evitare fuoriuscite del fluido verso l'ambiente esterno si vanno ad inserire guarnizioni che garantiscono la tenuta del sistema.

Come si fa notare in [33] pochi studi sugli ORC a bassa temperatura hanno considerato l'utilizzo di un dispositivo a pistone rotante come espansore dato che la tecnologia non è ancora matura e in genere mostra efficienze minori rispetto gli espansori Scroll.

Esiste comunque margine di miglioramento soprattutto andando a considerare metodi per diminuire le perdite di fuga (interne ed esterne) e migliorare l'efficienza della macchina.

4.7 Macchine a ingranaggi (Gerotor)

Queste macchine sono composte da un ingranaggio interno rotante ed uno più esterno che funge da statore localizzati sullo stesso albero ma eccentrici l'uno rispetto l'altro. Il rotore ha una dente in meno rispetto lo statore.

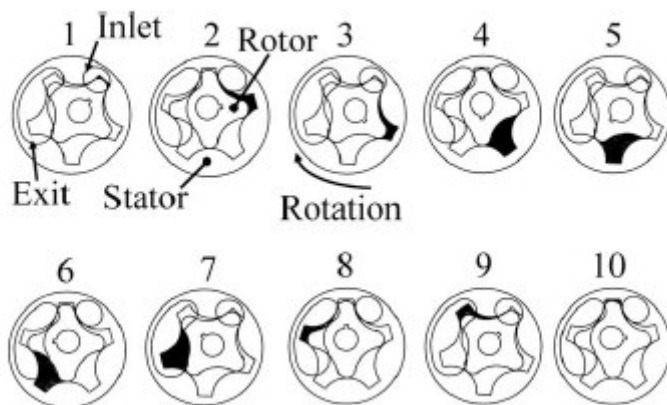


Figura 4.10: Fasi di espansione in un compressore ad ingranaggi

Il processo di espansione è indicato in Figura 4.10 per un espansore in cui lo statore ha 5 denti e il rotore 4: inizialmente il fluido viene introdotto dalla luce d'ingresso, i punti di contatto fra gli ingranaggi isolano una porzione di fluido che espandendo scambia lavoro facendo ruotare l'ingranaggio mobile; Infine il fluido viene espulso dalla luce di scarico prima che una nuova porzione venga aspirata.

I vantaggi per queste macchine includono bassi valori di attrito tra i due ingranaggi dato che lo statore ruota ad una velocità pari ad un quinto della velocità all'albero: in questo modo per una velocità all'albero di 3600 rpm la velocità relativa tra rotore e statore risulta di soli 720 rpm.

Per mantenere la tenuta tra gli ingranaggi è necessario prevedere un sistema di lubrificazione della macchina.

In [27] si sono studiati 3 macchine ingranaggi: un primo tipo mostrava eccessive perdite di fuga a causa di un ampio varco attraverso il quale il fluido passava e non vi era potenza prodotta; in una seconda tipologia si aveva strisciamento tra rotore e statore a causa di problematica legate alla dilatazione termica; la terza ed ultima macchina testata operava bene con una potenza prodotta di 2 kW con un rendimento isoentropico di circa il 45%.

4.8 Perdite

I principali parametri utilizzati per definire la performance dell'espansore volumetrico sono:

- l'efficienza isoentropica: è il rapporto tra la potenza prodotta all'albero e la potenza che si otterrebbe con una trasformazione isoentropica

$$\eta_{urb} = \frac{\dot{m}(h_3 - h_4)}{\dot{m}(h_3 - h_{4is})} \quad (4.1)$$

- il fattore di riempimento (Filling factor): rappresenta la performance dal punto di vista volumetrico dell'espansore. È definito come il rapporto tra la portata effettivamente elaborata (al netto delle fughe) e la portata ideale. Esso tende ad aumentare con la velocità di rotazione per il fatto che le fughe hanno minore impatto [25];
Per un espansore questo fattore risulta spesso maggiore dell'unità poiché la pompa consegna maggiore portata di quanta la camera di espansione possa accettarne ad ogni rotazione. Viceversa, valori inferiori all'unità significano che ad ogni rotazione la camera d'espansione non viene completamente riempita [32];
- il rapporto volumetrico costruttivo (Built-in Volume Ratio): è un parametro costruttivo proprio della macchina ed è definito come il rapporto tra il volume del fluido all'uscita e all'ingresso dell'espansore. Esso esprime l'aumento in termini volumetrici della sezione in cui il fluido è intrappolato dopo il processo di aspirazione.

Andando a considerare il funzionamento della macchina accoppiata al ciclo ORC due tipi di perdite possono avvenire a causa di disequilibri nei livelli di pressione all'uscita dell'espansore; in particolare si parla di perdite di sotto e sovra espansione.

Le perdite di sotto-espansione si hanno quando la caduta di pressione imposta dall'espansore è minore rispetto la differenza tra la pressione massima e minima del sistema (ciclo ORC).

In questo caso, la pressione all'uscita dell'espansore è maggiore rispetto quella della camera di scarico. Questa condizione è la condizione di funzionamento reale in quanto al fine di scaricare il fluido esausto è necessario mantenere una sovrappressione allo scarico dell'espansore.

Le perdite di sovra espansione si hanno invece quando la caduta di pressione imposta dall'espansore è maggiore rispetto la differenza tra i due livelli di pressione del sistema. È questa la condizione più sfavorevole di funzionamento: il fluido è sottoposto ad una compressione istantanea allo scarico.

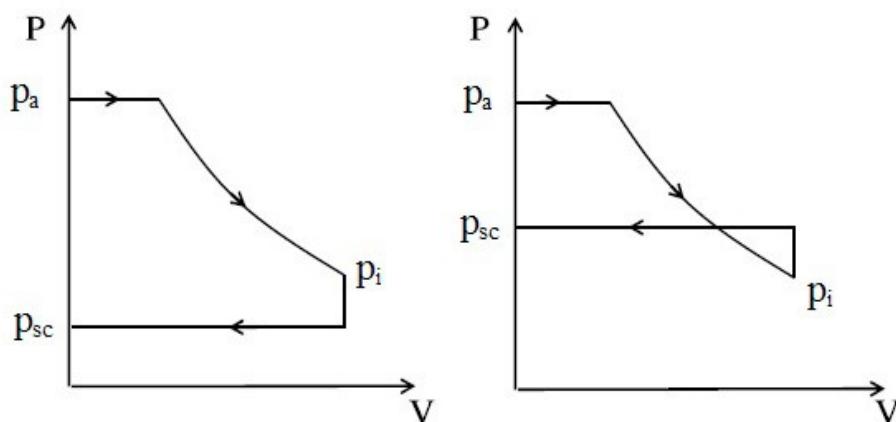


Figura 4.11: Perdite di sotto-espansione (sinistra) e sovra-espansione (destra).

In entrambi i casi, l'espansione può essere descritta tramite una trasformazione adiabatica ed una a volume costante come schematizzato in Figura 4.11 (dove p_a è la pressione all'aspirazione, p_i quella al termine del processo imposta dai parametri costruttivi interni dell'espansore, p_{sc} quella allo scarico).

L'efficienza isoentropica diminuisce rapidamente in caso di sovra-espansione e diminuisce, ma meno vistosamente, anche nel caso di sotto-espansione.

L'impatto di queste perdite è minimizzato quando il sistema ORC lavora con rapporti di pressione che corrispondono a quello imposto dall'espansore.

Studi sperimentali ([30],[32], [34]) hanno infatti verificato che l'efficienza isoentropica con cui l'espansore funziona dipende dal fattore di riempimento e dal rapporto volumetrico imposto all'espansione. In particolare l'espansore lavorerà con massima efficienza con un fattore di riempimento vicino all'unità e un rapporto volumetrico all'espansione che tende a quello costruttivo della macchina.

Per i dispositivi volumetrici in genere questo rapporto non è superiore a 5 per limiti che si impongono alla lunghezza del rotore (deve resistere agli stress per flessione) nel caso degli Screw, o al numero di avvolgimenti della spirale nel caso di macchine Scroll.

Questa è un limite importante nelle condizioni operative, dato che molti ORC operano con rapporti volumetrici più elevati. [30]

Anche la velocità di rotazione ha influenza sulla performance della macchina: a bassa velocità di rotazione e alti rapporti di pressione le perdite di fuga hanno impatto predominante. Al contrario alle alte velocità le inefficienze principali sono dovute alle perdite meccaniche (attriti) e alla caduta di pressione all'ingresso dell'espansore (perdite all'imbocco). [34]

Capitolo 5: Realizzazione del modello termodinamico

5.1 Equazioni del modello termodinamico

In questa sezione si presentano le equazioni utilizzate per determinare i rendimenti del ciclo, gli output di potenza e il parametro “a” su cui poi si è basata l'ottimizzazione.

Dato un sistema chimicamente e fisicamente omogeneo, formato da un numero di componenti C e un numero di fasi F , si può dimostrare (regola di Gibbs) che lo stato fisico di tale sistema è determinato quando sono note un numero di coordinate intensive V pari a:

$$V=C-F+2 \tag{5.1}$$

In particolare, per descrivere un sistema chimicamente e fisicamente omogeneo ($C=1$, $F=1$) sono necessarie due coordinate intensive.

Quindi, per calcolare una determinata proprietà del fluido in un punto del ciclo considerato devono essere note almeno altre due proprietà per il punto considerato.

Perciò si sono fatte alcune assunzioni e si sono scelte alcune variabili di cui fissare i valori, in modo da avere sufficienti informazioni e che fosse possibile risolvere il ciclo.

Il ciclo considerato è quello schematizzato in Figura 5.1.

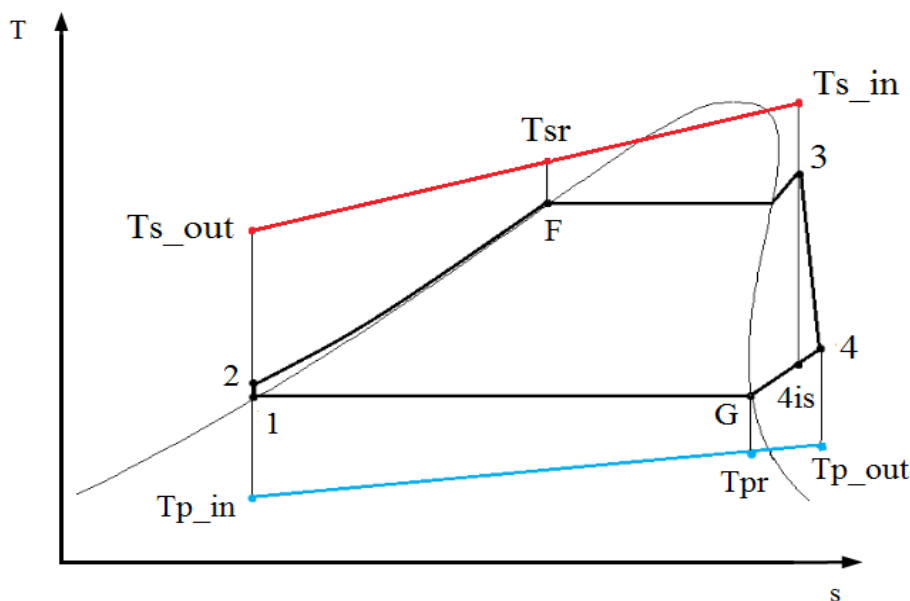


Figura 5.1: Ciclo Rankine organico, diagramma T-s

Assunzioni

Si è visto ogni componente come un sistema aperto operante in condizioni stazionarie e si sono considerate nulle le perdite di carico all'evaporatore, nel condensatore e nei condotti del ciclo, così come si sono trascurati gli attriti, le perdite di calore e le eventuali variazioni di energia cinetica e potenziale del fluido nei vari punti del ciclo.

Si sono inoltre assunti calori specifici della sorgente (fumi) e del fluido di raffreddamento (acqua al condensatore) costanti al variare della temperatura.

In ogni caso in esame si è considerato di avere liquido saturo all'uscita del condensatore, ovvero il punto 1 appartiene sempre alla curva di Andrews nel diagramma T-s.

L'efficienza isoentropica della turbina e della pompa sono state mantenute costanti per tutti i diversi fluidi di lavoro considerati.

I dati di input noti in partenza per la risoluzione del ciclo sono

1. Caratteristiche della sorgente: portata dei fumi ($\dot{m}_s$), temperatura in ingresso (T_{s_i}), calore specifico (cp_s);
2. Temperatura dell'acqua di raffreddamento in ingresso (T_{p_i});
3. rendimento isoentropico per la pompa (η_{pump}) e la turbina (η_{turb});
4. pressione di evaporazione (p_{ev});
5. ΔT di pinch point (ΔT_{pp}): ovvero la minima differenza di temperatura tra le curve di scambio termico. All'evaporatore corrisponde con la differenza di temperatura $T_{sr}-T_f$, al condensatore con $T_g-T_{p_r}$;
6. ΔT di approach point (ΔT_a) : ovvero la differenza di temperatura tra l'ingresso della sorgente calda e fredda e l'uscita del fluido di lavoro. All'evaporatore corrisponde con la differenza di temperatura $T_{s_i}-T_3$, al condensatore con $T_1-T_{p_i}$.

Si è considerato un sistema ORC sub-critico, in configurazione semplice senza recupero interno per la conversione dell'energia termica contenuta nei fumi in energia elettrica.

I diversi processi che compongono il ciclo sono essenzialmente quattro: pompaggio (1-2); trasferimento di calore isobaro (2-3); espansione (3-4), trasferimento di calore isobaro (4-1).

Processo 1-2: pompaggio

Noto il valore dell'approach point al condensatore e della temperatura dell'acqua di raffreddamento in ingresso è nota anche la temperatura T_1 .

Sapendo inoltre che il liquido in 1 è saturo (titolo nullo) è possibile ricavare tutte le caratteristiche del punto 1 (entalpia, pressione, entropia).

La pompa di circolazione porta il fluido di lavoro dalla pressione minima di ciclo (pressione al condensatore) alla pressione massima (pressione di evaporazione) nella regione del liquido sotto-raffreddato.

Si ricavano le caratteristiche del punto 2_{is} essendo fissata la pressione di evaporazione e imponendo la condizione di trasformazione isoentropica $s_{2is}=s_1$.

La potenza assorbita dalla pompa è quindi data da:

$$P_{pump} = \frac{P_{pump id}}{\eta_{pump}} = \frac{\dot{m}(h_{2is} - h_1)}{\eta_{pump}} \quad (5.2)$$

Inoltre sapendo che:

$$P_{pump} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5.3)$$

è possibile ricavare l'entalpia del 2:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{pump}} \quad (5.4)$$

nota l'entalpia e la pressione del punto 2 è possibile ricavare il resto dei parametri voluti (T, s).

Processo 2-3: assorbimento di calore

La pompa invia il fluido in forma liquida all'evaporatore detto anche “heat recovery vapor generator (HRVG)”, dove viene evaporato e surriscaldato.

Essendo fissati la temperatura d'ingresso della sorgente e l'approach point, è fissata anche la temperatura massima di ciclo (T_3).

Avendo imposto inoltre la pressione di evaporazione, è possibile ricavare tutte le proprietà del punto 3.

Il punto f viene calcolato sapendo che il fluido si trova in condizioni di liquido saturo (titolo nullo) alla pressione di evaporazione: dall'imposizione del pinch point è quindi possibile calcolare la temperatura T_{s_f} in modo da spezzare il bilancio all'evaporazione in due equazioni:

$$\dot{m}_s c_{p_s} (T_{s_i} - T_{s_r}) = \dot{m} (h_3 - h_f) \quad (5.5)$$

$$\dot{m}_s c_{p_s} (T_{s_i} - T_{s_{out}}) = \dot{m} (h_3 - h_2) = Q_{ev} \quad (5.6)$$

da cui è possibile calcolare la portata di fluido di lavoro e la temperatura d'uscita dei fumi, essendo questi parametri le uniche due incognite di questo sistema.

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_s c_{p_s} (T_{s_i} - T_{s_r})}{(h_3 - h_f)} \quad (5.7)$$

$$T_{s_{out}} = T_{s_i} - \frac{\dot{m} (h_3 - h_2)}{\dot{m}_s c_{p_s}} \quad (5.8)$$

Processo 3-4: espansione

Nota la pressione di condensazione e imponendo la condizione di trasformazione isoentropica ($s_{4is} = s_1$) si ricavano entalpia e temperatura del punto 4_{is}.

La potenza generata dalla turbina è data da:

$$P_{turb} = \eta_{turb} P_{turb id} = \eta_{turb} \dot{m} (h_3 - h_{4is}) \quad (5.9)$$

e sapendo che

$$P_{turb} = \dot{m} (h_3 - h_4) \quad (5.10)$$

si ricava l'entalpia del punto 4 tramite:

$$h_4 = h_3 - \eta_t (h_3 - h_{4is}) \quad (5.11)$$

Nota entalpia e pressione di condensazione si ricavano temperatura ed entropia del punto 4.

Processo 4-1: condensazione

In modo analogo a quanto fatto all'evaporatore, si calcola il punto g conoscendo la pressione di condensazione e sapendo che il fluido si trova in condizioni di vapore saturo (titolo unitario):

dall'imposizione del pinch point è quindi possibile calcolare la temperatura T_{p_r} in modo da spezzare il bilancio al condensatore in due equazioni:

$$\dot{m}_p c p_p (T_{p_r} - T_{p_i}) = \dot{m} (h_g - h_1) \quad (5.12)$$

$$\dot{m}_p c p_p (T_{p_{out}} - T_{p_i}) = \dot{m} (h_4 - h_1) = Q_{cond} \quad (5.13)$$

Le uniche incognite di questo sistema sono la portata e la temperatura d'uscita dell'acqua di raffreddamento, ed è quindi possibile ricavarle tramite:

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{m} (h_g - h_1)}{c p_p (T_{p_r} - T_{p_i})} \quad (5.14)$$

$$T_{p_{out}} = T_{p_i} + \frac{\dot{m} (h_4 - h_1)}{\dot{m}_p c p_p} \quad (5.15)$$

A questo punto tutti i punti del ciclo sono noti. È possibile quindi andare a calcolare i principali parametri indicatori del ciclo.

La potenza netta sarà data da:

$$P_{net} = P_{turb} - P_{pump} \quad (5.16)$$

e il rendimento termico del ciclo vale:

$$\eta_{th} = \frac{P_{net}}{Q_{ev}} \quad (5.17)$$

Si è considerato di avere sempre fluido surriscaldato all'uscita dell'espansore. Per questo si è calcolato X_4 , un parametro adimensionale di controllo dato da:

$$X_4 = \frac{h_4 - h_1}{h_g - h_1} \quad (5.18)$$

che dovrà essere sempre maggiore dell'unità.

Per il calcolo del rendimento globale del ciclo e dell'efficienza di recupero si ritengano valide le formule 2.8 e 2.9 introdotte in precedenza nel paragrafo 2.3.

5.2 Costruzione del ciclo in ambiente Matlab/Simulink

5.2.1 Programmi utilizzati

Si è ricostruito il ciclo termodinamico in esame tramite l'ausilio del codice Matlab (versione 2012b) e dell'ambiente Simulink, in modo da analizzare il comportamento del sistema ORC al variare delle condizioni operative in cui è posto.

Matlab® è un linguaggio di alto livello e un ambiente interattivo per il calcolo numerico, l'analisi e la visualizzazione dei dati e la programmazione e consente di sviluppare di algoritmi e creare modelli e applicazioni.

Uno dei toolbox di Matlab è Simulink®: un ambiente grafico per la simulazione multidominio e il Model-Based Design.

Simulink offre un editor grafico, librerie di blocchi personalizzabili e solutori per la modellazione e la simulazione di sistemi dinamici. È integrato con Matlab e ciò consente di incorporare gli algoritmi Matlab nei modelli e viceversa di esportare i risultati delle simulazioni in Matlab per ulteriori analisi.

Per il calcolo delle caratteristiche termodinamiche del fluido nei vari punti del ciclo si è utilizzato Refprop 9.0.

REFPROP è l'acronimo di “REfERENCE fluid PROPERTIES” (proprietà dei fluidi di riferimento) ed è un programma sviluppato dal National Institute of Standards and Technology (NIST), un'agenzia federale del governo degli Stati Uniti.

REFPROP fornisce tabelle e grafici delle proprietà termodinamiche e di trasporto dei fluidi e delle loro miscele più importanti a livello industriale, focalizzandosi soprattutto sui refrigeranti e gli idrocarburi.

È possibile interfacciare questo software con altri programmi come fogli di calcolo Excel o applicazioni di Visual Basic; in questo lavoro di tesi è stato utilizzato all'interno del codice Matlab mediante la function “refpropm”.

In particolare la stringa per richiamare questa function nella command window o in un editor di Matlab è così strutturata:

```
result=refpropm(prop_req, spec1, value1, spec2, value2, substance1);
```

dove

- “result” è il nome che si assegna alla variabile che si vuole calcolare (es. p_2 , T_3 , h_{2is} etc..);
- “prop_req” è il tipo di proprietà che si vuole calcolare. Ogni proprietà è rappresentata da un carattere es. H per entalpia, S per entropia ecc.. (vedi appendice per la lista completa);
- “spec1” è la stringa che specifica la proprietà 1 (a scelta tra T, P, H, D...);
- “value1” è il valore numerico della proprietà “spec1”, l'unità di misura deve essere coerente con quelle indicate nella function (vedi appendice);
- “spec2” è la seconda proprietà (a scelta tra P, D, H, S, U o Q...);
- “value2” è il valore numerico della proprietà spec2;
- “substance1” il nome del fluido per cui si effettua il calcolo (es. 'R134a'). Per le miscele oltre al nome va indicato “.mix” (es R407C.mix).

5.2.2 File Matlab “ingressi”

Si è costruito un file editor “ingressi” in cui vengono fissati gli input del sistema ORC che si vuole simulare tramite il modello Simulink.

In primo luogo si inserisce il nome del fluido di lavoro per cui si vogliono effettuare i calcoli (variabile “fluid”). Poiché Simulink non supporta dati non numerici come input, si è creato una variabile aggiuntiva “g” corrispondente al valore in codice ASCII delle lettere costituenti il nome del fluido; sarà questa variabile che verrà poi richiamata all'interno del modello Simulink.

```
fluid=('R134a');  
g=uint8(fluid);
```

Per esempio nel caso del fluido R134a, il vettore g risulterà così definito:

```
g=[ 114 49 51 52 97].
```

Vengono poi definiti gli altri dati fissati del problema: caratteristiche della sorgente e del serbatoio, pressione di evaporazione, temperatura ambiente, rendimenti isoentropici delle macchine.

Si inserisce inoltre il calcolo delle temperature T1 e T3 a partire dal valore del DTa fissato, mentre da quello del DTpp si calcolano le due temperature Tpr e Tsr e le caratteristiche del punto f.

```
%approach point
T1=DTa+Tp_i; %condensatore
T3=Ts_i-DTa; %evaporatore

%pinch point
Tpr=T1-DTpp; %condensatore
Tf=refpropm('T','P',p_ev, 'Q', 0,fluid);
hf=refpropm('H','P',p_ev, 'Q', 0,fluid);
Tsr=Tf+DTpp; %evaporatore
```

A questo punto si inserisce la chiamata del modello creato in Simulink “orc” (vedi paragrafo successivo) tramite il comando “sim”:

```
sim('orc');
```

Infine si aggiungono il calcolo di altri parametri (come il rendimento del ciclo di Carnot o gli altri riferimenti ideali introdotti nel paragrafo 2.3) e un controllo sul parametro X4 (calcolato all'interno del modello Simulink) che restituisce un messaggio sulla Command Window di Matlab nel caso X4 sia inferiore a 1. In questo modo si vuole indicare che in questo modello non è considerato il caso in cui all'uscita dall'espansore si ha compresenza di vapore e liquido, ma solo quello in cui si ha vapore surriscaldato.

```
%controllo X4
if (X4<1 )
    disp('X4<1') ;
end
```

Per il listato completo del file “ingressi” per il modello Simulink del ciclo fare riferimento all'Appendice C.

5.2.3 Modello Simulink

In questa sezione si descrive come è stato ricostruito il ciclo ORC in ambiente Simulink, specificando i blocchi che si sono utilizzati e tra parentesi in che categoria della libreria (Library Browser) è possibile trovarli.

Il modello Simulink è costruito in modo da leggere i dati fissati dall'editor Matlab descritto nel paragrafo precedente ed eseguire i calcoli necessari per risolvere il ciclo termodinamico.

La Figura 5.2 offre una visione d'insieme del modello, specificando la funzione dei calcoli effettuati nelle varie zone del piano di lavoro di Simulink.

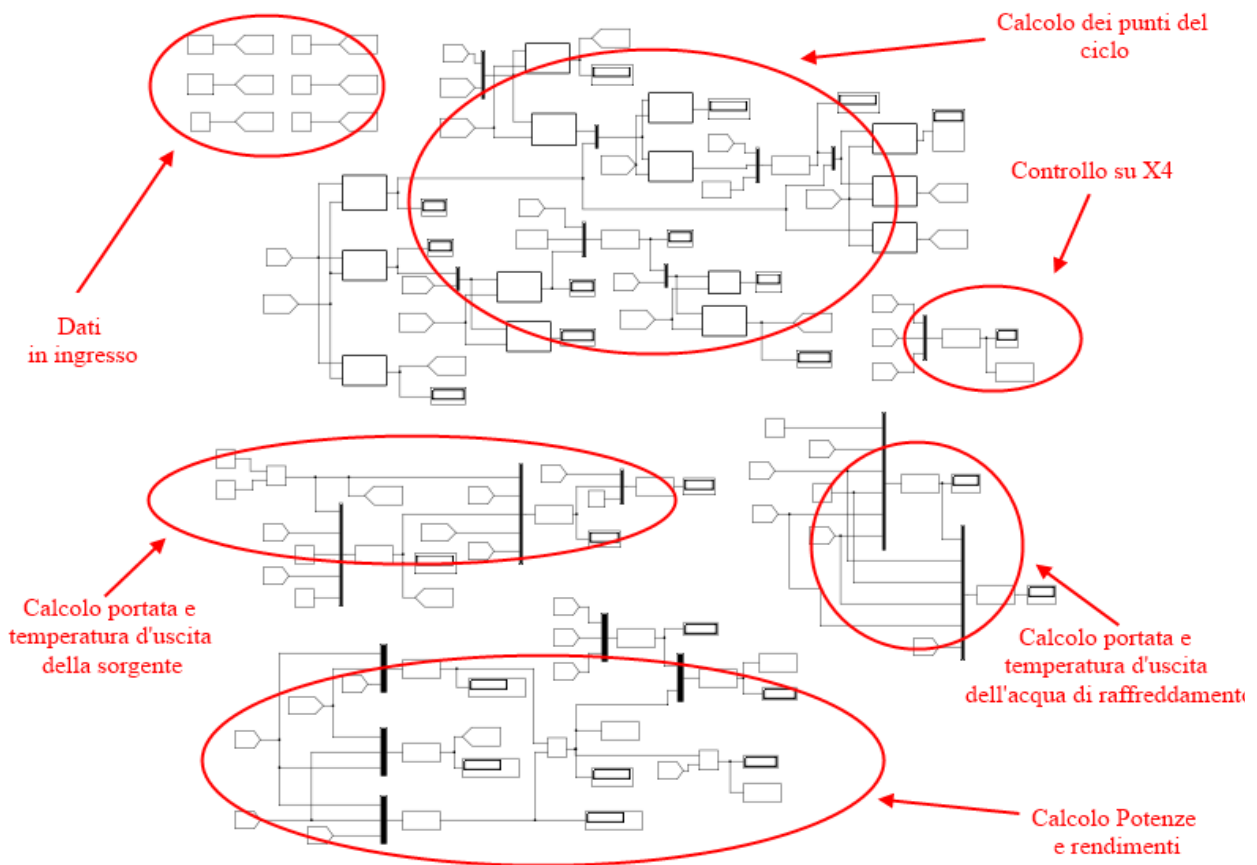


Figura 5.2: Modello Simulink, Legenda.

I dati in ingresso fissati nel file “ingressi” (vedi File Matlab “ingressi”) vengono letti nel modello Simulink tramite blocchi Constant (in Library Browser, Sources) in cui nel campo “Constant value” viene inserito il nome della variabile salvata nel Workspace di Matlab anziché un valore numerico specifico.

Lettura input

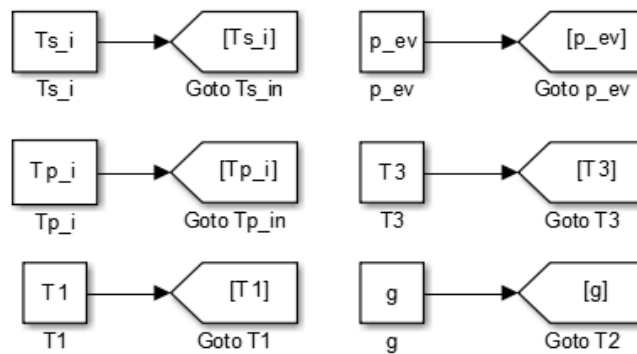


Figura 5.3: Lettura dei dati in ingresso

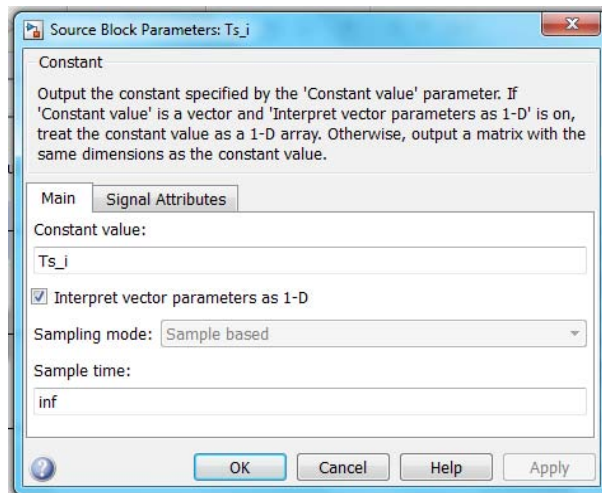


Figura 5.4: Impostazione di un blocco Constant con il nome della variabile generica

In questo modo il modello Simulink può essere utilizzato per effettuare i calcoli per qualsiasi set di dati in ingresso andando a variarli agevolmente dal file “ingressi” e senza dovere agire sui blocchi. I blocchi “Constant” sono stati collegati ognuno ad un blocco “Goto” (in Library Browser, Sinks), che a sua volta invia il segnale ai corrispondenti blocchi “From” (Library Browser, Sources) all'interno del modello.

Ogni blocco “From” infatti richiama un determinato blocco “Goto” tramite un sistema di etichette (tag) che il programmatore assegna, in questo modo il modello risulta meno fitto, senza troppe connessioni tra blocchi che si intersecano tra loro.



Figura 5.5: Esempio di blocco Goto richiamato da più blocchi From nel modello

Per il calcolo dei punti si è seguito l'ordine introdotto nel paragrafo Equazioni del modello termodinamico dove è descritto il modello termodinamico adottato.

Si utilizzano i blocchi “Matlab function” (in Library Browser, User-Defined functions) per il calcolo di ogni entalpia, entropia e temperatura tramite il comando “refpropm”.

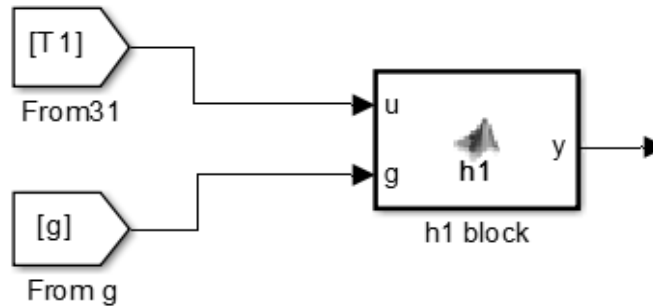


Figura 5.6: Esempio “Blocco Matlab” Function, calcolo dell'entalpia del punto 1

All'ingresso del blocco si hanno i dati noti (“u”) e l'informazione sul fluido di lavoro in formato ASCII (“g”) per il calcolo della proprietà “y” (h1 nell'esempio).

In Figura 5.6, “u” è un segnale ad un solo componente (la temperatura), poiché per il punto 1 l'altra informazione nota è il titolo nullo (condizione di liquido saturo); per altri punti “u” è un segnale a due componenti e quindi il blocco “Matlab Function” sarà preceduto da un blocco “Mux” (in Library Browser, Signal Routing). Si ha un esempio di ciò in Figura 5.7, dove i dati necessari per il calcolo dell'entalpia del punto 3 sono temperatura e pressione.

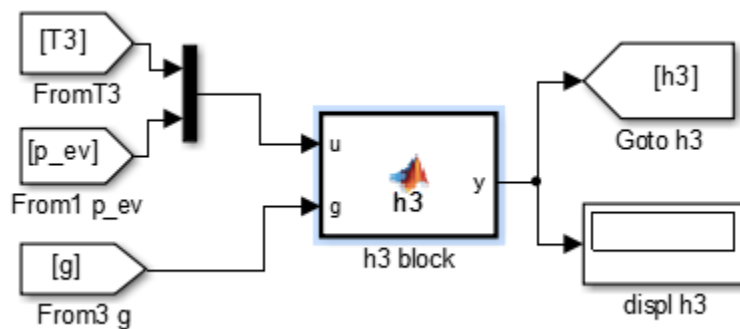


Figura 5.7: Esempio Blocco “Matlab Function”, calcolo entalpia punto 3

All'interno di ogni blocco “Matlab Function” si assegna alla function “y” il nome del parametro da calcolare (h1 nell'esempio), si specifica da che variabili dipende (“u” e “g”) e la si inizializza assegnandole un valore nullo.

```
function y = h1(u,g)
%#codegen
y=0;
```

Tramite il comando “char”, si converte di nuovo la stringa relativa al fluido da formato ASCII (“g”) a caratteri alfa-numerici (“f”). Il nome del fluido è contenuto all'interno di questo vettore in colonna, ma per poterlo utilizzare all'interno del comando “refpropm” è necessario che il nome sia scritto in riga.

Si è fatta quindi una trasposizione di “f” mediante il comando “reshape”: il vettore b contiene le componenti di f, ma scritte in un'unica riga e con un numero di colonne pari al numero di righe del vettore “x” (dimensione di “f”).

```
f=char(g);
%leggo la dimensione del vettore colonna f
x=size(f);
%creo il vettore riga b
b=reshape(f,1,x(1));
```

Infine si calcola la proprietà voluta richiamando il comando “refpropm”.
Ad esempio nel caso di segnale “u” ad una componente si avrà:

```
y=refpropm('H', 'T', u, 'Q', 0, b);
```

Mentre, nel caso di vettore a due componenti, si specifica a che componente di “u” ci si riferisce:

```
y = refpropm('H', 'T', u(1), 'P', u(2), b);
```

Per il calcolo del punto 2 all'uscita dalla pompa si è utilizzato un blocco “Function” (in Library Browser, User-Defined functions) preceduto da un “Mux” che permette di creare un segnale “u” in ingresso alla function composto da tre componenti (nell'ordine h_1 , η_{pump} , $h_{2\text{is}}$).

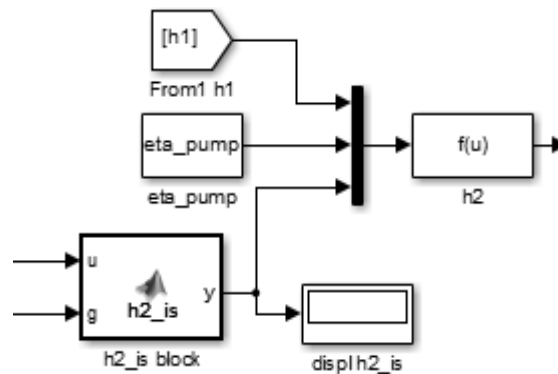


Figura 5.8: Pompa, Blocco “Function” per il calcolo dell'entalpia in 2

Si è poi inserita la formula all'interno del blocco “Function” per il calcolo dell'entalpia del punto 2 riferendosi all'equazione (5.4):

$$f(u) = \frac{(u(3) - u(1))}{u(2)} + u(1) \quad (5.19)$$

Analogamente, all'uscita dell'espansore si sono utilizzati un blocco “Mux” e un blocco “Function” per il calcolo dell'entalpia del punto 4 secondo la (5.11).

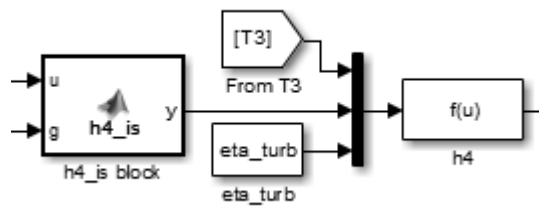


Figura 5.9: Espansore, blocco "Function" per il calcolo dell'entalpia nel punto 4

La formula inserita è:

$$f(u) = u(1) - u(3)(u(1) - u(2)) \quad (5.20)$$

Per il calcolo del parametro X4, si sono richiamate le informazioni necessarie in ingresso (h_4 , h_g , h_l) tramite dei blocchi "From" (Figura 5.10).

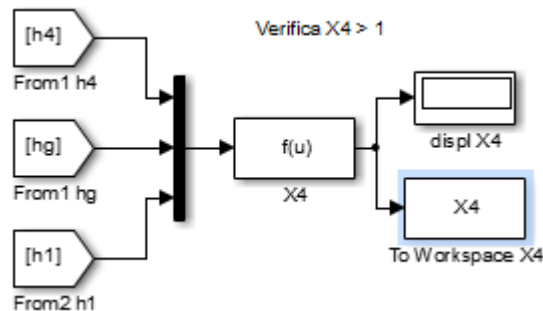


Figura 5.10: Calcolo del parametro X4

Il blocco "Function" viene impostato seguendo l'equazione (5.18) inserendo la formula:

$$f(u) = \frac{(u(1) - u(3))}{(u(2) - u(3))} \quad (5.21)$$

e tramite il blocco "ToWorkspace" (in Library Browser, Sinks) si fa in modo che il valore numerico sia inviato al Workspace di Matlab in modo che possa essere letto dal controllo al termine del file "ingressi" (vedi paragrafo 5.2.2).

Si imposta ora la sezione per il calcolo della portata di fluido di lavoro circolante nel ciclo e della temperatura d'uscita dei fumi dopo lo scambio di calore all'evaporatore.

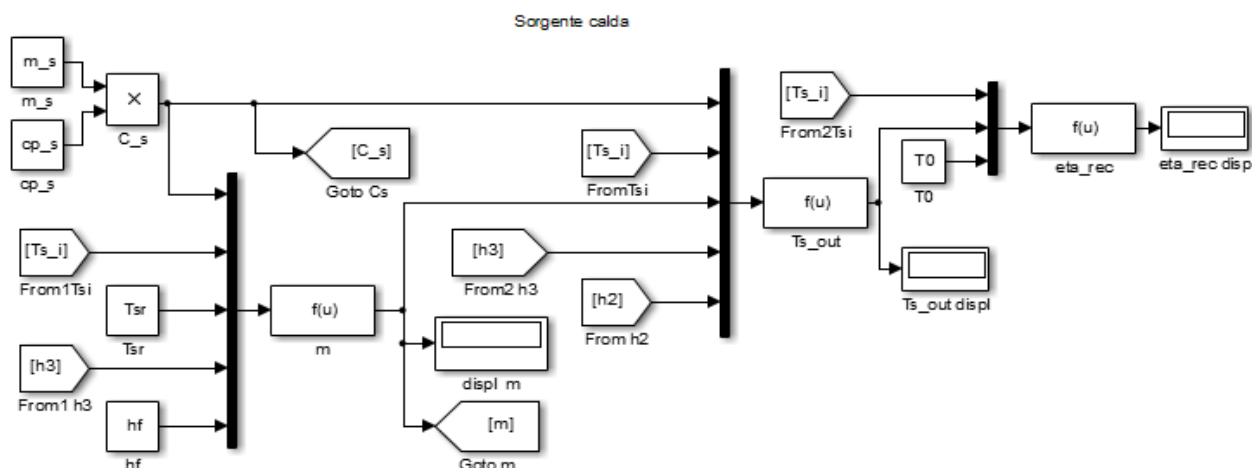


Figura 5.11: Calcolo della portata di fluido e della temperatura d'uscita dei fumi

Per il calcolo della portata di fluido di lavoro secondo la (5.7), si imposta un blocco “Function” inserendo la formula:

$$f(u) = u(1) \frac{(u(2) - u(3))}{(u(4) - u(5))} \quad (5.22)$$

e per la temperatura d'uscita fumi (5.8):

$$f(u) = u(2) - u(3) \frac{(u(4) - u(5))}{u(1)} \quad (5.23)$$

Si inserisce inoltre il calcolo per l'efficienza di recupero secondo (2.9) richiamando tramite un blocco “Constant” la temperatura ambiente T_0 definita nel file “ingressi” e impostando un blocco “Function” :

$$f(u) = \frac{(u(1) - u(2))}{(u(1) - u(3))} \quad (5.24)$$

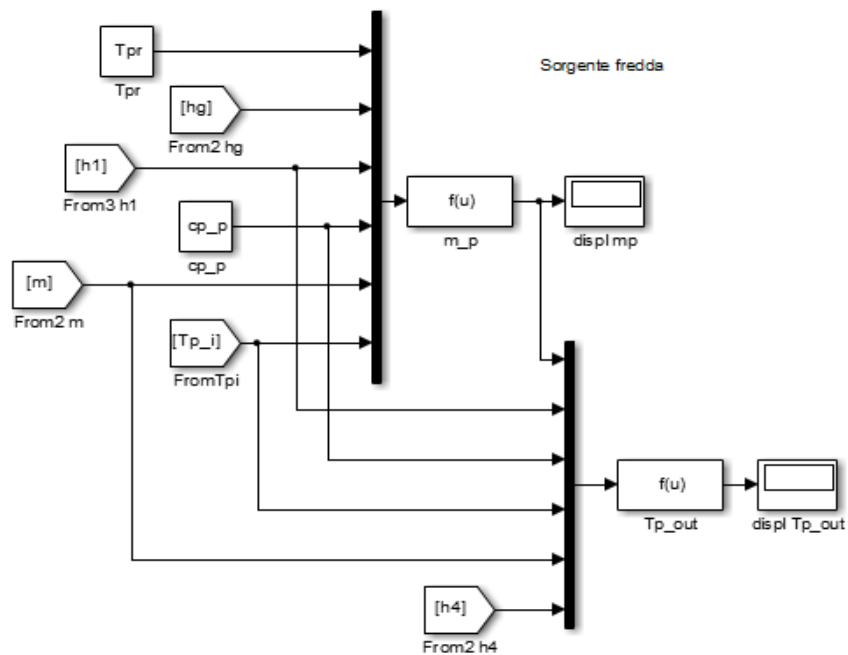


Figura 5.12: Calcolo della portata e della temperatura d'uscita dell'acqua di raffreddamento

Si richiama il valore della temperatura T_{pr} e del calore specifico (“ cp_p ”) tramite blocchi “Constant”, il resto dei dati viene richiamato tramite blocchi “From”. La formula inserita nel blocco “Function” per il calcolo della portata d'acqua di raffreddamento segue la (5.14) è:

$$f(u) = \frac{u(5)(u(2) - u(3))}{u(4)(u(1) - u(6))} \quad (5.25)$$

mentre per la temperatura d'uscita dell'acqua di raffreddamento (5.15) vale:

$$f(u) = u(4) + \frac{u(5)(u(6) - u(2))}{u(1)u(2)} \quad (5.26)$$

Infine nella parte inferiore del modello si sono inseriti i calcoli per le potenze, il rendimento di ciclo e il parametro “a”.

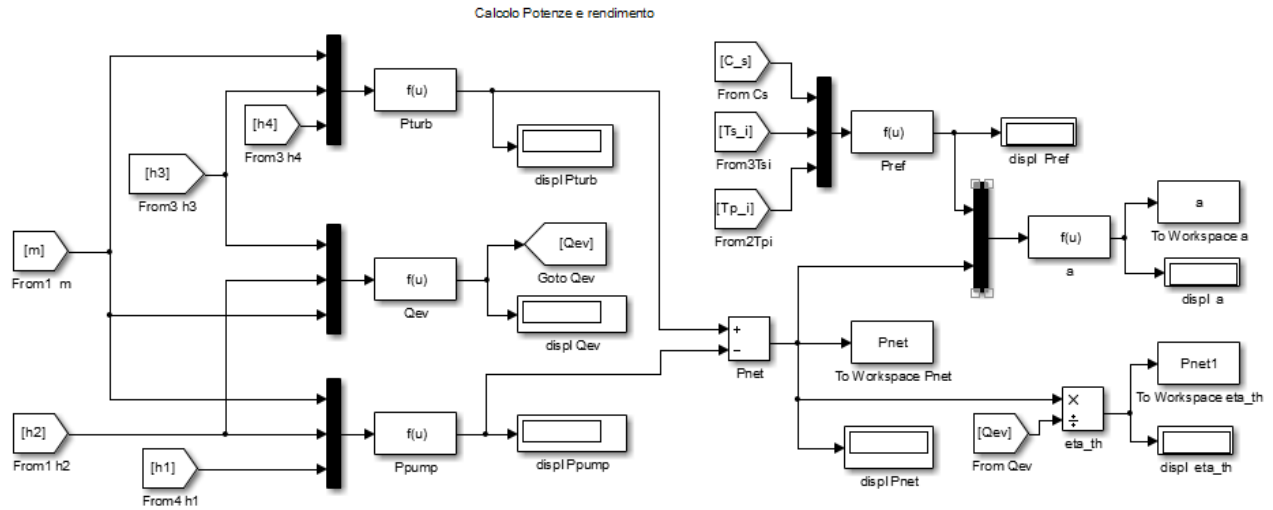


Figura 5.13: Calcolo di potenze, rendimento e parametro "a"

Si impostano blocchi “Function” inserendo le seguenti formule:

- potenza alla turbina (5.10):

$$f(u) = u(1)(u(2) - u(3)) \quad (5.27)$$

- calore assorbito all'evaporatore(5.6):

$$f(u) = (u(1) - u(2))u(3) \quad (5.28)$$

- potenza alla pompa (5.3):

$$f(u) = u(1)(u(2) - u(3)) \quad (5.29)$$

- potenza di riferimento (6.6):

$$f(u) = u(1)(u(2) - u(3)) \left(1 - \frac{u(3)}{u(2)}\right) \quad (5.30)$$

- parametro “a” (6.5):

$$f(u) = \frac{(u(1) - u(2))}{u(1)} \quad (5.31)$$

Si ricava la potenza netta tramite un blocco “Add” (Library Browser, Math Operations) e il rendimento termico tramite un blocco “Divide” (Library Browser, Math Operations). Il parametro “a” viene inviato al Workspace di Matlab.

Capitolo 6: Ottimizzazione

6.1 Analisi bibliografica

Hettiarachchia et al.[35], presentano un'ottimizzazione dei parametri di un ciclo da 10 MWe lordi con sorgente di calore sotto forma di acqua geotermica a temperatura variabile da 70 a 90 °C.

I fluidi considerati sono Ammonia, PF5050, R123, n-pentano e come funzione obiettivo si utilizza il rapporto tra l'area totale per lo scambio termico e la potenza netta.

I risultati indicano che l'ammonia restituisce il minimo valore della funzione obiettivo ma non il maggiore rendimento del ciclo. Inoltre essendo un fluido bagnato, si ha liquido a fine espansione e necessita di pressioni di evaporazione molto alte.

Tra gli altri fluidi R123 e n-pentano restituiscono migliori performance (rendimenti rispettivamente di 9,8% e 9,9%) rispetto il PF5050 (7,8%).

Dai et al.[36], conducono un'ottimizzazione tramite algoritmo genetico dove l'indice di performance considerato è il rendimento exergetico e si agisce su pressione e temperatura all'ingresso della turbina.

La sorgente considerata è un flusso di fumi a 145°C con una portata di 15,951 kg/s.

In figura si ha la potenza netta risultante al variare della temperatura d'ingresso alla turbina e alla pressione ottimale per 10 fluidi diversi.

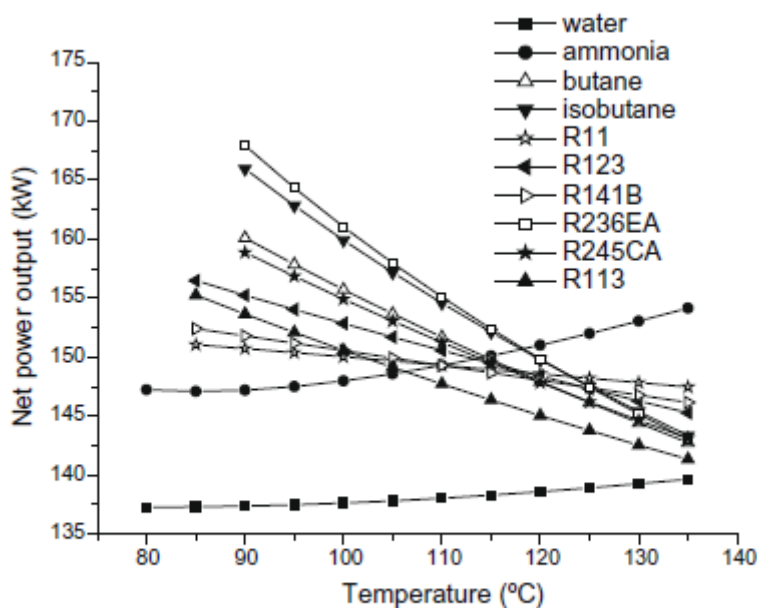


Figura 6.1: Risultati per [36]

I risultati sono mostrati in Figura 6.1 il fluido R236ea mostra il rendimento migliore e la minore temperatura d'uscita dei fumi.

Lemort et al.[37] , effettuano test per un prototipo di ORC alimentato da due flussi di aria calda con una temperatura che varia tra 150°C e 200°C.

Si esegue un'ottimizzazione per HFE7000, R245fa, Novec649, R123 e R134a per la ricerca della pressione di evaporazione che massimizza il rendimento globale del sistema ORC e recupero di calore.

Dai risultati ottenuti si effettua una prima scrematura tra i fluidi investigati e si va ad effettuare prove sperimentali su R245fa e HFE7000.

I risultati mostrano che i due fluidi hanno simile efficienza di recupero, ma l'R245fa mostra un rendimento globale maggiore per questi intervalli di temperatura della sorgente.

Quoilin et al.[38] , propongono un modello per un ORC che utilizza un espansore scroll senza lubrificazione e R245fa come fluido di lavoro. Per massimizzare il recupero di calore le condizioni operative dell'ORC devono essere costantemente adattate alla temperatura e alla portata della sorgente considerate variabili nel tempo.

Si propongono due modelli:

- uno statico e per la ricerca delle condizioni ottimali di lavoro per una ampia scelta di sorgenti e pozzi;
- uno dinamico per elaborare una strategia di controllo nel caso di sorgenti variabili

Si confrontano tre tipi di strategia di controllo: a temperatura di evaporazione costante, a temperatura di evaporazione ottimale per le condizioni di lavoro attuali, a velocità di rotazione della pompa basata su quella dell'espansore. Nel secondo caso si ottengono migliori risultati con un'efficienza di recupero del calore di scarto del 6,6%.

Quoilin et al.[39], effettuano la scelta del fluido con criterio termo-economico (minimo costo specifico del sistema €/kW) e con criterio termodinamico (massimo rendimento di ciclo).

I risultati mostrano che le condizioni operative che massimizzano la potenza prodotta non corrispondono con quelle per cui risulta un minimo costo specifico d'investimento. In particolare l'ordine di importanza per la scelta dei fluidi risulta essere R245fa, R123, n-butano, n-pentano e R1234yf e Solkatherm secondo il criterio termodinamico, n-butano, n-pentano, SES36, R245fa, R123, HFE7000, R134a e R1234yf secondo il criterio termo-economico.

Maaloufa et al.[40] , affermano che tre sono i parametri che possono essere ottimizzati per un sistema ORC in modo da ridurre il consumo degli ausiliari:

- la pressione di condensazione da cui dipende il consumo elettrico degli ausiliari usati per l'acqua di raffreddamento al condensatore;
- il surriscaldamento alla caldaia: l'aumento del quale porta ad un calo del rendimento globale del ciclo, ma anche a un calo della portata del fluido di lavoro e dell'acqua di raffreddamento (e quindi alla potenza elettrica degli ausiliari);
- la pressione di evaporazione.

Si investiga l'effetto degli ausiliari sulla scelta del fluido introducendo la possibilità di utilizzare una miscela anziché un fluido puro. Considerando come sorgente un flusso d'aria a 110°C, i risultati mostrano che l'utilizzo di una miscela di R1234yf e R245fa aumenta del 46% il rendimento globale del ciclo rispetto il funzionamento con fluido puro R1234yf

Wang et al.[41], presentano un'ottimizzazione multi-obiettivo condotta considerando l'area di scambio termico per unità di potenza prodotta e l'efficienza di recupero al variare delle pressioni di evaporazione e condensazione, del tipo di fluido e della velocità dell'acqua di raffreddamento nei tubi.

La funzione obiettivo risulta minima per il fluido R123, che viene quindi indicato come la migliore scelta per temperature della sorgente sotto i 180°C.

Bracco et al.[42], propongono un modello termodinamico e la sua convalida per un ciclo funzionante a R245fa.

In seguito conducono test sulla macchina variando velocità di rotazione della pompa (e quindi la portata volumetrica di fluido), la temperatura del fluido all'uscita della caldaia e la resistenza del

carico elettrico (e quindi il momento torcente applicato all'espansore) analizzando gli andamenti degli indici di performance (rendimento isoentropico e elettrico).

Khennich et al.[43] , ricavano i valori di pressione di evaporazione e gli intervalli di temperatura che:

- massimizzano il rendimento termico del sistema;
- minimizzano l'exergia distrutta totale (a dimensionale);
- minimizzano il prodotto KA degli scambiatori;
- minimizzano un parametro legato alla taglia dell'espansore.

Si considerano due fluidi (R134a e R141b), tre temperature della sorgente e valori fissati di potenza. In generale risulta che i valori dei parametri che massimizzano il rendimento sono molto simili a quelli che minimizzano la distruzione d'exergia, ma sono molto diversi da quelli che minimizzano le altre due funzioni obiettivo.

Inoltre i valori che minimizzano il parametro KA danno come risultato un valore del parametro di taglia non troppo diverso dal minimo, viceversa i parametri che minimizzano la taglia dell'espansore restituiscono valori KA troppo elevati.

Wang et al.[44], utilizzano un algoritmo di ottimizzazione genetico per investigare gli effetti della pressione e della temperatura all'ingresso dell'espansore e le differenze di temperatura di pinch e approach point sull'output di potenza e sulle superfici di scambio termico.

La funzione obiettivo da massimizzare il rapporto tra la potenza netta e l'area di scambio termico totale.

I fluidi considerati sono R123, R245fa e isobutano e si fa variare la temperatura all'ingresso della turbina tra i 70°C e 140°C. I parametri ottimali sono dati in Tabella 6.1.

Tabella 6.1: Risultati per [44]

	R123	R24fa	Isobutano
p_{ev} [bar]	9,65	14,45	23,74
T_3 [°C]	110,02	123,07	123,01
P_{net} [kW]	50,54	55,31	49,88
P_{net}/A^* [kW/m²]	5,129	5,328	5,339

* area di scambio termico totale (evaporatore+ condensatore)

Si nota come R245fa e R123 restituiscano maggiori potenze, ma richiedano anche maggiori aree di scambio rispetto l'isobutano.

6.2 Metodi moderni di ottimizzazione

Un problema di ottimizzazione in genere si riconduce alla minimizzazione (o massimizzazione) di una funzione definita dall'utente in base ad un criterio che misura le prestazioni della configurazione analizzata in termini di distanza dalla soluzione ottimale.

In generale un problema di ottimizzazione può essere descritto come

$$\min F(X)$$

$$X = (x_1; x_2; \dots; x_n)$$

$$x_{imin} < x_i < x_{imax} \quad i=1, \dots, n \quad (6.1)$$

dove X è il vettore delle n variabili da essere ottimizzate al fine che la funzione obiettivo F assuma valore minimo e $x_{i \min}$ e $x_{i \max}$ rappresentano gli intervalli ai quali le variabili appartengono.

In letteratura si possono trovare numerosi esempi di ottimizzatori che assolvono a questo compito e possono però essere ricondotti a due principali categorie: algoritmi deterministici e stocastici. Al primo insieme appartengono tecniche quali il Gradiente Coniugato (Conjugate Gradient, CG) che richiedono la continuità della funzione obiettivo per poter calcolare gradienti o Hessiani ed individuare il minimo/massimo. Tali metodi corrono il rischio di rimanere bloccati in minimi locali della funzione e i risultati sono fortemente dipendenti dal punto iniziale di ricerca.

Negli ultimi anni sono stati sviluppati alcuni metodi di ottimizzazione concettualmente diversi dalle tradizionali tecniche di programmazione matematiche e stanno acquistando popolarità per la soluzione di problemi ingegneristici complessi.

Essi sono in grado di evitare la stagnazione in minimi/massimi locali e non richiedono la differenziabilità e continuità della funzione obiettivo.

I metodi stocastici sono stati ideati basandosi su certe caratteristiche comportamentali proprie di alcuni sistemi biologici, molecolari o neurobiologici.

I più comuni sono:

- algoritmi genetici: basati su principi di genetica e selezione naturale;
- ricottura simulata (simulated annealing), che si basa su un'analogia con il processo fisico di tempra dei solidi in particolare sul concetto di progressivo riscaldamento e successivo raffreddamento in modo da raggiungere uno stato di equilibrio termico caratterizzato da un valore dell'energia interna minima;
- ottimizzazione a sciame (particle swam optimization), basata sul comportamento di una colonia di esseri viventi come sciami di insetti, stormi di uccelli, branchi di pesci;
- ottimizzazione a colonia di formiche, basato sul comportamento cooperativo di questi insetti, che permettono loro di trovare la strada più breve dal nido al cibo,
- ottimizzazione fuzzy (fuzzy optimizations methods), sviluppata per soluzione di problemi in cui la funzione obiettivo i vincoli e i dati sono noti solo in modo vago o linguistico;
- metodi basati sulle reti neurali, in cui il problema è modellato in una rete con vari neuroni e la rete è allenata in modo da risolvere il problema nel modo più efficiente.

6.3 Algoritmo di ottimizzazione a sciame PSO (Particle Swam Optimization)

L'ottimizzazione a sciame è un algoritmo proposto da Kennedy e Eberhart nel 1995 che si ispira al comportamento di animali che vivono in gruppi (sciami di insetti, branchi di pesci, stormi di uccelli etc) e riconosce come aspetto fondante la collaborazione tra gli individui, anziché la competizione e supremazia del più forte come avviene nel caso del GA.

Nella Particle Swarm Optimization (PSO), ogni soluzione al problema di minimizzazione della funzione di fitness è rappresentato da una particella (o agente) libera di muoversi all'interno di uno spazio multidimensionale che definisce l'insieme di tutte le possibili soluzioni considerate.

Ogni dimensione di questo spazio infatti rappresenta un parametro del design oggetto di ottimizzazione.

Durante la loro ricerca della miglior posizione all'interno dello spazio delle soluzioni, le particelle cambiano nel tempo la propria collocazione e velocità di movimento nel dominio multidimensionale, in accordo, non solo con le informazioni in loro possesso circa la posizione migliore fino ad allora individuata, ma anche in base a quelle trovate dalle altre particelle. Ne risulta che il singolo elemento dello sciame è stocasticamente attratto sia verso la posizione migliore che egli stesso ha localizzato, sia dalla migliore posizione scoperta dagli altri appartenenti allo sciame.

Seguendo il modello comportamentale dello sciame, si individuano tre regole che ogni singolo elemento dovrà seguire:

- separazione: si evitano gli spazi “affollati”, ovvero si mantiene ad una distanza minima dai vicini (short range repulsion);
- allineamento: ci si muove seguendo la direzione media mantenuta dai vicini;
- coesione: il gruppo non deve disperdersi, ovvero ci si dirige verso la posizione media dei vicini(long range attraction).

Il PSO viene sviluppato seguendo il seguente iter:

1. quando una particella localizza un buon valore della funzione obiettivo (cibo) trasmette l'informazione alle altre particelle;
2. le altre particelle gravitano verso questo valore senza dirigersi direttamente;
3. ogni particella mantiene una componente di pensiero indipendente da quello delle altre e ha “memoria” delle proprie decisioni passate.

Fasi in un algoritmo a sciame (Flow chart)

Inizializzazione

Si assume la dimensione dello sciame ovvero la numerosità della popolazione.

Con uno sciame meno popolato si riduce il numero di volte che la funzione dovrà essere valutata ad ogni iterazione. Ma minore è il numero delle particelle maggiore sarà il numero delle iterazioni necessarie a raggiungere la soluzione. In genere una popolazione di 20-30 individui rappresenta un buon compromesso. Noto il numero delle particelle si assumono posizioni individuali (x_i) di partenza casuali e velocità (v_i) inizialmente nulle.

Le posizioni delle particelle vengono solitamente inizializzate in modo tale da coprire uniformemente lo spazio di ricerca poiché l'efficienza è influenzata dalla diversità dello sciame iniziale e dalla qualità della distribuzione delle particelle nello spazio.

Iterazioni

Per ogni particella viene calcolato il valore della funzione obiettivo (f_i) e lo si confronta con quelli trovati nelle iterazioni precedenti: se risulta una soluzione “migliore” (ovvero un valore minore rispetto tutte le altre iterazioni) esso viene considerato come il nuovo personal best (p_i) della particella in esame.

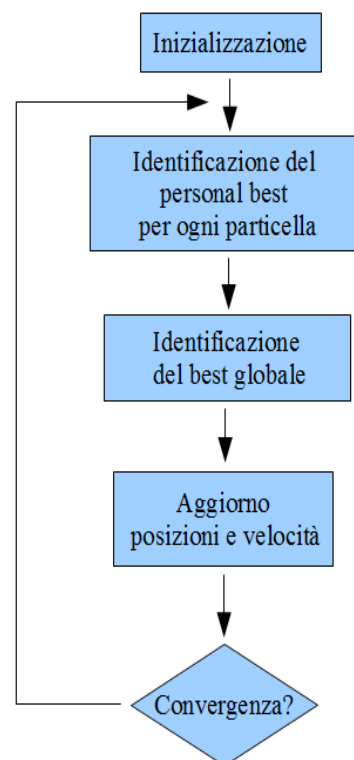


Figura 6.2: Flow chart per un algoritmo a sciame

Una volta che si sono individuati tutti i valori i personal best delle particelle, si assegna al global best (p_g) il valore di p_i più basso.

Si prosegue aggiornando le velocità di ogni particella secondo la formula:

$$v_i(t+1) = w v_i(t) + c_1 u_d [p_i(t) - x_i(t)] + c_2 U_d [p_g(t) - x_i(t)] \quad (6.2)$$

La nuova velocità è data dalla somma di tre componenti che nell'ordine vengono dette:

- componente inerziale; data dalla velocità nell'iterazione precedente $v_i(t)$ ponderata tramite un fattore w detto inerzia. Questo fattore è stato introdotto per limitare le velocità delle particelle ed evitare che la soluzione venga saltata. Valori di inerzia maggiore fanno sì che l'algoritmo tenda ad esplorare globalmente lo spazio dei parametri, valori minori promuovono una ricerca più localizzata. Per avere un equilibrio tra queste due situazioni, si assumono valori di w decrescenti linearmente da 0,9 a 0,4 man mano che le iterazioni procedono;
- componente cognitiva (o locale); tiene conto della differenza tra la posizione della particella all'iterazione considerata con il suo personal best. Il parametro c_1 è detto tasso di apprendimento individuale della particella e in genere viene scelto pari a 2. Il fattore u_d è un numero random compreso tra 0 e 1;
- componente sociale (o globale); tiene conto della differenza tra la posizione della particella all'iterazione considerata rispetto il best globale. Si introduce il fattore c_2 che è detto tasso di apprendimento sociale a cui si associa un valore pari a c_1 o poco superiore ($c_2 = c_1 + a$ con a compreso tra 1 e 1,5). Di nuovo U_d è un fattore random compreso tra 0 e 1.

Nota la velocità all'istante $t+1$, si ricava la nuova posizione della particella tramite:

$$x_i(t+1) = x_i(t) + v_i(t+1) \Delta t \quad (6.3)$$

Controllo convergenza

Se le particelle non convergono ad uno stesso valore della funzione obiettivo, la condizione di convergenza non è soddisfatta e si prosegue con una nuova iterazione utilizzando i valori di posizione e velocità aggiornati.

La condizione di convergenza (o di uscita) è il criterio utilizzato per terminare il processo di ricerca. Esso deve essere imposto in modo da evitare valutazioni inutili della funzione obiettivo così da diminuire la complessità del processo di ricerca e tenendo conto che non si deve avere convergenza prematura con il conseguente ottenimento di una soluzione non ottimale.

Le condizioni di uscita più comuni sono:

1. terminazione dopo un numero massimo di passi, o di valutazioni della funzione;
2. terminazione a soluzione trovata;
3. terminazione dovuta all'impossibilità di avere miglioramenti, dopo un numero fissato di passi.

6.4 Ottimizzazione nel sistema ORC

In questa tesi si è considerato un sistema ORC per il recupero di calore da fumi esausti a bassa temperatura, senza rigenerazione interna e con un leggero grado di surriscaldamento all'uscita del generatore di vapore a recupero.

L'obiettivo primario che ci si è posto è stato massimizzare l'output di potenza quando sono fissate le caratteristiche della sorgente di calore e del pozzo termico.

Inoltre considerando l'equazione (2.8), sostituendo χ secondo (2.9) e ricordando la (5.6) si ricava che:

$$\eta_{rec} = \frac{\dot{m}(h_3 - h_4)}{\dot{m}_s c p_s (T_{s_i} - T_0)} \quad (6.4)$$

Dato che si è assunta una portata e una temperatura in ingresso dei fumi costante si può notare come massimizzare la potenza netta equivalga anche a massimizzare il rendimento globale del sistema.

Poiché l'algoritmo di ottimizzazione considerato lavora alla ricerca di un minimo si è utilizzato come funzione obiettivo un indice “a” così definito:

$$a = \frac{P_{ref} - P_{net}}{P_{ref}} \quad (6.5)$$

dove P_{ref} è la potenza che si otterrebbe da un ciclo ideale di Carnot che funzioni tra le temperature della sorgente e del serbatoio considerate.

$$P_{ref} = Q_C \eta_C = \dot{m}_s c p_s (T_{s_i} - T_{p_i}) \left(1 - \frac{T_{p_i}}{T_{p_{out}}}\right) \quad (6.6)$$

Il parametro “a” esprime quindi la differenza in termini relativi tra la potenza di Carnot e quella netta nel ciclo ORC e minore sarà il suo valore maggiore sarà la potenza prodotta dal ciclo.

Come variabili decisionali si sono scelte la pressione di evaporazione (p_{ev}) e le differenze di temperatura al pinch point (ΔT_{pp}) e all'approach point (ΔT_a) al condensatore e all'evaporatore.

In particolare, per ognuno dei fluidi indicati nel paragrafo 3.3 si sono effettuate tre prove di ottimizzazione diverse:

1. Prova 1: inizialmente si sono considerate solo due variabili ovvero ΔT_a e p_{ev} , mentre il pinch point è stato assunto pari alla metà del ΔT_a . Inoltre non si sono distinti i valori degli approach point, ma si è considerato uno stesso valore all'evaporatore e al condensatore.
2. Prova 2: si lascia libero di variare anche il pinch point, le variabili dunque diventano 3 ΔT_{pp} , ΔT_a , p_{ev} . Di nuovo non si ha distinzione tra approach all'evaporatore o al condensatore.
3. Prova 3: si è infine introdotta la distinzione tra approach all'evaporatore e condensatore. Le variabili considerate diventano 4: ΔT_{pp} , $\Delta T_{a_{ev}}$, $\Delta T_{a_{cond}}$, p_{ev} .

La portata dei fumi è stata scelta in relazione ad un caso reale di portata fumi al camino per una distilleria (18 kg/s), mentre la temperatura T_{s_i} è stata fissata pari a 100°C, valore volutamente esiguo

per investigare il comportamento dell'ORC ai bassi livelli di temperatura. Per la temperatura dell'acqua di raffreddamento si sono fissati 10°C e per quella ambiente 20°C.

In Tabella 6.2 si riassumono i dati fissati e si presentano i valori degli indici di riferimento calcolati secondo i livelli di temperatura considerati.

Tabella 6.2

$\dot{m}_s$ [kg/s]	18
T_{s_i} [°C]	100
T_{p_i} [°C]	10
η_c	24,13%
T_0 [°C]	20
η_{rev}	11,59%
Pref [kW]	394,79

L'algoritmo di ottimizzazione (PSOv46) utilizzato è un programma scritto da terzi in ambiente Matlab in cui il processo viene inizializzato tramite un ipercubo in modo che i valori iniziali siano uniformemente distribuiti all'interno dello sciame.

Ad ogni iterazione fino al raggiungimento del numero di massimo impostato, l'algoritmo di ottimizzazione richiama una function contenente un ciclo “for” per il calcolo tramite il ciclo Simulink della funzione obiettivo “a” per ogni particella.

Al termine di questo processo l'ottimizzatore restituisce il global best trovato e i valori delle variabili per cui lo si è ottenuto.

Per ogni prova di ogni fluido si sono effettuati 15 Run, ovvero 15 prove di ottimizzazione in modo da assicurarsi che il risultato raggiunto fosse effettivamente il minimo valore possibile per la funzione obiettivo.

Si riteneva di aver raggiunto il valore minimo se non si avevano ulteriori variazioni sul global best per almeno una decina di iterazioni: con un numero di particelle pari a 30, si è visto che circa 30-40 iterazioni erano sufficienti per arrivare a convergenza.

Utilizzando il modello Simulink come base per l'ottimizzazione si otteneva un tempo di clock troppo elevato (circa 10 min per ogni Run) con conseguente appesantimento del calcolo.

Si è quindi creata una versione del modello in Matlab con le equazioni strettamente necessarie al calcolo della funzione obiettivo, in questo modo i tempi di calcolo sono diminuiti sensibilmente (10s per ogni Run).

6.5 Limiti di ricerca

I range entro i quali modificare i valori delle variabili ad ogni iterazione venivano inseriti nel corpo del programma dell'ottimizzatore andando a definire due vettori: “ub” (upper boundaries) per i limiti superiori e “lb” (lower boundaries) per i limiti inferiori.

Ogni colonna di questi vettori si riferisce ad una delle variabili del problema di ottimizzazione e nel caso più generale (Prova 3) risultavano così definiti:

```
ub = [DTa_max, pev_max, DTpp_max, DTa_max]; % limiti superiori
lb = [DTa_min, pev_min, DTpp_min, DTa_min]; % limiti inferiori
```

dove la prima colonna è riferita al $\Delta T_{a_{ev}}$, la seconda alla p_{ev} , la terza al ΔT_{pp} e la quarta al $\Delta T_{a_{cond}}$.

La scelta dei limiti di ricerca si è rivelata un punto delicato per la buona riuscita del processo di ottimizzazione ed è stato quindi necessario andare ad impostare i range della variabili in modo da evitare incongruenze all'interno del ciclo considerandone i vincoli fisici come:

- all'ingresso della turbina si deve avere vapore saturo o surriscaldato, mentre all'uscita vapore surriscaldato;
- la pressione di evaporazione deve essere minore della pressione critica poiché si è analizzato il caso di ORC sub-critico;
- negli scambiatori di calore la temperatura del fluido caldo deve essere maggiore di quella del fluido freddo(scambio termico possibile);
- la pressione di evaporazione deve essere superiore alla pressione di condensazione.

Per le differenze di temperatura agli scambiatori si è scelto un range di valori verosimili basati su esperienza ingegneristica.

In particolare si sono fatti variare gli approach point in un range compreso tra 10°C e 25°C mentre i pinch point si sono considerati variabili in un intervallo tra 5°C e 25°C , ad eccezione della prima prova dove erano fissati pari alla metà del valore dell'approach point.

La pressione di evaporazione minima possibile è stata scelta in relazione alla pressione di condensazione massima che si può verificare nel ciclo. In particolare, il limite più stringente si ha quando la pressione di condensazione è calcolata in riferimento alla temperatura del punto 1 massima, ovvero la temperatura che si ha quando è massimo il valore dell'approach point al condensatore.

```
T1_max=Tp_i+DTa_max;
pev_min=refpropm('p','T',T1_max,'Q',0,fluid);
```

Come limite superiore della pressione di evaporazione si è imposto il valore della pressione di saturazione calcolato alla temperatura all'uscita dell'evaporatore (T3).

Poichè anche questa temperatura varia al variare del valore di ΔT_a , si è scelto di riferirsi alla T3 minima possibile (corrispondente al valore massimo di ΔT_a all'evaporatore): in questo modo anche nel caso in cui l'ottimizzatore scelga il valore di p_{ev} massima, per ogni valore di ΔT_a il punto 3 del ciclo appartiene alla zona del vapore. Al limite si ha vapore saturo quando il ΔT_a scelto è quello massimo (Vedi Figura 6.3).

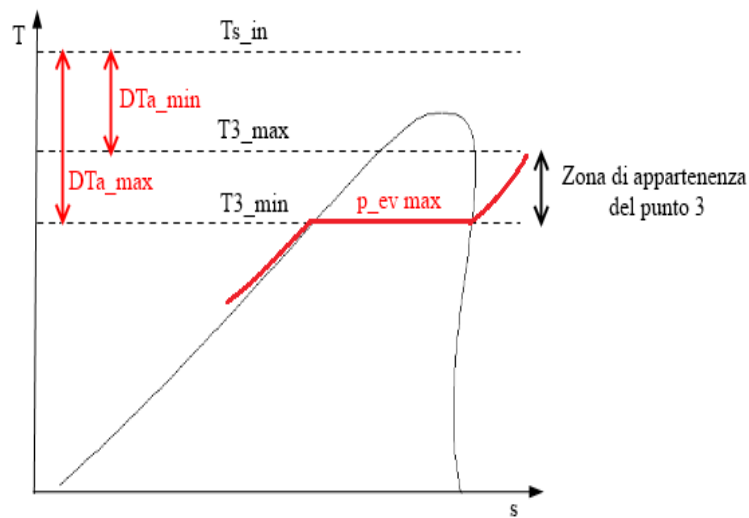


Figura 6.3: Pressione di evaporazione massima scelta in riferimento alla $T3_min$

Viceversa, se il limite della pressione massima fosse calcolato in riferimento alla $T3$ massima possibile (ΔT_a minimo), l'ottimizzatore costruirebbe delle coppie di valori di p_{ev} e ΔT_a tali per cui il punto 3 si troverebbe nella regione del liquido sotto-raffreddato (Vedi Figura 6.4).

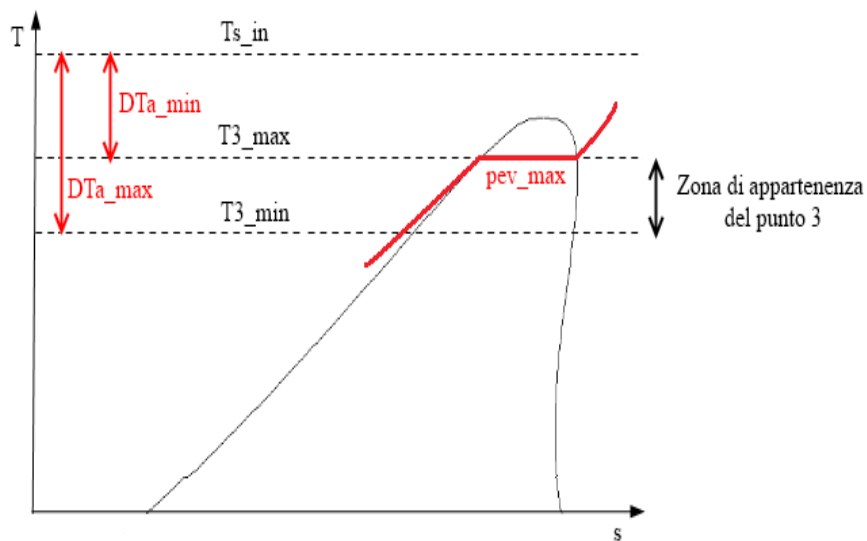


Figura 6.4: Pressione di evaporazione massima scelta in riferimento a $T3_max$

In questo modo i range di variabilità saranno congruenti tra loro e si avrà vapore saturo nel caso di p_{ev_max} e $T3_min$ e vapore surriscaldato in tutti gli altri casi.

6.6 Risultati e discussione

Innanzitutto si fornisce un'analisi dell'influenza delle varie variabili sulle prestazioni del ciclo e in particolar modo sulla potenza generata, andando a considerare i valori ottimali restituiti dall'ottimizzatore. Queste considerazioni sono da ritenersi di validità generale per tutti i fluidi esaminati. In seguito si presentano i risultati ottenuti con i vari fluidi considerati e l'ordine di preferenza in termini di potenza netta prodotta.

6.6.1 Influenza delle variabili sulla potenza prodotta

In letteratura esistono vari articoli ([36], [39], [41], [44]) che hanno condotto studi simili sul comportamento del sistema ORC, e si è visto che esiste un valore di ottimo dei parametri termodinamici per il quale si ottiene il massimo output di potenza.

Anche in questa sede si confermano questi risultati

Approach point

Il ΔT_a si imposta nel valore minimo (10°C) nelle prove 1 e 2 dove non si distingue tra condensatore ed evaporatore. Nella prova 3 si ha che l'approach point ottimale al condensatore rimane il minimo mentre all'evaporatore risulta essere il massimo valore possibile (25°C).

Infatti, come mostrato in Figura 6.5, la potenza netta prodotta dal ciclo diminuisce all'aumentare del ΔT_a al condensatore poichè aumenta la temperatura del punto 1 e di conseguenza anche la pressione di condensazione. Questo si traduce in un aumento della contropressione all'uscita della turbina e quindi in una diminuzione del salto di entalpia elaborato e del lavoro prodotto dalla turbina.

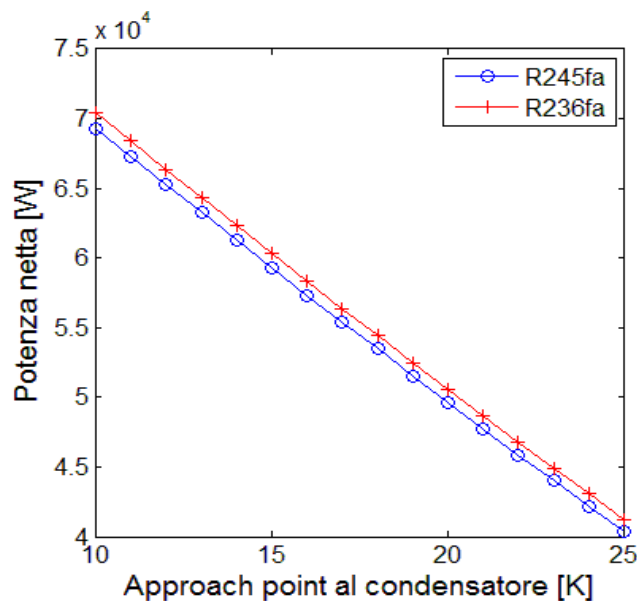


Figura 6.5: Andamento della potenza netta per due fluidi all'aumentare dell'approach point al condensatore, fissate le altre variabili

Viceversa, per valori crescenti del ΔT_a all'evaporatore la potenza prodotta risulta crescere anch'essa, come mostrato in Figura 6.6.

Nel modello termodinamico considerato infatti il ΔT_a all'evaporatore è legato alla temperatura d'ingresso all'espansore (T_3) all'aumentare della quale si ha una diminuzione della portata di vapore generata nell'HRVG (vedi equazione 5.7).

Il valore ottimale dunque risulta essere il massimo il ΔT_a ammesso, a cui corrisponde il minimo valore per la T_3 .

In generale, per i fluidi secchi un minor grado di surriscaldamento all'espansore porta a maggior potenza prodotta, confermando il fatto che il surriscaldamento all'evaporatore dovrebbe essere minore possibile quando si utilizzano fluidi ad alto peso molecolare.

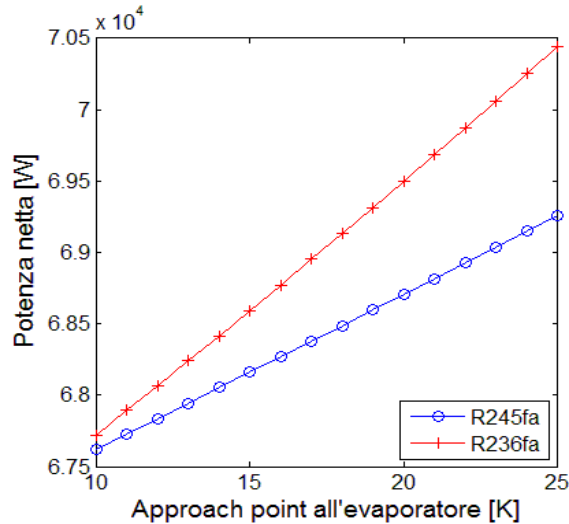


Figura 6.6: Andamento della potenza netta per due fluidi all'aumentare dell'approach all'evaporatore, fissate le altre variabili

In Figura 6.7 si mostra l'andamento della potenza netta nelle prove 1 e 2 quando non si era distinto tra ΔT_a all'evaporatore e al condensatore. Si può notare come l'andamento della potenza sia decrescente indicando il fatto che il vincolo sul condensatore abbia maggiore effetto sulla potenza prodotta rispetto il vincolo sulla temperatura d'ingresso all'evaporatore.

Per questo motivo, nella prova 3 in cui si operava con ΔT_a distinti, il valore di potenza ottenuto con i parametri ottimali risulta superiore rispetto le prove 1 e 2.

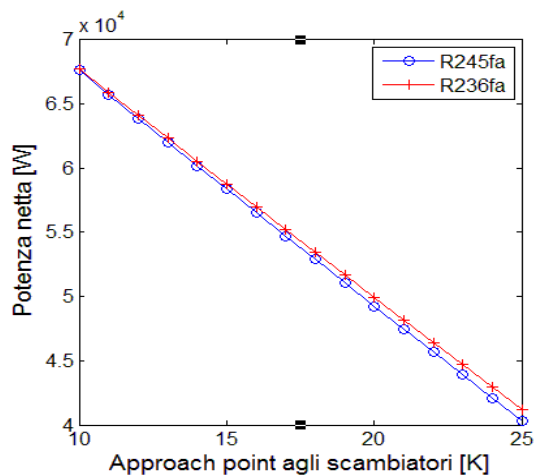


Figura 6.7: Andamento della potenza netta per due fluidi con stesso valore dell'approach-point al condensatore e all'evaporatore, fissate le altre variabili

Pinch Point

Nella prova 1 il pinch point era fissato pari alla metà del ΔT_a e dunque in relazione al valore ottimale (10°C) risulta un valore di ΔT_{pp} pari a 5°C .

Nella prova 2 e 3 il ΔT_{pp} era invece una variabile soggetta a ottimizzazione e il valore ottimale restituito è chiaramente il valore minimo accettato nel range impostato (5°C).

Poiché l'unica differenza tra la prova 1 e la prova 2 si aveva nell'impostazione del pinch point, la prima e la seconda prova possono essere considerate equivalenti.

Gli effetti della temperatura di pinch point sulla potenza netta possono essere visti in Figura 6.8.

Fissati i valori delle altre variabili, un aumento della differenza di temperatura al pinch point porta ad una diminuzione della portata di vapore generata, con conseguente diminuzione della potenza prodotta dall'espansore.

D'altro canto una diminuzione della portata di vapore fa sì che il flusso di calore agli scambiatori diminuisca portando ad una diminuzione delle aree di scambio termico necessarie nell'evaporatore e condensatore.

Si può generalizzare affermando che differenze di temperatura al pinch point minori permettono un migliore sfruttamento della sorgente termica, ma richiedono aree di scambio maggiori e dunque costi di sistema più alti. Per cui il valore del pinch nasce da una scelta di compromesso tenendo conto anche del criterio economico.

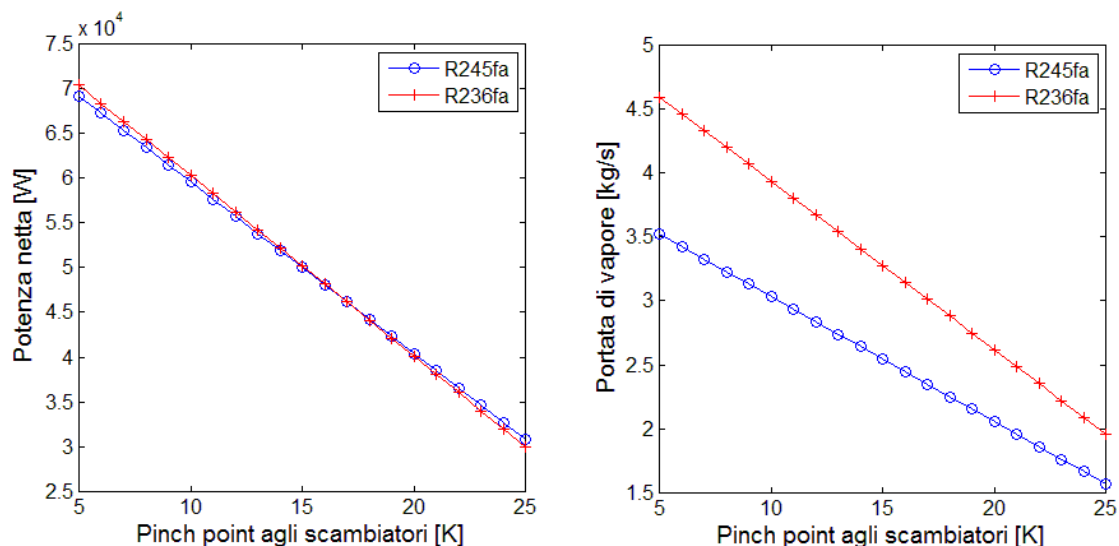


Figura 6.8: Andamento della potenza netta e della portata di vapore prodotta al variare del Pinch Point per due fluidi, fissate le altre variabili

Pressione di evaporazione

All'aumentare della pressione di evaporazione nel ciclo, due fenomeni hanno effetto contrastante sul valore della potenza prodotta all'espansore.

Essa infatti tenderà a subire un aumento dato che crescono sia la caduta di pressione che la variazione d'entalpia tra il punto 3 e il punto 4. Analogamente, andando a detrarre i consumi legati alla pompa, anche la potenza netta sarà più alta.

D'altro canto aumentando la pressione di evaporazione diminuisce il calore assorbito durante l'evaporazione (il segmento orizzontale della curva di scambio termico) con una conseguente diminuzione della portata di vapore prodotta all'evaporatore. Questo secondo fenomeno tenderà

quindi a diminuire la potenza prodotta dalla turbina e, di conseguenza, anche la potenza netta di ciclo.

La potenza quindi avrà un andamento come quello mostrato in Figura 6.9: l'iniziale incremento della potenza con la pressione può essere attribuito all'aumento del salto di entalpia. Tuttavia per valori di pressione ancora crescenti, la diminuzione della portata di vapore si fa via via più influente così che la potenza prima raggiunge un valore di massimo e poi diminuisce.

La pressione per cui la potenza risulta massima è la potenza ricercata dall'ottimizzatore e restituita come valore ottimale per il fluido considerato.

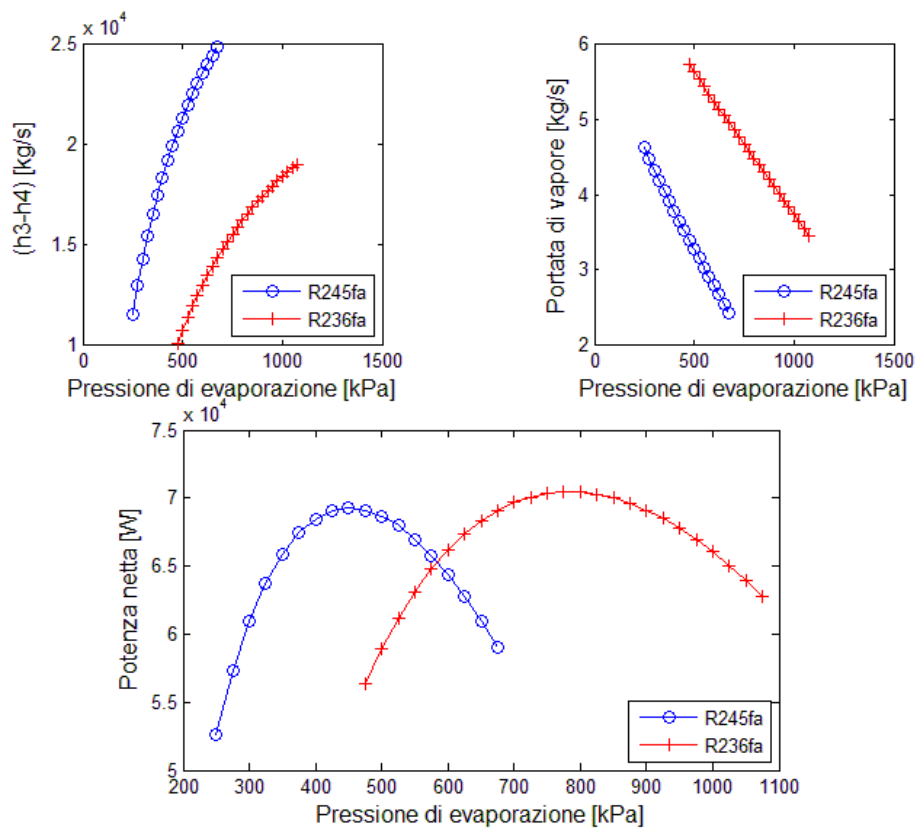


Figura 6.9: Andamenti del salto d'entalpia all'espansore, della portata di vapore prodotta e della potenza netta al variare della pressione di evaporazione per due fluidi, fissate le altre variabili

Il valore della pressione di evaporazione inoltre è strettamente legato alla temperatura a cui avviene l'evaporazione nel ciclo (T_{ev}).

Fissati gli altri parametri, avere una pressione di evaporazione più alta e quindi una temperatura di evaporazione maggiore si traduce in una maggiore temperatura d'uscita dei fumi come schematizzato in Figura 6.10. Questo significa che si ha recuperato minore calore dalla risorsa termica che si vuole sfruttare: a riflesso di ciò anche l'efficienza di recupero χ avrà andamento decrescente all'aumentare della pressione di evaporazione (Figura 6.11).

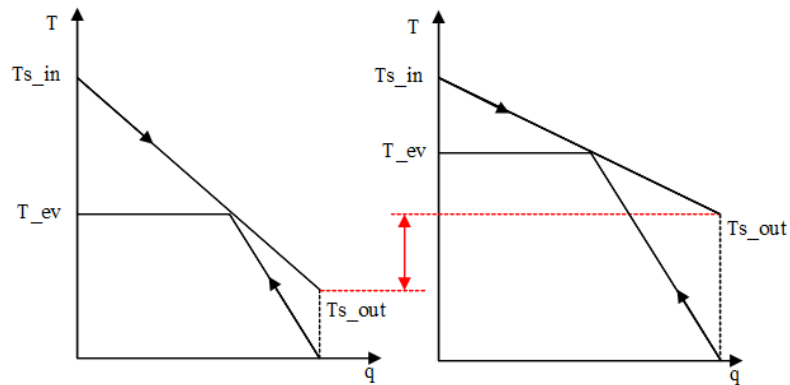


Figura 6.10: Scambio di calore tra la sorgente e il fluido di lavoro a temperature di evaporazione diverse

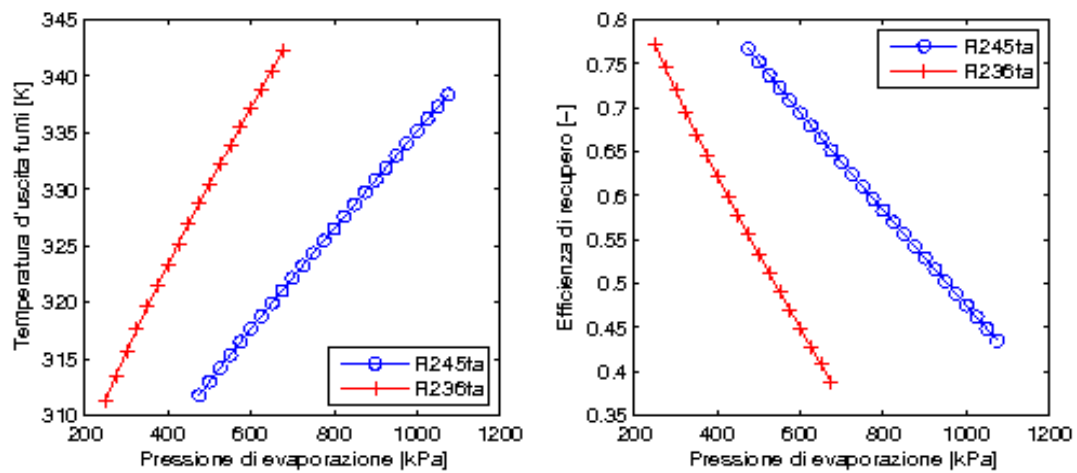


Figura 6.11: Temperatura d'uscita dei fumi e efficienza di recupero al variare della pressione di evaporazione

Il valore di potenza dipende anche dalla portata di fumi considerata: per valori di m_s inferiori rispetto il valore considerato in questo studio, l'output di potenza diminuirà proporzionalmente (Figura 6.12).

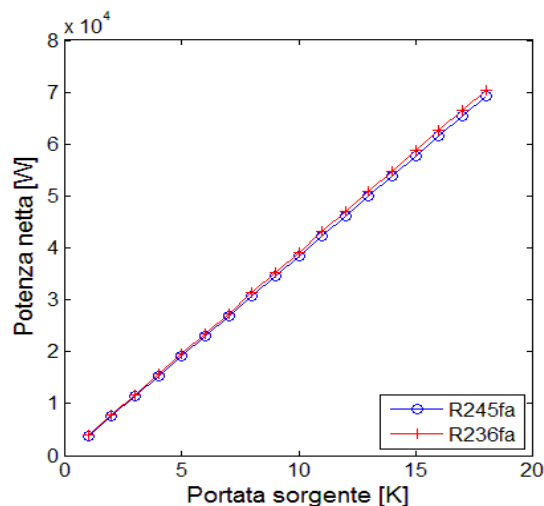


Figura 6.12: Andamento della potenza netta al variare della portata dei fumi

In Figura 6.13 si mostra l'andamento della potenza al variare della temperatura a cui la sorgente è disponibile. In particolare la potenza diminuisce proporzionalmente fino ad una temperatura limite attorno ai 360K (87°C) oltre il quale la potenza risulta negativa e il modello perde significato.

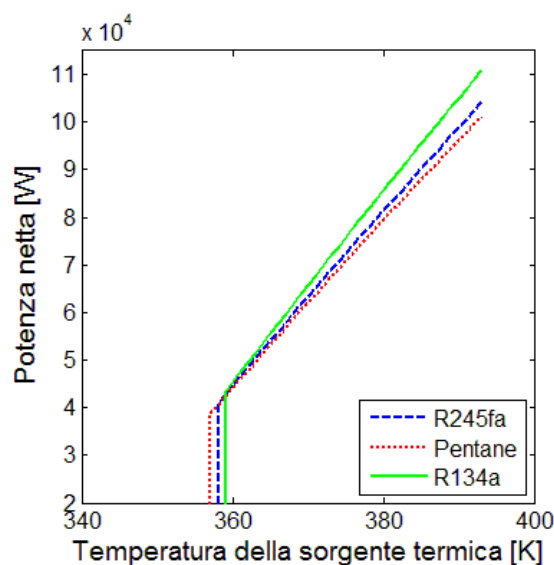


Figura 6.13: Andamento della potenza al variare della temperatura dei fumi per 3 fluidi

Il valore assunto per il rendimento isoentropico per l'espansore è 0,8. Alcuni costruttori indicano questo valore come realizzabile dalla propria macchina ([58]) e gli studi teorici considerati (es. [43]) utilizzano questo valore per effettuare le simulazioni e così si è fatto anche in questa sede. Tuttavia confrontando i risultati ottenuti negli studi sperimentali sulle macchine volumetriche, è da considerarsi abbastanza ottimistico: per questi dispositivi infatti si indicano valori tipici leggermente inferiori (es. Scroll 0,5-0,75). Ovviamente macchine meno efficienti restituiranno minori valori lavoro specifico prodotto (Δh minori) e questo si rifletterà negativamente anche nella potenza netta di ciclo come mostrato in Figura 6.14.

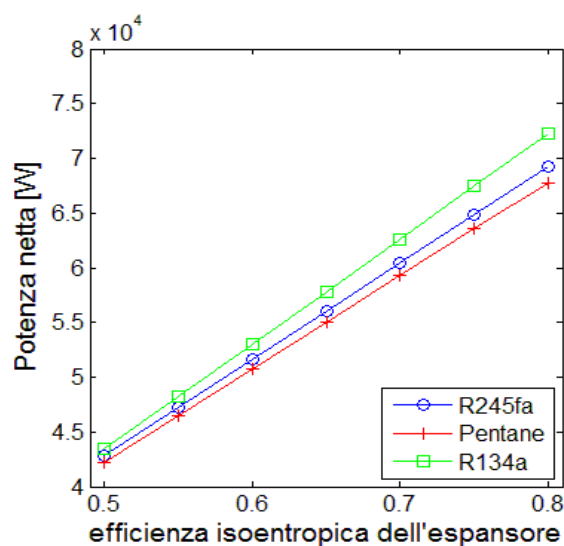


Figura 6.14: Andamento della potenza netta con diversi valori di rendimento isoentropico per l'espansore

6.6.2 Influenza del tipo di fluido

In Tabella 6.3 si indica la potenza prodotta e il valore della funzione obiettivo “a” nelle condizioni ottimali per i diversi fluidi considerati. Si sono inseriti i fluidi secondo valori di potenza decrescenti in modo tale che l'ordine in cui sono scritti sia quello di preferenza per la scelta del fluido. Facendo riferimento alla prova 3 in cui si ottengono valori maggiori di potenza per i motivi discussi nel paragrafo 6.6.1, il fluido che presenta minore valore della funzione obiettivo è l'R1234yf a cui è quindi associato il valore massimo di potenza netta prodotta di 73,20 kW, subito dopo si ha il fluido R134a con 72,20 kW e l'R227ea con 72,18 kW.

Si nota come fluidi che restituiscono maggiori output di potenza siano i refrigeranti, con gli idrocarburi che occupano le ultime posizioni dell'ordine di preferenza. Questo va ad avallare l'assunzione diffusa in letteratura che per bassi livelli di temperatura della sorgente i fluidi refrigeranti siano la scelta più adatta.

Inoltre si ha una certa riluttanza all'utilizzo di idrocarburi per ragioni di sicurezza legate alla loro alta infiammabilità (gli idrocarburi considerati sono tutti di classe A3).

Tabella 6.3: Ordine di preferenza dei fluidi in termini di potenza netta prodotta

Prova 3

Fluido	a	P _{net} [kW]
R1234yf	0,814512	73,20
R134a	0,81699	72,20
R227ea	0,817097	72,18
R236fa	0,821441	70,47
RC318	0,821949	70,27
R236ea	0,823911	69,49
Isobutano	0,824382	69,30
R245fa	0,82449	69,26
Butano	0,825826	68,73
R245ca	0,82589	68,71
Isopentano	0,828157	67,82
Pentano	0,828205	67,80

Tabella 6.4: Ordine di preferenza dei fluidi in termini di rendimento termico, efficienza di recupero e rendimento globale

Fluido	η_{th}	Fluido	χ	Fluido	η_{glob}
R1234yf	8,34%	R227ea	60,65%	R1234yf	5,03%
R134a	8,31%	RC318	60,55%	R134a	4,97%
R245fa	8,27%	R1234yf	60,37%	R227ea	4,96%
R245ca	8,27%	R134a	59,75%	R236fa	4,84%
Pentano	8,25%	R236fa	59,22%	RC318	4,83%
Isobutano	8,23%	R236ea	58,45%	R236ea	4,78%
Isopentano	8,23%	Isobutano	57,87%	Isobutano	4,77%
Butano	8,20%	Butano	57,60%	R245fa	4,76%
R227ea	8,18%	R245fa	57,56%	Butano	4,73%
R236fa	8,18%	R245ca	57,12%	R245ca	4,72%
R236ea	8,18%	Isopentano	56,68%	Isopentano	4,66%
RC318	7,98%	Pentano	56,49%	Pentano	4,66%

In Tabella 6.4 si mostra l'ordine dei fluidi secondo valori decrescenti del rendimento termico del ciclo, dell'efficienza di recupero e di rendimento globale. L'ordine di quest'ultimo corrisponde a quello dell'output di potenza come spiegato nel paragrafo 6.4.

Confrontando le tre tabelle le seguenti considerazioni possono essere formulate:

- R227, R236fa, R236ea e RC318 sono i fluidi con rendimento termico tra i più bassi, ma essendo caratterizzati da valori di efficienza di recupero elevati, mostrano un alto rendimento globale;
- R245ca, R245fa e gli idrocarburi sono caratterizzati da rendimento termico sufficientemente elevato, ma anche da bassa efficienza di recupero e per cui si pongono nella parte bassa della classifica del rendimento globale;
- R1234yf e R134a hanno entrambi valori elevati di rendimento termico ed efficienza termica. Sono infatti i fluidi che mostrano il maggiore output di potenza, con l'R1234yf da preferirsi all'R134a.

In Tabella 6.5 si riassumono i risultati fin qui discussi e si presentano i valori di altri parametri di ciclo rilevanti calcolati nelle condizioni ottimali.

I valori di pressione di evaporazione, intervalli di temperatura al pinch point e all'approach point sono i valori restituiti dall'ottimizzatore in particolare si può notare che per ogni fluido il valore di pressione ottimale nelle prove 1 e 2 non è molto diverso a quello risultante nella prova 3.

L'R1234yf e l'R134a sono caratterizzati da valori di pressione molto simili tra loro (rispettivamente 1753 e 1692,7 kPa nella prova 3) e sono anche i due fluidi associati alla p_{ev} maggiore tra tutti i fluidi considerati.

La potenza prodotta alla turbina dipende dalla portata di vapore prodotta all'evaporatore e al salto entalpico all'espansore: dai risultati ottenuti per i vari fluidi si può osservare come agli idrocarburi corrispondono alti valori di salto entropico (dai 35 ai 40 kJ/kg), ma basse portate di vapore prodotto, mentre ai refrigeranti sono associati a Δh minori (circa la metà degli idrocarburi) ma mostrano portate di vapore ben più alte (circa 4 kg/s con punte di circa 6 kg/s per RC318 e R227ea).

Come si può notare i valori di potenza, rendimento termico e globale risultanti per i vari fluidi testati non differiscano di molto tra loro: la potenza varia dal valore massimo di 73,20 kW dell'R1234yf a 67,80 kW del pentano con uno scarto relativo del 7,38%, η_{th} da 8,34% dell'R1234yf a 7,98% dell'RC318 e η_{glob} dal 5,03% dell'R1234yf al 4,66% del pentano.

Una ragione può essere vista nel fatto che il salto di entalpia all'espansore è comunque limitato per ogni fluido, essendo limitati i livelli di temperatura del ciclo.

Pertanto per effettuare la scelta in modo più oculato si può dare importanza anche a considerazioni fatte a partire dagli indici ambientali e di sicurezza dei fluidi: l'R1234yf per esempio ha valore di GWP molto basso (4) ma è mediamente infiammabile (classe A2L), l'R134a viceversa ha un elevato valore di GWP (1320) ma è atossico e non infiammabile (l'R1234yf viene spesso indicato come fluido sostitutivo proprio per l'R134a). Anche il resto dei refrigeranti sono di classe A1 e hanno GWP più o meno elevato, ma comunque maggiore di quello dell'R1234yf. Viceversa gli idrocarburi hanno sì GWP modesto (11-20), ma sono anche altamente infiammabili (classe A3).

Altre considerazioni che possono influenzare la scelta del fluido, ma anche il design del sistema, possono essere effettuate a partire da un modello di tipo termo-economico, che tenga quindi conto del costo dei componenti principali del ciclo.

Il costo dell'espansore in particolare dipenderà dalla sua taglia, mentre quello di evaporatore e condensatore dalle aree di scambio termico necessarie.

Ecco che quindi si parla di ottimizzazioni multi-obiettivo, dove la funzione da minimizzare è costruita in modo che tenga conto sia dell'obiettivo termodinamico (massimizzare la potenza prodotta), che di quello economico (minimizzare il costo del sistema).

Una funzione tipica utilizzata in letteratura è il rapporto potenza netta e area totale degli scambiatori, calcolata assumendo una configurazione e a partire da equazioni semi-empiriche per la trasmissione di calore.

I valori delle variabili decisionali restituiti in questo caso saranno diversi da quelli ottenuti per l'ottimo termodinamico, ma derivano appunto da una scelta di “compromesso” nata dall'esame del sistema anche dal punto di vista economico.

Infatti spesso i parametri ottimali per un'ottimizzazione termodinamica (es massima potenza, ma anche massimo rendimento o minima distruzione di exergia..) non coincidono con quelli risultanti da una ottimizzazione condotta dal punto di vista economico (es minime aree di scambio, minima taglia dell'espansore ecc..).

Tabella 6.5: Risultati ottenuti da ottimizzazione e simulazione del ciclo con i parametri ottimali

Fluido	Prova	a	p _{ev} [kPa]	$\Delta T_{a_{ev}}$ [K]	$\Delta T_{a_{cond}}$ [K]	ΔT_{pp} [K]	P _{net} [kW]	η_{th}	χ	η_{glob}	m [kg/s]	T _{s_out} [K]	X ₄	T _{ev} [K]	h ₃ - h ₄ [kJ/kg]	h ₃ [kJ/kg]	h ₄ [kJ/kg]
R134a	1,2	0,820064	1674	10	10	5	71,01	8,33%	58,61%	4,88%	3,628	326,3	1,182	333	20,7	463,6	442,9
	3	0,81699	1692,7	25	10	5	72,20	8,31%	59,75%	4,97%	4,004	325,4	1,092	333,4	19,1	445,6	426,5
R236fa	1,2	0,828396	769	10	10	5	67,72	7,98%	58,35%	4,66%	4,145	326,5	1,266	333,4	16,9	429,9	413
	3	0,821441	783	25	10	5	70,47	8,18%	59,22%	4,84%	4,547	325,8	1,169	334,1	16	414,5	398,5
R245fa	1,2	0,828638	447,2	10	10	5	67,63	8,16%	56,98%	4,65%	3,258	327,6	1,209	332	21	480,5	459,5
	3	0,82449	451,9	25	10	5	69,26	8,27%	57,56%	4,76%	3,513	327,1	1,131	332,3	20	464,5	444,5
R227ea	1,2	0,8284498	1236,8	10	10	5	67,68	7,82%	59,48%	4,65%	5,174	325,6	1,348	335,3	13,9	390,8	376,9
	3	0,817097	1288	25	10	5	72,18	8,18%	60,65%	4,96%	5,849	324,6	1,211	337	13,1	374,4	361,3
R236ea	1,2	0,830199	597,8	10	10	5	67,01	7,98%	57,71%	4,61%	3,872	327	1,261	332,8	17,7	441,7	424
	3	0,823911	606,9	25	10	5	69,49	8,18%	58,45%	4,78%	4,221	326,4	1,169	333,4	16,8	426,3	409,5
R245ca	1,2	0,830001	314,5	10	10	5	67,09	8,15%	56,59%	4,61%	3,078	327,9	1,205	331,8	22	493,6	471,6
	3	0,82589	317,5	25	10	5	68,71	8,27%	57,12%	4,72%	3,305	327,5	1,132	332,1	21	477,5	456,5
R1234yf	1,2	0,822317	1700,8	10	10	5	70,12	8,16%	59,11%	4,82%	4,184	325,6	1,264	334,7	18	269,9	251,9
	3	0,814512	1753	25	10	5	73,20	8,34%	60,37%	5,03%	4,728	324,9	1,14	336,1	16,8	250,2	233,4
Butano	1,2	0,830167	620,1	10	10	5	67,02	8,14%	56,59%	4,61%	1,696	327,9	1,217	332	40,4	733,6	693,2
	3	0,825826	625,4	25	10	5	68,73	8,20%	57,60%	4,73%	1,846	327,1	1,137	332,3	38,1	702,1	664
Isobutano	1,2	0,829583	855,9	10	10	5	67,25	8,09%	57,13%	4,62%	1,848	327,4	1,236	332,5	37,7	697,7	660
	3	0,824382	865	25	10	5	69,30	8,23%	57,87%	4,77%	2,017	326,9	1,145	332,9	35,7	665,5	629,8
Pentano	1,2	0,83277	205,7	10	10	5	65,99	8,15%	55,65%	4,54%	1,647	328,6	1,221	331,7	40,4	454,4	414
	3	0,828205	207,6	25	10	5	67,80	8,25%	56,49%	4,66%	1,779	328	1,145	332	38,4	424,7	386,3
Isopentano	1,2	0,833313	264	10	10	5	65,78	8,05%	56,17%	4,52%	1,739	328,2	1,237	331,9	38,2	452,4	414,2
	3	0,828157	266,6	25	10	5	67,82	8,23%	56,68%	4,66%	1,874	327,8	1,156	332,3	36,5	422,4	385,9
RC318	1,2	0,833875	876	10	10	5	65,56	7,59%	59,40%	4,51%	5,413	325	1,386	334,9	12,7	381,7	369
	3	0,821949	906	25	10	5	70,27	7,98%	60,55%	4,83%	6,075	324,7	1,253	336,3	12,1	367,1	355

Conclusioni

In questa tesi si è analizzato l'effetto di parametri termodinamici chiave sulla potenza netta prodotta in un sistema ORC per il recupero di calore da fumi esausti a bassa temperatura (100°C).

Innanzitutto si è eseguito un accurato lavoro di analisi bibliografica sulla letteratura esistente riguardante l'argomento: si è visto che gli articoli si dividono in ricerche sulla scelta del fluido di lavoro, analisi di performance e test sperimentali del ciclo o dell'espansore e lavori ottimizzazione sui parametri di ciclo.

A partire dalle informazioni raccolte, si è effettuata una cernita tra i vari fluidi organici esistenti in modo da limitare il campo di ricerca ai fluidi R1234yf, R134a, R227, R236fa, RC318, isobutano, R245fa, Butano, R245ca, Isopentano, Pentano. La scelta è stata compiuta tenendo conto dei principali condizioni che il fluido di lavoro in un ORC deve soddisfare.

Si è creato un modello negli ambienti Matlab/Simulink in modo da effettuare simulazioni termodinamiche del sistema andando a variare i parametri all'ingresso e da studiare la risposta del sistema.

Le variabili scelte sono la pressione di evaporazione le differenze di approach point e di pinch point al condensatore e all'evaporatore.

Si è prima analizzata l'influenza di questi parametri sull'output di potenza e quindi con l'ausilio di un algoritmo di ottimizzazione a sciame (PSO) si sono ricercati i loro valori ottimali in modo che risultasse minima la differenza relativa tra una potenza detta di riferimento e quella prodotta nel ciclo.

Le principali conclusioni che si sono ricavate possono essere riassunte come segue:

1. esiste un valore ottimale di pressione di evaporazione per ogni fluido per cui è massimo l'output di potenza;
2. anche i valori di ΔT_a e ΔT_{pp} influenzano il valore di potenza prodotta. In particolare il valore al pinch point ottimale risulta il minimo possibile, mentre conviene mantenere una temperatura d'ingresso all'espansore più bassa e quindi un ΔT_a all'evaporatore maggiore;
3. in termini di potenza l'ordine di preferenza per i fluidi considerati è: R1234yf, R134a, R227, R236fa, RC318, isobutano, R245fa, Butano, R245ca, Isopentano, Pentano dove l'R1234yf è il fluido che restituisce il valore di potenza maggiore pari a 73,20 kW con un rendimento termico di 8,04% e un rendimento globale di 5,03%;
4. La differenza tra le potenze prodotte con i diversi fluidi non è così marcata, ma risultano tutte comprese tra i 73,2 e 67,8 kW. Per la scelta del fluido diventano quindi importanti le considerazioni effettuate su impatto ambientale, il costo e la disponibilità del fluido.

Come possibili sviluppi a questa tesi si indica la possibilità di effettuare la simulazione del sistema considerando un ciclo organico supercritico o funzionante con miscele binarie di fluidi refrigeranti (azeotropiche o zeotropiche) anziché fluidi puri. Questi argomenti sono ancora allo stadio iniziale di studio e poco trattati in letteratura, ma per entrambi ci si aspettano risultati promettenti una volta superate alcune difficoltà nella realizzazione pratica del ciclo.

Altra direzione di studio da considerare è quella di effettuare un'ottimizzazione multi-obiettivo tenendo conto sia dell'obiettivo termodinamico (massimizzare l'output di potenza) che di quello economico (minimizzare i costi di sistema) in modo da introdurre diversi criteri di design di sistema e di scelta del fluido.

Ringraziamenti

Questo lavoro di tesi rappresenta la fine di un percorso di studi iniziato più di cinque anni fa durante il quale molte sono state le difficoltà e l'impegno richiesto, ma grandi sono state le gratificazioni e le soddisfazioni personali.

Un ringraziamento all'Ing. Giovanna Cavazzini per avermi accettata come tesista e per avermi aiutato a superare i blocchi che man mano si presentavano durante lo svolgimento: ho capito che vedere il problema da un'angolazione diversa aiuta molto e che trovare la soluzione cercata a volte è più semplice di quanto si possa pensare.

Un ringraziamento le è dovuto anche per avermi fatto conoscere l'ambiente giovane e dinamico di Bartucci S.p.a., caratterizzato da persone professionali e competenti, ma anche cortesi e disponibili.

Un grazie dunque all'Ing. Giovanni Bartucci per aver permesso il mio stage presso la sua società e a tutto lo staff per l'aiuto e per aver reso la mia esperienza piacevole e produttiva.

Grazie ai miei genitori per loro sostegno emotivo ma anche economico: vi sono riconoscente per avermi dato la possibilità di scegliere sempre quella che per me era la strada migliore e per avermi fornito dei mezzi per percorrerla.

Un grazie al mio fratello, alle nonne, alle zie e alle prozie, agli zii e i prozii, ai cugini di primo e secondo grado, ai figli dei cugini... insomma alla mia numerosa schiera di parenti sia dal lato Bari che dal lato Mirandola: grazie per avermi sempre supportato durante questi anni tenendovi sempre informati dei miei progressi. Con una così solida base che fa il tifo per te è facile trovare la motivazione per raggiungere ogni meta.

Un bacio a Mattia che mi è sempre vicino e vorrebbe aiutarmi a risolvere tutti i problemi che mi capitano: sei il mio punto fisso e la causa del mio entusiasmo.

Un grazie a Giorgia che ha condiviso con me gran parte di questa esperienza che ci ha visto come compagne di corso, coinquiline e, soprattutto, amiche. Un encomio per la pazienza dimostrata nel sopportare, specialmente nel periodo di convivenza, la mia esaltazione a volte forse un po' invadente e le mie piccole grandi manie. (Però nessuno può negare che ci siamo divertite eh?)

Alle due amiche di sempre che conosco sin dall'asilo, mie compagne di giochi, di ricordi ed esperienze, che anche oggi sono qui per festeggiarmi: Stasiana e Maria, sono sicura che qualsiasi cosa mi aspetta nel futuro, voi e Giorgia sarete lì ad aspettarmi alla prossima "Magnada" del Venerdì.

A tutte gli altri amici e amiche che si rallegrano assieme a me per questa Laurea: grazie a tutti di cuore! A voi dico "La felicità è reale solo se condivisa" ed è infatti con molta gioia che condivido questo giorno con voi.

Bibliografia

Articoli

- [1] J. Larjola. Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC). *Int. J. Production Economics* 41 (1995) 227-235
- [2] Gnutek Zbigniew, Kolasiński Piotr. Experimental studies on low power ORCs with vane expanders. 2009 Wrocław University of Technology, Institute of Power Engineering And Fluid Mechanics, Departament of Thermodynamics
- [3] S. Quoilin, V. Lemort. Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems. 5Th European Conference Economics and Management of Energy in Industry, Vilamoura Algarve, Portugal, 14-17 April 2009
- [4] S. Masheiti, B. Agnew, S. Walker. An Evaluation of R134a and R245fa as the Working Fluid in an Organic Rankine Cycle Energized from a Low Temperature Geothermal Energy Source. *Journal of Energy and Power Engineering* 5 (2011) 392-402
- [5] B. F. Tchanche, Gr. Lambrinos, A. Frangoudakis, G. Papadakis. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011) 3963–3979
- [6] F. Vélez, J. J. Segovias, M. C. Martín, G. Antolína, F. Chejne, A. Quijano. A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (2012) 4175–4189
- [7] M. Li, J. Wang, W. He, L. Gao, B. Wang, S. Maa, Y. Dai. Construction and preliminary test of a low-temperature regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) using R123. *Renewable Energy* 57 (2013) 216e222
- [8] J. Wang, Z. Yan, M. Wang, M. Li, Y. Dai. Multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using evolutionary algorithm. *Energy Conversion and Management* 71 (2013) 146–158
- [9] V. Maizza, A. Maizza. Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems. *Applied Thermal Engineering* 21 (2001) 381±390
- [10] Bo-Tau Liu, Kuo-Hsiang Chien, Chi-Chuan Wang. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy* 29 (2004) 1207–1217
- [11] P.J. Mago, L.M. Chamra, C. Somayaji. Performance analysis of different working fluids for use in organic Rankine cycles. *Proc. IMechE Vol. 221 Part A: J. Power and Energy*
- [12] T.C. Hung, S.K. Wang, C.H. Kuo, B.S. Pei, K.F. Tsai. A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources. *Energy* 35 (2010) 1403–1411
- [13] N. B. Desai, S. Bandyopadhyay. Process integration of organic Rankine cycle. *Energy* 34 (2009) 1674–1686
- [14] A.A. Lakew, O. Bolland. Working fluids for low-temperature heat source. *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 1262–1268
- [15] T. Guo, H.X. Wang, S.J. Zhang. Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature geothermal sources. *Energy* 36 (2011) 2639-2649
- [16] T. Guo, H.X. Wang, S.J. Zhang. Selection of working fluids for a novel low-temperature geothermally-powered ORC based cogeneration system. *Energy Conversion and Management* 52 (2011) 2384–2391
- [17] G. Qiu. Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC. *Renewable Energy* 48 (2012) 565e570

- [18] D. Wang, X. Ling, H. Peng, L. Liu, L. Tao . Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation. *Energy* 50 (2013) 343e352
- [19] M. Chys, M. van den Broek, B. Vanslambrouck, M. De Paepe. Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles. *Energy* 44 (2012) 623-632
- [20] Quoilin, Declaye, Legros, Guillaume, Lemort. Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines. 2012 International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 16-19, 2012
- [21] S. Aghahosseini, I. Dincer. Comparative performance analysis of low-temperature Organic Rankine Cycle (ORC) using pure and zeotropic working fluids. *Applied Thermal Engineering* 54 (2013) 35-42
- [22] H.J. Kim, J.M. Ahn, I. Park, P.C. Rha. Scroll expander for power generation from a low-grade steam source. 2006 Proc. IMechE Vol. 221 Part A: J. Power and Energy
- [23] R.B. Peterson, H. Wang, T. Herron. Performance of a small-scale regenerative Rankine power cycle employing a scroll expander. Proc. IMechE Vol. 222 Part A: J. Power and Energy
- [24] V. Lemort, S. Quoilin S Declaye. Numerical simulation of a scroll expander for use in a Rankine cycle. International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 14-17, 2008
- [25] V Lemort, S Quoilin. Designing scroll expanders for use in heat recovery Rankine cycles. IMechE, 2009
- [26] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas, J. Lebrun. Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle . *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 3094–3102
- [27] Johnston, Jiming Cao, D.K. Priedeman, R.N. Christensen. Experimental Testing of Gerotor and Scroll Expanders Used in, and Energetic and Exergetic Modeling of, an Organic Rankine Cycle. *Journal of Energy Resources Technology* 2009, Vol. 131 / 012201-1
- [28] S. Quoilin, V. Lemort, J. Lebrun. Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander. *Applied Energy* 87 (2010) 1260–1268
- [29] M.M. Tahir, N. Yamada, T. Hoshino Efficiency of Compact Organic Rankine Cycle System with Rotary-Vane-Type Expander for Low-Temperature Waste Heat Recovery. *International Journal of Civil and Environmental Engineering* 2:1 2010
- [30] V Lemort, S Declaye, S Quoilin. Expansion machine and fluid selection for the ORC fluids and expansion machines available in the market. HEFAT2010, 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 19-21 July 2010, Antalya, Turkey
- [31] V. Lemort, S. Declaye, S. Quoilin. Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 2012 226: 126
- [32] B.J. Woodland, J.E. Braun, E.A. Groll, W.T. Horton. Experimental Testing of an Organic Rankine Cycle with Scroll-type Expander. 2012 Publications of the Ray W. Herrick Laboratories. Paper 52.
- [33] N. Zeng, L. Zhao, X.D. Wang, Y.T. Tan. Experimental verification of a rolling-piston expander that applied for low-temperature Organic Rankine Cycle. *Applied Energy* Volume 112, December 2013, Pages 1265–1274
- [34] V. Lemort, S. Declaye, S. Quoilin, Guillaume. Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid. *Energy* Volume 55, 15 June 2013, Pages 173–183

- [35] H.D. Hettiarachchia, M. Golubovica, W. M. Worek, Y. Ikegamib. Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy* 32 (2007) 1698–1706
- [36] Y. Dai, J. Wang, L. Gao. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion and Management* 50 (2009) 576–582
- [37] V. Lemort, S. Declaye, S. Quoilin. Design and Experimental Investigation of a Small Scale Organic Rankine Cycle Using a Scroll Expander. 2010 International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1153.
- [38] S. Quoilin, R. Aumann, A. Grill, A. Schuster, V. Lemort, H. Spliethoff. Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Energy* 88 (2011) 2183–2190
- [39] S. Quoilin, S. Declaye, B. F. Tchanche, V. Lemort. Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 2885–2893
- [40] S. Maaloufa, E. BouLawz Ksayera, D. Clodica. Effect of auxiliary electrical power consumptions on Organic Rankine Cycle system with low-temperature waste heat source. 2012 Proceedings of Ecos, The 25th International Conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems, Perugia, Italy
- [41] Z.Q. Wang, N.J. Zhou, J. Guo, X.Y. Wang. Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat. *Energy* 40 (2012) 107e115
- [42] R. Bracco, S. Clemente, D. Micheli, M. Reini. Experimental tests and modelization of a domestic-scale ORC (Organic Rankine Cycle). *Energy* 58, 2013, Pages 107–116
- [43] M. Khennich, N. Galanis. Optimal Design of ORC Systems with a Low-Temperature Heat Source. *Entropy* 2012, 14, 370–389; doi:10.3390/e14020370
- [44] J. Wang, Z. Yan, M. Wang, S. Maa, Y. Dai. Thermodynamic analysis and optimization of an (organic Rankine cycle) ORC using low grade heat source *Energy* 49 (2013) 356e365
- [45] E. Wang, H. Zhang, B. Fan, Y. Wu. Optimized performances comparison of organic Rankine cycles for low grade waste heat recovery. *Journal of Mechanical Science and Technology* 26 (8) (2012) 2301–2312
- [46] C. Andersen, J. Bruno. Rapid Screening of Fluids for Chemical Stability in Organic Rankine Cycle Applications. *Ind. Eng. Chem. Res.* 2005, 44, 5560–5566
- [47] U. Drescher, D. Brüggemann. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants. *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 223–228
- [48] H. Chen, D. Yogi Goswami, E.K. Stefanakos. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010) 3059–3067
- [49] Yamamoto T, Furuhashi T, Arai N, Mori K. Design and testing of the organic Rankine cycle. *Energy* 2001;26:239–51.
- [50] G. David, F. Michel, L. Sanchez. Waste heat recovery projects using Organic Rankine Cycle technology – Examples of biogas engines and steel mills applications. World Engineers' Convention, 4–9 September 2011, Geneva.
- [51] H. Gao, C. Liu, C. He, X. Xu, S. Wu and Y. Li. Performance Analysis and Working Fluid Selection of a Supercritical Organic Rankine Cycle for Low Grade Waste Heat Recovery. *Energies* 2012, 5, 3233–3247.
- [51a] E.H. Wang, H.G. Zhang, B.Y. Fan, M.G. Ouyang, Y. Zhao, Q.H. Mu. Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery. *Energy* 36 (2011) 3406e3418
- [52] NIST Standard Reference Database 23. NIST thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures REFPROP, version 9.0; 2010.

Testi

- [53] E. Granryd, I. Ekroth, P. Lundqvist, A. Melinder, B. Palm, P. Rohlin. *Refrigerating Engineering*, Department of Energy Technology, Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration, Royal Institute of Technology, KTH, Stockholm, 2011. Capitolo 7
- [54] A. Cavallini, L. Mattarolo. *Termodinamica applicata*. Cleup Editore. Università di Padova 1988. pg 61, 97-110, 172, Cap. X.
- [55] G. Ventrone, *Macchine per allievi Ingegneri*. Libreria Internazionale Cortina, Padova. Cap. 3

Siti

- [56] "Turboden Srl.", www.turboden.eu, 2014
- [57] "Enertime, Innovation et energies renouvelables", <http://www.enertime.com/>, data consultazione Gennaio 2014
- [58] "Air squared – Scroll Compressor Vacuum pump, expanders", <http://www.airsquared.com>, 2006-2012
- [59] "Hreii", <http://www.hreii.eu/>, 2010
- [60] "ClassII Ozonedepleting Substances", <http://www.epa.gov/ozone/science/ods/classtwo.html>, 19/8/2010
- [61] "Wasteheat.eu", <http://www.wasteheat.eu/>, data consultazione Gennaio 2014
- [62] "MATLAB and Simulink for Technical Computing", <http://www.mathworks.it/>, 1994-2014
- [63] National Institute of Standards and Technology, <http://www.nist.gov/>, 18 Marzo 2014

Appendice A: Espressione per il salto entalpico all'espansore

Chen et al.[48], tramite un'analisi teoretica ricavano un'espressione del salto entalpico all'espansore. In particolare, essi affermano che la variazione di entalpia per un'espansione isoentropica può essere scritta come [Logan E. Handbook of turbomachinery. CRC; 1994.]

$$\Delta h_{is} = c_p T_i \left[1 - \left(\frac{p_{out}}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (A)$$

Dove T_i è la temperatura all'ingresso della turbina, p_i e p_{out} le pressioni all'ingresso e allo scarico e k il rapporto tra i calori specifici c_p/c_v (considerati costanti).
Si ricava quindi il rapporto tra le due pressioni: per la transizione dalla fase di vapore a quella liquida vale la relazione di Clausius-Clapeyron:

$$r = \frac{dp}{dT} T (v_v - v_l) \quad (B)$$

dove dp/dT rappresenta la pendenza della curva di equilibrio delle fasi nel diagramma p-T
Essendo $v_v \gg v_l$, è possibile approssimare la variazione di volume specifico tra la fase liquida e quella di vapore con il volume specifico del vapore stesso.

$$(v_v - v_l) \approx v_v \quad (C)$$

Per semplicità si assume che il vapore si comporti come un gas ideale: questa ipotesi non sarà certamente verificata nella realtà, questa analisi è dunque da considerare a livello qualificativo e non come base su cui effettuare calcoli accurati.

Riteniamo quindi valida la legge del gas ideale per cui:

$$v_v = \frac{RT}{p} \quad D$$

Combinando l'equazione (B) e (D), dopo aver integrato si ottiene il rapporto tra le pressioni di due punti appartenenti alla curva di equilibrio di fase del diagramma p-T:

$$\ln \frac{p_2}{p_1} = \frac{r}{R} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) \quad E$$

Da questa equazione si vede come il rapporto tra le pressioni dipenda solo dal calore latente una volta che le temperature di saturazione sono state definite (con $T_1 > T_2$).

Combinando l'equazione (E) e (A) si ottiene

$$\Delta h_{is} = c_p T_i \left[1 - e^{\frac{r(1/T_1 - 1/T_2)}{c_p}} \right] \quad (F)$$

da cui si ricava il legame tra il salto entalpico e il calore specifico.

Appendice B: Principali fluidi organici e loro caratteristiche

Fluido	Tipo*	Pendenza curva vap. Saturo	MM [kg/kmol]	r [kJ/kg]	T _{cr} [°C]	p _{cr} [bar]	Tbp [°C]	c _p [J/kgK]	ODP	GWP	ASHRAE	Note
R11	CFC	Isoentropico	137,37	50,208	197,96	44,08	23,71	582,368785	1	4750	A1	Phase out 1996
R12	CFC	Isoentropico	120,91	166,172	111,8	41,25	-29,95	-	1	10890	A1	Phase out 1996
R21	HCFC	Bagnato	102,92	216,17	178,33	51,8	-	339,85	0,04	151	B1	Phase out 2020-2030
R22	HCFC	Bagnato	86,47	158,46	96,09	49,8	-40,5	1069,13	0,055	1810	A1	Phase out 2020-2030
R23	HFC	Bagnato	70,01	89,69	26,14	48,3	-82,1	3884,02	0,74	12100	-	
R32	HFC	Bagnato	52,02	218,59	78,11	57,8	-51,7	2301,61	0	675	A2L	
R41	HFC	Bagnato	34,03	270,04	44,13	59	-	3384,66	0	92	-	
R113	CFC	Secco	187,38	-	214,15	34,1	23,15	-	0,8	6130	A1	Phase out 1996
R114	CFC	Isoentropico	170,92	-	145,85	32,61	3,55	-	1	10040	A3	Phase out 1996
R115	CFC	Isoentropico	154,47	-	79,95	31,2	-38,94	-	0,6	7370	-	Phase out 1996
R116	FC	Bagnato	138,01	30,69	19,88	30,5	-	4877,91	0	12200	-	
R123	HCFC	Isoentropico	152,93	168,4	183,75	36,7	138	738,51	0,02	77	B1	Phase out 2020-2030
R124	HCFC	Isoentropico	136,48	132,97	122,28	36,2	-12	908,7	0,022	609	-	Phase out 2020-2030
R125	HFC	Bagnato	120,02	81,49	66,02	36,2	-48,6	1643,89	0	3200	A1	
R134a	HFC	Isoentropico	102,03	217,2	101,06	40,6	-26,4	1211,51	0	1320	A1	Sostituto per R22,R12
R141b	HCFC	Isoentropico	116,95	215,13	204,5	42,5	32,05	848,37	0,11	725	-	Phase out 2020-2030
R142b	HCFC	Isoentropico	100,49	185,69	137,2	41,2	-9,3	1036,52	0,065	2310	A2	Phase out 2020-2030
R143a	HFC	Isoentropico	84,04	124,81	72,71	37,61	-47,24	1913,97	0	4470	A2L	
R152a	HFC	Bagnato	66,05	249,67	116,25	44,5	-25,15	1456,02	0	124	A2	
R170 Etano	HC	Bagnato	30,07	223,43	32,18	48,7	-118,28	5264,72	0	5,5	A3	
R218	FC	Isoentropico	188,02	58,29	71,87	26,4	-36,79	1244,87	0	8830	A1	
R227ea	HFC	Isoentropico/Secco	170,02	97,14	101,74	29,3	-16,34	1013	0	3220	A1	

Fluido	Tipo*	Pendenza curva vap. Saturo	MM [kg/kmol]	r [kJ/kg]	T _{cr} [°C]	p _{cr} [bar]	T _{bp} [°C]	c _p [J/kgK]	ODP	GWP	ASHRAE	Note
R236ea	HFC	Isoentropico	152,04	142,98	139,29	35,02	6,19	973,69	0	710	-	
R236fa	HFC	Secco	152,04	160,4	125,57	32	-1,4	1205	0	6300	A1	
R245ca	HFC	Secco	134,05	188,64	174,42	39,3	25,13	1011,26	0	560	-	
R245fa	HFC	Isoentropico	134,05	197,5	154,05	36,4	14,9	980,9	0	1020	B1	
HC270 cylopropano	HC	Bagnato	42,08	366,18	125,15	55,8	-33,15	1911,81	0	1300	B1	
R-290 Propano	HC	Bagnato	44,1	292,13	96,68	42,5	-42,1	2395,46	0	20	A3	Sostituto per R22
R407c	Miscela HFC	Bagnato	86,2	246,1	86,79	45,97	-43,6	829	0	1800	A1	Miscela zeotropica, sost. R22
R600 n-butano	HC	Secco	58,12	336,82	151,85	38	-0,52	1965,59	0	20	A3	
R600a isobutano	HC	Secco	58,12	303,4	134,7	36,4	-11,2	1981,42	0	20	A3	
R601 pentano	HC	Secco	72	358,7	196	33,6	35,5	1824,12	0	11	-	
R601a isopentano	HC	Secco	72,15	342,8	187	33,7	27,5	-	0	20	A3	
R1234yf	HFC	Isoentropico	114,04	-	94,7	33,82	-29,45	-	0	4	A2L	Sostituto per R134a
R1270 Propilene	HC	Bagnato	42,08	284,34	92,42	46,65	-47,69	2387,36	0	20	A3	
RC318	FC	Isoentropico	200,03	93,95	115,23	27,78	-5,98	896,82	0	10,25	A1	
C5H10 Ciclopentano	HC	Secco	70,1	-	238,5	45,2	48,8	-	0	-	-	
C6H6 Benzene	HC	Secco	78,11	395,4	289	49	79,8	-	0	-	-	
C6H12 Cicloesano	HC	Secco	84,2	-	280,5	40,8	80,3	-	0	-	-	
C6H14 Esano	HC	Secco	86,2	-	234,7	30,3	68,3	-	0	-	-	
C7H8 Toluene	HC	Secco	92,1	362,5	319	41	110,4	-	0	-	-	
C8H10 p-xylene	HC	Secco	-	339,9	343	35	66,65	-	0	-	-	
R-E170 Dimetil-etere	HC	Bagnato	46,07	-	127,15	53,41	-24,81	-	0	1	-	
PF5050	PFC	Secco	288	88	150	21,3	30	-	0	elevato	-	
HFE7000	HFE	Secco	200	142	165	24,8	35,83	1300	0	370	-	Sostituto per R123
HFE7100	HFE	Secco	250	112	195,3	22,3	61	-	0	390	-	
SES36 Solkatherm	Miscela	Bagnato	-	138,1	177,6	28,5	36,7	-	0	-	-	Miscela azeotropica, sostituto per R123

* CFC= Clorofluorocarburi, HCFC=Idroclorofluorocarburi, HFC=Idrofluorocarburi, HFE= Idrofluoroetere, PFC= perfluorocarburi, HC=Idrocarburi, FC=Fluorocarburi

Appendice C: Listati dei programmi

File Refpropm. Lista grandezze e unità di misura

```
% Calling predefined mixtures:
%   result=refpropm(prop_req, spec1, value1, spec2, value2, mixture1)
%
% Calling user defined mixtures:
%   result=refpropm(prop_req, spec1, value1, spec2, value2,
%                   substance1, substance2, ..., x)
%
% where
%   prop_req    character string showing the requested properties
%               Each property is represented by one character:
%               0   Refprop DLL version number
%               A   Speed of sound [m/s]
%               B   Volumetric expansivity (beta) [1/K]
%               C   Cp [J/(kg K)]
%               D   Density [kg/m3]
%               E   dP/dT (along the saturation line) [kPa/K]
%               F   Fugacity [kPa] (returned as an array)
%               G   Gross heating value [J/kg]
%               H   Enthalpy [J/kg]
%               I   Surface tension [N/m]
%               J   Isenthalpic Joule-Thompson coeff [K/kPa]
%               K   Ratio of specific heats (Cp/Cv) [-]
%               L   Thermal conductivity [W/(m K)]
%               M   Molar mass [g/mol]
%               N   Net heating value [J/kg]
%               O   Cv [J/(kg K)]
%               P   Pressure [kPa]
%               Q   Quality (vapor fraction) (kg/kg)
%               R   d(rho)/dP (constant T) [kg/kPa]
%               S   Entropy [J/(kg K)]
%               T   Temperature [K]
%               U   Internal energy [J/kg]
%               V   Dynamic viscosity [Pa*s]
%               W   d(rho)/dT (constant p) [kg/(m^3 K)]
%               X   Liquid phase & gas phase comp.(mass frac.)
%               Z   Compressibility factor
%               +   Liquid density of equilibrium phase
%               -   Vapor density of equilibrium phase
%               !   dH/d(rho) (constant T) [(J/kg)/(kg/m^3)]
%               @   dH/dT (constant rho) [J/(kg K)]
%               #   dP/dT (constant rho) [kPa/K]
%               $   Kinematic viscosity [cm^2/s]
%               %   Thermal diffusivity [cm^2/s]
%               ^   Prandtl number [-]
%
%   spec1       first input character: T, P, H, D, C, R, or M
%               T, P, H, D: see above
%               C: properties at the critical point
%               R: properties at the triple point
%               M: properties at Tmax and Pmax
%               (Note: if a fluid's lower limit is higher
%               than the triple point, the lower limit will
%               be returned)
%
%   value1      first input value
```

```

%
%      spec2          second input character:  P, D, H, S, U or Q
%
%      value2         second input value
%
%      substance1      file name of the pure fluid (or the first
%                      component of the mixture)
%
%      mixture1        file name of the predefined fluid mixture
%                      with the extension ".mix" included
%
%      substance2,substance3,...substanceN
%                      name of the other substances in the
%                      mixture. Up to 20 substances can be handled.
%                      Valid substance names are equal to the file names
%                      in the C:\Program Files\REFPROP\fluids\' directory.
%
%      x              vector with mass fractions of the substances
%                      in the mixture.
%
%
```

File ingressi per la chiamata del modello Simulink

```

clear all;
clc

%Scelta fluido
fluid=('R134a');
g=uint8(fluid);

%scelta p evaporatore [kPa]
p_ev=1692.7;
%T ingresso sorgente [K]
Ts_i=373.15;
%portata sorgente [kg/s]
m_s=18;
%calore specifico sorgente [J/kgK]
cp_s=1010;
%T ingresso fluido raffreddamento [K]
Tp_i=283.15;
%calore specifico fluido raffreddamento [J/kgK]
cp_p=4186;
%T esterna [K]
T0=293.15;
%rendimenti isoentropici pompa ed espansore
eta_pump=0.8;
eta_turb=0.8;

%approach point
DTa_ev=25;%evaporatore
DTa_cond=10;%condensatore

Tl=DTa_cond+Tp_i;
T3=Ts_i-DTa_ev;

%pinch point al condensatore e evaporatore
DTpp=5;
Tpr=Tl-DTpp;
Tf=refpropm('T','P',p_ev, 'Q', 0,fluid);
```

```

hf=refpropm('H','P',p_ev, 'Q', 0,fluid);
Tsr=Tf+DTpp;

%rendimento di carnot
eta_C=1-Tp_i/Ts_i;

sim('orc');

%controllo X4
if (X4<1 )
    disp('X4<1') ;
end

```

Function per le prove all'ottimizzatore

Prova 1 con chiamata al modello Simulink

```

function y=f_opt(x)

%Definizione del vettore x
np= size(x,1); %n° righe
DTa=x(:,1); %prima colonna
p_ev=x(:,2); %seconda colonna

y = zeros(size(x(:,1)));%preallocation della variabile y: vettore colonna di
dimensione np

%Dati fissi
fluid=('R134a');%Scelta fluido
g=uint8(fluid); %conversione del nome fluido in integer per la lettura in
simulink

Ts_i=373.15;%T ingresso sorgente [K]

m_s=18;%portata sorgente [kg/s]

cp_s=1010;%calore specifico sorgente [J/kgK]

Tp_i=283.15;%T ingresso fluido raffreddamento [K]

cp_p=4186;%calore specifico fluido raffreddamento [J/kgK]

T0=293.15;%T ambiente [K]

%rendimenti isoentropici pompa e turbina
eta_pump=0.8;
eta_turb=0.8;

%opzioni per lettura delle variabili nel workspace della function da parte di
Simulink
options=simset('SrcWorkspace', 'current');

for i=1:np

    %approach point
    T1=DTa(i)+Tp_i; %condensatore
    T3=Ts_i-DTa(i); %evaporatore

    %pinch point al condensatore e evaporatore, si assume una differenza di

```

```

%temperatura pari alla metà di DT approach point
DTpp=DTa(i)/2;
Tpr=T1-DTpp;
Tf=refpropm('T','P',p_ev(i), 'Q', 0,fluid);
hf=refpropm('H','P',p_ev(i), 'Q', 0,fluid);
Tsr=Tf+DTpp;

%trovo risultati del ciclo ORC per la particella i-esima con valori di input
pari a x(i,:)
sim('orc',[],options);

y(i,1)=a(1,1);

if (X4<1 )
    disp('X4<1') ;
end

clear T1 T3 DTpp Tpr Tf hf Tsr X4 a

end

end

```

La variabile “y” è la funzione obiettivo, mentre “x” è un vettore costruito associando ad ogni colonna una variabile del problema di ottimizzazione considerato e con un numero di righe pari al numero di particelle (np) scelte.

```

DTa=x(:,1);
p_ev=x(:,2);
np= size(x,1);

```

È consigliato pre-allocare la variabile “y”, perciò si crea un vettore colonna di dimensione “np” composto da elementi nulli.

```

y = zeros(size(x(:,1)));

```

Analogamente a quanto fatto nel file ingressi si inseriscono gli tutti altri dati fissi del problema: caratteristiche della sorgente e del serbatoio, temperatura ambiente, rendimenti isoentropici delle macchine.

Si aggiungono opzioni per far sì che Simulink legga i dati dal Workspace della function.

```

options=simset('SrcWorkspace', 'current');

```

Si crea un ciclo “for” in modo che venga calcolata la funzione obiettivo “a” per ogni particella: all'interno verrà richiamato il ciclo Simulink per ogni particella i-esima eseguendo il calcolo del parametro “a” con i nuovi valori delle variabili per ogni iterazione.

Questa function verrà richiamata dall'ottimizzatore ad ogni iterazione fino al raggiungimento del numero di iterazioni impostate.

Prova 1 in Matlab

```

function y=f_optm(x)

%Definizione del vettore x
np= size(x,1); %n° righe
DTa=x(:,1); %prima colonna
p_ev=x(:,2); %seconda colonna

y = zeros(size(x(:,1)));%preallocation della variabile y: vettore colonna di
dimensione np

%Dati fissi
fluid=('R134a');%Scelta fluido

Ts_i=373.15;%T ingresso sorgente [K]

m_s=18;%portata sorgente [kg/s]

cp_s=1010;%calore specifico sorgente [J/kgK]

Tp_i=283.15;%T ingresso fluido raffreddamento [K]

%rendimenti isoentropici pompa e turbina
eta_pump=0.8;
eta_turb=0.8;

for i=1:np

    %approach point
    T1=DTa(i)+Tp_i; %condensatore
    T3=Ts_i-DTa(i); %evaporatore

    %pinch point al condensatore e evaporatore, si assume una differenza di
    %temperatura pari alla metà di DT approach point
    DTpp=DTa(i)/2;

    Tf=refpropm('T','P',p_ev(i), 'Q', 0,fluid);
    hf=refpropm('H','P',p_ev(i), 'Q', 0,fluid);
    Tsr=Tf+DTpp;

    p_cond=refpropm('P','T', T1, 'Q', 0, fluid);
    s1=refpropm('S','T', T1, 'Q', 0, fluid);
    h1=refpropm('H','T', T1, 'Q', 0, fluid);

    h2is=refpropm('H','P',p_ev(i), 's', s1, fluid);

    h2=h1+(h2is-h1)/eta_pump;

    h3=refpropm('H', 'T', T3,'P', p_ev(i), fluid);
    s3=refpropm('S','T', T3,'P', p_ev(i), fluid);

    h4is=refpropm('H','P',p_cond, 'S', s3, fluid);

    h4=h3-eta_turb*(h3-h4is);

    hg=refpropm('H','P',p_cond, 'Q', 1, fluid);
    X4=(h4-h1)/(hg-h1);

    m=m_s*cp_s*(Ts_i-Tsr)/(h3-hf);

    Ppump=m*(h2-h1);

```

```

Pturb=m*(h3-h4);
Pnet=Pturb-Ppump;
Pref=m_s*cp_s*(Ts_i-Tp_i)*(1-Tp_i/Ts_i);
a=(Pref-Pnet)/Pref;

y(i,1)=a;

if (X4<1 )
    disp('X4<1') ;
end

clear T1 T3 DTpp Tpr Tf hf Tsr X4 a

end

end

```

Prova 2 in Matlab

```

function y=f_optm2(x)

%Definizione del vettore x
np= size(x,1); %n° righe
DTa=x(:,1); %prima colonna
p_ev=x(:,2); %seconda colonna
DTpp=x(:,3); %terza colonna

y = zeros(size(x(:,1))); %preallocation della variabile y: vettore colonna di
dimensione np

%Dati fissi
fluid=('R134a'); %Scelta fluido

Ts_i=373.15; %T ingresso sorgente [K]

m_s=18; %portata sorgente [kg/s]

cp_s=1010; %calore specifico sorgente [J/kgK]

Tp_i=283.15; %T ingresso fluido raffreddamento [K]

T0=293.15; %T esterna [K]

%rendimenti isoentropici pompa e turbina
eta_pump=0.8;
eta_turb=0.8;

for i=1:np

    %approach point
    T1=DTa(i)+Tp_i; %condensatore
    T3=Ts_i-DTa(i); %evaporatore

    Tpr=T1-DTpp;
    Tf=refpropm('T','P',p_ev(i), 'Q', 0,fluid);
    hf=refpropm('H','P',p_ev(i), 'Q', 0,fluid);
    Tsr=Tf+DTpp(i);

```

```

p_cond=refpropm('P','T', T1, 'Q', 0, fluid);
s1=refpropm('S','T', T1, 'Q', 0, fluid);
h1=refpropm('H','T', T1, 'Q', 0, fluid);

h2is=refpropm('H','P',p_ev(i), 's', s1, fluid);

h2=h1+(h2is-h1)/eta_pump;

h3=refpropm('H', 'T', T3,'P', p_ev(i), fluid);
s3=refpropm('S','T', T3,'P', p_ev(i), fluid);

h4is=refpropm('H','P',p_cond, 'S', s3, fluid);

h4=h3-eta_turb*(h3-h4is);

hg=refpropm('H','P',p_cond, 'Q', 1, fluid);
X4=(h4-h1)/(hg-h1);

m=m_s*cp_s*(Ts_i-Tsr)/(h3-hf);

Ppump=m*(h2-h1);
Pturb=m*(h3-h4);
Pnet=Pturb-Ppump;
Pref=m_s*cp_s*(Ts_i-Tp_i)*(1-Tp_i/Ts_i);
a=(Pref-Pnet)/Pref;
y(i,1)=a;

if (X4<1)
    disp('X4<1') ;
end

clear T1 T3 Tpr Tf hf Tsr X4 a

end

end

```

Prova 3 in Matlab

```

function y=f_optm3(x)

%Definizione del vettore x
np= size(x,1); %n° righe
DTa_ev=x(:,1); %prima colonna
p_ev=x(:,2); %seconda colonna
DTpp=x(:,3); %terza colonna
DTa_cond=x(:,4); %quarta colonna

y = zeros(size(x(:,1))); %preallocation della variabile y: vettore colonna di
dimensione np

%Dati fissi
fluid=('R143a'); %Scelta fluido

Ts_i=373.15; %T ingresso sorgente [K]

m_s=18; %portata sorgente [kg/s]

cp_s=1010; %calore specifico sorgente [J/kgK]

```

```

Tp_i=283.15;%T ingresso fluido raffreddamento [K]

%rendimenti isoentropici pompa e turbina
eta_pump=0.8;
eta_turb=0.8;

for i=1:np

    %approach point
    T1=DTa_cond(i)+Tp_i; %condensatore
    T3=Ts_i-DTa_ev(i); %evaporatore

    %pinch point al condensatore e evaporatore, si assume una differenza di
    %temperatura pari alla metà di DT approach point

    %Tpr=T1-DTpp;
    Tf=refpropm('T','P',p_ev(i), 'Q', 0,fluid);
    hf=refpropm('H','P',p_ev(i), 'Q', 0,fluid);
    Tsr=Tf+DTpp(i);

    p_cond=refpropm('P','T', T1, 'Q', 0, fluid);
    s1=refpropm('S','T', T1, 'Q', 0, fluid);
    h1=refpropm('H','T', T1, 'Q', 0, fluid);

    h2is=refpropm('H','P',p_ev(i), 's', s1, fluid);

    h2=h1+(h2is-h1)/eta_pump;

    h3=refpropm('H', 'T', T3,'P', p_ev(i), fluid);
    s3=refpropm('S','T', T3,'P', p_ev(i), fluid);

    h4is=refpropm('H','P',p_cond, 'S', s3, fluid);

    h4=h3-eta_turb*(h3-h4is);

    hg=refpropm('H','P',p_cond, 'Q', 1, fluid);
    X4=(h4-h1)/(hg-h1);

    m=m_s*cp_s*(Ts_i-Tsr)/(h3-hf);

    Ppump=m*(h2-h1);
    Pturb=m*(h3-h4);
    Pnet=Pturb-Ppump;
    Pref=m_s*cp_s*(Ts_i-Tp_i)*(1-Tp_i/Ts_i);
    a=(Pref-Pnet)/Pref;

    y(i,1)=a;
    % if (X4<1)
    %     error('X4<1, il bilancio al condensatore non è esatto') ;
    % end
    clear T1 T3 Tpr Tf hf Tsr a

end

end

```

Impostazione ottimizzatore

Si avvia il processo di ottimizzazione tramite la function “Optimization procedure” .

In essa si specificano il numero delle particelle da considerare (np) e il numero delle iterazioni da compiere (nit).

In seguito si inseriscono i range entro i quali modificare i valori delle variabili ad ogni iterazione. Si creano due vettori dove ogni colonna si riferisce ad una delle variabili del problema di ottimizzazione: in “ub” (upper boundaries) si inseriscono i limiti superiori e in “lb” (lower boundaries) i limiti inferiori.

Lo sciame viene quindi inizializzato richiamando una function “Inizializzazione” che fa in modo che i valori iniziali siano uniformemente distribuiti all'interno dello sciame:

```
%Inizializzo lo sciame tramite un Ipercubo  
x0 = Inizializzazione(np,ub,lb);
```

Si associa alla funzione “F” (funzione obiettivo) dell'ottimizzatore la variabile y che viene calcolata nella function “f_opt” che abbiamo costruito nei passaggi precedenti.

```
F = @(x) f_opt(x);
```

Infine si ha la chiamata all'ottimizzatore con i parametri così impostati e la restituzione del global best al termine delle iterazioni.

I comandi tic/toc permettono di misurare il tempo trascorso per completare un Run completo. Per far sì che il programma eseguisse 15 Run consecutivi si è utilizzato un Timer che veniva così impostato dalla Command Window:

```
t = timer('TimerFcn','Optimization_Procedure' ,  
'ExecutionMode','FixedSpacing','TasksToExecute', 15);
```

La function completa per l'avvio della procedura di ottimizzazione è la seguente

```
function Optimization_Procedure  
clear all;  
close all;  
  
tic  
  
np=30; %numero delle particelle  
nit = 30; % numero di iterazioni  
  
%Limiti per DTa  
DTa_max=25;  
DTa_min=10;  
  
Ts_i=373.15;%t sorgente  
Tp_i=283.15;%t pozzo  
fluid=('R134a');%fluido  
  
Tc=refpropm('T','C',0,' ', 0,fluid);%proprietà nel punto critico  
pc=refpropm('P','C',0,' ', 0,fluid);  
  
T3_min=Ts_i-DTa_max;  
  
if T3_min>Tc  
    fprintf T3_min>Tc
```

```

    Tc1=Tc-1;
    pcl=refpropm('p','T',Tc1,'q', 0,fluid);
    pev_max=pcl;
else
    pev_max=refpropm('p','T',T3_min,'Q',0,fluid);
end

Tl_max=Tp_i+DTa_max;
pev_min=refpropm('p','T',Tl_max,'Q',0,fluid);

%Limiti di ricerca nelle x Prova 1
% ub = [DTa_max, pev_max]; % limiti superiori
% lb = [DTa_min, pev_min]; % limiti inferiori

%Limiti di ricerca nelle x Prova 2
% ub = [DTa_max, pev_max, 20]; % limiti superiori
% lb = [DTa_min, pev_min, 5]; % limiti inferiori

%Limiti di ricerca nelle x Prova 3
ub = [DTa_max, pev_max, 20, DTa_max]; % limiti superiori
lb = [DTa_min, pev_min, 5, DTa_min]; % limiti inferiori

%Inizializzo lo sciame tramite un Ipercubo
x0 = Inizializzazione(np,ub,lb);

%Definisco la funzione obiettivo
F = @(x) f_optm3(x);

%Chiamo l'ottimizzatore
[xg,fg,x,f] = PSO_New_v46(F,x0,lb,ub,nit,'on');

xg(1,:)
fg(1,1)

toc

```

Appendice D: Riassunto schematico di articoli di letteratura

Articolo	Sorgente considerata		Fluidi	Tipo espansore	T ingresso turbina [°C]	p _{ev} [bar]	η _{turb}	P _{net} [kW]	η ciclo	osservazioni
	Tipo	Temperatura °C								
Badr et al., 1985			R113	Rotary-vane		<7	55%	1,6		
Zanell et al., 1985			R134a	Hermetic Scroll	170	6,4	65%	1 – 3,5		
Larjola, 1994	Fumi	425	R114	Turboespansore				500-1500	26,0%	
	Acqua calda	95						1000	6-10%	
	Fumi	>400						1000	27-32%	
Yanagisawa et al., 2001			Aria	Oil-free open drive air scroll		6,5	60%			
E. H. Kane et al., 2002				Hermetic scroll			68%	6,5		
Hettiarachchia et al., 2007	Geotermica	90	PF5050	Generico	80	4,8	85%	8718	7,8%	Calcoli per impianto da 10 MWe lordi
		90	R123	Generico	79,9	4,9		8766	9,8%	
		90	Ammonia	Generico	76,9	38,3		7766	8,9%	
		90	N-Pentano	Generico	80,2	3,7		8940	9,9%	
Ingley et al., 2005			Ammonia	Scroll			18,2%	0,209		
Kim et al., 2007	Generica		Vapore	Double-sided scroll	140	13,8	34%	11,5		Prototipo
Saitoh et al., 2007			R113	Scroll	136	9,4	59,6%	0,45		
R. B. Peterson et al., 2008	Olio diatermico	165 – 183	R123	Scroll	170	6,4	49,9%	0,256	7,2%	
Mathias et al., 2009			R123	Refrigeration scroll			48,3%	2,9		
Mathias et al., 2009			R123	Gerotor		35,1		1,8		
Lemort et al., 2008	Fumi		R123	Oil-free open drive air scroll	143	10	68%	1,8		

Articolo	Sorgente considerata		Fluidi	Tipo espansore	T ingresso turbina [°C]	p _{ev} [bar]	η _{turb}	P _{net} [kW]	η ciclo	osservazioni
	Tipo	Temperatura °C								
Johnston et al., 2009	Acqua	100	R123	Scroll	130-150	12 – 20	83%	2,96	-	
				Gerotor	84-160	4 – 19	85%	2,07	-	
				Scroll e Gerotor in serie	160	25	82%	6,271	7,7%	
H. Wang et al., 2009			R134a	Scroll	125	10 – 18	77%	1		
Manolakos et al., 2009			R134a	Automotive A/C scroll			<50%			
Xiaojun et al., 2010			Aria	Scroll		1-4	69%	3,5		Cella a combustibile
Tahir et al., 2010	Acqua	60 – 100	R245fa	Rotary-vane		2,6 – 2,9	48%	0,03	4%	
Lemort et al., 2010	Flussi di aria calda	150 – 200	HFE7000	Oil-free open drive air scroll	89,6	5,2			8%	
			R245fa		92,8	10,7			9%	
			Novec649		88,1	3,25	70%	≈2	7%	
			R123		95	6,8			9%	
			R134a		100	37			8%	
Lemort et al., 2010	Solar plant	90	R123	Generico	120	12,01	65%		15%	
	Geotermica		R245fa		80	7,91	60,53%		9,54%	
	Fumi		R123		170	29,44	51,87%		16,39%	
Harada et al., 2010			R245fa	Refrigeration scroll			87%	1		
Masheiti et al., 2011	Geotermica	75	R134a	Generico	73		80%	400,9*	4,0%	(*)valori lordi, potenza prodotta dalla turbina
			R245fa					368,2*		
Wei et al., 2011			Aria	Single screw	17	6,7 – 16	30,76%	5		
Lemort et al., 2011	Acqua calda	150	R245fa	Scroll	139	6,7 – 16	71,03%	≈ 2,5	-	senza recupero interno
Guoquan Qiu et al., 2012			HFE7000	Compressed-air-driven vane type air	117	6,7	26%	0,85		
Zheng et al., 2012	Generica	90	R245fa	Rolling-piston		8,35	40%	0,35	5-6%	senza recupero interno
Li et al., 2013	Geotermica	130	R123	Turbina assiale a singolo stadio	119	9	59%	6	7,98	Rigenerativo
Lemort et al., 2013 Experimental study..	Generica (20kW termici)		R245fa	Oil-free open drive air scroll	92 – 140	6 – 16	75,7%	1,8	8,5%	Anche in CHP (acqua a 50°C al condensatore)
Wang et al., 2013	Fumi	130	R134a	Generico	90	22	70%	-	-	Ottimizzazione multi-obiettivo