



**UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA**

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

Ottimizzazione di Organic Rankine Cycles cogenerativi alimentati da biomassa

Relatore: Prof. Anna Stoppato

Correlatore: Prof. Alberto Benato

Laureando: Alessandro Poppi

Matricola: 1128732

Anno Accademico 2017/2018

Sommario

Gli impianti ORC (Organic Rankine Cycle) sono delle tecnologie che hanno trovato nel tempo una forma di utilizzo sempre maggiore, in particolare per la loro capacità di sfruttare fonti di calore di medio e bassa temperatura.

Si tratta di fonti di calore di ridotta qualità che spesso non godono di un adeguato sfruttamento nella generazione di energia elettrica.

L'obiettivo dell'impianto ORC che si intende realizzare è la produzione di energia elettrica ed energia termica a partire dalla combustione di biomassa.

In sostanza i punti fondamentali dello studio sono il rispetto di una forma di produzione cogenerativa, impiegando una fonte primaria rinnovabile e a basso impatto ambientale. Proprio per rendere concrete tali richieste si è pensato agli impianti a fluido organico ORC per la propensione a lavorare con fonti di calore non convenzionali e per la grande adattabilità alle diverse necessità.

La ricerca si basa fundamentalmente sulla selezione del fluido organico da far operare nell'impianto.

Le difficoltà dello studio risiedono nell'elevato numero di fluidi possibili, da cui estrarre i più performanti, nel rispetto di limitazioni e condizioni al contorno.

Per fare questo si impiega uno strumento informatico versatile e in grado di fornire le entità dei principali parametri, su cui basare la valutazione e selezionare solo i fluidi più adatti all'impianto in studio.

L'analisi ha condotto ad un ristretto gruppo di fluidi che vengono ordinati in classifica basandosi su una serie di parametri assunti quali termini di confronto e valutazione.

Su tale classifica si effettuano poi ulteriori considerazioni, in relazione soprattutto ad aspetti ambientali e di pericolosità, per poter confermare l'adeguatezza del fluido organico in un contesto produttivo.

Indice

SOMMARIO.....	3
LISTA DELLE FIGURE	7
LISTA DELLE TABELLE	9
LISTA DEI SIMBOLI.....	11
INTRODUZIONE.....	15
CONFIGURAZIONE DEL CICLO TERMODINAMICO	19
1.1 - CICLO DI CARNOT	19
1.2 – CICLO RANKINE	21
1.3 – CICLO HIRN – CICLO RANKINE A VAPORE SURRISCALDATO	24
1.4 – CICLI RANKINE SUPERCRITICI.....	25
1.5 - CICLO RIGENERATIVO	27
INTRODUZIONE AGLI IMPIANTI ORC	31
2.1 – STORIA	31
2.2 – ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC).....	32
2.3 – PROPRIETÀ DEL GENERICO FLUIDO LAVORO.....	34
2.4 – SCELTA DEL FLUIDO ORGANICO.....	35
2.4.1 – <i>Calore latente di vaporizzazione</i>	35
2.4.2 – <i>Densità</i>	36
2.4.3 – <i>Temperatura critica</i>	36
2.4.4 – <i>Temperatura di ebollizione</i>	37
2.4.5 – <i>Temperatura di congelamento e punto di fiamma</i>	37
2.4.6 – <i>Peso molecolare</i>	38
2.4.7 – <i>Complessità molecolare</i>	38
2.4.8 – <i>Viscosità</i>	38
2.4.9 – <i>Conducibilità termica</i>	39
2.4.10 – <i>Stabilità termica</i>	39
2.4.11 – <i>Tossicità e compatibilità</i>	39
2.4.12 – <i>Sicurezza ambientale</i>	40
2.4.13 – <i>Performance e considerazioni</i>	41
2.5 – CLASSIFICAZIONE.....	42
2.6 – MISCELE BINARIE DI FLUIDI ORGANICI	45
2.6.1 – <i>Impiego delle miscele negli impianti ORC</i>	46
IMPIANTO ORC COGENERATIVO A BIOMASSA	49
3.1 – BIOMASSA	49

3.2 – COGENERAZIONE	51
3.3 – IMPIANTI ORC COGENERATIVI A BIOMASSA.....	53
PROCEDURA DI ANALISI E OTTIMIZZAZIONE DEL CICLO.....	57
4.1 - ESPOSIZIONE DEL PROBLEMA.....	57
4.2 - MODELLO DI VALUTAZIONE.....	59
4.2.1 - <i>Fluidi impiegati</i>	59
4.3 – COMPONENTI DELL’IMPIANTO	60
4.3.1 – <i>Evaporatore</i>	60
4.3.2 – <i>Espansore</i>	61
4.3.3 – <i>Condensatore</i>	64
4.3.4 – <i>Pompa</i>	65
4.3.5 – <i>Recuperatore</i>	66
4.4 - PROCESSO DI OTTIMIZZAZIONE	67
4.4.1 – <i>Algoritmo genetico</i>	68
4.4.2 – <i>Funzione obiettivo</i>	72
4.5 - ANALISI ENERGETICA, EXERGETICA ED ECONOMICA	77
4.5.1 - <i>Analisi energetica</i>	77
4.5.2 – <i>Analisi exergetica</i>	79
4.5.3 – <i>Analisi economica</i>	82
RISULTATI DELL’OTTIMIZZAZIONE E ANALISI DELL’IMPIANTO	101
5.1 – MODALITÀ DI SELEZIONE	101
5.2 – RISULTATI DELLE ANALISI E CONFRONTO.....	104
5.2.1 – <i>Risultati analisi energetica</i>	107
5.2.2 – <i>Risultati analisi exergetica</i>	112
5.2.3 – <i>Risultati analisi economica</i>	114
5.2.4 – <i>Valutazione di parametri secondari</i>	119
5.2.5 – <i>Confronto e considerazioni</i>	125
5.3 – VARIAZIONE ANALISI ECONOMICA.....	132
5.3.1 – <i>Tipologia di scambiatore</i>	132
5.3.2 – <i>Tipologie di materiale</i>	133
5.4 – DATABASE DELLE PROPRIETÀ	135
5.4.1 – <i>Classificazione ASHRAE</i>	136
5.4.2 – <i>Classe di temperatura e gruppo di esplosività</i>	136
5.4.3 – <i>Classe di immagazzinamento e di fiamma</i>	137
5.4.4 – <i>Scelta dei limiti e considerazioni</i>	137
CONCLUSIONI.....	141
BIBLIOGRAFIA	145

Lista delle figure

Figura 1.1 – Ciclo termico diretto tra le temperature T_1 e T_2 ($T_1 > T_2$) [1]	19
Figura 1.2 – Diagramma temperatura-entropia del ciclo di Carnot [1]	20
Figura 1.3 – Schema di impianto e diagrammi $T - s$ del ciclo Rankine [1]	22
Figura 1.4 – Diagramma $T - s$ del ciclo di Hirn e schema di impianto [1]	25
Figura 1.5 – Diagramma $T - s$ del ciclo Rankine supercritico	26
Figura 1.6 – Confronto dei profili termici subcritico e supercritico nella fase di riscaldamento del fluido motore [4]	27
Figura 1.7 – Schema di impianto del generico ciclo rigenerativo [3]	28
Figura 1.8 – Diagramma $T - s$ del ciclo Rankine rigenerativo [3]	28
Figura 2.1 – Influenza del calore latente di vaporizzazione sull'accoppiamento con il profilo della fonte di calore [11]	35
Figura 2.2 – Diagramma $T - s$ di un (a) fluido umido (wet); (b) isoentropico; (c) secco (dry) [22] ...	45
Figura 2.3 – Diagrammi temperatura-concentrazione rappresentanti una miscela zeotropica e due miscele azeotropiche [23]	46
Figure 2.4 – Confronto dell'accoppiamento di profili termici di un fluido puro rispetto a una miscela [2]	47
Figura 3.1 – Schema di impianto di un ORC cogenerativo a biomassa [30]	54
Figura 4.1 – Schema di impianto dell'ORC	60
Figura 4.2 – Predizione dell'efficienza di uno stadio di turbina assiale: a) Velocità specifica ottimale in funzione di VH e VR ; b) Efficienza di turbina isoentropica alla velocità specifica ottimale in funzione di VH e VR (riprodotti da [34])	62
Figura 4.3 – Predizione dell'efficienza di uno stadio di turbina radiale: a) Velocità specifica ottimale in funzione di VH e VR ; b) Efficienza di turbina isoentropica alla velocità specifica ottimale in funzione di VH e VR (riprodotti da [35])	62
Figura 4.4 – Schema di funzionamento dell'algoritmo genetico	71
Figura 4.5 – Schema della funzione obiettivo dell'algoritmo genetico	76
Figura 4.6 – Profili di temperatura del condensatore	84
Figura 4.7 – Profili di temperatura dell'evaporatore	89
Figura 5.1 – Cicli termodinamici e profili di temperatura del fluido DMC rispettivamente per le tre diverse taglie di caldaia: 1 MW, 1.5 MW e 2 MW	105
Figura 5.2 – Istogrammi della potenza elettrica garantita dal ciclo ORC nelle tre diverse taglie di caldaia in relazione ai vari fluidi organici sfruttati	107
Figura 5.3 – Istogrammi della potenza termica garantita dal ciclo ORC nelle tre diverse taglie di caldaia in relazione ai vari fluidi organici sfruttati	108
Figura 5.4 – Istogrammi dei rendimenti di impianto in proporzione all'indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia	110
Figura 5.5 – Istogrammi dei rendimenti di primo principio in proporzione all'indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia	111

Figura 5.6 – Istogrammi dei rendimenti exergetici in proporzione all’indice di riferimento (benzene) per le tre taglie	113
Figura 5.7 – Istogrammi del costo totale dei componenti in proporzione all’indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia	115
Figura 5.8 – Istogrammi del valore attuale netto in proporzione all’indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia	116
Figura 5.9 – Istogrammi del costo dell’elettricità in proporzione all’indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia	117
Figura 5.10 – Istogrammi della velocità angolare in proporzione all’indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia	119
Figura 5.11 – Istogrammi della pressione di evaporazione in proporzione all’indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia	121
Figura 5.12 – Istogrammi della pressione di condensazione in proporzione all’indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia	121
Figura 5.13 – Istogrammi del volume in proporzione all’indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia.....	123
Figura 5.14 – Istogrammi del costo del fluido in proporzione all’indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia	124
Figura 5.15 – Grafico a bolle della relazione tra fluido e parametro rispetto alla posizione conseguita nella classifica parziale	126
Figura 5.16 – Variazione percentuale del valore registrato dal DMC rispetto al benzene	129
Figura 5.17 – Istogramma confronto dei parametri da massimizzare	130
Figura 5.18 – Istogramma confronto dei parametri da minimizzare	131
Figura 5.19 – Variazione percentuale del costo in relazione alla tipologia di scambiatore e alla taglia di caldaia.....	133
Figura 5.20 - Variazione percentuale del costo in relazione al materiale di costruzione e alla taglia di caldaia.....	134
Figura 5.21 - Variazione percentuale del costo in relazione al materiale di costruzione e alla taglia di caldaia (flat plate).....	135
Figura 5.22 – Classificazione ASHRAE tratta da normativa ANSI/ASHRAE Standard 34-2007	136

Lista delle tabelle

Tabella 2.1 – Proprietà del generico fluido motore	34
Tabella 2.2 – Classificazione di tossicità [20].....	40
Tabella 2.3 – Definizione della categoria di appartenenza del fluido organico in relazione alla pendenza della curva di saturazione	44
Tabella 3.1 – Biomass-fired ORC in district heating per country [6]	55
Tabella 4.1 – Punti caratteristici dell’impianto ORC cogenerativo.....	58
Tabella 4.2 – Parametri di partenza dell’impianto ORC da ottimizzare	68
Tabella 4.3 – Definizione dei valori di Upper Bound (<i>UP</i>) e di Lower Bound (<i>LB</i>)	72
Tabella 4.4 – Parametri prestazionali dell’algoritmo genetico	72
Tabella 4.5 – Riassunto dei parametri imposti e delle formule impiegate per l’analisi economica del condensatore (1984)	87
Tabella 4.6 – Riassunto dei parametri imposti e delle formule impiegate per l’analisi economica del condensatore (2015)	87
Tabella 4.7 – Riassunto dei parametri imposti e delle formule impiegate per l’analisi economica dell’evaporatore (1984).....	91
Tabella 4.8 – Riassunto dei parametri imposti e delle formule impiegate per l’analisi economica della pompa (1984)	92
Tabella 4.9 – Riassunto dei parametri imposti e delle formule impiegate per l’analisi economica della pompa (2015)	92
Tabella 4.10 – Riassunto dei parametri imposti e delle formule impiegate per l’analisi economica del motore elettrico della pompa, per la turbina e per l’alternatore con riduttore (1984)	93
Tabella 4.11 – Riassunto dei parametri imposti e delle formule impiegate per l’analisi economica del motore elettrico della pompa, per la turbina e per l’alternatore con riduttore (2015)	93
Tabella 4.12 – Riassunto dei parametri imposti e delle formule impiegate per l’analisi economica dell’air-cooled condenser (1984-2015)	95
Tabella 4.13 – Raccolta dei parametri imposti nell’analisi economica	100
Tabella 5.1 – Riassunto dei fluidi più performanti per ogni singola taglia	103
Tabella 5.2 – Elenco dei fluidi migliori in comune alle tre taglie	103
Tabella 5.3 – Parametri caratteristici dei punti termodinamici di ciclo con fluido organico DMC.....	105
Tabella 5.4 - Portate del fluido caldo acqua nell’evaporatore per le rispettive taglie termiche.....	106
Tabella 5.5 - Portate del fluido organico nell’impianto per le rispettive taglie termiche e per i rispettivi fluidi.....	106
Tabella 5.6 - Portate del fluido freddo acqua nel condensatore per le rispettive taglie termiche e per i rispettivi fluidi.....	106
Tabella 5.7 – Valore medio e massimo della potenza elettrica e della potenza termica (fluido che ha conseguito la potenza massima)	108
Tabella 5.8 – Valore massimo del rendimento elettrico di impianto e fluido che lo ha conseguito ..	110
Tabella 5.9 – Valore massimo del rendimento di primo principio e fluido che lo ha conseguito	112

Tabella 5.10 - Classifiche parziali analisi energetiche: rendimento elettrico di impianto e rendimento di primo principio	112
Tabella 5.11 – Valore massimo del rendimento exergetico e fluido che lo ha conseguito.....	113
Tabella 5.12 - Classifiche parziali analisi exergetica: rendimento exergetico	114
Tabella 5.13 – Valori migliori dei principali indici economici	118
Tabella 5.14 - Classifiche parziali analisi economiche: costo dei componenti, <i>VAN</i> , <i>LCOE</i>	118
Tabella 5.15 - Parametri caratteristici dell'espansore nelle tre taglie di caldaia (fluido organico DMC)	120
Tabella 5.16 – Area di scambio termico del condensatore in relazione al fluido organico operante nell'impianto e alla taglia di caldaia	122
Tabella 5.17 - Area di scambio termico dell'evaporatore in relazione al fluido organico operante nell'impianto e alla taglia di caldaia	122
Tabella 5.18 - Area di scambio termico del recuperatore in relazione al fluido organico operante nell'impianto e alla taglia di caldaia	123
Tabella 5.19 - Classifiche parziali analisi secondarie: velocità angolare, pressione di evaporazione, pressione di condensazione, costo del fluido e volume	125
Tabella 5.20 – Classifica riassuntiva dei fluidi	127
Tabella 5.21 – Valori di GWP e ODP	127
Tabella 5.22 – Confronto dei valori riportati da benzene e DMC	128
Tabella 5.23 – Divisione nelle classi di temperatura	137
Tabella 5.24 – Imposizione dei limiti nella selezione dei fluidi	138
Tabella 5.25 – Elenco dei fluidi risultanti dalla selezione.....	140

Lista dei simboli

Parametro dimensionale del componente	A	$[m^2] [m]$
Concentrazione specie i-esima	A_i	
Costo del componente	C_{BM}	$[\text{€}]$
Costo della caldaia	$C_{caldaia}$	$[\text{€}/kW]$
Costo comprensivo di sito e manutenzione	C_{GR}	$[\text{€}]$
Calore specifico	c_p	$[J/(kg K)]$
Capacità termica del liquido	C_p	$[J/K]$
Costo di acquisto	C_p	$[\text{€}]$
Condizione base di costo	C_p^0	$[\text{€}]$
Costo complessivo componenti	C_{TBM}	$[\text{€}]$
Chemical plant cost indexes	$CEPCI$	
Flussi di cassa attualizzati	CFT	$[\text{€}]$
Rendimento elettrico cogenerativo	$CHP E_\eta$	
Rendimento termico cogenerativo	$CHP H_\eta$	
Energia elettrica	E_{el}	$[J]$
Efficienza recuperatore	E	
Energia consumata	E_C	$[J]$
Energia prodotta	E_P	$[J]$
Bare module cost factor	F_{BM}	
Fattore di carico	f_c	
Fattore correttivo di materiale	F_M	
Fattore correttivo di pressione	F_p	
Entalpia	h	$[J/kg]$
Energia termica	H	$[J]$
Calore latente di vaporizzazione	h_v	$[J/kg]$
Perdita exergetica	I	$[W]$
Investimento al tempo j	I_j	$[\text{€}]$
Fattore di impatto (impact factor)	IF	
Indice di profittabilità	IP	
Impatto complessivo	IS	
Numero di Jacob	Ja	
Lavoro generato da ciclo	L	$[J]$
Costo livellato di generazione dell'elettricità	$LCOE$	$[\text{€}/kWh]$
Dose letale (lethal dose)	LD_{50}	$[mg/kg]$
Portata	\dot{m}	$[kg/s]$

Numero di anni di attività	N	[anni]
Velocità specifica	Ns	
Pressione	p	[bar]
Potenza	P	[W]
Prezzo energia elettrica	p_{el}	[€/MWh]
Prezzo fuel	p_{fuel}	[€]
Prezzo specifico fuel	$p_{fuel,spec}$	[€/t]
Prezzo energia termica	p_{th}	[€/MWh]
Potenza termica di combustione	$P_{th,comb}$	[W]
Potenza termica cogenerativa	$P_{th,cog}$	[W]
Potere calorifico inferiore	PCI	[MJ/kg]
Calore proveniente dalla sorgente calda	Q_1	[J]
Calore proveniente dalla sorgente fredda	Q_2	[J]
Tasso di sconto	r	
Rendimento elettrico di riferimento	$Ref E_{\eta}$	
Rendimento termico di riferimento	$Ref H_{\eta}$	
Entropia	s	[J/(kg K)]
Payback period	SPB	[anni]
Temperatura	T	[K] [°C]
Temperatura sorgente calda	T_1	[K]
Temperatura sorgente fredda	T_2	[K]
Temperatura critica	T_c	[K] [°C]
Temperatura ingresso acqua condensatore	$T_{cold,in}$	[°C]
Temperatura uscita acqua condensatore	$T_{cold,out}$	[°C]
Temperatura ingresso acqua evaporatore	$T_{hot,in}$	[°C]
Temperatura uscita acqua evaporatore	$T_{hot,out}$	[°C]
Temperatura massima di miscela	$T_{max,mix}$	[K] [°C]
Tassazione agevolata	tax	[%]
Coefficiente di scambio termico globale	U	[W/(m ² K)]
Valore attuale netto	VAN	[€]
Flusso volumetrico in ingresso turbina	\dot{V}_{in}	[m ³ /s]
Flusso volumetrico in uscita turbina	\dot{V}_{out}	[m ³ /s]
Parametro dimensionale	VF, SP	[m]
Rapporto di espansione volumetrica	VR, VFR	
Titolo	X_1	
Entalpia di vaporizzazione	ΔH_H	[J/kg]
Differenza di temperatura media logaritmica	ΔT_{ml}	[K] [°C]
Differenza di temperatura di pinch point	ΔT_{pp}	[K] [°C]

Lettere greche

Rendimento di Carnot	η_{Carnot}	[%]
Rendimento di ciclo	η_{ciclo}	[%]
Rendimento generatore	η_{gen}	[%]
Rendimento di primo principio	η_I	[%]
Rendimento ideale	η_{ideale}	[%]
Rendimento di impianto	$\eta_{impianto}$	[%]
Rendimento isoentropico	η_{is}	[%]
Rendimento meccanico pompa	$\eta_{mec,p}$	[%]
Rendimento meccanico turbina	$\eta_{mec,t}$	[%]
Rendimento motore	η_{mot}	[%]
Rendimento termico	η_{th}	[%]
Exergia	ε	[J/kg]
Frazione di exergia distrutta	χ	
Stage loading coefficient	ψ	
Efficienza razionale	ψ	
Velocità rotazionale	ω	[rad/s]
Flow coefficient	ϕ	

Pedici

Stato neutro	0
Caldaia	caldaia
Cogenerativo	cog
Fluido lato freddo condensatore	cold
Combustione	comb
Condensatore	cond
Elettrica	el
Evaporatore	ev
Fluido lato caldo evaporatore	hot
Anno di riferimento	j
Organic Rankine Cycle	ORC
Pompa	p
Recuperatore	rec
Turbina	t
Termico	th

Acronimi e abbreviazioni

Figure of merit	FOM
Generazione	gen

Global Warming Potential	GWP	
Lower Bound	LB	
Module Costing Technique	MCT	
Ozone Depletion Potential	ODP	
Primary Energy Saving	PES	[%]
Popolazione	pop	
Threshold limit value	TLV	[ppm]
Upper Bound	UB	

Introduzione

Nutre sempre maggiore interesse il tema ambientale in particolare in merito alle emissioni di CO_2 che stanno conducendo ad un graduale, ma costante, incremento della temperatura media globale.

Oltre all'effetto serra, è necessario tenere conto anche di una serie di emissioni di minor entità, le cui conseguenze sono in ogni caso rilevanti sia a livello della salute umana che della salvaguardia del pianeta.

Tutto ciò è conseguenza di una crescente richiesta energetica a livello mondiale, che solo negli ultimi decenni ha registrato un incremento del 40%, accompagnato dall'impiego preponderante di combustibili fossili, essendo spesso l'attenzione rivolta più alle questioni economiche che a quelle ambientali.

Diventa quindi fondamentale promuovere le fonti energetiche rinnovabili o sfruttare in maniera più efficiente le fonti già largamente impiegate, valorizzando ad esempio le perdite termiche inevitabilmente presenti anche in impianti centralizzati di grande scala ed altamente efficienti.

È in questa scena che si inseriscono le tecnologie Organic Rankine Cycle (ORC).

Conosciuti già negli anni del 1880, hanno trovato ampio interesse solo recentemente come concorrenti nettamente più performanti e promettenti dei tradizionali cicli Rankine operanti con vapor d'acqua.

L'impiego di tale fluido (acqua) presenta notevoli limiti nel momento in cui si dispone di fonti termiche di bassa qualità a medio o basso livello di temperatura.

Si rilevano infatti forti limitazioni sia tecniche, non riuscendo a raggiungere adeguati livelli di pressione, sia economiche, dovendo protendere verso dimensioni eccessive dei singoli componenti di impianto.

Al contrario, i cicli Rankine o di Hirn a fluido organico, nonostante si basino sostanzialmente sui medesimi componenti degli impianti tradizionali, riescono a fornire delle produzioni interessanti, non incorrendo in particolari limitazioni tecnico-economiche.

Utilizzando dei fluidi organici a maggior peso molecolare e minor temperatura di ebollizione, si è in grado di attuare il processo di evaporazione e a seguire di espansione, con rendimenti che si aggirano attorno al 15%. Valori notevoli considerando di sfruttare fonti termiche di bassa entità exergetica.

L'attenzione particolare richiesta da questa tecnologia risiede nella scelta del fluido organico, che non solo va a intaccare la produzione energetica, ma comporta anche delle grosse ripercussioni sul prezzo dell'impianto, potendo azzerare i numerosi vantaggi riconosciuti.

Lo scopo dello studio è il soddisfacimento delle richieste di un committente, nella garanzia di una produzione cogenerativa, quindi sia energia elettrica che termica, a partire da una fonte energetica rinnovabile quale la biomassa. Trattandosi di una fonte rinnovabile si presentano dei vantaggi in termini di disponibilità e inesauribilità, oltre a conseguire dei benefici anche in merito alle emissioni di anidride carbonica, avendo la biomassa un impatto pressoché nullo.

Al fine di rendere concorrenziale tale forma di produzione, si deve attuare una ricerca del fluido più adeguato all'impianto in studio tra le innumerevoli proposte possibili, dovendo tenere comunque conto di aspetti di tossicità, pericolosità e impatto che tale fluido riveste sull'uomo e sull'ambiente.

Due parametri ricoprono il ruolo guida da questo punto di vista, e sono in particolare il Global Warming Potential (GWP) e l'Ozone Depletion Potential (ODP).

Per attuare la scelta del fluido organico si sono seguite due alternative.

In una prima forma di selezione si parte dalla ricerca dei fluidi più comunemente citati e utilizzati in letteratura, e su questi si attuano le varie analisi necessarie prima a selezionare i più promettenti e poi a definire le prestazioni a livello energetico, exergetico ed economico.

Una seconda versione prevede invece l'attuazione innanzitutto di un database riassuntivo dei principali parametri e proprietà caratterizzanti i fluidi organici, disponibili nell'elenco di due librerie di fluidi.

A partire da tale database si attua una selezione tramite l'imposizione di limiti massimi o minimi per ogni singolo parametro in modo da estrapolare solo ed unicamente i fluidi che possono effettivamente essere impiegati nell'impianto secondo le condizioni al contorno imposte.

Per raggiungere gli obiettivi ricercati si fa uso della piattaforma informatica *MATLAB* completata dalle informazioni fornite da due librerie delle proprietà dei fluidi organici riassunte in *REFPROP* e *COOLPROP*.

Il programma consente lo sfruttamento di algoritmi adeguatamente implementati allo scopo di ottimizzare il risultato di un problema.

Il primo capitolo tratta innanzitutto l'evoluzione dei cicli termodinamici alla base degli impianti di produzione elettrica, sottolineando gli aspetti che hanno condotto a un graduale miglioramento delle tecnologie fino alla conoscenza attuale.

Si passa successivamente all'esposizione degli impianti ORC soffermandosi in particolar modo sulle differenze rispetto agli impianti tradizionali a vapor d'acqua e definendo le proprietà che possono influenzare la scelta di un fluido.

Viene esposta inoltre la condizioni di differenziazione e catalogazione dei fluidi, oltre a definire le miscele binarie e come esse possano condurre a dei miglioramenti prestazionali tenendo in ogni caso conto di eventuali aspetti di limitazione.

Per completare la conoscenza teorica, si attua anche la presentazione della fonte termica, cioè della caldaia alimentata a biomassa. Si riassumono quindi gli aspetti più rilevanti del combustibile e quali sono i parametri da considerare nella generazione cogenerativa di due forme energetiche, completando infine con alcuni dati informativi della diffusione e dei possibili impieghi.

A questo punto si attua una presentazione completa e precisa della procedura di analisi e ottimizzazione seguita, partendo dall'esposizione delle condizioni al contorno imposte. Si passa alla metodologia di calcolo seguita con particolare attenzione all'algoritmo genetico, alla base del processo di ottimizzazione. Si conclude con le tre analisi effettuate per la completezza dello studio: energetica, exergetica ed economica. Nell'ultimo capitolo vengono esposti i risultati ottenuti e la modalità di selezione seguita al fine di proporre una ristretta cerchia di fluidi possibili per l'impianto in studio a partire dai fluidi più citati in letteratura.

Vengono realizzati dei confronti tra i fluidi risultanti essere i più promettenti. In più si effettuano delle comparazioni sia a livello di materiale che di tipologia dei principali componenti di impianto.

Dopodiché si espone anche la seconda forma di selezione basata sul database delle proprietà e caratteristiche chimiche del fluido.

Infine si realizza un resoconto delle principali conclusioni a cui si è giunti a seguito del lavoro di analisi realizzato, oltre a proporre eventuali miglioramenti e risvolti futuri.

Capitolo 1

Configurazione del ciclo termodinamico

Il capitolo presenterà i cicli termodinamici, successione finita e chiusa di trasformazioni termodinamiche, caratterizzanti i componenti necessari all'interno di un impianto per la produzione di energia elettrica.

Verrà presentata in primo luogo la versione base dei cicli termodinamici, configurazione che trova uno sviluppo puramente teorico, per poi esporre le modifiche necessarie alla concretizzazione del processo di produzione.

1.1 - Ciclo di Carnot

Il ciclo di Carnot è la versione più semplice di ciclo termodinamico.

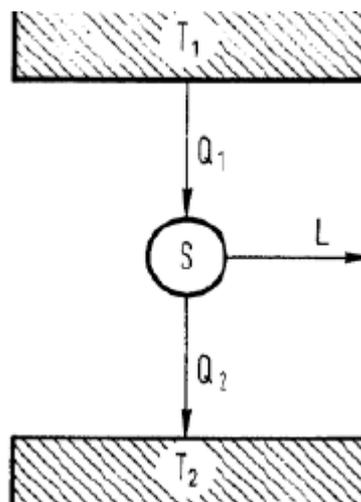


Figura 1.1 – Ciclo termico diretto tra le temperature T_1 e T_2 ($T_1 > T_2$) [1]

Trattasi di un ciclo ideale il cui scopo è la generazione di lavoro a partire da due sorgenti di calore, una definita calda a temperatura T_1 e una definita fredda a temperatura T_2 , inferiore alla precedente.

Il ciclo così realizzato sfrutta il calore Q_1 proveniente dalla sorgente calda, trasformandone parte in lavoro L e cedendo la parte in eccesso, Q_2 , ad una seconda sorgente, definita fredda, come si può osservare anche in figura 1.1.

I processi termodinamici costituenti il ciclo sono quattro trasformazioni reversibili: due trasformazioni isoterme e due trasformazioni adiabatiche.

Nella figura 1.2 è riportato il diagramma temperatura-entropia ($T - s$), rappresentante i quattro processi termodinamici costituenti il ciclo di Carnot.

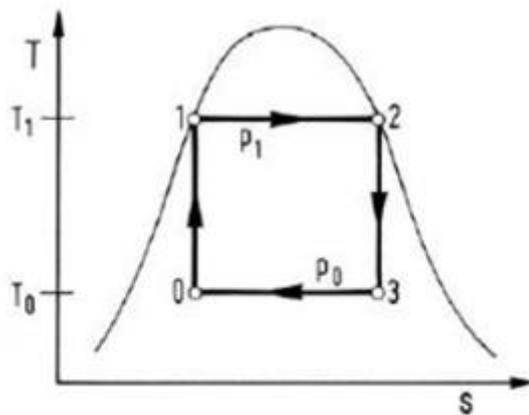


Figura 1.2 – Diagramma temperatura-entropia del ciclo di Carnot [1]

Le quattro trasformazioni reversibili sono:

- Trasformazione isoterma 1 – 2, in cui il fluido riceve calore a temperatura T_1 e pressione p_1 costanti. Si verifica un processo di vaporizzazione con fluido che da liquido saturo in 1 diviene vapore saturo secco in 2;
- Espansione adiabatica isoentropica 2 – 3 in cui il fluido espande in turbina dalla pressione p_1 alla pressione p_0 , accompagnato da un abbassamento di temperatura da T_1 a T_0 , generando lavoro positivo di ciclo;
- Trasformazione isoterma 3 – 0 in cui il fluido condensa parzialmente a temperatura T_0 e a pressione costante p_0 ;
- Compressione adiabatica isoentropica 0 – 1 in cui il fluido viene compresso isoentropicamente dalla pressione p_0 fino ad assumere nuovamente la pressione iniziale p_1 , accompagnato ancora una volta da una variazione di temperatura da T_0 a T_1 .

Il rendimento del ciclo può essere espresso attraverso la seguente formulazione:

$$\eta = \frac{|L|}{|Q_1|} = \frac{|Q_1| - |Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} \quad (1.1)$$

Si può facilmente osservare che il rendimento del ciclo dipende solo ed unicamente dal rapporto dei valori assoluti delle quantità di calore scambiato dalle due sorgenti con la macchina di Carnot. Non vi è nessun parametro che sia dipendente dal fluido operativo impiegato.

Questo permette di riportare la valutazione del rendimento alle sole temperature assolute T_1 e T_2 delle sorgenti, ottenendo:

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (1.2)$$

Nell'equazione 1.2 le temperature sono espresse in Kelvin.

Di conseguenza si possono trarre le seguenti conclusioni:

1. Il rendimento termodinamico di una macchina termica che realizza un ciclo reversibile di Carnot, dipende solo dalle temperature delle due sorgenti;
2. Il rendimento è tanto maggiore quanto maggiore è la differenza di temperatura delle due sorgenti;
3. Il rendimento di una macchina termica è sempre minore del valore unitario, essendo $T_2 < T_1$.

1.2 – Ciclo Rankine

L'evoluzione del ciclo di Carnot, riferimento ideale per impianti motori di effettiva possibile realizzazione, è il ciclo Rankine.

La modifica principale riguarda la difficoltà nel controllare una condensazione parziale, così come previsto nel ciclo di Carnot.

Inoltre il sistema di pompaggio si trova ad operare con fluidi bifase, comportando danni consistenti ai componenti coinvolti.

La soluzione è l'attuazione di una condensazione completa, portando il fluido alla condizione di liquido saturo, quindi fluido monofase, in modo da renderlo adatto all'attuazione della compressione.

Il ciclo è composto da due trasformazioni isobare e da due trasformazioni adiabatiche.

Il fatto che la fonte di calore, nel processo di scambio termico, subisca un abbassamento di temperatura, è causa di irreversibilità che comporta una riduzione del rendimento rispetto al caso ideale rappresentato dal ciclo di Carnot, che opera tra gli stessi valori di temperatura della sorgente fredda T_2 e della sorgente calda T_1 .

Per di più, al contrario del ciclo di Carnot, il rendimento dipende ora anche dal tipo di fluido adottato.

In figura 1.3 si propongono i diagrammi temperatura-entropia ($T - s$) del ciclo Rankine, affiancati dallo schema di impianto costituito dai quattro componenti base connessi fra loro: un generatore di vapore, una turbina, un condensatore e infine una pompa.

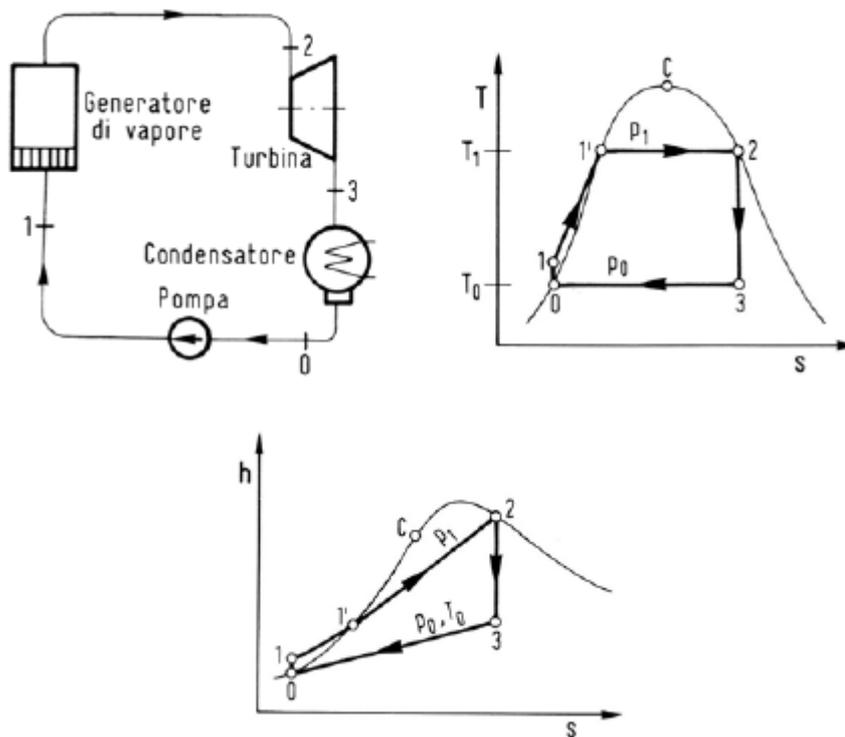


Figura 1.3 – Schema di impianto e diagrammi $T - s$ del ciclo Rankine [1]

Come si osserva in figura, le trasformazioni partono dal punto 0 in cui si attuerà un processo di compressione isoentropica nella pompa, giungendo nello stato termodinamico del punto 1. Questa fase prevede un consumo di lavoro negativo L^- , richiesto dal sistema di pompaggio.

Da qui si avrà un processo di riscaldamento del fluido di lavoro all'interno del generatore di vapore, secondo una trasformazione isobara che porta dal punto 1 al punto 2.

Il fluido di lavoro è il fluido operante all'interno del ciclo, quindi in questa fase il ciclo assorbe calore dall'esterno, Q^+ .

Si prosegue con una trasformazione adiabatica di espansione da 2 a 3 all'interno dell'espansore: componente di generazione della potenza in uscita, L^+ .

Si conclude la sequenza con il condensatore, in cui si realizza la cessione del calore alla fonte fredda, Q^- , andando così a riportare il fluido di lavoro nella condizione iniziale 0 e permettendo la chiusura del ciclo.

In particolar modo, si deve osservare come il fluido operativo venga portato, nel generatore di vapore, fino alla condizione di vapore saturo secco. Allo stesso modo il processo di condensazione conduce il fluido alla condizione di liquido saturo.

Utilizzando il primo principio della termodinamica (per trasformazioni con deflusso), possiamo ricavare l'entità dei singoli scambi di energia espressi per unità di portata:

- Generatore di vapore: $Q_{12} = Q^+ = h_1 - h_2$
- Espansore: $L_{23} = L^+ = h_2 - h_3$
- Condensatore: $Q_{30} = Q^- = h_3 - h_0$
- Pompa: $L_{01} = L^- = h_0 - h_1$

Il rendimento termico, definito come il rapporto tra il lavoro netto ottenuto ed il calore ceduto dalla sorgente calda, è esprimibile come:

$$\eta_{th} = \frac{L_{23} - L_{01}}{Q_{12}} \quad (1.3)$$

È fondamentale osservare che, essendo il lavoro direttamente proporzionale al volume specifico del fluido, durante la fase di pompaggio esso sarà minore di quello prodotto durante la fase di espansione. In generale, infatti, il volume specifico nella fase vapore è molto maggiore rispetto al volume specifico nella fase liquido. Di conseguenza il rendimento termico di ciclo sarà positivo.

Nelle trasformazioni isobare reversibili come quelle nel ciclo Rankine, si può definire il valore della temperatura (assoluta) media termodinamica come il rapporto tra la variazione di entalpia Δh e la variazione di entropia Δs tra gli stati estremi della variazione:

$$\bar{T} = \frac{\Delta h}{\Delta s} \quad (1.4)$$

Nel caso del ciclo Rankine a vapore saturo, risulta:

$$\bar{T}_{12} = \frac{h_2 - h_1}{s_2 - s_1} \qquad \bar{T}_{30} = \frac{h_0 - h_3}{s_0 - s_3} = T_0 \qquad (1.5)$$

Di conseguenza:

$$Q^+ = h_2 - h_1 = \bar{T}_{12} (s_2 - s_1) \qquad (1.6)$$

$$Q^- = h_0 - h_3 = T_0 (s_0 - s_3)$$

Nel caso in esame $s_0 = s_1$ e $s_2 = s_3$, da cui si ricava:

$$\eta_{th} = \frac{Q^+ + Q^-}{Q^+} = 1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{12}} \qquad (1.7)$$

Osservando che \bar{T}_{12} è sempre minore di T_1 , si deduce che il rendimento termico del ciclo Rankine sarà sempre minore di quello del ciclo di Carnot a pari temperature massime e minime di lavoro. L'obiettivo risulta a questo punto essere l'aumento della temperatura \bar{T}_{12} in modo da ottenere un miglioramento del rendimento termico.

Nelle installazioni reali, inoltre, le trasformazioni ideali considerate presentano i seguenti effetti di irreversibilità [1]:

- a. le trasformazioni di scambio termico nel generatore e nel condensatore non sono a pressione costante, ma vi è una differenza di pressione tra ingresso e uscita associate a perdite di carico lungo i condotti di deflusso;
- b. le trasformazioni di scambio di lavoro sono processi praticamente adiabatici ma non sono reversibili, cioè non sono isoentropici.

Di questi due aspetti, la seconda è sicuramente la più rilevante e presenta il suo effetto maggiore nel componente espansore, dove viene presa in considerazione attraverso un opportuno rendimento isoentropico.

1.3 – Ciclo Hirn – Ciclo Rankine a vapore surriscaldato

Il fatto che nel ciclo Rankine, il processo di evaporazione, si concluda nel punto di vapore saturo secco, è fonte di limitazione e di problematiche.

Si osserva infatti come il processo di espansione che segue la fase di ebollizione, ricada solitamente nella condizione di vapore saturo umido con titolo inferiore al minimo valore accettabile.

La presenza di particelle liquide in forma non sufficientemente dispersa, è, infatti, fonte di erosione delle palettature della girante, causando un consistente danneggiamento del componente espansore e precludendone le funzionalità.

Inoltre si avrà un notevole decadimento del valore del rendimento isoentropico di espansione.

La soluzione a tale problema è l'attuazione di un processo di surriscaldamento del vapore dopo la fase di evaporazione. Questa operazione consente di:

- incrementare il valore del rendimento termico di conversione, a seguito dell'aumento della temperatura media termodinamica \bar{T}_{12} ;
- innalzare il titolo del vapore a fine espansione;
- svincolare la temperatura massima di ciclo dalla temperatura critica del fluido motore, permettendo un migliore sfruttamento della sorgente termica calda.

La trasformazione isobara di generazione del vapore è ora composta da una prima fase di riscaldamento del fluido operativo di ciclo dal punto 1 al punto 1', seguito da un processo di vaporizzazione a temperatura costante e completa da 1' a 2', per concludersi con la nuova fase di surriscaldamento del vapore che conduce fino allo stato termodinamico 2 opportunamente scelto.

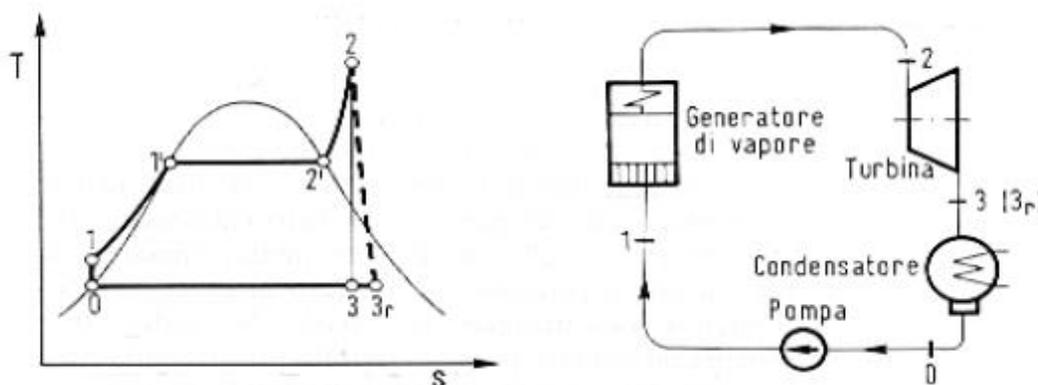


Figura 1.4 – Diagramma $T - s$ del ciclo di Hirn e schema di impianto [1]

1.4 – Cicli Rankine supercritici

L'ulteriore alternativa ai cicli appena esposti prevede lo sfruttamento di fluidi operativi con pressioni e temperature critiche relativamente basse, che possono essere condotti ad uno stato supercritico nella fase di riscaldamento del fluido operativo di ciclo, al

fine di ottenere un migliore accoppiamento tra i profili termici della sorgente di calore e del fluido motore [2, 3].

La differenza rispetto ai cicli precedenti risiede proprio nella curva che collega lo stato termodinamico di uscita dalla pompa all'ingresso dell'espansore. Come si osserva in figura 1.5, infatti, questa fase segue un percorso che non prevede l'ingresso in campana, quindi non vi sarà una fase di evaporazione con fluido bifase, ma il fluido si trova ad operare nello stato supercritico dove presenta proprietà in parte analoghe al liquido e in parte analoghe al gas.

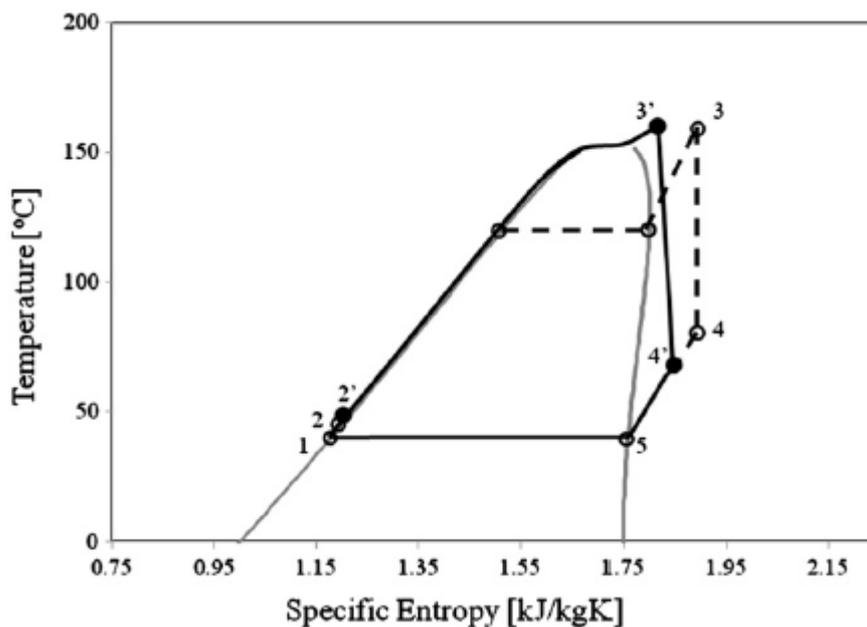


Figura 1.5 – Diagramma $T - s$ del ciclo Rankine supercritico

In questo modo si migliora l'accoppiamento dei profili termici, evitando il distanziamento causato dal processo di evaporazione e riportando la differenza di temperatura a valori prossimi al valore di pinch point [4]. Una rappresentazione di questa situazione è proposta in figura 1.6.

Maggiore è la vicinanza tra le due curve, minore è la distruzione di exergia nello scambio termico.

Lo svantaggio di questa tipologia di ciclo risiede in una differenza di temperatura media logaritmica tra la sorgente termica e il fluido motore più bassa, il che induce a una minore efficienza dello scambio termico.

Questo si ripercuote sulle dimensioni dello scambiatore, che dovranno essere maggiori rispetto al ciclo subcritico, causando inevitabilmente dei costi maggiori [4].

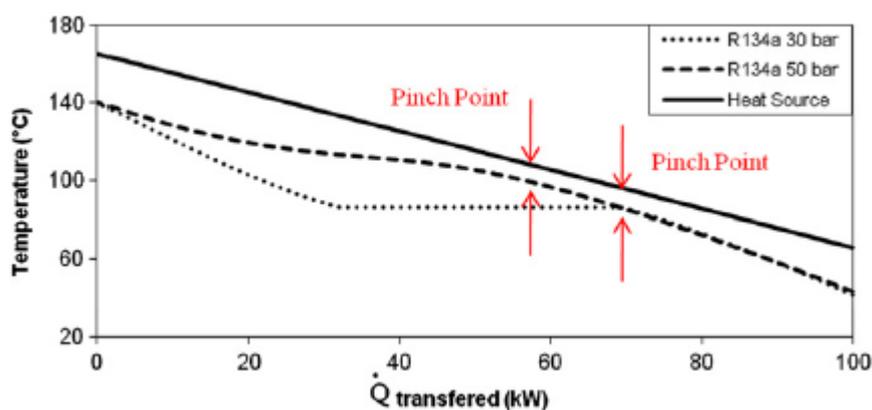


Figura 1.6 – Confronto dei profili termici subcritico e supercritico nella fase di riscaldamento del fluido motore [4]

1.5 - Ciclo rigenerativo

A partire dalle versioni base dei cicli termodinamici, si può attuare una serie di modifiche attraverso l'aggiunta di elementi, che hanno come obiettivo l'aumento delle potenzialità sia in termini di maggiore generazione di potenza, sia in termini di miglior sfruttamento della fonte di calore che si ha a disposizione.

Il ciclo rigenerativo prevede uno scambiatore di calore supplementare all'uscita del processo di espansione. In questo modo si può sfruttare il calore residuo disponibile nel fluido motore per pre-riscaldare il fluido in ingresso nel generatore di vapore.

Questo garantisce uno sfruttamento più adeguato del calore presente all'interno del ciclo stesso, oltre che garantire una minore richiesta di calore nella fase di preriscaldamento del fluido motore nel componente generatore di vapore, lavorando con la medesima temperatura di evaporazione.

Di conseguenza il ciclo presenterà un miglioramento in termini di efficienza.

È fondamentale inoltre sottolineare, l'ulteriore vantaggio che presenta tale tipo di componente nei fluidi cosiddetti dry (secchi): fluidi con pendenza positiva della curva di saturazione gassosa, nei quali l'uscita dalla turbina ricade nello stato di vapore surriscaldato (figura 1.8).

In questo caso infatti, oltre al normale processo di cambiamento di fase, il condensatore avrebbe il compito supplementare di asportazione della quota parte di calore che si presenta dall'uscita della turbina (punto 4) fino all'ingresso in campana.

Di conseguenza, il condensatore dovrebbe avere dimensioni maggiori, ripercuotendosi sul costo dell'impianto. Ma l'aspetto più importante, sarebbe il maggiore contributo di

scambio termico negativo (in quanto ceduto all'ambiente) che comporta un consistente abbassamento del rendimento di ciclo.

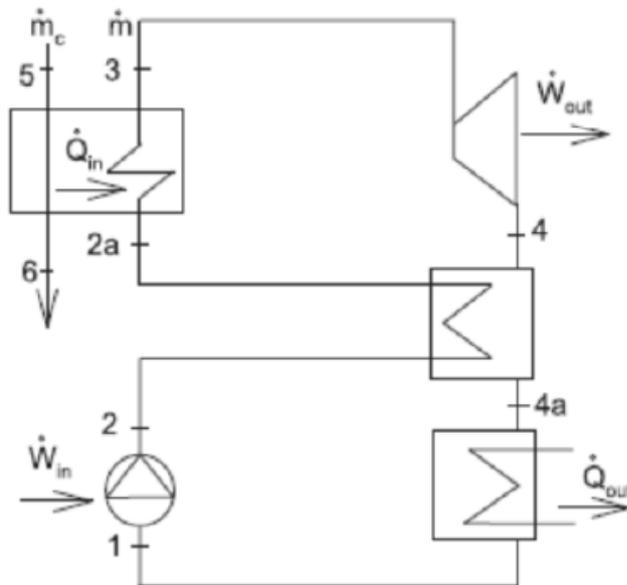


Figura 1.7 – Schema di impianto del generico ciclo rigenerativo [3]

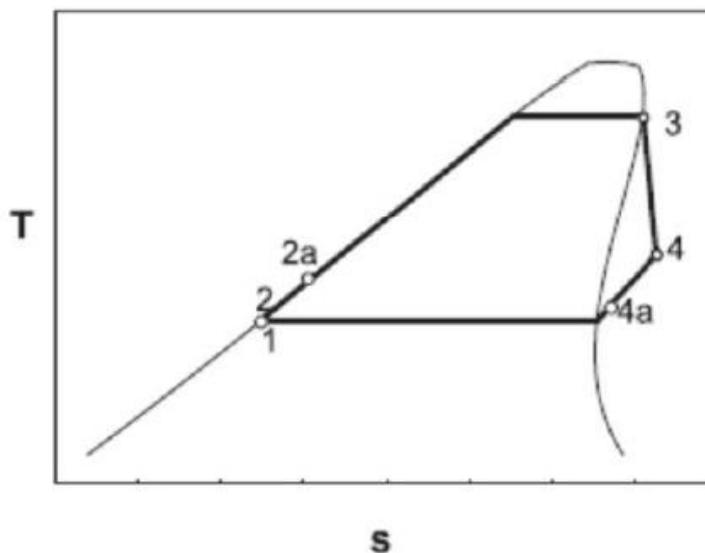


Figura 1.8 – Diagramma $T - s$ del ciclo Rankine rigenerativo [3]

L'impiego del recuperatore può presentare dei vantaggi più o meno consistenti. Considerando una fonte di calore sensibile, cioè una fonte la cui temperatura decresce nel processo di scambio termico, allora l'impiego del recuperatore garantisce un

incremento dell'efficienza di ciclo, senza però particolari ripercussioni sulla potenza prodotta. Questo aspetto è giustificato dalla temperatura più elevata del fluido motore all'ingresso del generatore di vapore, con conseguente minor sfruttamento della fonte di calore a disposizione [5].

Al contrario, per fonti di calore a temperatura costante, l'incremento dell'efficienza termica comporta un incremento anche della produzione di potenza.

Tali aspetti devono essere, però, opportunamente valutati in sede di progetto rispetto alla specifica situazione in esame.

Per di più, bisogna considerare che un aumento della complessità dell'impianto comporta anche un aumento del costo, ed è quindi necessario legittimare il processo rigenerativo con incrementi adeguati delle prestazioni di impianto.

Capitolo 2

Introduzione agli impianti ORC

In questo capitolo vengono esposti in primo luogo i punti distintivi di un ciclo ORC rispetto ad un generico ciclo Rankine a vapor d'acqua. Si passa successivamente alla presentazione delle proprietà dei fluidi organici e alle motivazioni che portano alla scelta di uno specifico fluido.

2.1 – Storia

I primi anni del *XIX* secolo furono un periodo di grande sviluppo di motori alternativi alimentati a vapore.

Le principali problematiche che hanno caratterizzato i primi motori a vapore furono soprattutto le limitate pressioni sopportate dalla caldaia, oltre che le inadeguate condizioni di vuoto garantite nel condensatore.

Quest'ultimo aspetto in particolare comportava lo scarico di calore a temperature relativamente alte.

Proprio dal desiderio di voler sfruttare in maniera più adeguata il calore rigettato dal condensatore, prese avvio l'impiego dei fluidi organici come fluidi operativi.

Davy (Wilson e Radwan, 1977) suggerì di impiegare liquidi in grado di vaporizzare a basse temperature in una caldaia alimentata dal calore ceduto dal processo di condensazione e sfruttare il vapore prodotto in un secondo motore [6].

Una prima forma di impiego di cicli operanti con fluidi organici si presentò con le Naphtha boats. Frank Ofeldt, infatti, sviluppò nel 1883 un sistema di alimentazione basato sull'impiego di nafta (miscele di idrocarburi) per movimentare i pistoni, similmente a quanto compiuto fino ad allora dal vapor d'acqua.

A limitare, però, lo sviluppo dei cicli Rankine operanti con fluidi organici, fu principalmente il rapido sviluppo nella progettazione e nella realizzazione di motori alimentati a vapor d'acqua. Più precisamente, la tendenza generale di una ricerca di soluzioni tecnologiche in grado di sopportare livelli di pressione del vapore più elevati, e di conseguenza garantire livelli di temperatura maggiori, congiuntamente all'emergere di turbine a vapore che avevano la potenzialità di superare le limitazioni nel processo di espansione dei motori a vapore.

Nel 1935, il Prof. Luigi D'Amelio fu il primo a sfruttare i fluidi organici in un sistema con turbina, e fu anche il primo a considerare le potenzialità dei fluidi ad alta massa molecolare per ridurre la velocità di rotazione e il numero di stadi di turbina, piuttosto che focalizzarsi solo sulla pressione del vapore [6].

La sua opera primaria fu un impianto geotermico nell'isola di Ischia, realizzato nei primi degli anni Quaranta e mantenuto in esercizio per alcuni anni.

2.2 – Organic Rankine Cycle (ORC)

Il fluido motore comunemente utilizzato nei cicli Rankine è l'acqua, che ne ha caratterizzato lo sviluppo e la diffusione, in particolare nelle applicazioni di grossa taglia.

Gli elementi di vantaggio dell'impiego di acqua sono:

- stabilità termica e chimica buona (non vi è rischio di decomposizione);
- viscosità molto bassa (minore lavoro richiesto al sistema di pompaggio);
- buon trasporto di calore (alto calore latente e specifico);
- non tossico, non infiammabile e non causa problemi all'ambiente (ODP zero, GWP zero)¹;
- economico e abbondante (presente praticamente ovunque nella terra).

Con la conferenza sul cambiamento climatico del 2015 (Cop21), i paesi aderenti si impegnano a mantenere l'incremento della temperatura media globale a un valore inferiore ai 2°C rispetto al livello pre-industriale [7].

L'emissione di CO_2 deve essere diminuita in maniera significativa, e le energie rinnovabili assumono il ruolo di guida nel graduale rimpiazzamento delle fonti fossili (le principali responsabili del riscaldamento globale).

In parallelo alle fonti rinnovabili, è importante sfruttare in maniera adeguata le attuali forme di produzione, evitando spechi energetici e rivalutando le fonti termiche che rendono disponibile calore a temperature medio/basse.

Si avranno a tal proposito una serie di problemi dal punto di vista termodinamico nel continuare ad utilizzare l'acqua come fluido operativo di cicli Rankine operanti a livelli di temperatura nettamente inferiori a quelli a cui si è soliti negli impianti di produzione consolidati e conosciuti.

¹ La definizione di ODP e GWP verrà presentata nel paragrafo § 2.4.12 – Sicurezza ambientale

Infatti si presentano le seguenti problematiche:

- necessità di surriscaldamento per prevenire condensazione durante la fase di espansione;
- rischio di erosione della palettatura di turbina;
- pressione in eccesso nell'evaporatore;
- turbine complesse e costose (pluristadio e ad alta sollecitazione meccanica).

Trova invece maggiore adattabilità in questo nuovo campo di impiego, il ciclo Rankine basato sui fluidi organici.

Gli Organic Rankine Cycles (ORC) sono tecnologie adatte all'uso efficiente e funzionale delle sorgenti di calore a temperatura media e bassa, allo scopo di generare energia elettrica.

Lo schema base risulta essere il tradizionale schema del ciclo Rankine a vapore d'acqua, dove però il fluido motore viene sostituito da un fluido organico caratterizzato da minor temperatura di ebollizione rispetto all'acqua, permettendo quindi una generazione di potenza elettrica anche con sorgenti meno pregiate.

I vantaggi garantiti dall'impiego di fluidi organici sono [8]:

- minor richiesta di calore durante il processo di evaporazione;
- il processo di evaporazione si attua a minori temperature e pressioni (alte pressioni solitamente conducono a maggiori investimenti e incrementi di complessità costruttiva);
- i fluidi organici hanno solitamente pendenza positiva o infinita della curva di saturazione del vapore nel diagramma temperatura-entropia, quindi il processo di espansione finisce nella regione del vapore. Al contrario l'acqua è un fluido umido (pendenza negativa), quindi richiede surriscaldamento per evitare condensazione durante la fase di espansione in turbina;
- la minor differenza di temperatura tra evaporazione e condensazione, significa minori rapporti di pressione e quindi la possibilità di usare turbine a singolo stadio.

A queste considerazioni si possono aggiungere [9]:

- adattabilità a diverse fonti di calore;
- tecnologie comprovate con buona maturità;
- minor complessità e bassa manutenzione;
- possibilità di piccola scala;
- sistemi di generazione distribuiti;
- bassi investimenti e costi di manutenzione;
- buona disponibilità di mercato e fornitori conosciuti.

Bisogna d'altra parte considerare come la differenza di entropia fra liquido saturo e vapore saturo sia più piccola per il ciclo ORC rispetto al ciclo Rankine a vapore d'acqua. Per questa ragione l'entalpia di vaporizzazione risulta minore.

Per poter garantire produzioni consistenti, si rende necessario operare con maggiori portate di fluido, causando maggiori consumi alla pompa [5].

2.3 – Proprietà del generico fluido lavoro

Al fine di ottimizzare il rendimento termico di ciclo, il generico fluido motore di un ciclo Rankine deve presentare alcune caratteristiche:

Tabella 2.1 – Proprietà del generico fluido motore

Proprietà	Considerazioni
Temperatura	Temperatura critica superiore alla temperatura massima di ciclo.
	Temperatura di solidificazione inferiore alla più bassa temperatura ambiente prevedibile.
Pressione	Pressione massima di ciclo moderata.
	Pressione al condensatore superiore al valore atmosferico.
Volume specifico	Volume specifico del vapore a fine espansione piccolo per contenere le dimensioni dello stadio bassa pressione di turbina e degli scambiatori.
Calore specifico	Calore specifico piccolo, in questo modo si garantisce una curva di saturazione quanto più verticale possibile.
Ulteriori considerazioni	Linea del vapore saturo secco verticale, per evitare comparsa di liquido nell'espansione, ed espansione in regime surriscaldato.
	Per applicazioni di modesta potenza, il fluido dovrebbe avere elevata massa molecolare per ridurre la velocità di rotazione ed il numero di stadi della turbina, ed avere valori di portata massica ed aree di passaggio nelle palettature non troppo ridotti.
	Il fluido dovrebbe essere liquido a pressione e temperatura ambiente, per facilitare la sua manipolazione.

	Il fluido dovrebbe avere buone caratteristiche di scambio termico, essere non costoso, termicamente stabile alle condizioni d'uso, non infiammabile, non corrosivo, non tossico, rispettoso dell'ambiente.
--	--

2.4 – Scelta del fluido organico

È necessario a questo punto analizzare in maniera adeguata le caratteristiche possedute dai fluidi organici, tenendo in particolare conto delle criticità, in modo da poter effettuare una adeguata scelta in relazione all'impianto ORC che si vuole realizzare.

2.4.1 – Calore latente di vaporizzazione

Secondo lo studio presentato da Maizza et al. [10], un alto valore del calore latente di vaporizzazione permette alla maggior parte del calore disponibile di essere aggiunto durante il processo di cambiamento di fase. Si evita così la necessità di regolare il surriscaldamento e l'espansione del vapore attraverso rigenerazione allo scopo di incrementare l'efficienza.

Questo è fondamentalmente legato al migliore accoppiamento dei due profili di scambio termico, come si può osservare nell'immagine 2.1.

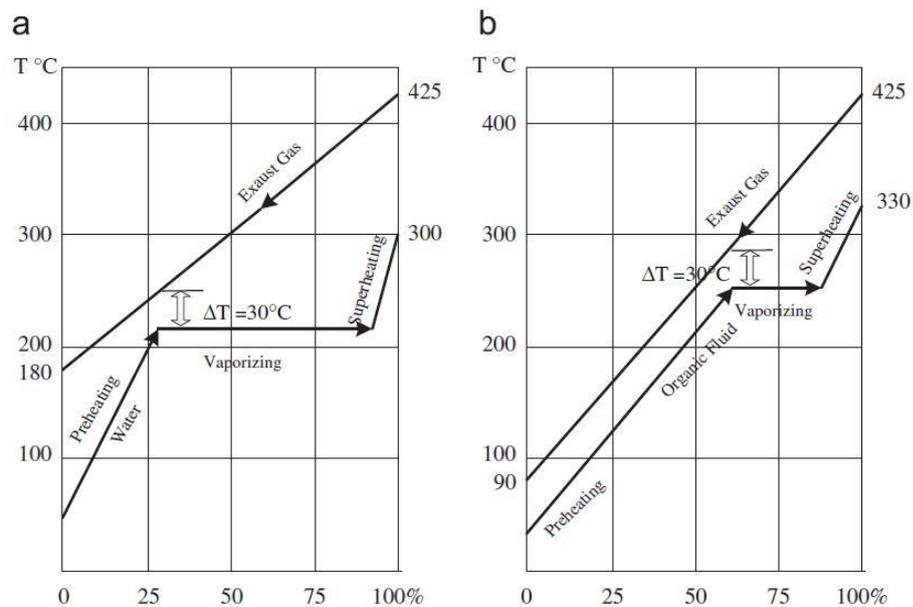


Figura 2.1 – Influenza del calore latente di vaporizzazione sull'accoppiamento con il profilo della fonte di calore [11]

Si deve peraltro notare il fatto che il rapporto tra calore latente di vaporizzazione e il calore sensibile, influenza l'efficienza termica e l'efficienza exergetica di un impianto ORC in maniera consistente.

Kuo et al. [12] proposero un parametro definito “*figure of merit*” (*FOM*), che risulta proporzionale al numero di Jacob, a sua volta dipendente dal rapporto tra calore sensibile e calore latente di vaporizzazione: $(c_p dT/h_v)$.

$$FOM = Ja^{0.1} \left(\frac{T_{cond}}{T_{evap}} \right)^{0.8} \quad (2.1)$$

Come si vede dal documento [13] le ricerche di due diversi gruppi di scienziati giungono alle seguenti conclusioni:

- Minore è la “*figure of merit*”, cioè maggiore è il rapporto tra calore latente di vaporizzazione e calore sensibile, maggiore è l'efficienza termica;
- Maggiore è la “*figure of merit*”, cioè minore è il rapporto tra calore latente di vaporizzazione e calore sensibile, maggiore è l'efficienza exergetica.

Quindi, è fondamentale la ricerca di un punto di ottimo del rapporto del calore latente di vaporizzazione e del calore sensibile per determinare il fluido più adatto.

2.4.2 – Densità

Disporre di vapore ad alta densità è importante, soprattutto per i fluidi con una bassa pressione di condensazione. Tale proprietà permette infatti di ridurre le dimensioni dei componenti, con un impatto non indifferente sul costo del sistema.

Le ricerche di Macchi e Perdichizzi [14], per esempio, dimostrano come un alto valore della densità all'uscita della turbina garantisca una riduzione delle dimensioni della turbina stessa. Inoltre, si deve puntare ad avere un rapporto tra la densità di ingresso in turbina e di uscita, minore di 50.

2.4.3 – Temperatura critica

Si definisce critica la temperatura al di sopra della quale una sostanza non può esistere allo stato liquido.

È necessario conoscere tale valore in relazione all'effettiva possibilità di scelta di un fluido all'interno di un ciclo Rankine, per considerare il fatto che si operi in condizione subcritica o supercritica, con le inevitabili conseguenze che questo comporta.

Se la temperatura di condensazione e il rapporto delle temperature di espansione e di condensazione sono fissati, il rapporto di pressione cresce con la temperatura critica.

Mentre, per temperature di evaporazione e condensazione forniti, la configurazione di ciclo con buona efficienza è ottenuto da fluidi con alte temperature critiche, sebbene l'efficienza di sistema sia una debole funzione della temperatura [15].

Bruno et al. [16], attraverso l'impiego delle librerie del software Aspen Plus, dimostrarono che l'impiego di fluidi con alte temperature critiche conduce a efficienze maggiori, ma pressioni di condensazione minori.

In ogni caso, una temperatura critica elevata comporta lavorare con densità di vapore più basse della densità critica. Questa riduzione di densità mostra un alto impatto nella progettazione del ciclo, dato che i componenti devono essere sovradimensionati [5].

Quest'ultimo aspetto avrà delle conseguenze anche in termini di costo.

2.4.4 – Temperatura di ebollizione

Tale proprietà è fondamentale per la valutazione del ciclo ORC e delle prestazioni.

È importante rilevare come alcuni fluidi organici abbiano una temperatura di ebollizione molto bassa in condizione di pressione atmosferica.

Per questi fluidi, la temperatura dell'acqua di raffreddamento nel condensatore deve essere ridotta comportando un requisito più stringente nella selezione del condensatore.

Vi è, peraltro, una correlazione tra temperatura di ebollizione e temperatura critica.

Se la temperatura di ebollizione è maggiore, allora la temperatura critica è maggiore per fluidi appartenenti alla stessa famiglia. Ma questo non è vero per fluidi appartenenti a famiglie diverse. Si giunge alla conclusione che il fluido migliore non è quello con il punto di ebollizione maggiore [13].

2.4.5 – Temperatura di congelamento e punto di fiamma

La temperatura di congelamento del fluido operativo deve essere minore della più bassa temperatura di ciclo, in modo da evitare problemi legati alla formazione di composti solidi.

Il punto di fiamma è definito come la temperatura più bassa alla quale si formano vapori in quantità tale che, in presenza di ossigeno (aria) e di un innesco, diano luogo al fenomeno della combustione.

Ovviamente all'interno di un generico ciclo si devono impiegare fluidi con un punto di fiamma sufficientemente alto da evitare il pericolo di accensione.

2.4.6 – *Peso molecolare*

Il lavoro di espansione è inversamente proporzionale al peso molecolare.

Questo significa che le turbine operanti con fluidi pesanti tendono ad avere una velocità periferica minore e un minor numero di stadi.

Un alto peso molecolare presenta inoltre un impatto positivo sull'efficienza della turbina. In ogni caso, fluidi con alta pressione critica e alto peso molecolare richiedono aree di trasferimento del calore maggiori [17].

2.4.7 – *Complessità molecolare*

La complessità molecolare è definita nello studio di Invernizzi et al. [18] dalla relazione 2.2, in cui appare la temperatura critica T_C e la costante dei gas R , ed è valutata considerando il vapore saturo alla temperatura ridotta del 70%.

$$\sigma = \frac{T_C}{R} \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_{SV, T_r=0.7} \quad (2.2)$$

Dalla definizione di complessità molecolare, si può vedere come essa sia direttamente legata alla tipologia di fluido che si sta analizzando, quindi in particolare se si tratta di un fluido umido, secco o isoentropico².

Come esposto in [18], tanto più positiva è la pendenza della curva del vapore saturo, tanto maggiore è la complessità molecolare.

Inoltre, nella realizzazione del progetto preliminare della turbina, minore è la complessità molecolare, minore è l'efficienza isoentropica della turbina con le medesime dimensioni.

2.4.8 – *Viscosità*

Tale parametro rappresenta l'abilità di trasferire momento, o in maniera più concreta, la resistenza allo scorrimento.

Una bassa viscosità sia nella fase liquida che vapore è necessaria per mantenere basse perdite per attrito negli scambiatori e nelle tubazioni.

È fondamentale sottolineare come la teoria sostenga che la viscosità di un fluido puro dovrebbe tendere all'infinito in corrispondenza del punto critico [6]. Si deve operare, perciò, in uno stato termodinamico che sia sufficientemente lontano da tale condizione.

² Definizione al paragrafo § 2.5 – Classificazione

2.4.9 – Conduttività termica

Alta conduttività è richiesta per ottenere buoni scambi termici negli scambiatori, con un inevitabile conseguenza sulle prestazioni del sistema complessivo oltre che sul costo dei singoli componenti soggetti a scambio termico.

2.4.10 – Stabilità termica

La temperatura massima operativa di un fluido è limitata dalla stabilità termica, che è un'inevitabile caratteristica fisica e chimica di ogni singolo fluido di lavoro.

Generalmente una decomposizione termica, modificante le proprietà fisiche e termodinamiche di un fluido operativo, influisce negativamente sulle performance di progetto dell'impianto.

In accordo con lo Standard ASTM No D6743-11 (Standard Test), la stabilità termica di un fluido di lavoro è definita come la “resistenza al calore”, ovvero, la capacità di preservare immutate le principali proprietà fisiche rispetto al riscaldamento.

Da un punto di vista chimico, la degradazione termica di un fluido si presenta quando la temperatura rompe i legami molecolari, causando la formazione di nuovi composti. In un impianto, il fluido di lavoro è in contatto con numerosi materiali e sostanze. Per questo, nei casi pratici, si preferisce parlare di “stabilità termochimica” piuttosto che “stabilità termica”.

In particolare, sotto una grande pressione e temperatura, i fluidi organici tendono a decomporsi, portando a corrosione del materiale e possibile detonazione ed ignizione. Perciò si deve selezionare un fluido che nelle condizioni di lavoro sia stabile chimicamente.

Il punto più critico per la valutazione risulta sicuramente l'ingresso in turbina, dove si raggiungono le temperature maggiori.

A questo proposito, Andersen and Bruno [19] presentarono un metodo per valutare la stabilità termica chimica di un potenziale fluido di lavoro, con la tecnica dei test in fiala. Il metodo permette la determinazione della reazione di decomposizione di fluidi semplici alle temperature e pressioni di interesse.

2.4.11 – Tossicità e compatibilità

Innanzitutto è necessario sottolineare il fatto che tutti i fluidi organici sono tossici.

Questo comporta la ricerca di fluidi adeguati all'utilizzo negli impianti, in relazione al grado di tossicità, in modo da salvaguardare il personale dalla minaccia di contaminazione nel caso di perdita del fluido.

La tossicità inerente del fluido viene misurata solitamente come la dose letale per cui muore il 50% degli animali su cui si effettua il test, tale parametro è definito LD_{50} , espresso in milligrammi della sostanza tossica per chilogrammo di animale.

Non vi è una definizione generale di ciò che può essere considerato tossico o non tossico. Un sistema di classificazione è riproposto nel volume di Towler e Sinnot [20], considerata la linea guida europea. Si riporta nel seguito la tabella:

Tabella 2.2 – Classificazione di tossicità [20]

LD_{50}, absorbed orally in rats, mg/kg	
≤ 25	Very toxic
25 to 200	Toxic
200 to 2000	Harmful

Queste limitazioni vengono applicate agli effetti immediati o nel breve periodo, mentre per gli effetti a lungo termine si deve considerare il ‘*threshold limit value*’ (TLV). Esso è definito come la concentrazione alla quale si pensa un lavoratore medio possa essere esposto 5 giorni alla settimana per 8 ore, senza subire ripercussioni sulla salute.

L’unità di misura del TLV è il ppm (parti per milione) per vapori e gas, e il mg/m^3 per polveri e liquidi.

Le limitazioni sono riportate dalle Direttive 98/24/EC e 2000/39/EC.

Si deve peraltro considerare una adeguata compatibilità del fluido con i materiali impiegati in modo da non risultare corrosivo o dannoso.

2.4.12 – Sicurezza ambientale

Ricopre un ruolo sempre più rilevante l’aspetto di sicurezza ambientale che il fluido garantisce nei confronti dell’ambiente.

Un primo parametro che si prende in considerazione è il GWP (global warming potential).

Tale parametro esprime il contributo all’effetto serra di un gas relativamente all’effetto della CO_2 , il cui potenziale di riferimento è il valore unitario.

Il GWP è calcolato considerando il potenziale contributo all’effetto serra delle molecole di ogni specie gassosa presente in un’emissione in atmosfera.

Il singolo contributo molecolare è il fattore di impatto (in inglese, IF , impact factor).

L’ IS tiene conto di tutti i singoli IF e delle abbondanze relative delle rispettive sostanze. Quello che succede nella pratica è sintetizzabile con la formula:

$$IS = \sum_{i=1}^n [A_i] (IF)_i \quad (2.3)$$

Dove: $[A_i]$ è la concentrazione della specie i-esima; $(IF)_i$ è il fattore del potenziale di riscaldamento globale dell'emissione su di un orizzonte temporale prefissato della specie i-esima.

L' IF non è un dato di semplice valutazione e non è quasi mai il frutto di calcoli immediati, ma, piuttosto, deriva da complessi quanto laboriosi passaggi matematici. Per semplificare, l'emissione gassosa sarà costituita da una miscela di gas. Ciascun gas sarà caratterizzato da un IF calcolato sulla base del potenziale effetto serra della CO_2 (che quindi avrà $IF = 1$) [21].

Attraverso i protocolli internazionali a tema ambientale (vedasi Protocollo di Kyoto e Protocollo di Montreal), si stanno limitando sempre più le tipologie di fluidi di lavoro impiegabili all'interno degli impianti o nelle varie forme di utilizzo.

In particolare i fluidi più comunemente impiegati nel tempo, presentavano dei valori di GWP troppo elevati che ne hanno portato a un graduale bando.

Un secondo parametro da considerare è l'ODP (ozone depletion potential).

Il potenziale di eliminazione dell'ozono di un composto chimico è il valore relativo di degrado della fascia di ozono che esso può causare.

Come standard è assunto il triclorofluorometano (R-11), a cui si associa un ODP pari al valore unitario.

Anche in questo caso si deve fare riferimento ai protocolli internazionali sull'ambiente per definire i limiti imposti e in particolar modo i fluidi che sono vietati nelle varie forme di impiego.

Tra le azioni più importanti, si ricorda il divieto di impiego dei CFC e attualmente sono in fase di uscita anche gli HCFC, entrambi sulla base delle imposizioni presentate nel Protocollo di Montreal.

2.4.13 – Performance e considerazioni

Nella procedura di scelta del fluido si devono ovviamente valutare anche le prestazioni garantite in relazione alla tipologia di impianto. Nello specifico si devono garantire degli adeguati valori di efficienza energetica ed exergetica.

In secondo luogo si devono considerare gli aspetti di costo e disponibilità caratterizzanti il fluido scelto.

2.5 – Classificazione

I fluidi organici possono essere classificati secondo diversi aspetti.

Una prima forma di classificazione si basa sulle caratteristiche chimiche. Si individuano quindi le seguenti categorie, ognuna caratterizzata da delle specifiche proprietà in relazione all'utilizzo come fluidi lavoro in impianti ORC:

- Idrocarburi (HC)
 - Buone proprietà termodinamiche;
 - Problemi di infiammabilità;
 - Elevati valori di GWP e di ODP;
- Idrofluorocarburi (HFC)
 - Valori bassi di ODP;
 - Elevati valori di GWP;
- Idroclorofluorocarburi (HCFC)
 - Elevati valori di ODP a causa della presenza di cloro;
 - Buone prestazioni dell'impianto;
- Clorofluorocarburi (CFC)
 - Elevati valori di ODP a causa della presenza di cloro;
 - Buone prestazioni dell'impianto;
- Perfluorocarburi (PFC)
 - Estremamente inerti e stabili;
 - Estrema complessità molecolare;
 - Termodinamicamente non desiderabili;
- Silossani
 - Interessanti per una combinazione di proprietà fisiche e termiche (bassa tossicità e infiammabilità; alta massa molecolare; prolungato uso come trasportatori di calore ad alte temperature);
 - Sono spesso disponibili come miscele piuttosto che puri;
 - Condensazione ed evaporazione non sono isobariche e mostrano un certo glide termico;
- Alcoli
 - Problemi di infiammabilità;
 - Solubili in acqua;
 - Non interessanti termodinamicamente;
- Aldeidi
- Eteri
 - Problemi di infiammabilità e tossicità;
 - Non interessanti termodinamicamente;

- Idrofluoroeteri (HFE)
- Amine
- Miscele (zeotropiche e azeotropiche)
 - Buone potenzialità in termini di miglioramento dello scambio termico tra il fluido di ciclo e le fonti esterne di calore;
- Fluidi inorganici
 - Diffusi e non costosi;
 - Piccolo impatto ambientale;
 - Problemi operazionali;

Le proprietà dei singoli gruppi si ripercuotono sulla scelta del fluido più adatto per l'impianto che si intende realizzare.

Una seconda forma di classificazione viene realizzata in base alla pendenza della curva del vapore saturo nel diagramma temperatura-entropia ($T - s$).

Le tre categorie che si riscontrano sono: umido (wet), secco (dry), isoentropico.

In generale, se la pendenza è positiva il fluido si definisce secco, se la pendenza è infinita il fluido si definisce isoentropico, mentre se la pendenza è negativa il fluido si definisce umido.

Per la definizione della categoria di appartenenza si può sfruttare la formulazione definita nello studio [15], da cui si estrapola la seguente relazione:

$$\xi = \frac{C_P}{T_H} - \frac{\frac{n \cdot T_{rH}}{1 - T_{rH}} + 1}{T_H^2} \Delta H_H \quad (2.4)$$

Dove il parametro T_{rH} è a sua volta espresso dal rapporto:

$$T_{rH} = \frac{T_H}{T_C} \quad (2.5)$$

In questa formula, T_C rappresenta la temperatura critica, mentre T_H rappresenta la temperatura di evaporazione. Inoltre ΔH_H denota l'entalpia di vaporizzazione, mentre C_P la capacità termica del liquido (rapporto del calore scambiato tra il corpo e l'ambiente e la variazione di temperatura che ne consegue).

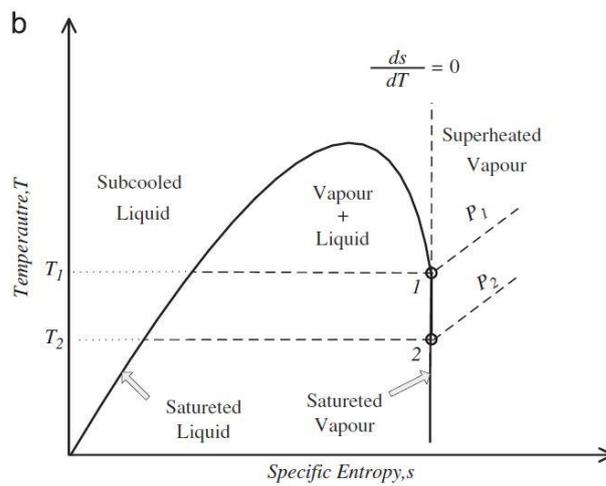
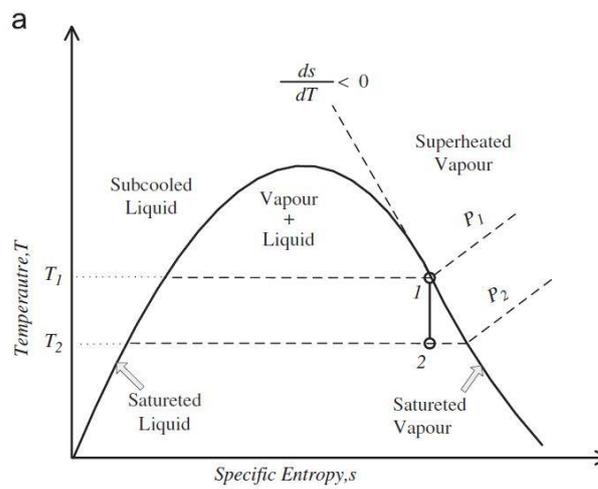
La pendenza della curva del vapore saturo è ottenuta tramite la formula 2.6.

$$\xi = \frac{dS}{dT_H} \quad (2.6)$$

L'entità del parametro ξ definisce le categorie di appartenenza secondo la modalità presentata in tabella 2.3.

Tabella 2.3 – Definizione della categoria di appartenenza del fluido organico in relazione alla pendenza della curva di saturazione

$\xi > 0$	Fluido secco
$\xi \sim 0$	Fluido isoentropico
$\xi < 0$	Fluido umido



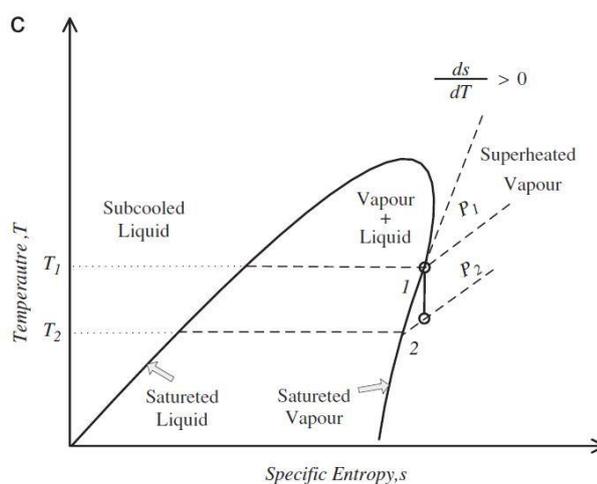


Figura 2.2 – Diagramma $T - s$ di un (a) fluido umido (wet); (b) isoentropico; (c) secco (dry) [22]

2.6 – Miscele binarie di fluidi organici

Si parla di miscela quando si ha un aggregato di due o più sostanze (componenti della miscela) mescolate tra loro, la cui composizione può variare in un intervallo ampio e nel quale ogni componente conserva le sue proprietà chimiche essenziali.

Le miscele si distinguono in due tipologie principali in base alla caratteristica di “*temperature glide*”.

Per definire la temperatura glide si parte dalla considerazione di una generica miscela. Durante il processo di evaporazione di un fluido, la temperatura alla quale il fluido comincia a bollire è conosciuta come la temperatura di liquido saturo, chiamata anche temperatura di bolla.

La temperatura alla quale l’ultima goccia di liquido è evaporata è identificata come la temperatura del vapore saturo, chiamata anche temperatura di rugiada.

Al contrario, nel processo di condensazione, la temperatura alla quale il refrigerante inizia il processo di condensazione è definito temperatura di rugiada, mentre la temperatura alla quale il vapore è completamente condensato è definita temperatura di bolla.

A pressione costante, la differenza tra temperatura di bolla e la temperatura di rugiada è identificata come “*temperature glide*”.

Sulla base di questa definizione, le miscele binarie, cioè costituite da due composti puri, possono essere distinte in:

- Zeotropiche, cioè presentare una *temperature glide* diversa da zero;
- Azeotropiche, cioè presentare una *temperature glide* uguale a zero.

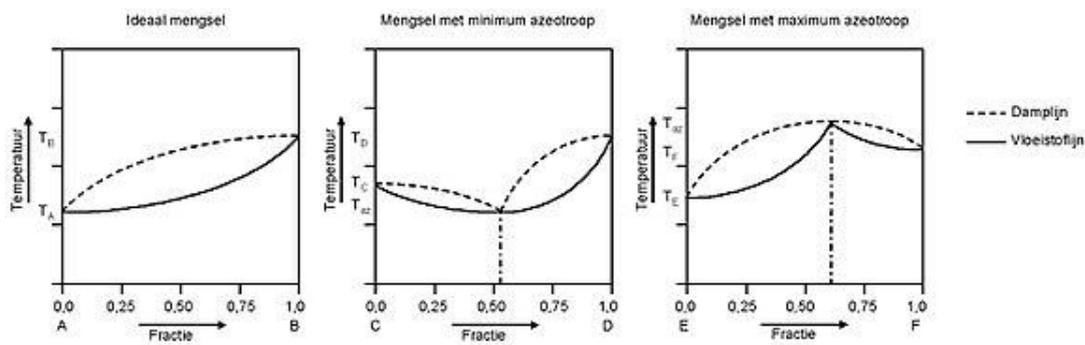


Figura 2.3 – Diagrammi temperatura-concentrazione rappresentanti una miscela zeotropica e due miscele azeotropiche [23]

2.6.1 – Impiego delle miscele negli impianti ORC

L'impiego di miscele all'interno dei sistemi ORC, si distingue dal più comune utilizzo di fluidi puri.

L'aspetto di maggiore attenzione è il fatto che nei fluidi puri il processo di evaporazione avviene secondo un andamento isotermico.

Questo conduce ad un graduale scostamento tra il profilo termico del fluido operativo in cambiamento di fase e quello della sorgente di calore, generando delle irreversibilità non indifferenti.

La stessa situazione si presenta nel processo di condensazione, con un distanziarsi via via più consistente del profilo isotermico del fluido operativo e la temperatura del pozzo freddo a cui si riversa il calore.

La proprietà di una miscela azeotropica di possedere una temperatura glide nulla, si manifesta nel processo di cambiamento di fase. In particolare la temperatura rimane costante in tale processo, come si verifica nei fluidi puri.

Nelle miscele zeotropiche invece, a causa della loro temperature glide, durante le evaporazioni e le condensazioni isobariche, si ottiene un migliore accoppiamento termico con le sorgenti e con i pozzi di calore. Questo si traduce in una minimizzazione della differenza di temperatura media tra il fluido operativo e la fonte/scarico di calore. In questo modo si riducono le perdite exergetiche e vengono incrementate le performance complessive [24, 25].

Nell'immagine 2.4, si osserva come si ripercuote l'impiego di un fluido puro e di una miscela sull'accoppiamento dei profili di temperatura nel processo di condensazione. Si deve però notare, che le miscele di lavoro, possono condurre a deterioramento delle prestazioni di scambio termico specialmente durante l'evaporazione e la condensazione. In particolar modo a subire delle variazioni è il coefficiente di scambio termico globale.

Capitolo 3

Impianto ORC cogenerativo a biomassa

In questo capitolo verrà presentata la tipologia di impianto in studio. Trattasi di un impianto con produzione cogenerativa di energia elettrica ed energia termica, alimentato da una caldaia a biomassa.

3.1 – Biomassa

Con il termine biomassa si definisce una categoria di composti, di natura estremamente eterogenea, caratterizzati da una matrice di tipo organico, prodotti da organismi viventi (vegetali o animali). Sono da escludere le plastiche e i materiali fossili, che nonostante si siano formati nel corso di milioni di anni a partire da sostanze organiche vegetali e animali, non hanno nulla a che vedere con la caratterizzazione che qui interessa dei materiali organici.

La normativa nazionale, recependo quella europea, definisce la biomassa come: “la parte biodegradabile dei prodotti, rifiuti e residui provenienti dall’agricoltura (comprendente sostanze vegetali e animali) e dalla silvicoltura e dalle industrie connesse, compresa la pesca e l’acquacoltura, gli sfalci e le potature provenienti dal verde urbano nonché la parte biodegradabile dei rifiuti industriali e urbani”.

Le biomasse si possono quindi suddividere, per semplicità in comparti di provenienza nei seguenti settori:

- comparto forestale e agroforestale;
- comparto agricolo;
- comparto zootecnico;
- comparto industriale;
- rifiuti urbani.

In massima parte si tratta di sostanze di origine vegetale. Mediante il processo di fotosintesi, i vegetali sono in grado di convertire l'energia radiante in energia chimica e stoccarla sotto forma di molecole complesse, a elevato contenuto energetico.

Per tale motivo la biomassa è considerata una risorsa rinnovabile e inesauribile, se opportunamente utilizzata, ovvero se il ritmo di impiego della stessa non supera la capacità di rigenerazione delle formazioni vegetali.

La biomassa è una fonte rinnovabile che non è intermittente, non dipende dalla disponibilità locale e non è particolarmente difficile da immagazzinare.

Caratteristiche queste che garantiscono un occhio di riguardo a tale tipo di fonte, come opportunità di ricavare energia termica ed elettrica in maniera continuativa e con rispetto verso l'ambiente.

In realtà è necessario specificare come, la dissociazione tra il luogo in cui la biomassa viene prodotta e il luogo in cui poi essa sarà sfruttata, è garantita dal trasporto tramite appositi mezzi, richiedendo quindi una valutazione sia dell'impatto economico, che dell'impatto ambientale che essi causano.

Uno studio interessante è stato fornito da Forsberg [27], che sostiene il raggiungimento di benefici ambientali prendendo in esame le emissioni di CO_2 ed NO_x , così come altre sostanze inquinanti e particolati, basando la sua analisi su trasporto di biomassa tra la Svezia e l'Olanda.

L'aspetto fondamentale è sicuramente la necessità di attuare un sistema di trasporto organizzato e basato su uno dei molti modelli proposti nel corso del tempo, che tengono in considerazione le rotte alternative, i mezzi di trasporto, la minimizzazione del costo e del tempo di viaggio, minimizzazione dell'impatto ambientale.

Per quanto concerne l'immagazzinamento, il problema più rilevante è la stagionalità della disponibilità di biomassa.

In termini di pianificazione della capacità, Cundiff et al. [28], sostennero la forte influenza del clima della zona in studio, in quanto non condiziona unicamente il quantitativo raccolto, ma anche la qualità della biomassa minando le condizioni e i requisiti dell'immagazzinamento.

Se coltivata in maniera sostenibile, essa può essere considerata neutrale per quanto riguarda l'emissione di CO_2 , risultando quindi la perfetta alternativa a qualsiasi altro combustibile, che comporta quasi sempre emissione di sostanze che influiscono negativamente sull'effetto serra.

I punti di forza [29] dello sfruttamento di biomasse sono:

- impiego di una risorsa energetica locale, comprendendo anche i rifiuti solidi urbani, che altrimenti sarebbero considerati rifiuti e favorendo in questo modo lo smaltimento degli stessi;
- costo relativamente basso del combustibile;

- riduzione della dipendenza energetica nei confronti dei paesi produttori di combustibile tradizionali;
- immissione nulla di CO_2 in atmosfera, oltre che contributo trascurabile alle emissioni di ossidi di zolfo;
- diritto all'incentivazione con fondi statali nel momento in cui si preveda una produzione elettrica;
- disponibilità di una fonte rinnovabile con garanzia sul futuro.

D'altra parte si avranno anche degli inevitabili aspetti negativi [29], quali:

- discontinuità nella disponibilità prodotta nel corso dell'anno;
- problematiche legate alla raccolta, trattamento e immagazzinamento;
- contenuto energetico specifico molto inferiore a quello dei combustibili tradizionali (necessità di grandi stoccaggi);
- tecnologie con costi di investimento superiori alle forme tradizionali, accompagnati da maggiori costi operativi e di manutenzione;
- problemi logistici legati alla distanza tra luogo di produzione e di utilizzo.

3.2 – Cogenerazione

La cogenerazione prevede la produzione combinata di energia elettrica ed energia termica attraverso un sistema integrato, a partire dall'energia primaria di una fonte, entrambe considerate effetti utili e conseguendo un risparmio di energia primaria, rispetto alla produzione separata delle stesse quantità energetiche.

La produzione deve avvenire in modo sostanzialmente interconnesso, implicando un legame di mutua dipendenza tra la produzione elettrica e l'impiego utile del calore, che viene fornito ad un fluido termovettore e sfruttato per usi civili e industriali.

Il calore è definito utile, quindi deve trovare un impiego effettivo. Per capire quando il calore è effettivamente utile, basti pensare che se non ci fosse stata la cogenerazione, sarebbe servito un'altra forma di produzione del calore stesso.

Per la valutazione del sistema si sfrutta il rendimento di primo principio η_I , definito come: l'energia prodotta dall'unità di cogenerazione E_p (somma dell'energia elettrica, meccanica e del calore utile), diviso l'energia consumata della fonte primaria E_C nell'arco di un anno solare.

Nel caso in esame le due produzioni riguardano unicamente energia elettrica E_{el} , ed energia termica H , costituendo la formula 3.1.

$$\eta_I = \frac{E_{el} + H}{E_C} \quad (3.1)$$

Un ulteriore parametro impiegato nella caratterizzazione degli impianti cogenerativi, è il Primary Energy Saving (*PES*):

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{CHP E_\eta}{Ref E_\eta} - \frac{CHP H_\eta}{Ref H_\eta}} \quad (3.2)$$

Dove i termini rappresentano in ordine:

- $CHP E_\eta$ → rendimento elettrico cogenerativo, definito come energia elettrica annua da cogenerazione divisa per l'energia contenuta nell'intero combustibile di alimentazione, impiegato per produrre sia il calore che l'energia elettrica da cogenerazione;
- $Ref E_\eta$ → rendimento elettrico di riferimento per la produzione separata di energia elettrica, fornito da tabulati a seguito di un opportuno adattamento;
- $CHP H_\eta$ → rendimento termico cogenerativo, definito come quantità annua di calore utile divisa per l'energia contenuta nell'intero combustibile di alimentazione, impiegato per produrre sia il calore utile che l'energia elettrica da cogenerazione;
- $Ref H_\eta$ → rendimento termico di riferimento per la produzione separata di calore, fornito da tabulati.

Si deve in particolare ottenere un valore di *PES* maggiore del 10% per unità che non rientrano nella piccola cogenerazione, cioè quando la capacità di generazione supera 1 *MWe*. Al contrario per valori inferiori di potenza, basta che il *PES* sia positivo.

Nel calcolo del risparmio di energia primaria (*PES*), i valori misurati della produzione di energia elettrica e di calore utile, possono essere portati in conto interamente se il rendimento globale del sistema cogenerativo è pari o superiore a:

- 80%, per le sezioni con turbina a gas a ciclo combinato con recupero di calore e per le sezioni con turbina di condensazione a estrazione di vapore;
- 75% per tutti gli altri tipi di cogenerazione.

Se il valore di rendimento globale è inferiore a tale soglia, è necessario identificare la quota parte di produzione elettrica che effettivamente rientra nella categoria cogenerativa.

A partire dalla formula del rendimento globale, si calcola il valore di energia termica che si dovrebbe avere per poter raggiungere il valore di soglia (75% o 80% a seconda del caso in esame), quindi per verificare il cosiddetto massimo recupero.

A questo punto si sfrutta il valore appena stimato di energia termica per calcolare il rapporto C energia/calore:

$$C = \frac{E_{CHP}}{H_{CHP}} \quad (3.3)$$

La quota di energia elettrica facente parte dell'unità cogenerativa sarà pari al prodotto del rapporto C , moltiplicato per l'effettiva energia termica del sistema e non l'energia termica di massimo recupero:

$$E_{CHP} = H \cdot C \quad (3.4)$$

Lo scopo di rispettare determinate limitazioni, risiede nella possibilità di ottenere incentivi e certificati bianchi.

3.3 – Impianti ORC cogenerativi a biomassa

Gli impianti ORC con produzione cogenerativa di energia elettrica e di energia termica, alimentati attraverso caldaie a biomassa, hanno trovato grande applicazioni e riscontri positivi sin dal loro ingresso nel mercato.

Gli aspetti interessanti che li caratterizzano sono [6]:

- alta efficienza energetica (15% netto rispetto a biomassa);
- alte efficienze complessive (80% rispetto a biomassa);
- grande disponibilità (98% in media per ORC e 98% in media per la caldaia, che comporta circa 8400 ore di produzione all'anno);
- bassa richiesta di manutenzione e interventi.

La grande diffusione presentata negli anni è stata in particolar modo favorita da un sistema di incentivazione garantito in molti paesi europei, che tende però a un progressivo calo. È necessario perciò accompagnare tale calo con la riduzione del costo specifico dell'energia prodotta, in modo da mantenere comunque competitivi gli impianti ORC rispetto ad altre forme di produzione.

In figura 3.1, si può osservare un tipico impianto ORC a biomassa: il calore proveniente dalla combustione nella caldaia viene trasferito al circuito definito secondario, in cui solitamente scorre olio diatermico, ma che nel caso in esame risulta essere semplicemente acqua.

Il circuito secondario è un circuito chiuso, messo in comunicazione con il circuito primario attraverso uno scambiatore di calore.

Il circuito primario è di fatto il ciclo Rankine vero e proprio, all'interno del quale scorre il fluido organico opportunamente scelto.

La volontà di sfruttare un circuito secondario, disposto tra la caldaia a biomassa e il ciclo ORC risiede nell'intenzione di avere maggiore sicurezza di esercizio e semplicità di manutenzione.

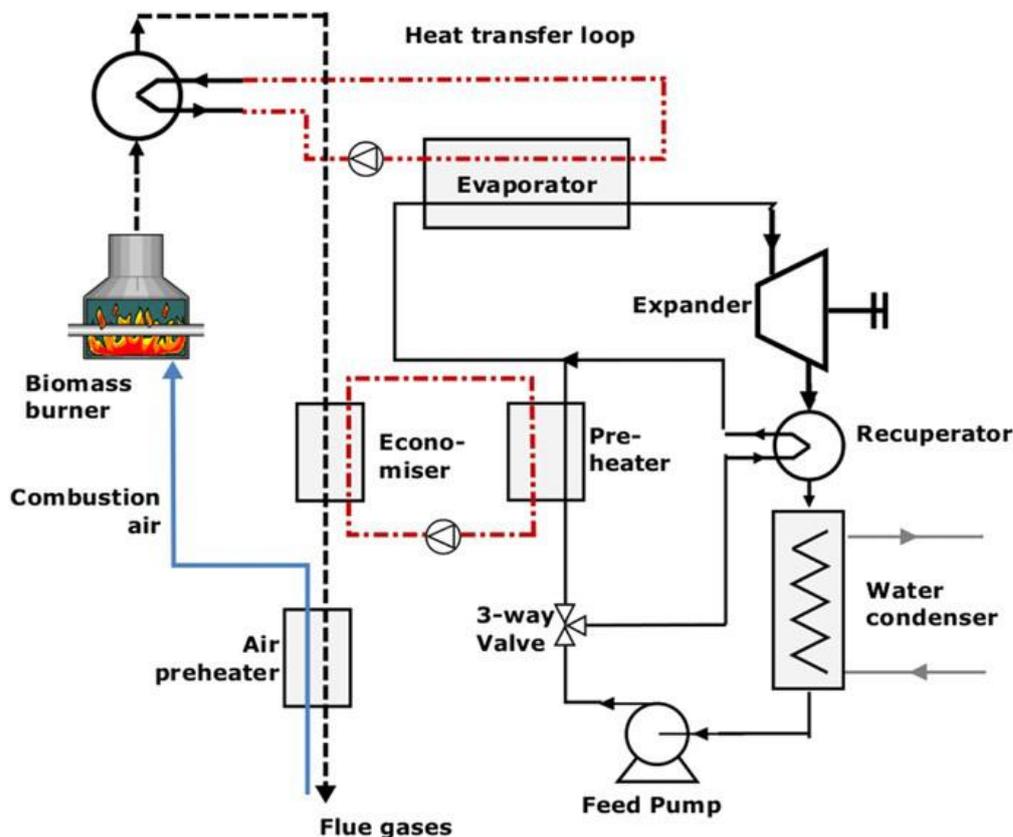


Figura 3.1 – Schema di impianto di un ORC cogenerativo a biomassa [30]

L'acqua allo stato liquido garantisce maggiore inerzia termica, in questo modo il sistema sarà meno soggetto a cambiamenti di carico in caldaia repentini ed improvvisi, causa anche di variazioni eccessive di temperatura con conseguente deterioramento del fluido; si evita il contatto diretto tra la fonte di combustione e il fluido organico in

modo da scongiurare pericoli, trattandosi di fluidi spesso infiammabili e tossici; infine, la presenza del circuito secondario fa sì che presso l'impianto non sia necessaria la presenza costante di un caldaista specializzato.

In linea generale, la camera di combustione è progettata come un forno adiabatico e dimensionato in modo da ottimizzare la combustione dello specifico combustibile [6]. La produzione di energia meccanica, poi convertita in elettrica nel generatore elettrico, viene svolta dalla turbina, all'interno della quale avviene il processo di espansione del fluido organico, mentre la produzione termica vede la sua generazione nel condensatore, nel quale si attua una cessione del calore a favore del fluido acqua che funge da fonte di raffreddamento.

L'acqua al lato condensatore verrà poi condotta alle utenze termiche che prevedono delle richieste energetiche congruenti con la disponibilità garantita.

I principali campi di applicazione degli impianti ORC cogenerativi alimentati da caldaia a biomassa sono in primo luogo nei sistemi di riscaldamento (o raffreddamento) distribuiti.

Tabella 3.1 – Biomass-fired ORC in district heating per country [6]

District heating		
Country	Number of plants	Installed electric power (MW)
Germany	40	40.1
Italy	37	32.7
Latvia	11	11
Austria	10	9.4
Switzerland	6	4
Poland	5	4.9
Belarus	4	8.9
Czech Republic	3	3.1
Estonia	2	3.2
Russia	2	3.2
Finland	2	2
Sweden	1	2.2
Bulgaria	1	1.2
Netherlands	1	1.1
Denmark	1	0.7
Greece	1	0.3

Vengono così sfruttati gli impianti di combustione di biomassa impiegati per la produzione di energia termica, per alimentare gli impianti ORC a seguito di un adattamento del sistema, senza la necessità di spazio e operatori addizionali.

Considerando che esistono centinaia di impianti di produzione di sola potenza termica, ci sono molte opportunità per gli impianti ORC a biomassa cogenerativi.

Il futuro prevede di fornire gli utenti termici con calore a temperature più basse (cioè, $50 - 60^{\circ}\text{C}$ invece di $80 - 90^{\circ}\text{C}$).

In questo modo si incrementa l'efficienza elettrica del ciclo termodinamico.

Sarà così possibile produrre una maggiore quantità di elettricità cogenerativa, mantenendo gli stessi utenti termici, riducendo gli investimenti elettrici e i consumi, oltre al costo specifico dell'elettricità prodotta [6].

Una seconda forma di impiego degli impianti ORC prevede la produzione del pellet.

L'industria del pellet è relativamente giovane, ma ha visto negli ultimi tempi un buon sviluppo, passando dalle 5 Mt/y del 2005 ai 27 Mt/y del 2014.

La produzione necessita sia di energia termica per l'essiccazione della biomassa, che energia elettrica per i processi. Per produrre 1 tonnellata di pellet si richiedono circa 4 MWh termici e 1 MWh elettrici, molto prossimi quindi ai rapporti potenza-calore dei comuni sistemi ORC cogenerativi a biomassa.

Si può inoltre prevedere una integrazione del sistema di alimentazione del riscaldamento distribuito, con la produzione di pellet.

Infatti la richiesta termica è molto variabile e risulta spesso occupata al massimo potenziale per poche ore delle giornate più fredde, rimanendo perciò operativi solo dalle 2000 alle 2500 ore all'anno "equivalenti al carico di picco".

Per incrementare il coefficiente di utilizzo si può prevedere, in particolare nel periodo estivo, lo sfruttamento dell'impianto per la produzione del pellet, portando così le ore di pieno carico a più di 8000 ore anno.

Un'ultima forma di impiego si concretizza nell'industria del legname e dei pannelli di legno. L'essiccazione del legname richiede infatti acqua calda alle temperature di circa $80 - 90^{\circ}\text{C}$, così come nella produzione dei pannelli dove risultano consistenti le richieste sia elettriche che termiche.

Capitolo 4

Procedura di analisi e ottimizzazione del ciclo

Nel seguente capitolo verranno forniti in primo luogo i dati caratterizzanti l'impianto ORC in esame. Trattasi sostanzialmente delle richieste e condizioni al contorno proposte dal committente.

Si passa quindi all'esposizione delle considerazioni effettuate e della procedura seguita per il processo di ottimizzazione che ha condotto ai risultati ottenuti.

4.1 - Esposizione del problema

L'obiettivo del processo di analisi è la ricerca di un fluido organico adatto ad operare in un impianto cogenerativo, in grado quindi di produrre sia energia elettrica che energia termica.

Le difficoltà principali nell'attuare un tale tipo di ricerca risiedono in particolar modo nell'elevato numero di fluidi organici presenti nel mercato, le cui proprietà devono essere opportunamente valutate rispetto alle performance dell'impianto.

A complicare la selezione vi è inoltre il fatto che questi fluidi possano essere impiegati sia in forma pura, sia in combinazione con altri fluidi, costituendo così miscele dalle proprietà variabili con il titolo di miscelazione dei fluidi originari.

Nel caso in esame si è deciso di limitare la miscelazione a soli due fluidi, creando così delle miscele definite binarie.

Si deve per giunta notare che tali fluidi sono spesso tossici o infiammabili, oltre ad essere talvolta banditi dall'uso in impianti di produzione da protocolli internazionali, ciò comportando un ulteriore elemento di limitazione nella scelta.

L'impianto Organic Rankine Cycle in questione viene alimentato da una caldaia a biomassa con tre possibili taglie termiche, come presentato nella tabella 4.1.

L'evaporatore e il condensatore sono sostanzialmente due scambiatori di calore che sfruttano l'acqua come fluido termovettore.

All'evaporatore, l'acqua ricopre il ruolo di fluido caldo, venendo scaldata dai fumi prodotti dalla caldaia a biomassa fino alla temperatura di $T_{hot,in}$, cedendo poi parte del proprio calore al fluido organico dell'impianto ORC, nel rispetto della temperatura imposta in uscita pari a $T_{hot,out}$. Si garantisce così il pre-riscaldamento, l'evaporazione e, se fosse necessario, anche il surriscaldamento del fluido operativo.

Al condensatore, l'acqua ricopre invece il ruolo di fluido freddo, assorbendo il calore del fluido organico e permettendo il processo di condensazione necessario a chiudere il ciclo Rankine (o ciclo Hirn) caratterizzante l'impianto. L'acqua viene poi inviata alle utenze termiche realizzando in questo modo la produzione di energia termica desiderata.

Anche l'acqua al lato condensatore presenta delle condizioni al contorno imposte da consegna, in particolare si richiede che la temperatura di ritorno dalle utenze sia pari a $T_{cold,in}$ (corrispondente alla temperatura di ingresso nel condensatore) e la temperatura di invio alle utenze sia pari a $T_{cold,out}$ (corrispondente alla temperatura di uscita dal condensatore).

Lo studio dell'impianto deve fornire i valori dei seguenti parametri:

- rendimento del ciclo di Carnot;
- rendimento del ciclo ideale;
- rendimento del ciclo reale (considerando quindi i rendimenti di pompa e turbina);
- parametri caratteristici dell'espansore.

Nella tabella seguente vengono riassunti gli aspetti rappresentativi dell'impianto.

Tabella 4.1 – Punti caratteristici dell'impianto ORC cogenerativo

Impianto	ORC		
Produzione energetica	Cogenerativa		
Combustibile di alimentazione	Biomassa		
Taglie della caldaia [$MW_{termici}$]	1	1.5	2
Temperatura di ingresso e di uscita del fluido acqua lato evaporatore [$^{\circ}C$]	200		180
Temperatura di ingresso e di uscita del fluido acqua lato condensatore [$^{\circ}C$]	60		80

4.2 - Modello di valutazione

La procedura di ottimizzazione viene attuata da un modello di simulazione adattato all'impianto in esame attraverso l'ambiente di lavoro "MATLAB 2017b".

Il modello di partenza è stato fornito dal team di lavoro di energetica applicata del Dipartimento di Ingegneria Industriale (DII) dell'Università di Padova [31].

Tale modello è stato opportunamente modificato per la tipologia di impianto in esame, rispecchiando quindi la forma di alimentazione imposta e la richiesta di produzione cogenerativa. Di conseguenza si presentano delle inevitabili modifiche anche nelle formulazioni delle valutazioni energetiche, exergetiche ed economiche.

L'analisi viene garantita dall'algoritmo genetico integrato in *MATLAB* e le proprietà dei fluidi vengono fornite da apposite librerie. Il modello nella sua versione originaria, prevede l'impiego della libreria *REFPROP 9.0* [32]. È stato personalmente realizzato il secondo modello impiegato facente uso della libreria *COOLPROP 6.1.0* [33].

L'impiego di due librerie è giustificato dal fatto che alcuni fluidi sono presenti in una libreria piuttosto che nell'altra, oltre che dalla possibilità di attuare un confronto tra i risultati forniti dalle due valutazioni, certificando i valori ottenuti.

4.2.1 - Fluidi impiegati

I fluidi studiati per l'impianto sono in prima analisi un elenco dei fluidi maggiormente utilizzati nelle simulazioni delle ricerche attuate negli anni passati.

È previsto l'impiego sia di fluidi puri che di miscele binarie, per le limitazioni e le caratteristiche che le due scelte prevedono e che sono state già giustificate nel paragrafo § 2.4 sui fluidi puri e nel paragrafo § 2.6 sulle miscele binarie.

Una seconda scelta di fluidi viene effettuata a partire da un database personalmente creato in ambiente *Microsoft Excel*, che raccoglie i parametri e le caratteristiche più rilevanti dei fluidi organici, da cui, attraverso l'imposizione di una serie di condizioni al contorno, vengono selezionati i fluidi più adatti.

Tra gli aspetti che vengono maggiormente considerati in questa seconda forma di selezione, si riscontra sicuramente il fatto che siano fluidi non banditi da protocolli internazionali, i cui livelli di tossicità e di infiammabilità siano bassi, e che non presentino una temperatura di decomposizione inferiore alle temperature in gioco nel sistema.

Una volta scelti, i fluidi vengono analizzati in una prima fase assumendo valori bassi dei parametri "popolazione" e "generazione", per disporre dei primi risultati indicativi delle prestazioni ottenute rispetto alle condizioni al contorno imposte.

L'attuazione di simulazioni con tre diversi gradi di precisione, permette di accertarsi che i fluidi che garantiscono buone prestazioni in una situazione, le presentino in ogni tipologia di simulazione effettuata.

Inoltre le simulazioni sono state realizzate con tutte e tre le taglie previste per la caldaia a biomassa, allo scopo di trovare un unico fluido adatto alle tre tipologie, con conseguente maggiore facilità di gestione degli impianti.

4.3 – Componenti dell'impianto

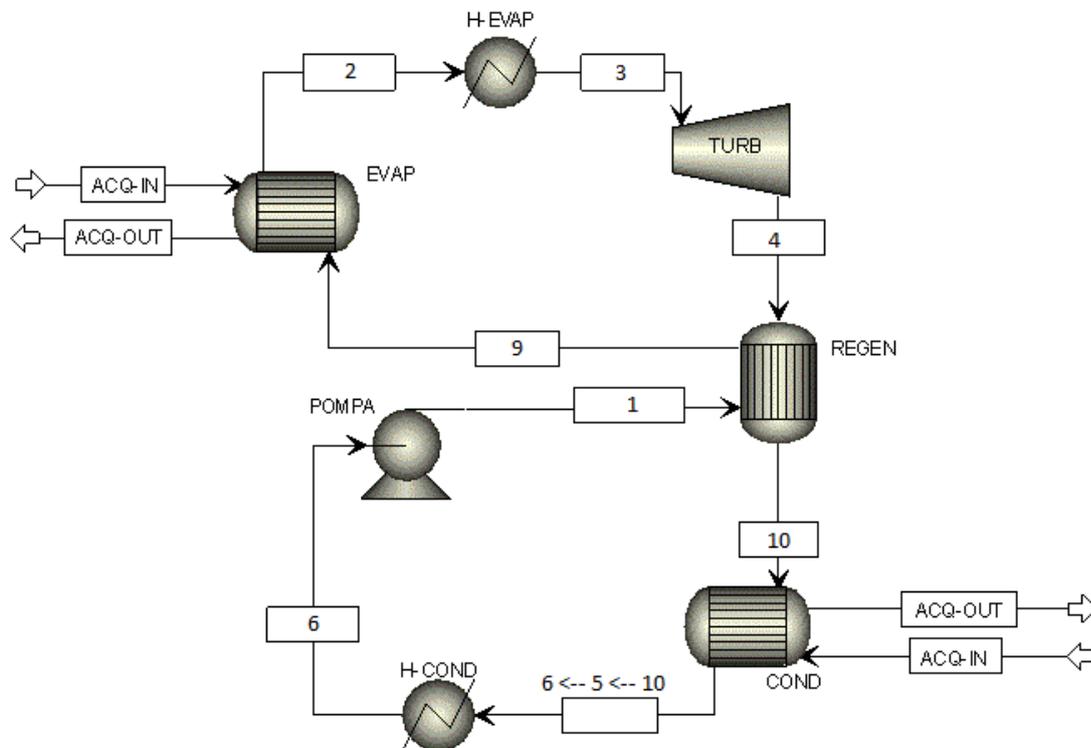


Figura 4.1 – Schema di impianto dell'ORC

4.3.1 – Evaporatore

Il compito dell'evaporatore nell'impianto ORC è di preriscaldare e di far evaporare il fluido organico operativo. Talvolta può rendersi necessaria anche una fase di surriscaldamento che segue il processo evaporativo per evitare valori troppo bassi del titolo all'interno del componente espansore.

L'evaporatore è uno scambiatore di calore che opera secondo una trasformazione isobara alla pressione di evaporazione p_{ev} definita dal processo di ottimizzazione.

La soluzione ricercata dal modello ha l'obiettivo di sfruttare nel miglior modo possibile il calore reso disponibile dalla fonte calda, rispettando le condizioni limite imposte per la temperatura di uscita del fluido al lato caldo.

La relazione che identifica l'evaporatore nell'impianto esaminato è definita da:

$$\dot{m}_{hot} (h_{hot,in} - h_{hot,out}) = \dot{m}_{ORC} (h_3 - h_9) \quad (4.1)$$

In tale equazione si uguagliano di fatto la potenza termica ceduta dal fluido caldo, e la potenza termica assorbita dal fluido organico operativo. Così facendo il fluido operativo acquisisce il calore necessario ad essere portato dallo stato termodinamico del punto 9, rappresentante l'uscita dal recuperatore, fino allo stato termodinamico 3 di ingresso all'espansore.

Il recuperatore permette il riscaldamento del fluido organico, precedentemente all'ingresso nell'evaporatore, sfruttando il calore in eccesso presente nel sistema tra l'uscita della turbina e l'ingresso nel condensatore.

Nel caso il recuperatore non sia presente, il punto termodinamico 9 corrisponde al punto termodinamico 1 di uscita dalla pompa.

4.3.2 – Espansore

L'espansore permette la generazione di energia meccanica che viene successivamente convertita in energia elettrica da un generatore.

La potenza ricavata dal processo di espansione è definita dalla seguente relazione:

$$P_T = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_3 - h_4) \cdot \eta_{mec,t} \cdot \eta_{gen} \quad (4.2)$$

Nella formula vengono presi in considerazione anche il rendimento meccanico dell'albero che connette la turbina al generatore elettrico e il rendimento del generatore stesso. È fondamentale osservare come il punto 4 rappresenti il punto termodinamico di fine espansione in una trasformazione non isoentropica, calcolato a partire dalla definizione di rendimento isoentropico della turbina:

$$\eta_{is,T} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_8} \quad (4.3)$$

Si tratta in pratica del rapporto tra il salto entalpico reale, considerando una trasformazione isoentropica, e il salto entalpico ideale in cui il punto 8 rappresenta il punto termodinamico risultante da un processo isoentropico.

È fondamentale sottolineare che per il calcolo delle prestazioni delle turbine, vengono impiegate delle mappe dell'efficienza per turbine a flusso assiale e radiale (figure 4.2 e 4.3), implementate nel codice. Questo si differenzia dalle più comuni forme di valutazione che fanno riferimento a valori prefissati di efficienza degli espansori [31].

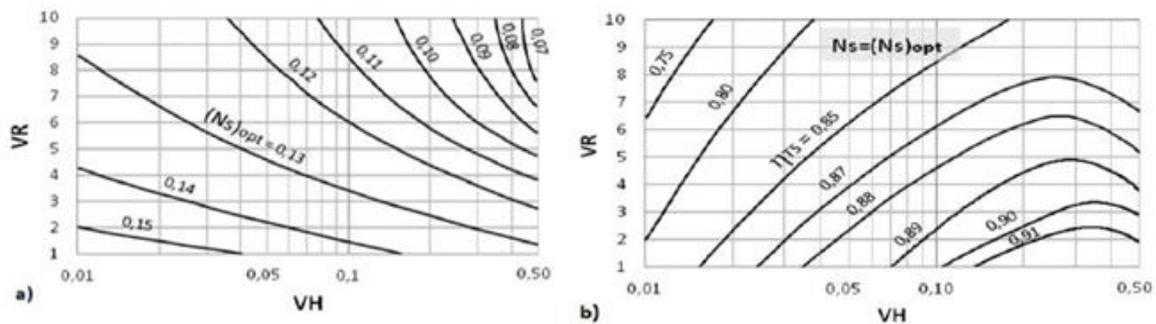


Figura 4.2 – Predizione dell'efficienza di uno stadio di turbina assiale:

a) Velocità specifica ottimale in funzione di VH e VR ; b) Efficienza di turbina isoentropica alla velocità specifica ottimale in funzione di VH e VR (riprodotti da [34])

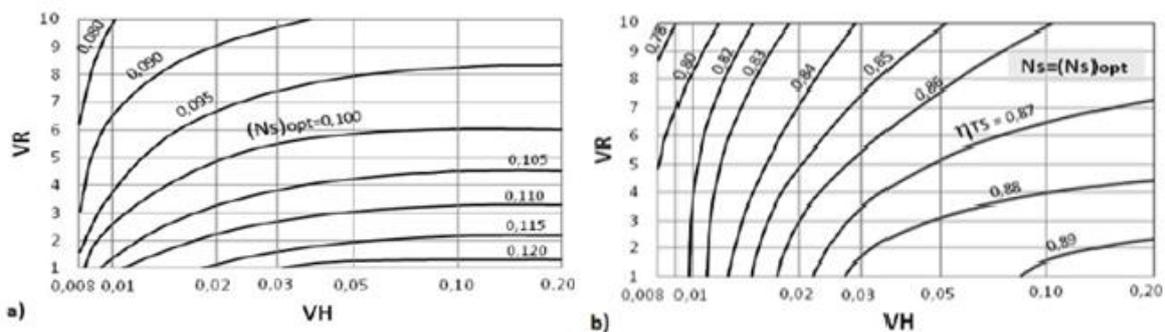


Figura 4.3 – Predizione dell'efficienza di uno stadio di turbina radiale:

a) Velocità specifica ottimale in funzione di VH e VR ; b) Efficienza di turbina isoentropica alla velocità specifica ottimale in funzione di VH e VR (riprodotti da [35])

Il metodo impiegato venne proposto per la prima volta da Macchi e Perdichizzi [34] con l'obiettivo di identificare una forma semplice di predizione dell'efficienza di uno stadio di turbina assiale operante con fluidi organici.

Una simile procedura venne poi applicata da Perdichizzi e Lozza [35] correlandola all'efficienza di una turbina a flusso radiale.

Ma sarà solo con Angelino et al. [36] che si presenterà uno sviluppo del metodo con conseguente comparazione con dati reali di alcune macchine ORC.

Quest'ultima ricerca dimostra in particolar modo come l'efficienza di una turbina a flusso assiale sia influenzata, non solo dai parametri che possono essere imposti in maniera ottimale dal design della turbina, ma anche dal rapporto volumetrico di espansione VR (nel codice identificato con VFR) e dal parametro di dimensione VH (nel codice identificato con SP).

Tali parametri possono essere considerati quali valori termodinamici stabiliti solo in relazione alle proprietà del fluido operativo, dal ciclo termodinamico e dalla potenza in uscita. Nella formula 4.4, il simbolo \dot{V} rappresenta la portata volumetrica.

$$VR = \frac{\dot{V}_{out}}{\dot{V}_{in}} \qquad VH = \frac{\dot{V}_{out}^{0.5}}{\Delta h_{in}^{0.25}} \qquad (4.4)$$

Tramite il rapporto volumetrico di espansione VR (volumetric expansion ratio), si riesce a correlare il decadimento dell'efficienza della turbina con il rapporto di espansione della sostanza, legato quest'ultimo alle proprietà intrinseche del fluido in esame. Si rende in tal modo la valutazione dell'efficienza indipendente dal fluido operativo scelto.

Nello studio di Macchi e Perdichizzi [34], si osserva inoltre come il parametro di dimensione VH (size parameter) sia ottenuto dalle regole di similitudine e tenga conto delle dimensioni dell'espansore.

Deve essere in particolar modo verificata la similitudine geometrica, cioè tutte le dimensioni caratterizzanti gli espansori devono essere in scala e di conseguenza i rapporti fra le dimensioni caratteristiche devono essere gli stessi.

Se le due macchine operano con i medesimi gruppi adimensionali, allora avranno anche lo stesso rendimento, che può essere espresso dalle funzioni numero 4.5, equivalenti tra loro.

$$\eta = f(\varphi, Re, Ma, \gamma) \qquad (4.5)$$

$$\eta = f(N_s, d_s, Re, Ma, \gamma)$$

Si può quindi affermare che, nel momento in cui sia verificata la regola di similitudine, le turbine con lo stesso VH hanno anche le medesime dimensioni.

Come esposto nello studio [37], le figure possono essere utilizzate per calcolare l'efficienza della turbina η_{is} e la velocità specifica ottimale $(Ns)_{opt}$ nell'analisi termodinamica e nell'ottimizzazione dell'impianto ORC.

Attraverso una procedura di regressione lineare multipla, i grafici vengono sviluppati tridimensionalmente al fine di ottenere le correlazioni sia delle turbine assiali che delle turbine radiali, per calcolare i parametri ricercati:

$$\eta_{is} = f(VR, VH) \quad (4.6)$$

$$(Ns)_{opt} = f(VR, VH)$$

Le assunzioni intrinseche quando si usano i grafici per la determinazione delle prestazioni delle turbine, sono:

- lo stadio di turbina assiale o radiale deve essere idoneo per l'applicazione nell'impianto in studio;
- si deve avere la possibilità di operare sulla velocità specifica ottimale selezionando in modo opportuno la velocità di rotazione.

La procedura di ottimizzazione, infine, è generale perché valida sia per turbine monostadio a flusso assiale o radiale, così come per le macchine multi-stadio e per ogni tipo di fluido organico.

4.3.3 – Condensatore

Il condensatore ha la funzione di raffreddare e condensare il fluido in uscita dalla turbina, o dall'eventuale recuperatore che la segue, conducendo il fluido fino alla condizione di liquido saturo, nel caso in studio rappresentato dal punto 6.

Nell'impianto in considerazione, però, il condensatore è uno scambiatore di calore all'interno del quale il fluido operativo che deve raffreddarsi cede il calore ad un secondo fluido (acqua) che funge da fluido termovettore del calore alle utenze termiche. Così facendo si è garantita anche la seconda forma di produzione richiesta all'impianto, rendendo quest'ultimo a tutti gli effetti un sistema cogenerativo.

Anche questo secondo scambiatore di calore è governato da un'equazione rappresentativa, simile a quanto precedentemente esposto:

$$\dot{m}_{cold} (h_{cold,out} - h_{cold,in}) = \dot{m}_{ORC} (h_{10} - h_6) \quad (4.7)$$

Nella formula il punto termodinamico 10 rappresenta l'uscita dal recuperatore, coincidente con l'uscita della turbina nel caso non fosse previsto recupero termico.

La cogenerazione comporta che le temperature nel condensatore siano maggiori rispetto alle abituali temperature alle quali avviene solitamente il processo di condensazione, influenzando sulla produzione elettrica, inferiore rispetto alla situazione in cui la condensazione fosse avvenuta a temperatura ambiente.

È necessario inoltre sottolineare che in un sistema cogenerativo, la richiesta elettrica e termica non sempre sono contemporanee. Spesso la richiesta elettrica presenta una maggiore continuità rispetto alla richiesta termica, rendendo quindi necessario dissipare il calore posseduto dal fluido organico operativo nel ciclo, che non viene assorbita dall'utenza termica. Per garantire tale funzionalità si fa uso di un ACC (Air-cooled Condenser).

Il calore contenuto nel flusso di acqua proveniente dal condensatore viene dissipato nell'ambiente attraverso un sistema di scambiatori acqua-aria. La massa d'aria viene mossa da una serie di ventilatori che assorbono una parte dell'energia elettrica prodotta dall'impianto.

4.3.4 – Pompa

Il sistema di pompaggio riporta il liquido saturo dallo stato termodinamico 6, alla fase di ingresso nell'evaporatore identificato con 1, passando attraverso il recuperatore nel caso fosse presente. Si chiude così il ciclo Rankine (o di Hirn) alla base di questo impianto.

Il processo di compressione non avviene secondo una trasformazione isoentropica, ma si deve tenere conto del rendimento isoentropico di compressione $\eta_{is,p}$.

Allo stesso modo in cui avviene nella turbina, il rendimento isoentropico serve a determinare il punto termodinamico in uscita dal sistema di pompaggio ed è definito secondo la seguente relazione:

$$\eta_{is,p} = \frac{h_7 - h_6}{h_1 - h_6} \quad (4.8)$$

La potenza richiesta dalla pompa è definita tramite il rapporto:

$$P_p = \dot{m}_{ORC} \frac{h_1 - h_6}{\eta_{mec,p} \cdot \eta_{mot}} \quad (4.9)$$

Come si osserva nell'equazione, viene preso in considerazione anche il rendimento meccanico all'albero e il rendimento del motore che aziona il sistema di pompaggio.

4.3.5 – Recuperatore

L'ultimo scambiatore termico presente all'interno dell'impianto è il recuperatore di calore.

Compito di tale scambiatore è sfruttare il calore in eccesso che il fluido organico stesso presenta in uscita dalla turbina di espansione, soprattutto nei fluidi cosiddetti dry, per garantire un riscaldamento del fluido precedentemente all'ingresso nell'evaporatore. Questo permette di sfruttare meglio una fonte termica già presente nel sistema, che altrimenti verrebbe rigettata o non sfruttata in modo adeguato. Oltre a ridurre il carico imposto al condensatore.

È fondamentale ricordare che l'impianto in questione deve servire una richiesta energetica cogenerativa, quindi non si può attuare una eccessiva riduzione del carico al condensatore, in quanto è proprio la fonte da cui si estrae la potenza termica inviata alle utenze.

L'attività del recuperatore deve dunque essere adeguatamente regolata dal processo di ottimizzazione.

Il componente è rappresentato dalla seguente definizione di efficienza:

$$E_{rec} = \frac{h_4 - h_{10}}{h_4 - h_5} \quad (4.10)$$

Che esprime il rapporto tra il salto entalpico realizzato dal recuperatore e il massimo salto entalpico idealmente realizzabile.

L'efficienza è un parametro di ottimizzazione, dotato di grande libertà di variazione, potendo assumere valori tra 0 e 80%.

Viene inoltre imposta una differenza di temperatura di pinch point per garantire la continuità dello scambio termico.

Una volta nota l'efficienza del recupero termico, è possibile definire il valore del punto termodinamico 9 in uscita dal recuperatore stesso, secondo la formula:

$$h_9 - h_1 = h_4 - h_{10} \quad (4.11)$$

In sostanza il salto entalpico al lato caldo, viene eguagliato al salto entalpico al lato freddo.

4.4 - Processo di ottimizzazione

Il punto di partenza del processo è l'imposizione dei parametri principali su cui si basa la procedura di progetto e di analisi dell'impianto a fluido organico, parametri che vengono raccolti nella tabella 4.2.

Il primo elemento ad essere caratterizzato è la caldaia, della quale viene definito il valore della potenza termica che deve essere garantita, corrispondente ad una delle taglie già citate nei capitoli precedenti.

Di questo componente si conosce inoltre il rendimento termico, che permette la valutazione della potenza di combustione, cioè la potenza termica effettivamente generata dalla combustione di biomassa, allo scopo di raggiungere la potenza termica stabilita dalla taglia della caldaia.

$$P_{th,comb} = \frac{P_{th,caldaia} \cdot 10^6}{\eta_{caldaia}} \quad (4.12)$$

Si passa successivamente all'imposizione dei valori di temperatura in ingresso e in uscita del fluido termovettore acqua circolante nell'evaporatore, precedentemente scaldata dai fumi prodotti in caldaia.

In questa fase si attua anche una ricerca della pressione minima tale per cui non si presenti evaporazione dell'acqua direttamente all'interno delle condotte. Questo sia per garantire un coefficiente di scambio termico adeguato, sia per evitare problemi di surriscaldamento della superficie delle condotte, pericoloso in quanto causa di danneggiamento e possibile rottura della condotta stessa.

La pressione viene quindi ottenuta dalle apposite librerie delle proprietà termodinamiche dei fluidi, considerando la pressione di saturazione alla quale l'acqua evapora alla temperatura massima di lavoro, cioè $T_{hot,out}$. La pressione ottenuta sarà la minima pressione che deve essere garantita all'interno della condotta.

Essendo nota la pressione e le temperature di ingresso e uscita del fluido, si può procedere con il calcolo del salto entalpico dell'acqua nello scambiatore termico, che permette a sua volta di stabilire la portata di acqua, attraverso la seguente formula:

$$\dot{m}_{hot} = \frac{P_{th,caldaia} \cdot 10^6}{h_{hot,in} - h_{hot,out}} \quad (4.13)$$

Allo stesso modo si necessita dei valori di temperatura di ingresso e di uscita del fluido acqua circolante, in questo caso, al lato condensatore. Viene imposto anche il valore

di pressione da assicurare nella condotta, leggermente superiore alla pressione ambiente per evitare infiltrazioni.

Il passo successivo prevede la definizione dei rendimenti dei componenti presenti all'interno dell'impianto.

Si tratta fondamentalmente dell'assegnazione di rendimento isoentropico e meccanico della turbina, della pompa, del generatore elettrico e del motore della pompa.

L'unica considerazione da fare in merito ai valori di efficienza è il valore del rendimento della turbina subirà una variazione nel corso del processo di ottimizzazione secondo quanto descritto nel sottoparagrafo sugli espansori (§ 4.3.2 - Espansore).

Tabella 4.2 – Parametri di partenza dell'impianto ORC da ottimizzare

	Parametro	Valore
Caldaia	$P_{th,caldaia}$ [MW]	1 – 1.5 – 2
	$\eta_{caldaia}$	0.96
Sorgente calda (acqua)	$T_{hot,in}$ [°C]	200
	$T_{hot,out}$ [°C]	180
	p_{hot} [bar]	16
Sorgente fredda (acqua)	$T_{cold,in}$ [°C]	60
	$T_{cold,out}$ [°C]	80
	p_{cold} [bar]	1.5
Rendimenti: - turbina - pompa - generatore - motore - meccanici	η_t	0.75
	$\eta_{is,p}$	0.80
	η_{gen}	0.92
	η_{mot}	0.90
	$\eta_{mec,p}$	0.92
	$\eta_{mec,t}$	0.90

4.4.1 – Algoritmo genetico

Il processo di ottimizzazione dell'impianto si basa sull'algoritmo genetico, introdotto per la prima volta da John Henry Holland [38], ispirandosi alle teorie di Darwin.

Si tratta di un algoritmo informatico basato su metodi euristici di ricerca e sul principio della selezione naturale secondo un approccio bio-dinamico, cioè riflettendo un comportamento già presente in natura, trasposti in un algoritmo matematico.

È applicato per la ricerca delle soluzioni ottimali a problemi complessi, in cui la funzione obiettivo è discontinua e non lineare, per i quali è inefficace o dispendioso l'utilizzo degli algoritmi lineari classici [39].

Le possibili soluzioni di un problema sono dette individui (elementi) e contribuiscono a formare la “popolazione”. Si parte da una classe di soluzioni casuali. Nel corso dell’esecuzione, l’algoritmo effettua una selezione degli elementi della popolazione ad ogni iterazione e li combina per creare nuovi elementi (nuova generazione) della popolazione stessa.

La combinazione di due soluzioni crea la terza soluzione (nuova generazione) che eredita dalle precedenti alcune caratteristiche e le combina in un nuovo patrimonio “genetico” in modo simile a quanto accade in natura. Oltre alla combinazione delle caratteristiche delle soluzioni discendenti, l’algoritmo genetico può introdurre delle mutazioni casuali, cioè nuove caratteristiche che si vanno a sommare a quelle originarie.

I nuovi elementi incrementano il numero delle soluzioni. Come accade nella selezione naturale, gli elementi più efficienti/efficaci (elementi forti) si sostituiscono a quelle meno efficienti/efficaci (elementi deboli). La successione delle generazioni determina l’evoluzione verso la soluzione ottimale.

A differenza dei processi di ottimizzazione tradizionali, non attua la ricerca della soluzione a partire da un unico punto, ma fa riferimento a una popolazione di possibili soluzioni [40].

Nel caso in esame i parametri che compongono il problema e che devono essere ottimizzati sono:

- titolo di miscelazione della coppia di fluidi, X_1 ;
- temperatura di uscita del fluido caldo (acqua) lato evaporatore, $T_{hot.out}$;
- pressione di evaporazione del fluido organico, p_{ev} ;
- temperatura di ingresso in turbina, T_3 , corrispondente alla temperatura massima di ciclo;
- efficienza del recuperatore, E ;
- temperatura di condensazione, T_{cond} ;
- differenza di temperatura di pinch point dell’evaporatore, $\Delta T_{pp.ev}$;
- differenza di temperatura di pinch point del recuperatore, $\Delta T_{pp.rec}$;
- differenza di temperatura di pinch point del condensatore, $\Delta T_{pp.cond}$.

Il processo di ottimizzazione viene realizzato entro limiti superiori e inferiori imposti dall’utente, definiti Lower Bound (LB) e Upper Bound (UB). In questo modo si garantisce la delimitazione delle possibili soluzioni a valori inerenti allo studio, secondo le richieste del cliente.

Merita una spiegazione supplementare la scelta della pressione massima e minima, rispettivamente del limite superiore e del limite inferiore.

Per l’attribuzione della pressione massima, si calcolano innanzitutto le pressioni critiche dei due fluidi costituenti la miscela binaria, entrambi moltiplicati per un fattore

1.3 definendo così il limite di pressione accettabile rispetto al singolo fluido esaminato.

Si assume come pressione massima, la minima tra le due pressioni appena calcolate e un valore limite imposto pari a 35 *bar*.

L'attribuzione della pressione minima viene invece effettuata a partire dalla valutazione delle pressioni dei due fluidi di miscela alla temperatura di condensazione massima (valore fornito da Upper Bound) nella condizione di liquido saturo. Viene quindi assunto il massimo tra i due valori appena rilevati.

Un'ulteriore considerazione viene realizzata per quanto riguarda la temperatura massima di Upper Bound.

Tramite la libreria delle proprietà termodinamiche dei fluidi, si rilevano le temperature massime dei rispettivi fluidi costituenti la miscela binaria. Se i dati di entrambi i valori di temperatura massima sono effettivamente disponibili, allora si associa alla temperatura massima di miscela $T_{max,mix}$, la più piccola tra le temperature massime dei singoli fluidi componenti la miscela.

Nel caso in cui questi valori non fossero resi disponibili da libreria, allora viene assegnato alla miscela un valore indicativo di $T_{max,mix}$ pari a 550°C.

A questo punto si considera se la temperatura massima di ciclo, associabile alla temperatura massima del fluido caldo circolante nell'evaporatore ($T_{hot,in}$), è o meno inferiore alla temperatura massima attribuita alla miscela.

Nel caso fosse inferiore, allora la temperatura massima è pari proprio alla temperatura dell'acqua in ingresso nell'evaporatore, $T_{hot,in}$. Altrimenti sarà pari alla temperatura di miscela $T_{max,mix}$.

È fondamentale per ultimo sottolineare le imposizioni attuate per il titolo di miscelazione, facendo una distinzione nella tipologia di fluido in gioco.

Il titolo può variare tra 0 e 1 nel momento in cui si sta analizzando una miscela, mentre assume sempre il valore unitario nel caso in cui si analizza un fluido puro.

I valori di questi e degli altri termini di Upper e Lower Bound vengono riassunti in tabella 4.3.

Si necessita a questo punto della definizione degli elementi che vanno a caratterizzare l'algoritmo genetico nella sua funzione di ricerca.

Ci si riferisce nello specifico all'attribuzione del numero di individui costituente la popolazione delle possibili soluzioni (*pop*), oltre a il numero di generazioni che verranno create (*gen*). Maggiore è l'entità di questi due parametri, maggiore sarà la precisione nella ricerca della soluzione ottimale.

Si impone poi il valore di elite count, cioè il numero di individui con le prestazioni migliori che sopravvivono alla generazione successiva. Ed infine si definisce la tolleranza dei parametri.

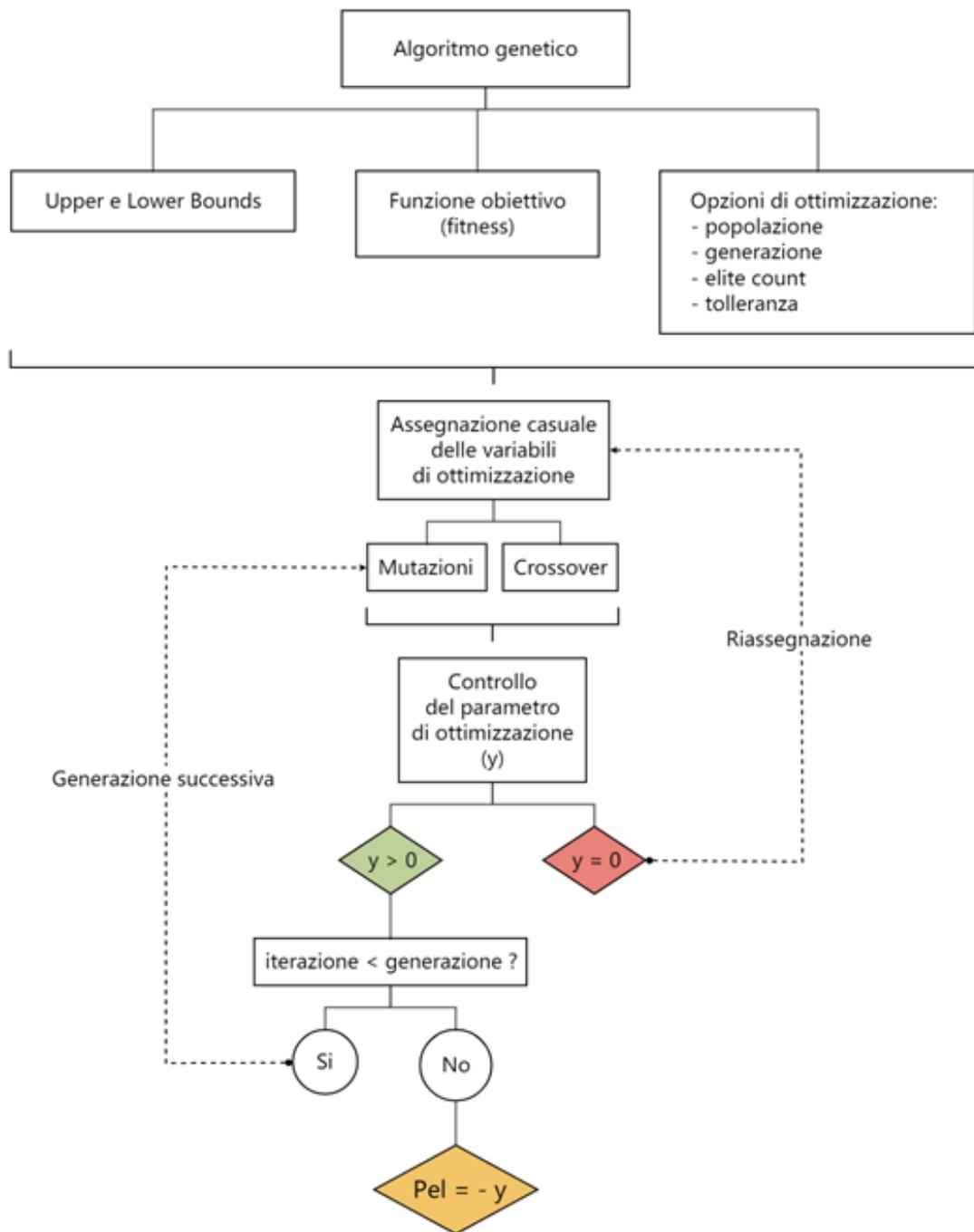


Figura 4.4 – Schema di funzionamento dell’algoritmo genetico

A completare l’algoritmo genetico è la creazione della funzione obiettivo. Trattasi della sequenza di operazioni che devono essere realizzate al fine di condurre ad una adeguata ricerca della soluzione ottimale, il cui scopo ultimo è la minimizzazione di uno specifico parametro.

Nel caso in esame, l'obiettivo è la massimizzazione della potenza elettrica. Per fare questo quindi si va a minimizzare il termine y e si assume quale potenza elettrica massima il valore $-y$, ottenendo di fatto un processo di massimizzazione.

Tabella 4.3 – Definizione dei valori di Upper Bound (*UP*) e di Lower Bound (*LB*)

		UB	LW
$T_{hot,out}$	[°C]	181	179
p_{ev}	[bar]	$\min_p \begin{bmatrix} p_{crit,1} \cdot 1.3 \\ p_{crit,2} \cdot 1.3 \\ 35 \end{bmatrix}$	$\max_p \begin{bmatrix} p_{cond,1} \\ p_{cond,2} \end{bmatrix}$
T_3	[°C]	$T_{hot,in}$ se $T_{hot,in} \leq T_{max,miscela}$ altrimenti $T_{max,miscela}$	95
X_1	[-]	Puri $X_{1,min} = 1$ Miscele $X_{1,min} = 0$	Puri $X_{1,max} = 1$ Miscele $X_{1,max} = 1$
E	[-]	0	0.8
T_{cond}	[°C]	60	100
$\Delta T_{pp,ev}$	[°C]	15	25
$\Delta T_{pp,REC}$	[°C]	15	25
$\Delta T_{pp,cond}$	[°C]	8	12

I valori scelti nella definizione dell'algoritmo genetico per l'analisi finale dei fluidi che forniscono le potenzialità maggiori, vengono riassunti nella tabella seguente:

Tabella 4.4 – Parametri prestazionali dell'algoritmo genetico

Popolazione	Generazione	Elite count	Tolleranza
200	150	$0.08 \cdot pop$	10^{-7}

4.4.2 – Funzione obiettivo

Come già detto, la funzione obiettivo rappresenta la sequenza di operazioni necessarie al raggiungimento dello scopo di minimizzazione (o massimizzazione) della variabile finale. Prevede quindi la definizione dei parametri di ottimizzazione, l'insieme di equazioni e calcoli, oltre alle necessarie valutazioni in merito ai valori ottenuti.

Innanzitutto si attua l'attribuzione dei parametri che devono essere studiati e su cui si basa la ricerca. L'assegnazione dei valori viene effettuata in modo casuale e nelle condizioni imposte dalla popolazione e dalla generazione.

La prima operazione prevede il confronto tra la pressione di evaporazione, assegnata casualmente dall'algoritmo genetico, e la pressione critica della miscela binaria rispetto a un valore di titolo, assegnato anch'esso casualmente.

Il confronto serve a distinguere tra un ciclo subcritico, operante quindi nella regione all'interno della campana di Andrews al di sotto della pressione critica, e un ciclo supercritico, operante nella regione esterna.

Vi è infatti una leggera differenza nella procedura di analisi a seconda del tipo di ciclo in esame.

Se la pressione di evaporazione è minore della pressione critica, allora si tratta di un ciclo subcritico e si procede con la determinazione della temperatura di saturazione del vapor saturo della miscela durante la fase di evaporazione del fluido organico.

Nel caso in cui si verificasse un errore nel calcolo di tale parametro, ad esempio perché la pressione in gioco non è adeguata per la miscela considerata o perché la libreria delle proprietà termodinamiche non è in grado di fornire il valore desiderato, allora si impone la temperatura di saturazione del primo componente della miscela se la pressione di evaporazione è minore della pressione critica del primo componente. Viceversa si va a fornire il valore della temperatura di saturazione del secondo componente della miscela, se la pressione di evaporazione è maggiore della pressione critica del primo componente.

Nota che per analogia si parla di miscela binaria anche quando il fluido è un fluido puro. Si tratterà in questo caso di una miscela binaria in cui i due componenti sono lo stesso fluido e nella quale il titolo può assumere solo il valore unitario in relazione al primo componente.

A questo punto si controlla se la temperatura di ingresso in turbina, fornita sempre da una attribuzione casuale dell'algoritmo genetico, è maggiore o uguale alla temperatura di saturazione.

Se la condizione risulta verificata allora si procede con la determinazione della pressione di condensazione del liquido saturo della miscela alla temperatura di condensazione (ancora una volta imposta casualmente).

Le prossime operazioni sono di valutazione dei principali punti termodinamici, necessari a calcolare la potenza elettrica prodotta, cioè lo scopo ultimo del processo di ottimizzazione.

Si definisce quindi in primo luogo il punto termodinamico 6, rappresentante l'uscita del fluido organico dal condensatore.

Dopodiché si valuta se la temperatura massima di ciclo T_3 , corrisponde alla temperatura di saturazione. Nel caso l'esito sia positivo allora si tratta di un ciclo

Rankine, e si prosegue con la valutazione del punto termodinamico 2 e 3, sfruttando la pressione di evaporazione e il titolo. Altrimenti si calcola l'entalpia attraverso l'impiego della temperatura T_3 e la pressione di evaporazione.

Vengono inoltre forniti i valori di entropia, per determinare i punti di fine espansione e di fine compressione secondo trasformazioni isoentropiche.

Si calcolano poi i valori reali attraverso i rendimenti isoentropici dei rispettivi componenti:

$$h_1 = h_6 + \frac{(h_{1,is} - h_6)}{\eta_{is,p}} \quad (4.14)$$

$$h_4 = h_3 - (h_3 - h_{4,is}) \cdot \eta_{is,t}$$

La fase successiva riguarda il recuperatore. Da libreria dei fluidi, si ottiene il valore dell'entalpia nel punto termodinamico 5, per poi stabilire le proprietà del fluido organico in uscita rispettivamente al lato caldo e al lato freddo.

Si può ora calcolare la portata di massa del fluido operativo, secondo la formula:

$$m_{ORC} = \frac{m_{hot} (h_{hot,in} - h_{hot,out})}{h_3 - h_{1,rec}} \quad (4.15)$$

Per passare al calcolo della potenza di turbina:

$$P_t = m_{ORC} (h_3 - h_4) \eta_{mec,t} \eta_{gen} \quad (4.16)$$

E, successivamente, della potenza richiesta dalla pompa:

$$P_p = \frac{m_{ORC} (h_1 - h_6)}{\eta_{mec,p} \eta_{mot}} \quad (4.17)$$

Che permettono di determinare la potenza elettrica:

$$P_{el} = P_t - P_p \quad (4.18)$$

Come presentato nel sottoparagrafo sugli espansori (§ 4.3.2), è necessario determinare i parametri di *VFR* (volumetric expansion ratio) ed *SP* (size parameter), fondamentali

per la corretta assegnazione del rendimento isoentropico di turbina, in relazione alle proprietà della turbina stessa e alle condizioni di esercizio.

Nella procedura si attua ovviamente una distinzione tra espansore assiale ed espansore radiale. La differenza è fondamentale sulle curve implementate nel codice.

I calcoli appena esposti, a partire dalla valutazione dei punti termodinamici, sono parte di un processo iterativo, in cui ad ogni iterazione si corregge il valore precedente della potenza generata dalla turbina, rendendolo più accurato.

L'iterazione si ripete fintantoché la differenza tra la potenza di turbina valutata all'iterazione precedente e la potenza di turbina dell'iterazione attuale, non è inferiore a un valore prefissato pari in questo caso a 100, a meno di non superare il numero di 15 iterazioni massime.

A questo punto è necessario attuare il controllo delle temperature all'interno dei vari scambiatori (recuperatore, condensatore ed evaporatore) al fine di verificare il rispetto delle differenze di temperature minime e massime imposte nelle condizioni al contorno dell'algoritmo genetico (ΔT_{pp}).

Si parte dal recuperatore che viene scomposto in 8 sezioni, in ognuna delle quali viene effettuata la valutazione del parametro c , definito da:

$$c_2 = T_{rec,cold} + \Delta T_{rec,pp} - T_{rec,hot} \quad (4.19)$$

Solo se il parametro risulta negativo, quindi se si è effettivamente verificato il rispetto della differenza minima di temperatura, allora si passa alla fase successiva, cioè lo studio del condensatore, scomposto in 30 elementi.

Anche per quanto concerne tale scambiatore, in ogni singolo elemento viene fatta la valutazione del parametro c :

$$c_3 = T_{cond,water} + \Delta T_{cond,pp} - T_{cond,org} \quad (4.20)$$

Ancora una volta si richiede l'assunzione di un valor negativo o al più nullo di ogni elemento del vettore c , quindi se è verificata la differenza di pinch point in ogni sezione in cui è diviso il condensatore.

Se questo accade si passa all'ultimo controllo, cioè quella sull'evaporatore, che viene suddiviso in 40 elementi e nel quale si valuta il parametro c come:

$$c_1 = T_{ev,org} + \Delta T_{ev,pp} - T_{ev,water} \quad (4.21)$$

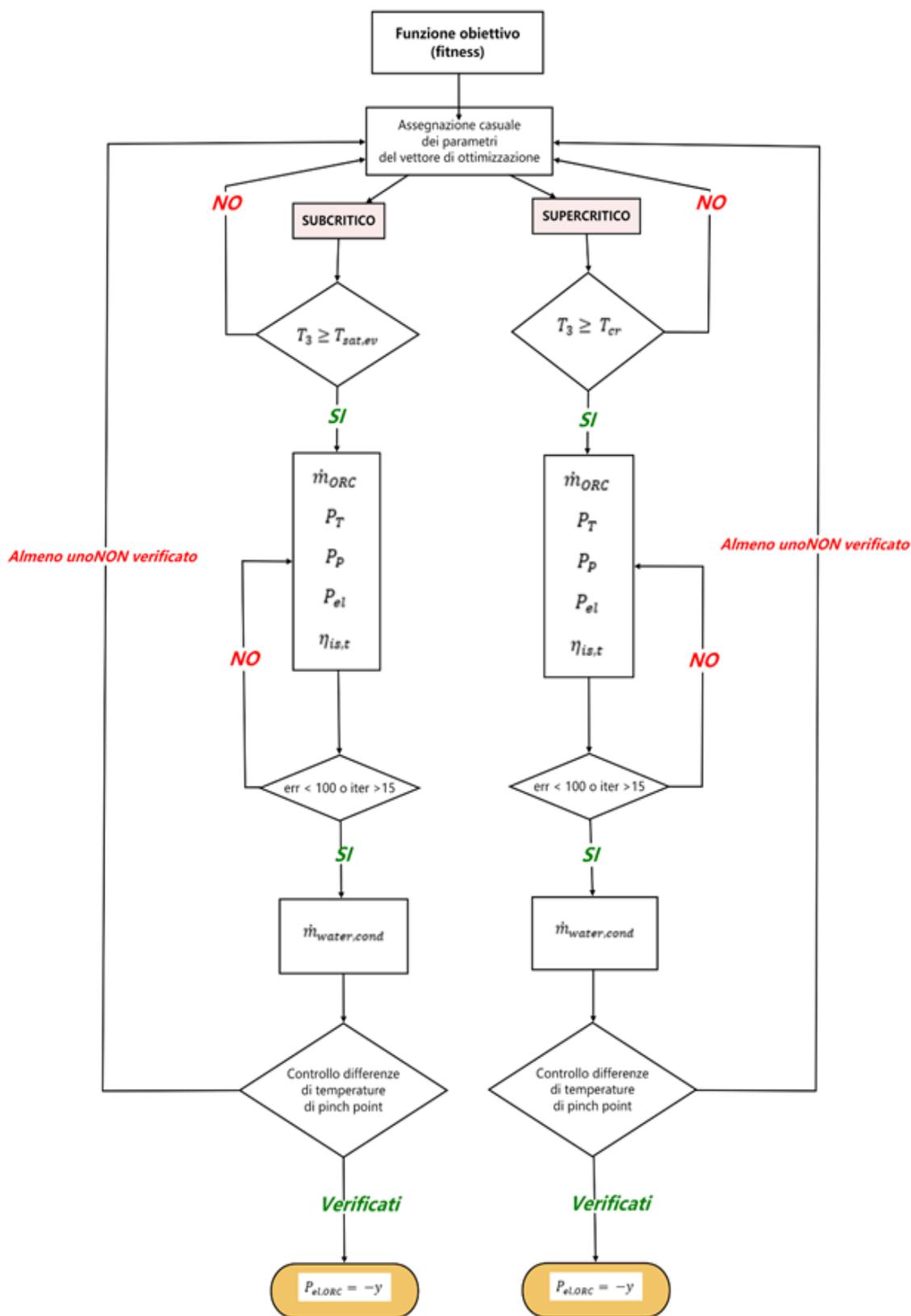


Figura 4.5 – Schema della funzione obiettivo dell’algoritmo genetico

Solo nel momento in cui si verifica che sia ancora una volta negativo o nullo ogni elemento del vettore c , si può attribuire il valore della potenza elettrica calcolata P_{el} al parametro di ottimizzazione y tramite la formula 4.22.

$$y = -P_{el} \quad (4.22)$$

Il processo di ottimizzazione attuerà così la ricerca del minimo valore di y , ottenendo di conseguenza il massimo valore della potenza elettrica di ciclo.

Nel caso si verifichi un errore in qualsiasi punto dell'analisi o nel caso non sia verificata una condizione, allora viene attribuito al parametro di ottimizzazione y il valore nullo, e ciò comporta la ripartenza dell'algoritmo genetico dall'attribuzione casuale delle possibili soluzioni di esplorazione.

La stessa procedura appena esposta viene effettuata anche nella condizione di ciclo supercritico. L'unica differenza è che non si controlla più se la temperatura massima di ciclo T_3 sia superiore alla temperatura di saturazione del vapor saturo, ma se sia effettivamente superiore alla temperatura critica della miscela binaria.

4.5 - Analisi energetica, exergetica ed economica

Al termine del processo di ottimizzazione, si ha a disposizione la configurazione migliore per lo specifico impianto in studio in relazione al fluido organico utilizzato. La configurazione sarà in particolare definita dall'insieme di punti termodinamici che delimitano le quattro trasformazioni principali, oltre che dalle portate di massa del fluido organico e dell'acqua sia al lato evaporatore che al lato condensatore, ed infine dai valori di potenza elettrica generata.

È possibile perciò, approfondire lo studio dell'impianto ORC attraverso una serie di valutazioni quali l'analisi energetica, exergetica ed economica.

4.5.1 - Analisi energetica

La prima delle analisi da attuare è rivolta allo studio delle forme energetiche coinvolte nell'impianto, allo scopo di valutare la performance. Per fare questo si usano diverse tipologie di efficienza.

Si parte quindi con la valutazione dell'efficienza di Carnot, rappresentativa della massima efficienza idealmente raggiungibile dal sistema in studio con il ciclo di Carnot ottimizzato, non considerando le varie fonti di perdita che sono inevitabilmente presenti in un impianto di produzione energetica:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_0}{T_e} = 1 - \frac{T_0}{\sqrt{T_0 T_{max}}} \quad (4.23)$$

Con T_0 si indica la minore temperatura associabile al ciclo, quindi la temperatura di ingresso del fluido freddo nel condensatore ($T_{cold,in}$). Il parametro al denominatore T_e rappresenta invece la temperatura con cui si massimizza il prodotto del recupero termico e il rendimento del ciclo sottoposto ed è in particolare fornito dalla radice della temperatura T_0 e della temperatura T_{max} , la quale identifica la massima temperatura messa a disposizione, quindi la temperatura di ingresso del fluido caldo ($T_{hot,in}$).

Si calcola poi l'efficienza ideale che fa riferimento al ciclo di Rankine e non più al ciclo di Carnot. Viene definita dal rapporto tra la potenza generata idealmente, quindi nella considerazione di trasformazioni isoentropiche sia nella fase di espansione che di compressione, diviso la potenza termica assorbita dal fluido organico:

$$\eta_{ideale} = \frac{\dot{m}_{ORC} [(h_3 - h_{4,is}) - (h_{1,is} - h_6)]}{\dot{m}_{ORC} (h_3 - h_9)} \quad (4.24)$$

Nella formula le entalpie $h_{4,is}$ e $h_{1,is}$, rappresentano rispettivamente l'uscita dalla turbina e l'uscita dalla pompa non tenendo conto del rendimento isoentropico dei componenti considerati.

Sempre in 4.24 si osserva come la potenza effettivamente assorbita è calcolata dal prodotto tra la portata di massa del fluido organico che viene scaldato, per il salto entalpico realizzato dalla caldaia sul fluido organico stesso.

La prossima tipologia di efficienza è definita di ciclo, riferendosi solo ed unicamente alle componenti costituenti il ciclo ORC.

È ottenuto quindi dal rapporto tra la potenza elettrica generata, cioè la differenza tra potenza di turbina e potenza di pompa, diviso la potenza termica effettivamente assorbita dal fluido organico nella fase di riscaldamento nell'evaporatore:

$$\eta_{ciclo} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{ORC} (h_3 - h_9)} \quad (4.25)$$

Il numeratore viene ottenuto come da formula 4.18 a seguito del processo di ottimizzazione e si distingue dal numeratore di 4.24 per la considerazione di una serie di rendimenti rappresentanti le cause di perdita energetica.

Oltre ai rendimenti isoentropici dei processi di compressione e di espansione, vengono considerati anche i rendimenti degli elementi coinvolti nella conversione di energia meccanica in elettrica e viceversa. Si tratta quindi di considerare, rispetto al caso

ideale, anche i rendimenti meccanici dell'albero di pompa e di turbina e del rendimento di motore e generatore elettrico.

L'efficienza di ciclo appena esposta deve essere distinta dall'efficienza di impianto che fa invece riferimento alla totale potenza termica resa disponibile dalla fonte calda, cioè dalla caldaia a biomassa:

$$\eta_{\text{impianto}} = \frac{P_{el}}{P_{th,caldaia}} \quad (4.26)$$

Si evidenzia come la potenza termica resa disponibile dalla caldaia, corrisponde di fatto alla taglia della caldaia stessa.

Trattandosi di un impianto cogenerativo, si attua inoltre la valutazione dell'efficienza di primo principio, che tiene conto delle due forme di produzione, diviso la totale potenza di alimentazione, corrispondente alla potenza termica sviluppata dalla combustione nella caldaia:

$$\eta_I = \frac{P_{el} + P_{th,cog}}{P_{th,comb}} \quad (4.27)$$

Il parametro $P_{th,comb}$ è ottenuto dalla formula 4.12, mentre $P_{th,cog}$ è calcolato come:

$$P_{th,cog} = \dot{m}_{cold} (h_{cold,out} - h_{cold,in}) \quad (4.28)$$

Si tratta fondamentalmente di considerare l'entità di salto entalpico garantito alla portata di massa d'acqua circolante nel condensatore a seguito del raffreddamento del fluido organico ed inviata alle utenze termiche connesse all'impianto.

4.5.2 – Analisi exergetica

Si definisce exergia «il lavoro massimo che si può ottenere [...] se il sistema passa dallo stato in cui si trova allo stato neutro per un processo continuo con deflusso reversibile potendo scambiare calore solo con l'ambiente esterno a temperatura T_a »³. Tramite l'exergia si può valutare in termini equivalenti le qualità delle diverse forme di energia.

³ A. Cavallini e L. Mattarolo, Termodinamica Applicata, CLEUP, 1990

Come già citato nella definizione, il calcolo di exergia richiede la definizione di uno stato neutro di riferimento stabilito dalle condizioni al contorno imposte nel modello. Più precisamente, una volta stabiliti T_0 e p_0 , si fa impiego della seguente equazione:

$$\varepsilon = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (4.29)$$

In questa formula, h_0 e s_0 sono rispettivamente l'entalpia e l'entropia dello stato neutro, valutati tramite libreria dei fluidi in relazione alla temperatura e pressione precedentemente forniti.

Il primo parametro ad essere valutato è quindi l'efficienza exergetica del ciclo, ottenuta dal rapporto tra il flusso exergetico uscente fratto il flusso exergetico in ingresso:

$$\eta_{ex,ciclo} = \frac{P_{el} + \dot{m}_{cold}(\varepsilon_{cold,out} - \varepsilon_{cold,in})}{\dot{m}_{hot} \varepsilon_{hot,in}} \quad (4.30)$$

Il numeratore è ottenuto quindi dalla somma della produzione elettrica e dello scambio exergetico realizzato dal fluido di raffreddamento acqua, valutato a partire della differenza tra i flussi exergetici nella condizione di uscita e di ingresso rispetto all'ambiente. Le utenze termiche non vengono quindi incluse nell'ambiente in esame, composto dal solo ciclo ORC, ma vengono considerate esterne.

I flussi exergetici sono a loro volta calcolati dal prodotto tra la portata di massa del fluido considerato per l'exergia ottenuta secondo la formula 4.29 in relazione alle condizioni termodinamiche corrispondenti.

Possono a questo punto essere calcolate le perdite exergetiche che incorrono in ogni singolo componente dell'impianto ORC, quindi dell'evaporatore (costituito da economizzatore, evaporatore e surriscaldatore), recuperatore, pompa, turbina e il valore complessivo ottenuto dalla somma delle precedenti.

I flussi di exergia persa per irreversibilità vengono valutati tramite la seguente formulazione:

$$I_{componente} = \sum_{IN} \dot{m}_{in} \varepsilon_{in} - \sum_{OUT} \dot{m}_{out} \varepsilon_{out} + \sum_r \dot{E}^{Q_r} \quad (4.31)$$

I termini della formula rappresentano in ordine: i flussi exergetici connessi alla portata di massa del fluido in ingresso, i flussi connessi alla portata in uscita e infine i flussi exergetici legati alle varie forme di potenza in gioco.

Il calcolo viene realizzato su ogni componente in modo da riconoscere la maggiore fonte di perdita per irreversibilità e poter a seguito trarre delle conclusioni.

Si parte dallo studio dell'evaporatore, in questo caso la riformulazione dell'equazione conduce a:

$$I_{ev} = \dot{m}_{hot} (\varepsilon_{hot,in} - \varepsilon_{hot,out}) + \dot{m}_{ORC} (\varepsilon_9 - \varepsilon_3) \quad (4.32)$$

Nel caso della turbina si deve tenere conto sia del flusso di materia che della potenza generata:

$$I_t = \dot{m}_{ORC} (\varepsilon_3 - \varepsilon_4) - P_t \quad (4.33)$$

In modo analogo all'evaporatore, viene valutata la perdita exergetica che incorre nel condensatore e nel recuperatore. Trattandosi infatti di scambiatori di calore, le perdite exergetiche sono associate alle portate di fluido circolante all'interno dei componenti:

$$I_{cond} = \dot{m}_{ORC} (\varepsilon_{10} - \varepsilon_6) + \dot{m}_{cold} (\varepsilon_{cold,in} - \varepsilon_{cold,out}) \quad (4.34)$$

$$I_{rec} = \dot{m}_{ORC} (\varepsilon_1 - \varepsilon_9) + \dot{m}_{ORC} (\varepsilon_4 - \varepsilon_{10})$$

Mentre il calcolo delle perdite exergetiche della pompa sono affini con la turbina, risultando pari a:

$$I_p = \dot{m}_{ORC} (\varepsilon_6 - \varepsilon_1) + P_p \quad (4.35)$$

La perdita exergetica complessiva è ottenuta dalla sommatoria delle perdite appena esposte.

$$I_{tot} = I_{ev} + I_t + I_{cond} + I_{rec} + I_p \quad (4.36)$$

Si può a questo punto procedere con il calcolo della frazione di exergia distrutta, ottenuta dal rapporto tra la totale perdita exergetica calcolata, diviso il flusso exergetico in ingresso nel ciclo:

$$\chi = \frac{I_{tot}}{\dot{m}_{hot} \varepsilon_{hot,in}} \quad (4.37)$$

Nella formula si nota come il denominatore è ottenuto dal valore di exergia della fonte di calore del ciclo nella sua condizione di ingresso, in questo caso l'acqua circolante nello scambiatore evaporatore, moltiplicato per la portata di massa del fluido stesso.

Si può quindi procedere al calcolo del parametro finale di efficienza razionale, come da formula seguente

$$\psi = 1 - \eta_{ex,ciclo} - \chi \quad (4.38)$$

4.5.3 – Analisi economica

Le analisi realizzate fino ad ora caratterizzano l'impianto dal punto di vista delle sue performance, permettendo di stabilirne un'effettiva potenzialità produttiva.

Gli studi attuati però non presentano uno sviluppo concreto, se non vengono adeguatamente accompagnati da delle valutazioni economiche che ne attestino la realizzabilità e il potenziale profitto.

L'analisi economica è attuata secondo il *Module Costing Technique* (MCT), riproposto da Turton et al. [41], usato in maniera intensiva nella stima del costo preliminare degli impianti. La tecnica in particolare, relaziona tutti i costi diretti ed indiretti ai costi di acquisto dei componenti riferiti ad una condizione base C_p^0 .

È necessario specificare che le analisi economiche realizzate sono due. Una prima versione fa parte del modello originario fornito e segue le specifiche esposte in [42] così come definito in [31]. La seconda analisi si basa su una ricostruzione dell'analisi economica a partire dal manuale di Turton et al. [41] proponendo anche una serie di alternative nella scelta dei singoli componenti in modo da realizzare la migliore combinazione di costo e prestazione possibile.

Per calcolare il costo di acquisto si sfrutta l'equazione definita dalla seguente struttura:

$$\log_{10} C_p^0 = K_1 + K_2 \log_{10}(A) + K_3 (\log_{10}(A))^2 \quad (4.39)$$

Dove A rappresenta la capacità o il parametro dimensionale dell'apparecchio e le costanti K_1 , K_2 e K_3 sono peculiari per ogni componente e tipo.

La condizione base è valutata nelle più comune situazione caratterizzata dall'acciaio al carbonio come materiale e operante nell'intorno della pressione ambiente.

Per tenere dunque conto delle diversità rispetto a tale condizione si fa impiego di appositi fattori moltiplicativi, F_p e F_M , che tengono conto delle variazioni rispetto al tipo di componente, alla pressione del sistema e al materiale di costruzione.

Il fattore di pressione è fornito dalla seguente equazione generale:

$$\log_{10} F_p = C_1 + C_2 \log_{10}(p) + C_3 (\log_{10}(p))^2 \quad (4.40)$$

Dove p è la pressione e C_1 , C_2 e C_3 sono i coefficienti specifici per ogni componente in relazione alla tipologia.

Il costo di acquisto si ottiene a seguito dell'adattamento alle condizioni in gioco, ed è espresso secondo:

$$C_p = C_p^0 \cdot F_p \cdot F_M \quad (4.41)$$

Si consideri infine che il costo capitale include anche costi aggiuntivi, quali il lavoro e i materiali necessari all'installazione del componente, quindi una serie di costi diretti ed indiretti da sommarsi alle precedenti. La tecnica di analisi del costo stabilisce a questo proposito un fattore moltiplicativo aggregato, definito “*bare module cost factor*” F_{BM} , che tiene conto di tutti questi aspetti aggiuntivi:

$$C_{BM} = C_p^0 F_{BM} \quad (4.42)$$

Dove C_{BM} è chiamato “*bare module equipment cost*” ed è la somma dei costi diretti ed indiretti. Il fattore moltiplicativo F_{BM} viene a sua volta ottenuto, nel caso di scambiatori di calore e di pompe, da:

$$F_{BM} = B_1 + B_2 F_p F_M \quad (4.43)$$

Dove B_1 e B_2 dipendono dal tipo di scambiatore o dalla pompa, mentre F_p ed F_M tengono conto delle diversità in merito a pressioni operative e materiali di costruzione.

Condensatore

Il condensatore viene diviso in due sezioni di valutazione. La prima sezione fa riferimento al tratto in cui il fluido si raffredda dall'uscita del recuperatore fino al punto di intersezione con la campana di Andrews.

La seconda sezione è invece rappresentata dal tratto interno alla campana che dallo stato di vapor saturo secco conduce fino alla condizione di liquido saturo, da cui si ha l'ingresso nella pompa.

Per identificare le due sezioni, si fa uso di un diagramma temperatura-potenza, come in figura 4.6, rappresentativo dei profili di temperatura dei due fluidi circolanti nello scambiatore, quindi fluido organico al lato caldo e acqua al lato freddo. Sul grafico si

considera il punto di separazione delle due sezioni, corrispondente al punto termodinamico 5.

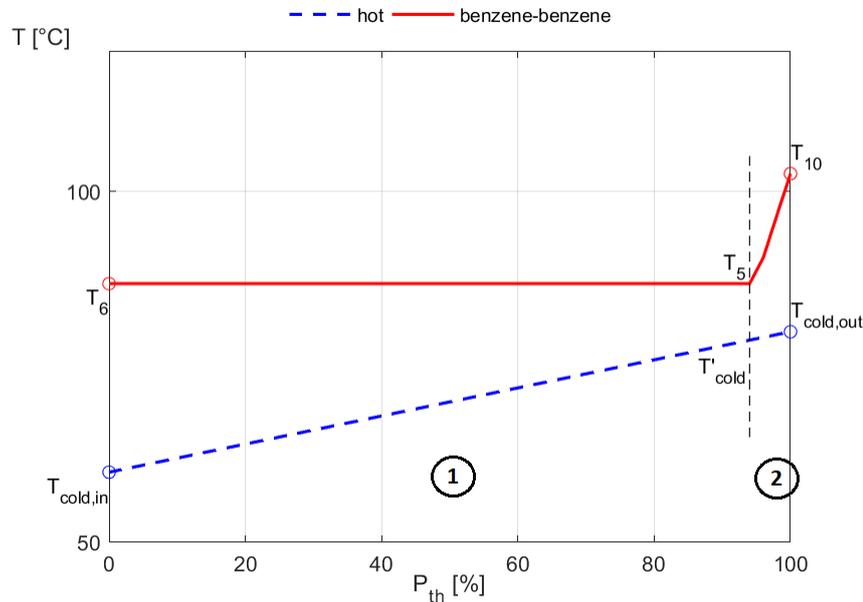


Figura 4.6 – Profili di temperatura del condensatore

In corrispondenza del punto 5, si identifica il punto T'_{cold} , nel profilo di temperatura dell'acqua.

Il parametro T'_{cold} è calcolato eguagliando il calore ceduto nel tratto dall'ingresso in campana (5) fino all'uscita dalla stessa (6), con il calore assorbito dall'acqua di raffreddamento nella sezione corrispondente al cambiamento di fase:

$$\dot{m}_{ORC} (h_5 - h_6) = \dot{m}_{cold} (h'_{cold} - h_{cold,in}) \quad (4.44)$$

Da cui si ricava l'entalpia in corrispondenza del punto primo tramite:

$$h'_{cold} = h_{cold,in} + (h_5 - h_6) \frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{cold}} \quad (4.45)$$

Sfruttando la libreria delle proprietà termodinamiche dei fluidi, conoscendo l'entalpia e la pressione del fluido acqua nel punto primo, si può ricavare il valore di temperatura ricercata T'_{cold} .

Si calcola a questo punto la differenza media logaritmica di temperatura in entrambe le sezioni:

$$\Delta T_{ml,cond,1} = \frac{(T_5 - T'_{cold,out}) - (T_{10} - T_{cold,out})}{\ln \left[\frac{(T_5 - T'_{cold,out})}{(T_{10} - T_{cold,out})} \right]} \quad (4.46)$$

$$\Delta T_{ml,cond,2} = \frac{(T_5 - T'_{cold,out}) - (T_6 - T_{cold,in})}{\ln \left[\frac{(T_5 - T'_{cold,out})}{(T_6 - T_{cold,in})} \right]} \quad (4.47)$$

La differenza fondamentale tra le due sezioni risiede nel valore del coefficiente di scambio termico globale, dovendo distinguere tra uno stato termodinamico di vapore saturo e tra un processo di cambiamento di fase. I valori vengono forniti secondo la tabella 12.1 e la figura 12.1 del manuale [20], e raccolti nelle tabelle a seguire.

Un'ulteriore distinzione viene realizzata nella sezione relativa al cambiamento di fase rispetto alla tipologia di fluido operante. Ciò discende dal fatto che il processo di condensazione si realizza in modo differente a seconda che si stia considerando un fluido puro piuttosto che una miscela binaria di fluidi puri.

La condensazione di una miscela binaria non segue più una trasformazione isoterma, perché la composizione della miscela è in continua variazione durante il processo, conseguenza del fatto che il componente meno volatile tenderà a condensare per primo. Lo scambio di calore sensibile deve permettere il raffreddamento della fase vapore fino alla temperatura di rugiada ed inoltre continuare a raffreddare la fase liquida già condensata fino alla temperatura di uscita dal condensatore.

È necessario sottolineare come per raggiungere la superficie di condensazione il componente meno volatile deve inoltre diffondere attraverso il componente più volatile, vincendo delle resistenze al trasferimento di massa.

Infine, le proprietà della miscela binaria subiranno delle variazioni nel corso del processo dato che la composizione della fase liquida e della fase vapore sono in continua evoluzione [20].

Il coefficiente di scambio termico globale viene quindi assunto pari al valore riscontrato nel caso di un fluido puro, moltiplicato per un fattore cautelativo di 0.65, allo scopo di tenere conto delle variazioni di proprietà e della resistenza aggiuntiva al trasferimento di massa.

Stabiliti quindi i coefficienti di scambio termico globale da imporre nelle rispettive sezioni, possono essere calcolati i parametri dimensionali come:

$$A_{cond,1} = \frac{\dot{m}_{ORC} (h_{10} - h_5)}{U_{cond,1} \cdot \Delta T_{ml,cond,1}} \quad (4.48)$$

$$A_{cond,2} = \frac{\dot{m}_{ORC} (h_5 - h_6)}{U_{cond,2} \cdot \Delta T_{ml,cond,2}} \quad (4.49)$$

I quali verranno sommati per ottenere un unico valore dell'area di scambio A_{cond} . Successivamente vengono imposti i valori delle costanti e dei fattori moltiplicativi costituenti le singole formulazioni allo scopo di ottenere l'entità di costo C_{BM} del condensatore.

Si riassumono a questo punto le costanti imposte secondo [20] e le formulazioni impiegate da appendice [41] distinguendo tra le due tipologie di analisi effettuate, quindi quella originariamente presente nel modello rispetto a quella basata sulle teorie più recenti.

L'imposizione dei parametri viene realizzata su scambiatori di tipo “*shell and tube*” con materiale costruttivo dell'involucro e delle tubazioni acciaio al carbonio.

Per quanto riguarda la procedura più aggiornata, è necessario fornire delle spiegazioni supplementari.

Innanzitutto i valori imposti al coefficiente di scambio termico saranno i medesimi per entrambe le procedure, in modo da poter realizzare un confronto dei risultati ottenuti basandosi sulle stesse condizioni di operatività.

In secondo luogo, come già citato a inizio paragrafo, in questa seconda modalità di analisi economica è stato personalmente scelto di realizzare dei confronti tra diverse alternative, distinguendo quindi non solo la tipologia di scambiatore impiegato, ma anche tra i vari materiali con cui esso poteva essere realizzato e assicurandosi inoltre di operare nel corretto range di pressione.

Come si vede nella tabella 4.6 i valori di F_M , cioè del fattore che tiene conto dei diversi costi dei materiali, sono forniti in relazione alla tipologia di scambiatore scelto, potendo dividere in due gruppi principali.

Il primo gruppo di scambiatori è composto da: double pipe, multiple pipe, fixed tube sheet, floating head, U-tube, bayonet, kettle reboiler, scraped wall, and spiral tube.

Mentre il secondo gruppo da: flat plate and spiral plate.

Come si può osservare la distinzione tra i due gruppi si realizza anche in merito al calcolo del fattore di pressione che nel caso del primo gruppo sarà assunto diverso a seconda del range di pressione in gioco, mentre nel secondo gruppo è sempre uguale al valore unitario.

Dopodiché si forniscono i valori B_1 e B_2 necessari al calcolo di F_{BM} , anche in questo caso distinguendo tra i due gruppi.

Tabella 4.5 – Riassunto dei parametri imposti e delle formule impiegate per l'analisi economica del condensatore (1984)

	Parametro	Valore
Condensatore	$U_{cond,1}$	150
	$U_{cond,2}$	800
	F_M	1
	$F_p = 10^{[0.03881 - 0.11272 \cdot \log_{10}(pr) + 0.08173 \cdot (\log_{10}(pr))^2]}$	
	$F_{BM} = 1.2 \cdot F_p \cdot F_M$	
	$C_p^0 = 28000 + 54 \cdot A_{cond}^{1.2}$	
	$C_{BM} = C_p^0 \cdot F_{BM}$	

Tabella 4.6 – Riassunto dei parametri imposti e delle formule impiegate per l'analisi economica del condensatore (2015)

Parametri imposti e classificazioni degli scambiatori		
	F_M	Variabile in relazione a materiale e tipologia di scambiatore
Gruppo 1 ($p < 5 \text{ bar}$)		$F_p = 1$
($5 < p < 140 \text{ bar}$)		$F_p = 10^{[0.03881 - 0.11272 \cdot \log_{10}(pr) + 0.08183 \cdot (\log_{10}(pr))^2]}$
		$F_{BM} = 1.63 + 1.66 \cdot F_p \cdot F_M$
Gruppo 2		$F_p = 1$
		$F_{BM} = 0.96 + 1.21 \cdot F_p \cdot F_M$
Tipologie di scambiatore		
Bayonet		$C_p^0 = 10^{[4.2768 - 0.0495 \cdot \log_{10}(A_{cond}) + 0.1431 \cdot (\log_{10}(A_{cond}))^2]}$
Floating head		$C_p^0 = 10^{[4.8306 - 0.8509 \cdot \log_{10}(A_{cond}) + 0.3187 \cdot (\log_{10}(A_{cond}))^2]}$
Fixed tube		$C_p^0 = 10^{[4.3247 - 0.3030 \cdot \log_{10}(A_{cond}) + 0.1634 \cdot (\log_{10}(A_{cond}))^2]}$
U-tube		$C_p^0 = 10^{[4.1884 - 0.2503 \cdot \log_{10}(A_{cond}) + 0.1974 \cdot (\log_{10}(A_{cond}))^2]}$
Flat plate		$C_p^0 = 10^{[4.6656 - 0.1557 \cdot \log_{10}(A_{cond}) + 0.1547 \cdot (\log_{10}(A_{cond}))^2]}$
Calcolo di costo		
		$C_{BM} = C_p^0 \cdot F_{BM}$

Per quanto riguarda invece i valori dei parametri K_1 , K_2 e K_3 , necessari al calcolo di C_p^0 , non si ha più una differenziazione rispetto al solo gruppo, ma si deve invece considerare lo specifico scambiatore adottato.

In particolare le possibili alternative sono:

- Bayonet;
- Floating head;
- Fixed tube;
- U-tube;
- Flat plate.

Per il calcolo finale di C_{BM} è necessario moltiplicare il valore di C_p^0 dello specifico scambiatore, con il termine F_{BM} del gruppo a cui esso appartiene.

Evaporatore

Il componente seguente è l'evaporatore. In questo caso una prima distinzione viene effettuata in merito alla tipologia di ciclo, quindi se si tratta di un ciclo subcritico o supercritico.

Nella condizione di ciclo subcritico, si divide l'evaporatore in tre sezioni, secondo le tre fasi caratteristiche. Quindi si avrà un preriscaldatore, un evaporatore vero e proprio in cui si verifica il cambiamento di fase e un eventuale surriscaldatore.

Come nel condensatore, si forniscono i valori di coefficienti di scambio termico globale relativamente alle tre sezioni, sempre secondo le indicazioni illustrate in [20]. Anche nel caso di cambiamento di fase evaporativo, utilizzando una miscela binaria, si moltiplica il coefficiente di scambio termico fornito da diagramma o tabella, per il fattore cautelativo di 0.65, in modo da tenere conto delle condizioni di variazione della composizione e delle resistenze al trasporto di massa supplementari, già citate nel condensatore.

Seguendo la medesima linea teorica presentata nello studio del condensatore, si calcolano i punti di separazione delle sezioni nel profilo termico del fluido acqua operante nel lato caldo dell'evaporatore. Si ottengono:

$$h'_{hot,out} = h_{hot,out} + \frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{hot}} \cdot (h_2 - h_9) \quad (4.50)$$

$$h''_{hot,out} = h'_{hot,out} + \frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{hot}} \cdot (h'_2 - h_2) \quad (4.51)$$

Per attuare il calcolo è necessario identificare il punto 2' del fluido organico, ottenuto attraverso le apposite librerie conoscendo la pressione di evaporazione e imponendo un titolo unitario, trattandosi del punto di vapor saturo sulla campana di Andrews.

Le entalpie vengono poi sfruttate, insieme alla pressione dell'acqua, per calcolare le temperature nei rispettivi punti impiegando la libreria delle proprietà dei fluidi.

Ancora una volta si procede con il calcolo della differenza di temperatura logaritmica (formule 4.52 ÷ 54), per calcolare il parametro dimensionale (formule 4.55 ÷ 57) e attraverso l'imposizione delle costanti relativamente al tipo e alle caratteristiche del componente, si calcolano i fattori moltiplicativi e infine il costo dell'evaporatore.

$$\Delta T_{ml,ev,1} = \frac{(T'_{hot,out} - T_2) - (T_{hot,out} - T_9)}{\ln \left[\frac{(T'_{hot,out} - T_2)}{(T_{hot,out} - T_9)} \right]} \quad (4.52)$$

$$\Delta T_{ml,ev,2} = \frac{(T''_{hot,out} - T'_2) - (T'_{hot,out} - T_2)}{\ln \left[\frac{(T''_{hot,out} - T'_2)}{(T'_{hot,out} - T_2)} \right]} \quad (4.53)$$

$$\Delta T_{ml,ev,3} = \frac{(T_{hot,in} - T_3) - (T''_{hot,out} - T'_2)}{\ln \left[\frac{(T_{hot,in} - T_3)}{(T''_{hot,out} - T'_2)} \right]} \quad (4.54)$$

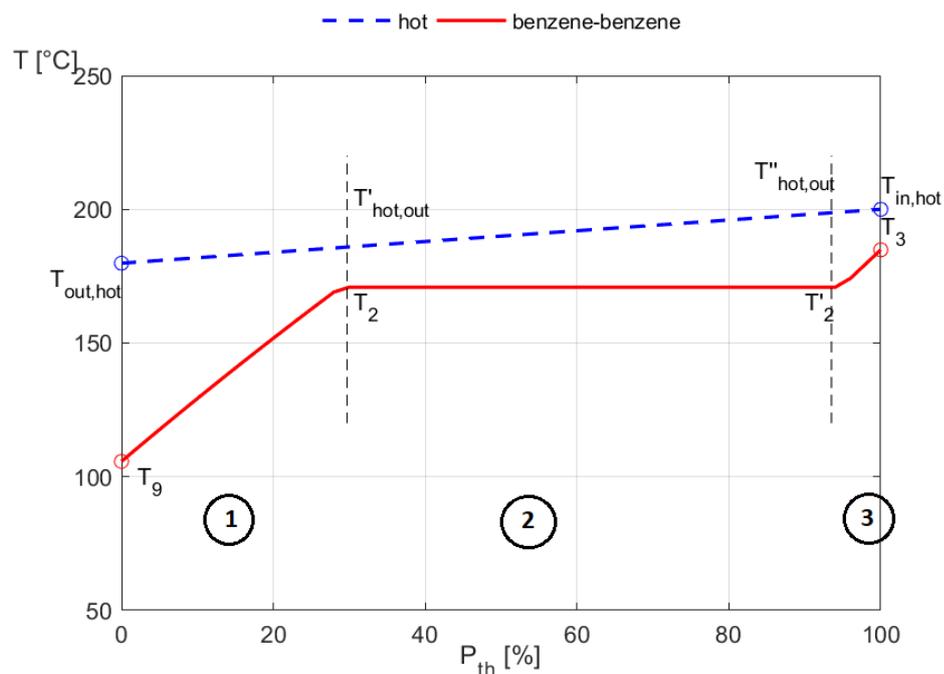


Figura 4.7 – Profili di temperatura dell'evaporatore

Passando al calcolo dei parametri dimensionali del componente nelle tre sezioni:

$$A_{ev,1} = \frac{\dot{m}_{ORC} (h_2 - h_9)}{U_{ev,1} \cdot \Delta T_{ml,ev,1}} \quad (4.55)$$

$$A_{ev,2} = \frac{\dot{m}_{ORC} (h'_2 - h_2)}{U_{ev,2} \cdot \Delta T_{ml,ev,2}} \quad (4.56)$$

$$A_{ev,3} = \frac{\dot{m}_{ORC} (h_3 - h'_2)}{U_{ev,3} \cdot \Delta T_{ml,ev,3}} \quad (4.57)$$

La dimensione complessiva A_{ev} è fornita dalla sommatoria dei valori appena calcolati. Nel caso in cui il ciclo sia supercritico, la principale differenza è la considerazione di un'unica sezione, anziché tre. Questo perché non si attraversa più la campana di Andrews e non si presenta la distinzione tra le tre sezioni come illustrato in precedenza. Può essere così imposto un unico valore del coefficiente di scambio termico, che viene al più moltiplicato per il fattore cautelativo di 0.65 nel caso di una miscela binaria. Una seconda differenza rispetto al ciclo subcritico risiede nel calcolo del parametro dimensionale, nel quale il denominatore viene moltiplicato per un fattore correttivo pari a 0.85.

$$\Delta T_{ml,ev} = \frac{(T_{hot,in} - T_3) - (T_{hot,out} - T_9)}{\ln \left[\frac{(T_{hot,in} - T_3)}{(T_{hot,out} - T_9)} \right]} \quad (4.58)$$

$$A_{ev} = \frac{\dot{m}_{ORC} (h_3 - h_9)}{U_{ev} \cdot \Delta T_{ml,ev} \cdot 0.85} \quad (4.59)$$

Recuperatore

Le procedure vengono poi seguite anche per il recuperatore, visto anch'esso come uno scambiatore costituito da un'unica sezione.

La differenza di temperatura logaritmica e il parametro dimensionale saranno:

$$\Delta T_{ml,rec} = \frac{(T_4 - T_9) - (T_{10} - T_1)}{\ln \left[\frac{(T_4 - T_9)}{(T_{10} - T_1)} \right]} \quad (4.60)$$

$$A_{rec} = \frac{\dot{m}_{ORC} (h_9 - h_1)}{U_{rec} \cdot \Delta T_{ml,rec}} \quad (4.61)$$

Si impongono il valore di coefficiente di scambio termico e i vari fattori moltiplicativi, per ottenere il costo secondo la procedura già presentata. Il costo sarà ovviamente nullo, se non fosse previsto il recuperatore nel ciclo, quindi quando l'efficienza fornita dal processo di ottimizzazione, fosse nulla.

Tabella 4.7 – Riassunto dei parametri imposti e delle formule impiegate per l'analisi economica dell'evaporatore (1984)

	Parametri	Valore
Evaporatore (subcritico)	$U_{evap,1}$	120
	$U_{evap,2}$	170
	$U_{evap,3}$	50
	F_M	1
	$F_P = 10^{[0.03881 - 0.11272 \cdot \log_{10}(pr) + 0.08173 \cdot (\log_{10}(pr))^2]}$	
	$F_{BM} = 1.2 \cdot F_P \cdot F_M$	
	$C_p^0 = 28000 + 54 \cdot A_{cond}^{1.2}$	
	$C_{BM} = C_p^0 \cdot F_{BM}$	
Evaporatore (supercritico) e recuperatore	U_{evap}	200
	F_M	1
	$F_P = 10^{[0.03881 - 0.11272 \cdot \log_{10}(pr) + 0.08173 \cdot (\log_{10}(pr))^2]}$	
	$F_{BM} = 1.2 \cdot F_P \cdot F_M$	
	$C_p^0 = 28000 + 54 \cdot A_{cond}^{1.2}$	
	$C_{BM} = C_p^0 \cdot F_{BM}$	

I valori forniti sono riassunti nella tabella 4.7 per quanto riguarda il modello originario. Per il modello più recente si prevede ancora una volta l'imposizione di coefficienti di scambio termico uguali a quelli del vecchio modello, e si ripercorrono le medesime valutazioni realizzate nel condensatore e nell'evaporatore in merito alla tipologia di scambiatore, alla pressione di esercizio e al materiale di costruzione.

Pompa

Per quanto riguarda la pompa, si richiede l'imposizione del fattore F_M , a cui segue il calcolo di F_P , ottenendo poi i valori di F_{BM} prima e di C_p^0 poi, come riassunto in tabella.

Tabella 4.8 – Riassunto dei parametri imposti e delle formule impiegate per l'analisi economica della pompa (1984)

	Parametri	Valore
Pompa	F_M	1.5
	$F_P = 10^{[-0.3935+0.3957 \cdot \log_{10}(pr) - 0.00226 \cdot (\log_{10}(pr))^2]}$	
	$F_{BM} = 1.35 \cdot F_P \cdot F_M$	
	$C_p^0 = 10^{[3.3892+0.0536 \cdot \log_{10}(P_{pump})+0.1538 \cdot (\log_{10}(P_{pump}))^2]}$	
	$C_{BM} = C_p^0 \cdot F_{BM}$	

Tabella 4.9 – Riassunto dei parametri imposti e delle formule impiegate per l'analisi economica della pompa (2015)

	Parametro	Valore
Pompa	F_M	Variabile in relazione a materiale e tipologia di pompa
	$F_{BM} = 1.89 + 1.35 \cdot F_M \cdot F_P$	
Tipologie di pompa		
Reciprocating ($p < 10$)	$F_p = 1$	
($10 < p < 100$)	$F_p = 10^{[-0.245382+0.259016 \cdot \log_{10}(P_{pump}) - 0.01363 \cdot (\log_{10}(P_{pump}))^2]}$	
Positive displacement ($p < 10$)	$F_p = 1$	
($10 < p < 100$)	$F_p = 10^{[-0.245382+0.259016 \cdot \log_{10}(P_{pump}) - 0.01363 \cdot (\log_{10}(P_{pump}))^2]}$	
Centrifugal ($p < 10$)	$F_p = 1$	
($10 < p < 100$)	$F_p = 10^{[-0.3935+0.3957 \cdot \log_{10}(P_{pump}) - 0.00226 \cdot (\log_{10}(P_{pump}))^2]}$	
Calcolo di costo		
$C_{BM} = C_p^0 \cdot F_{BM}$		

Nella versione più recente si identificano per primi i valori del fattore moltiplicativo F_M alle varie tipologie di materiale adottabile per la realizzazione della pompa. Si

impongono dunque i valori dei parametri B_1 e B_2 necessari per il calcolo di F_{BM} . A questo punto si deve effettuare una distinzione in base al tipo di pompa adottabile: si deve infatti distinguere tra alternativa, volumetrica e centrifuga; a loro volta distinti in relazione al range di pressione.

Motore elettrico della pompa, turbina e alternatore

Il motore elettrico della pompa, la turbina e l'alternatore con riduttore, richiedono solamente l'imposizione dei valori di F_{BM} e di potenza elettrica coinvolta, per calcolare C_p^0 e di conseguenza il costo finale.

Tabella 4.10 – Riassunto dei parametri imposti e delle formule impiegate per l'analisi economica del motore elettrico della pompa, per la turbina e per l'alternatore con riduttore (1984)

	Parametro	Valore
Motore elettrico pompa	F_{BM}	1.5
	$C_p^0 = 10^{[2.4604 + 1.4191 \cdot \log_{10}(P_{pump}) - 0.1798 \cdot (\log_{10}(P_{pump}))^2]}$	
Turbina	F_{BM}	3
	$C_p^0 = 10^{[2.2476 + 1.4965 \cdot \log_{10}(P_{pump}) - 0.1618 \cdot (\log_{10}(P_{pump}))^2]}$	
Alternatore e gearbox	F_{BM}	1.5
	$C_p^0 = 20000 \cdot \left(\frac{P_t}{5000}\right)^{0.67} + 0.4 \cdot 20000 \cdot \left(\frac{P_t}{5000}\right)^{0.67}$	
Calcolo di costo		
$C_{BM} = C_p^0 \cdot F_{BM}$		

Tabella 4.11 – Riassunto dei parametri imposti e delle formule impiegate per l'analisi economica del motore elettrico della pompa, per la turbina e per l'alternatore con riduttore (2015)

	Parametro	Valore
Motore elettrico pompa	F_{BM}	1.5
	$C_p^0 = 10^{[2.4604 + 1.4191 \cdot \log_{10}(P_{pump}) - 0.1798 \cdot (\log_{10}(P_{pump}))^2]}$	

Turbina	F_{BM}	Dipendente dal materiale
Assetto radiale	$C_p^0 = 10^{[2.2476 + 1.4965 \cdot \log_{10}(P_{pump}) - 0.1618 \cdot (\log_{10}(P_{pump}))^2]}$	
Assetto assiale	$C_p^0 = 10^{[2.7051 + 1.4398 \cdot \log_{10}(P_{pump}) - 0.1776 \cdot (\log_{10}(P_{pump}))^2]}$	
Alternatore e gearbox	F_{BM}	1.5
	$C_p^0 = 20000 \cdot \left(\frac{P_t}{5000}\right)^{0.67} + 0.4 \cdot 20000 \cdot \left(\frac{P_t}{5000}\right)^{0.67}$	
Calcolo di costo		
$C_{BM} = C_p^0 \cdot F_{BM}$		

Per l'analisi più recente si ha una diversificazione solamente nella considerazione della turbina che oltre a presentare più valori di F_{BM} a seconda del materiale scelto, presenta anche una distinzione nell'assetto considerando sia quello radiale che quello assiale.

Air-cooled Condenser

Trattandosi ancora una volta di uno scambiatore, la procedura seguita è molto simile a quelle seguite negli altri componenti di scambio.

Viene in primo luogo attribuito un valore al coefficiente di scambio termico, oltre a un fattore di temperatura supplementare per scambiatori a flusso incrociato.

Successivamente si calcolano la portata di massa d'aria necessaria al raffreddamento del fluido organico e la differenza di temperatura media logaritmica, che permette di ottenere il parametro dimensionale secondo le seguenti formule:

$$\dot{m}_{air} = \frac{P_{th}}{c_p (T_{air,out} - T_{air,in})} \quad (4.62)$$

$$\Delta T_{ml,ev} = \frac{(T_{cold,in} - T_{air,out}) - (T_{cold,out} - T_{air,in})}{\ln \left[\frac{(T_{cold,in} - T_{air,out})}{(T_{cold,out} - T_{air,in})} \right]} \quad (4.63)$$

$$A_{air,cool} = \frac{P_{th}}{U_{air,cool} \cdot \Delta T_{ml,air,cool} \cdot F_t} \quad (4.64)$$

Nelle formule appena esposte, si assume per il calore specifico c_p un valore di $1004 \text{ J}/(\text{kg K})$ e una variazione di temperatura da 25°C a 30°C rispettivamente per i due parametri $T_{air,in}$ e $T_{air,out}$.

Per quanto riguarda il coefficiente di scambio termico e il calcolo del costo del componente si faccia riferimento alla tabella che segue. Il coefficiente di scambio termico è espresso in $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$. La stessa formulazione è stata impiegata nell'analisi del modello originario e nella versione più recente.

Tabella 4.12 – Riassunto dei parametri imposti e delle formule impiegate per l'analisi economica dell'air-cooled condenser (1984-2015)

	Parametro	Valore
Air-cooled	U	120
Calcolo di costo		
$C_{BM} = 1.66 \cdot 530 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{A_{air,cool}}{3563}\right)^{0.9}$		

Costo complessivo e parametri economici

Il costo totale C_{TBM} è semplicemente la somma di tutti i costi appena valutati. Nel caso della seconda versione dell'analisi economica è necessario effettuare prima una scelta del componente più adatto rispetto a tipo, materiale e prezzo. Una volta attuata la scelta si può procedere alla sommatoria del costo complessivo del sistema.

Questo valore viene moltiplicato per un fattore cautelativo di 1.08, al fine di tenere conto di eventuali sviste o tassazioni.

Per calcolare, invece, i costi dello sviluppo del sito e delle strutture ausiliarie, si considera il costo totale C_{TBM} e si moltiplica per il fattore moltiplicativo di 1.1, per andarlo poi a sommare al costo della caldaia, secondo:

$$C_{GR} = 1.1 \cdot C_{TBM} + C_{caldaia} \cdot P_{th,caldaia} \cdot 10^3 \quad (4.65)$$

Per completare l'analisi del sistema ORC si passa ora alla definizione di una serie di indicatori economici, più specifici rispetto alla sola valutazione del costo dei singoli componenti e dell'impianto risultante.

Si procede dunque alla valutazione del valore attuale netto (VAN), l'indice di profittabilità (IP), del costo unitario equivalente dell'energia ($LCOE$) e infine il periodo di recupero del capitale (SPB).

Il VAN rappresenta il valore attuale di una serie attesa di flussi di cassa, attualizzandoli sulla base del tasso di rendimento. Viene fornito dalla seguente formulazione:

$$VAN_{ORC} = \sum_{j=1}^N CFT_{ORC,j} - (1.1 \cdot C_{TBM}) \quad (4.66)$$

Nella formula, il primo addendo rappresenta i benefici economici e/o finanziari ottenuti a seguito dell'attività dell'impianto, ed è fornito dal seguente prodotto:

$$\sum_{j=1}^N CFT_{ORC,j} = CF_{ORC} \cdot \sum_{j=1}^N fa_j \quad (4.67)$$

nella quale il primo fattore CF_{ORC} , rappresentante i flussi di cassa, è ottenuto dal fatturato realizzato dalla vendita dell'energia prodotta, quindi sia elettrica E_{el} che termica $E_{th,cog}$, a cui si sottraggono le inevitabili spese del sistema.

È necessario inoltre sottrarre all'energia elettrica prodotta, la quota di energia consumata per l'alimentazione dei ventilatori dell'air-cooled condenser. Ovviamente tale componente si trova a prelevare energia solo nel momento in cui è attivo, quindi quando non viene prodotta energia termica, ma continua la produzione di energia elettrica. In ordine le valutazioni realizzate sono:

$$E_{air} = \frac{150 \cdot \dot{m}_{air}}{1000} \cdot 8760 \cdot (f_{c,el} - f_{c,th}) \quad (4.68)$$

$$E_{el} = \frac{P_{el}}{1000} \cdot 8760 \cdot f_{c,el} - E_{air} \quad (4.69)$$

$$E_{th,cog} = \frac{P_{th,cog}}{1000} \cdot 8760 \cdot f_{c,th} \quad (4.70)$$

$$fatturato = sale = (E_{el} \cdot p_{el}) + (E_{th,cog} \cdot p_{th}) \quad (4.71)$$

$$spese = exp = 1.1 \cdot C_{TBM} \cdot 2\% \quad (4.72)$$

$$CF_{ORC} = (sale - exp) \cdot (1 - tax_{ORC,cog}) \quad (4.73)$$

Nelle formule si presentano: P_{el} potenza elettrica, $f_{c,el}$ fattore di carico della produzione elettrica, $P_{th,cog}$ potenza termica richiesta dalle utenze, $f_{c,th}$ fattore di carico della produzione termica cogenerativa.

La potenza assorbita dai ventilatori dell'ACC è assunta proporzionale alla portata di massa d'aria che è richiesta per la condensazione (150 W per kg/s di aria).

Le spese supplementari legate all'impianto ORC sono considerate con una percentuale del 2% sul costo totale dell'impianto, facendo riferimento a costi di gestione e manutenzione.

Il termine $tax_{ORC,cog}$ considera una riduzione delle spese connessa a possibili tassazioni agevolate che devono essere ricercate nelle attuali normative.

Il secondo fattore è calcolato come da rapporto seguente, in cui r rappresenta il tasso di sconto, N il numero di anni di attività dell'impianto, mentre j il rispettivo anno su cui si effettua l'attualizzazione:

$$\sum_{j=1}^N fa_j = \sum_{j=1}^N \frac{1}{(1+r)^j} \quad (4.74)$$

Il secondo addendo rappresenta l'investimento iniziale, pari al costo complessivo dell'impianto ORC, identificato con C_{TBM} , moltiplicato per il fattore cautelativo 1.1 per tenere conto di tassazione e di eventuali supplementi.

L'indice di profittabilità IP fornisce uno strumento per valutare l'effettiva convenienza di un investimento. Ottenuto dal rapporto tra le entrate equivalenti, rappresentate dal VAN_{ORC} , e le spese sostenute al tempo zero, cioè l'investimento iniziale:

$$IP = \frac{VAN_{ORC}}{1.1 \cdot C_{TBM}} \quad (4.75)$$

Il costo unitario equivalente dell'energia $LCOE$ è un termine economico per la valutazione del costo totale medio per costruire e mantenere operativo un sistema di generazione elettrico nel corso della sua vita diviso la totale energia prodotta durante il ciclo di vita. Può essere in alternativa visto come il costo medio a cui deve essere venduta l'elettricità per far equivalere le spese ai ricavi ottenuti.

Per il calcolo di $LCOE$ si fa riferimento alla formula contenuta in [43]:

$$LCOE = \frac{1.1 \cdot C_{TBM} + exp \cdot \sum_{j=1}^N fa_j}{(E_{el} + E_{th,cog}) \cdot \sum_{j=1}^N fa_j} \quad (4.76)$$

I singoli termini di tale espressione sono già stati descritti in precedenza.

L'ultimo parametro economico considerato è il tempo di recupero del capitale SPB , cioè il numero di anni necessario per compensare l'investimento attraverso flussi positivi. In pratica è la prima scadenza in cui si verifica un'inversione di segno nei saldi di cassa. È ottenuto dal rapporto tra la spesa totale dell'impianto (considerando anche i supplementi cautelativi) diviso il flusso di cassa CF_{ORC} precedentemente calcolato:

$$SPB = \frac{1.1 \cdot C_{TBM}}{CF_{ORC}} \quad (4.77)$$

Ottenendo un valore espresso in anni. Ovviamente tanto minore è tale valore, tanto più conveniente risulta essere l'impianto.

La valutazione prosegue con l'analisi del sistema complessivo composto dall'impianto ORC e dalla caldaia di alimentazione del sistema.

Nella formula 4.65 era già stato citato il costo del boiler (caldaia) al fine di apprezzare le spese dello sviluppo del sito e delle strutture ausiliarie, C_{GR} .

Per completare la valutazione si calcolano anche i parametri economici che permettono di stimare l'effettivo vantaggio del sistema cogenerativo in termini di investimento e ricavi.

Per fare questo si ripercorrono le formule presentate nella sezione precedente, considerando anche l'influenza dell'acquisto e dell'impiego della caldaia.

Si parte dunque calcolando le spese connesse all'acquisto del combustibile. Sfruttando quindi la potenza termica di combustione $P_{th,comb}$ (vedasi formula 4.12), si stima la portata di combustibile richiesta per la generazione termica:

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{P_{th,comb}}{PCI_{fuel} \cdot 10^6} \quad (4.78)$$

Nella quale PCI_{fuel} rappresenta il potere calorifico della biomassa.

Attraverso la portata, si può calcolare il prezzo del combustibile complessivamente impiegato. Nella formula 4.79 il fattore di carico è quello elettrico in quanto è la produzione con maggiore continuità nel corso dell'anno e che dunque richiede una maggiore continuità del rifornimento di combustibile.

$$p_{fuel} = \dot{m}_{fuel} \cdot 3600 \cdot 8760 \cdot f_{c,el} \cdot p_{fuel,spec} \quad (4.79)$$

Intendendo con $p_{fuel,spec}$ il prezzo della quantità unitaria di combustibile.

Volendo stimare i costi complessivamente sostenuti nell'acquisto della caldaia e del combustibile di alimentazione, si utilizza la formula:

$$spese = exp = (C_{caldaia} \cdot P_{th,caldaia} \cdot 10^3) \cdot 2\% + p_{fuel} \quad (4.80)$$

Formulazione simile a quella impiegata nello studio del solo impianto ORC, alla quale si è aggiunta la spesa legata all'acquisto del combustibile.

Viene ora valutato il flusso di cassa dell'intero impianto:

$$CF_{caldaia} = (sale - exp) \cdot (1 - tax_{caldaia}) \quad (4.81)$$

È fondamentale evidenziare che il *sale* (fatturato), è in questo caso nullo, in quanto la caldaia non comporta nessun profitto dal punto di vista economico, ma rappresenta solo una spesa, *exp*, valutata come in 4.80.

Il termine $tax_{caldaia}$ considera una riduzione delle spese connessa a possibili tassazioni agevolate che devono essere ricercate nelle attuali normative.

Si possono a questo punto stimare i quattro parametri finali, in ordine *VAN*, *IP*, *LCOE*, *SPB*, dell'impianto complessivo considerando anche la caldaia secondo le formule:

$$VAN_{plant} = -C_{GR} + CF_{plant} \cdot \sum_{j=1}^N fa_j \quad (4.82)$$

$$IP_{plant} = \frac{VAN_{plant}}{C_{GR}} \quad (4.83)$$

$$LCOE_{plant} = \frac{C_{GR} + exp \cdot \sum_{j=1}^N fa_j}{(E_{el} + E_{th,cog}) \cdot \sum_{j=1}^N fa_j} \quad (4.84)$$

$$SPB_{plant} = \frac{C_{GR}}{CF_{plant}} \quad (4.85)$$

Il valore del costo ottenuto deve poi essere aggiornato tramite un indice di costo (*CEPCI*) in riferimento all'anno di valutazione. In questo caso il valore che si ha a disposizione è quello del 2016.

La procedura di adeguamento è realizzata secondo:

$$C_{attuale} = C_{precedente} \cdot \frac{CEPCI_{attuale}}{CEPCI_{precedente}} \quad (4.86)$$

Tale procedura di aggiornamento è più accurata se la differenza tra i due tempi di riferimento è minore di 10 anni.

I risultati ottenuti vengono esposti nel capitolo seguente, nella sezione dedicata all'analisi economica.

Di seguito vengono raccolti alcuni parametri imposti nella realizzazione dell'analisi economica e che non subiscono variazione nel corso dello studio.

Tabella 4.13 – Raccolta dei parametri imposti nell'analisi economica

Parametro	Valore	
Prezzo fuel [€/t]	44	
Costo boiler [€/kW]	1000	
Prezzo vendita elettricità [€/MWh]	270.2	
Prezzo vendita calore [€/MWh]	90	
Tassazione agevolata ORC [%]	40	se $P < 200 \text{ kW}$
	30	se $P < 1 \text{ MW}$
	20	se $P < 10 \text{ MW}$
Tassazione agevolata caldaia [%]	0	
Tasso di attualità [%]	5	
Vita [anni]	15	
Fattore di carico elettrico	0.86	
Fattore di carico termico	0.46	
Potere calorifico [MJ/kg]	18.6	
CEPCI (2016)	541.7	

Capitolo 5

Risultati dell'ottimizzazione e analisi dell'impianto

In questo capitolo vengono presentati i valori ottenuti dal processo di ottimizzazione e la scelta del fluido (o dei fluidi) più adatti alla tipologia di impianto in studio.

Il processo viene realizzato focalizzando l'attenzione sulle analisi energetiche, exergetiche ed economiche, con conseguente definizione di un ristretto gruppo di fluidi più performanti su cui concentrare la selezione a seguito di apposite considerazioni.

5.1 – Modalità di selezione

Nel capitolo precedente si è esposta la modalità di scelta dei fluidi più adeguati alla tipologia di impianto che si sta considerando ed analizzando.

Partendo da una serie di articoli riguardanti gli impianti ORC, si estrapola un elenco dei fluidi maggiormente citati e trattati in letteratura, su cui si è effettuato uno screening iniziale attraverso l'impiego del modello di ottimizzazione con dei parametri di accuratezza ridotti, in modo da fornire delle prime indicazioni in merito alle prestazioni e rilevarne i più promettenti.

La valutazione è stata realizzata su ogni singola taglia secondo tre gradi di precisione, definiti dai parametri di popolazione e generazione, come esposto nel sottoparagrafo riguardante l'algoritmo genetico (§ 4.4.1 – Algoritmo genetico), potendo in questo modo disporre della conferma di tre diverse analisi.

A questo punto si presenta un elenco di possibili concorrenti ancora troppo estesa per poter realizzare una adeguata scelta. Per di più alcuni parametri caratterizzanti il ciclo risultano non adeguati alla condizione di esercizio che ci si aspetterebbe di trovare.

Per eliminare quindi questi problemi, è stato realizzato un codice di selezione in ambiente *MATLAB* a cui si richiede di estrapolare solo ed unicamente i fluidi che presentano degli adeguati valori di pressione di condensazione e di evaporazione e la cui potenza elettrica generata non sia eccessivamente discosta dalla massima potenza elettrica riscontrata nell'elenco.

Più precisamente le limitazioni imposte sono una pressione di evaporazione inferiore ai 35 *bar*, una pressione di condensazione superiore a 0.9 *bar* e una potenza elettrica che rientri in un range del 20% rispetto alla massima rilevata.

Anche questa fase di studio è stata realizzata in modo autonomo su ogni singola taglia, ottenendo così i rispettivi elenchi.

A questo punto, per ogni singola taglia, si dispone di tre elenchi in relazione ai tre diversi gradi di precisione sfruttati. Ogni grado di precisione fornisce il suo elenco di fluidi che può differire dagli altri, in quanto come già detto, se la precisione è bassa, i risultati possono non essere del tutto ripetibili e veritieri.

Per proseguire quindi con lo studio, si estrapolano i fluidi che compaiono più spesso nei tre diversi elenchi e con le migliori prestazioni.

Così facendo si realizza un ultimo elenco con al massimo 5 fluidi per ogni taglia che vengono ora fatti analizzare su dei gradi di precisione nettamente superiori, in modo tale da avere la certezza che i risultati ottenuti da modello siano ripetibili e univoci ad ogni convergenza del modello stesso, potendoli così considerare effettivi e non legati alla modalità di combinazione casuale che caratterizza il funzionamento dell'algoritmo genetico. Quest'ultima analisi viene realizzata, dunque, con una popolazione di 200 e generazione di 150.

Il modello viene fatto operare con tale accuratezza per tutte e tre le taglie di caldaia sia con fluidi puri che con miscele binarie nel caso della libreria *REFPROP*. L'utilizzo di *COOLPROP* è invece rivolto unicamente ai fluidi puri in quanto questa libreria non è ancora in grado di operare con le miscele binarie.

Verificato quindi che i fluidi forniscano effettivamente dei risultati promettenti, si completa l'elenco di ogni singola taglia con l'analisi anche di quei fluidi che spiccano per la loro prestazione nelle altre taglie ottenendo gli elenchi raccolti in tabella 5.1. Questo ha lo scopo soprattutto di completare l'elenco dei fluidi di ogni singola taglia con dei fluidi in comune.

La prima scelta che si va a realizzare infatti, si basa sostanzialmente sulla volontà di fornire un unico fluido alle tre misure di caldaia. Questa è sicuramente una condizione apprezzata e desiderata da parte di una azienda produttrice, che si troverà a gestire un unico fluido anziché tre diversi per ogni singola taglia.

Questa opzione è giustificata anche dal fatto che, considerando l'elenco costituito dai 5 fluidi analizzati singolarmente per ogni dimensione di caldaia, le potenze elettriche discostano poco tra loro, cioè la differenza tra valore massimo e il valore minimo risulta al più pari a 8%, mentre le potenze termiche discostano al più di un'unità percentuale. Le produzioni in gioco differiscono così poco da non poter giustificare la scelta di fluidi diversi per ogni singola taglia, che andrebbe a complicare la gestione della produzione dell'impianto.

L'elenco dei fluidi per ogni taglia è riassunto in tabella 5.1.

Tabella 5.1 – Riassunto dei fluidi più performanti per ogni singola taglia

1 MW	1.5 MW	2 MW
Acetone	Benzene	Benzene
Benzene	Cicloesano	Cicloesano
Cicloesano	Ciclopentano	Ciclopentano
Ciclopentano	DMC	DMC
DMC	Esano	Esano
Esano	Isoesano	Isoesano
Isoesano	Isopentano - Cicloesano	Isopentano - Cicloesano
Isopentano - Cicloesano	Pentano - Esano	Isopentano - Isoesano
Isopentano - Isoesano		Pentano - Esano
Pentano - Esano		
R141b - RC318		

L'elenco dei fluidi più promettenti in comune diventa dunque:

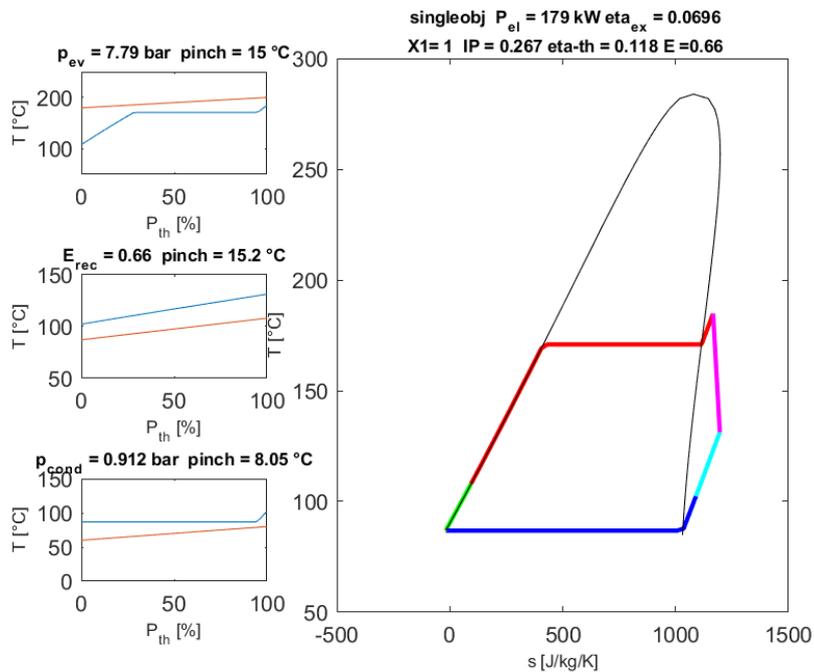
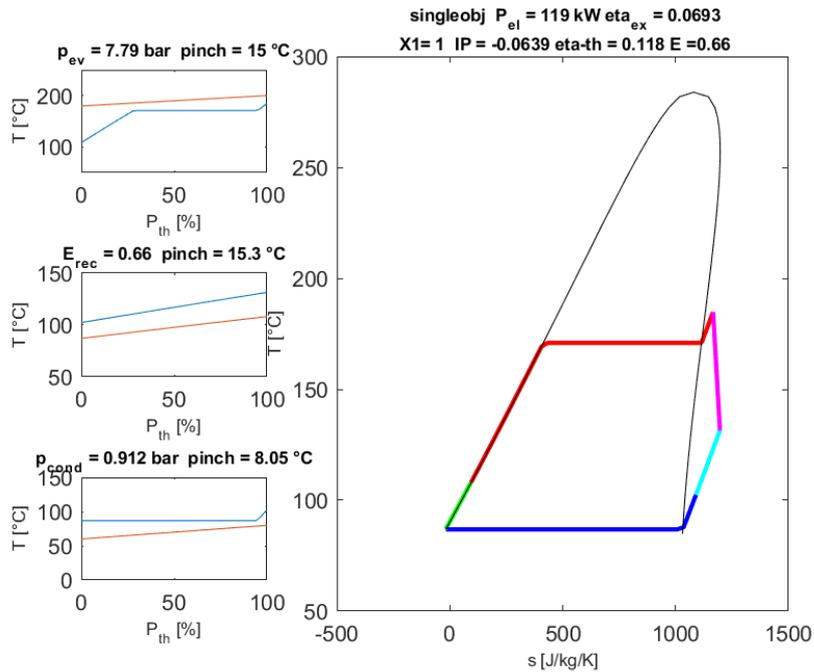
Tabella 5.2 – Elenco dei fluidi migliori in comune alle tre taglie

Benzene
Cicloesano
Ciclopentano
DMC
Esano
Isoesano
Isopentano - Cicloesano
Pentano - Esano

A questo punto lo scopo dell'analisi risiede nel determinare in maniera univoca il fluido più adatto a tale tipologia di impianto. Per fare questo si attuano le apposite analisi elencate nel capitolo precedente.

5.2 – Risultati delle analisi e confronto

Si riportano in primo luogo i grafici raffiguranti i cicli termodinamici e i profili di temperatura rispettivamente dell'evaporatore, del recuperatore e del condensatore.



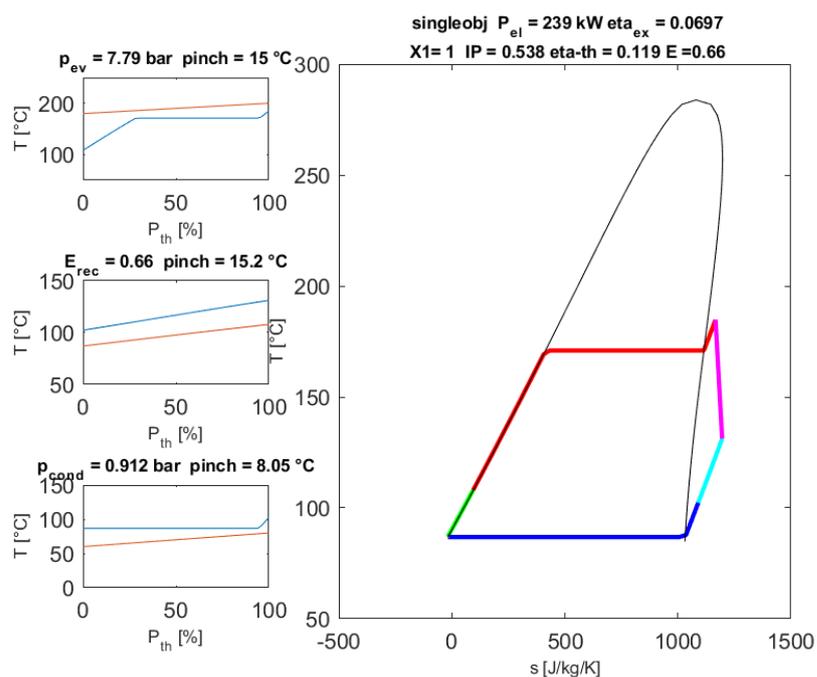


Figura 5.1 – Cicli termodinamici e profili di temperatura del fluido DMC rispettivamente per le tre diverse taglie di caldaia: 1 MW, 1.5 MW e 2 MW

Tabella 5.3 – Parametri caratteristici dei punti termodinamici di ciclo con fluido organico DMC

TD	T [°C]	s [J/(kg K)]	p [bar]	h [kJ/kg]
1	87.13	-17.09	7.79	-5.49
2	170.90	414.47	7.79	167.82
3	184.85	1166.58	7.79	502.15
4	131.44	1196.91	0.91	434.49
5	86.85	1032.17	0.91	371.54
6	86.85	-17.58	0.91	-6.37
7	87.04	-17.58	7.79	-5.67
8	123.09	1166.58	0.91	422.35
9	108.16	94.98	7.79	36.06
10	102.39	1090.37	0.91	392.95

Le portate registrate sono riassunte così nelle tabelle 5.4 ÷ 5.6. Si sottolinea che la portata del fluido caldo acqua non dipende dalla scelta del fluido organico effettuata, ma dipende solo dalla taglia di caldaia considerata. Si può osservare inoltre che le portate differiscono poco tra loro per ogni singola taglia.

Tabella 5.4 - Portate del fluido caldo acqua nell'evaporatore per le rispettive taglie termiche

$m_{hot} [kg/s]$		
1 MW	1.5 MW	2 MW
11.24	16.87	22.49

Tabella 5.5 - Portate del fluido organico nell'impianto per le rispettive taglie termiche e per i rispettivi fluidi

	$m_{ORC} [kg/s]$		
	1 MW	1.5 MW	2 MW
Benzene	2.11	3.15	4.20
Cicloesano	2.29	3.42	4.56
Ciclopentano	2.25	3.37	4.50
DMC	2.16	3.24	4.32
Esano	2.42	3.62	4.83
Isoesano	2.57	3.84	5.12
Isopentano - Cicloesano	2.20	3.32	4.38
Pentano - Esano	2.42	3.57	4.81

Tabella 5.6 - Portate del fluido freddo acqua nel condensatore per le rispettive taglie termiche e per i rispettivi fluidi

	$m_{cold} [kg/s]$		
	1 MW	1.5 MW	2 MW
Benzene	10.29	15.43	20.56
Cicloesano	10.29	15.43	20.56
Ciclopentano	10.33	15.49	20.64
DMC	10.30	15.44	20.58
Esano	10.34	15.49	20.65
Isoesano	10.34	15.50	20.66
Isopentano - Cicloesano	10.29	15.46	20.58
Pentano - Esano	10.33	15.54	20.70

5.2.1 – Risultati analisi energetica

Il primo studio è l'analisi energetica, nella quale si apprezzano le performance dell'impianto.

Si considera innanzitutto la produzione elettrica e la produzione termica attraverso i valori di potenza garantiti. I risultati vengono raccolti all'interno degli istogrammi 5.2 e 5.3 che permettono la comparazione tra i diversi fluidi nella stessa taglia di caldaia e tra le tre taglie. Vengono inoltre riportati in tabella 5.7 il valore massimo e il valore medio riscontrati per la potenza elettrica e per la potenza termica in relazione ad ogni misura di caldaia a biomassa, associando alla potenza massima il fluido che l'ha conseguita.

In generale si riscontra un incremento medio della produzione elettrica pari a circa il 50% passando dalla taglia da 1 MW termico a quella da 1.5 MW. Mentre l'incremento si assesta su una media di 33% circa nel momento in cui si passa da 1.5 MW a 2 MW.

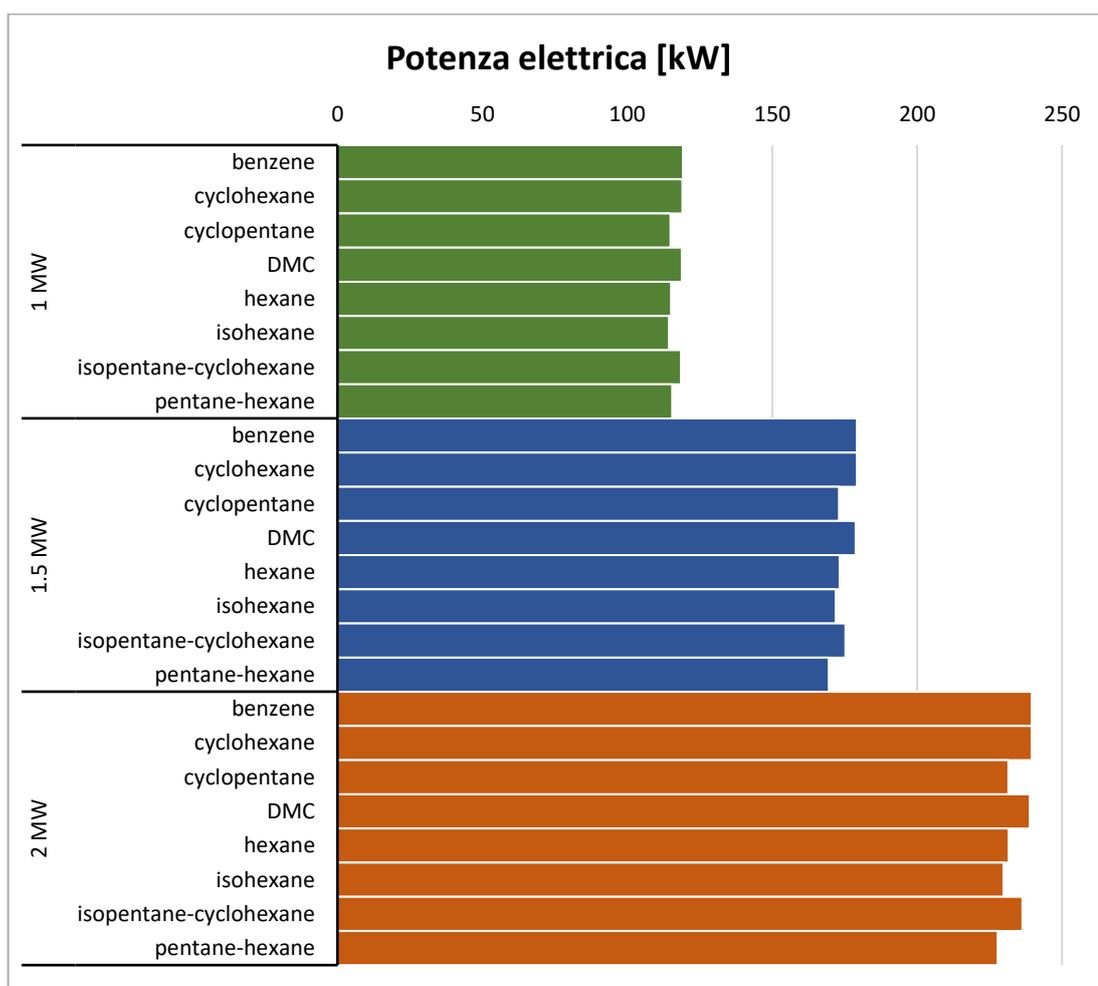


Figura 5.2 – Istogrammi della potenza elettrica garantita dal ciclo ORC nelle tre diverse taglie di caldaia in relazione ai vari fluidi organici sfruttati

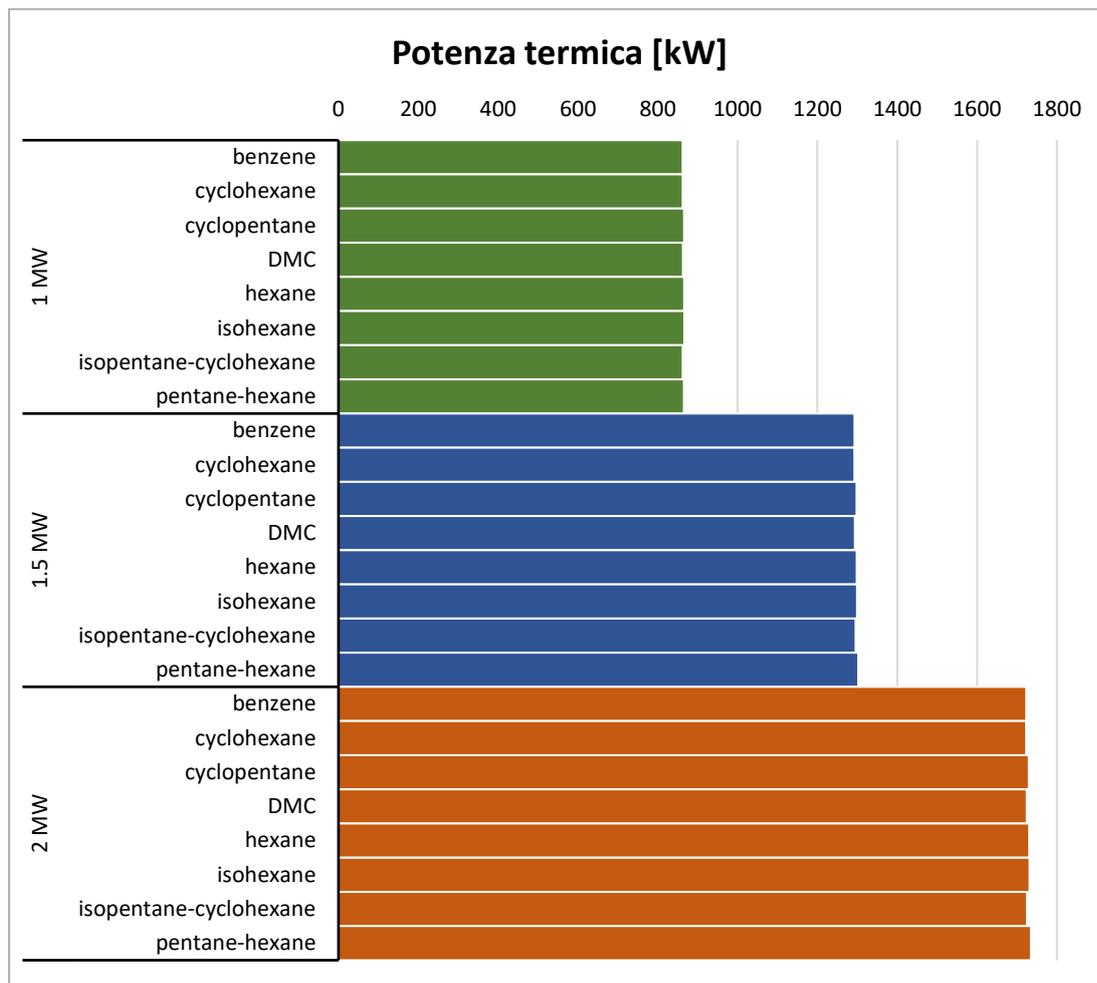


Figura 5.3 – Istogrammi della potenza termica garantita dal ciclo ORC nelle tre diverse taglie di caldaia in relazione ai vari fluidi organici sfruttati

Tabella 5.7 – Valore medio e massimo della potenza elettrica e della potenza termica (fluido che ha conseguito la potenza massima)

	1 MW	1.5 MW	2 MW
$P_{el,media}$ [kW]	116.90	175.01	234.36
$P_{el,max}$ [kW]	119.16	179.22	239.52
Fluido	benzene	cicloesano	benzene
$P_{th,media}$ [kW]	864.31	1296.69	1727.91
$P_{th,max}$ [kW]	866.49	1302.29	1735.10
Fluido	isoesano	pentano-esano	pentano-esano

Si può osservare come passando dalla taglia più bassa a quella maggiore la potenza elettrica presenti un incremento del 100%, confermando quindi che nel momento in cui la fonte di alimentazione raddoppia, si ha anche il doppio della produzione elettrica. Le medesime considerazioni possono essere realizzate anche in merito alla potenza termica.

Considerando le produzioni elettriche dei soli fluidi in comune, si rileva che la variazione percentuale tra il valore massimo riscontrato ed il valore minimo è al più del 5.7% e la variazione della produzione termica varia al massimo di 0.7%.

Si deve poi notare come i fluidi che per una taglia garantiscono la produzione migliore, non è detto che la garantiscano anche nelle altre taglie di caldaia, rendendo perciò complicato stilare una classifica dei fluidi da cui poter scegliere il migliore in assoluto. Per giunta si devono considerare contemporaneamente due diverse tipologie di produzione energetica e un fluido che produce una minor entità elettrica, può riscontrare una maggiore produzione termica, rendendo ancora più difficoltoso l'attuazione di un confronto e stabilire il fluido più performante.

L'analisi energetica mette a disposizione una serie di parametri al fine di poter realizzare un adeguato confronto tra i fluidi.

I primi tra questi ad essere considerati sono il rendimento di Carnot ed il rendimento ideale, che hanno più uno scopo rappresentativo e simbolico, non ricoprendo un ruolo fondamentale nella valutazione del ciclo e nella selezione che si intende realizzare.

La valutazione successiva riguarda principalmente la produzione elettrica, che riveste sicuramente maggiore importanza in quanto forma energetica di maggiore qualità rispetto a quella termica. La stima viene realizzata attraverso il rendimento di ciclo e il rendimento di impianto, così come presentato nel capitolo precedente (§ 4.5.1 – Analisi energetica).

Il valore ottenuto del rendimento di Carnot è pari in ogni situazione a 16.1% essendo dipendente solo ed unicamente dalle temperature delle fonti di calore e di raffreddamento rese disponibili.

È opportuno osservare come per alcuni fluidi il rendimento ideale è maggiore del rendimento di Carnot. Questo aspetto è legato sostanzialmente ad un migliore accoppiamento termico, quindi a un migliore sfruttamento del calore, nel ciclo ideale tendente alla versione reale, rispetto alla versione di Carnot, anche se ancora mancante di alcune considerazioni, quali perdite isoentropiche.

Al fine di poter apprezzare la variabilità del rendimento di impianto si realizza un istogramma (5.4) nel quale si identifica un fluido come riferimento e i valori degli altri fluidi vengono adeguatamente proporzionati ad esso. Gli istogrammi contengono tutte e tre le taglie di caldaia poste in ordine crescente.

In questo caso quindi l'indice di riferimento è il valore registrato per il benzene, che viene identificato come valore 100, in modo da poter meglio visualizzare le unità di variazione del rendimento di impianto di ogni singolo fluido rispetto al benzene.

In questo modo si possono rilevare i fluidi migliori e quanto la scelta di un fluido incida sulla performance.

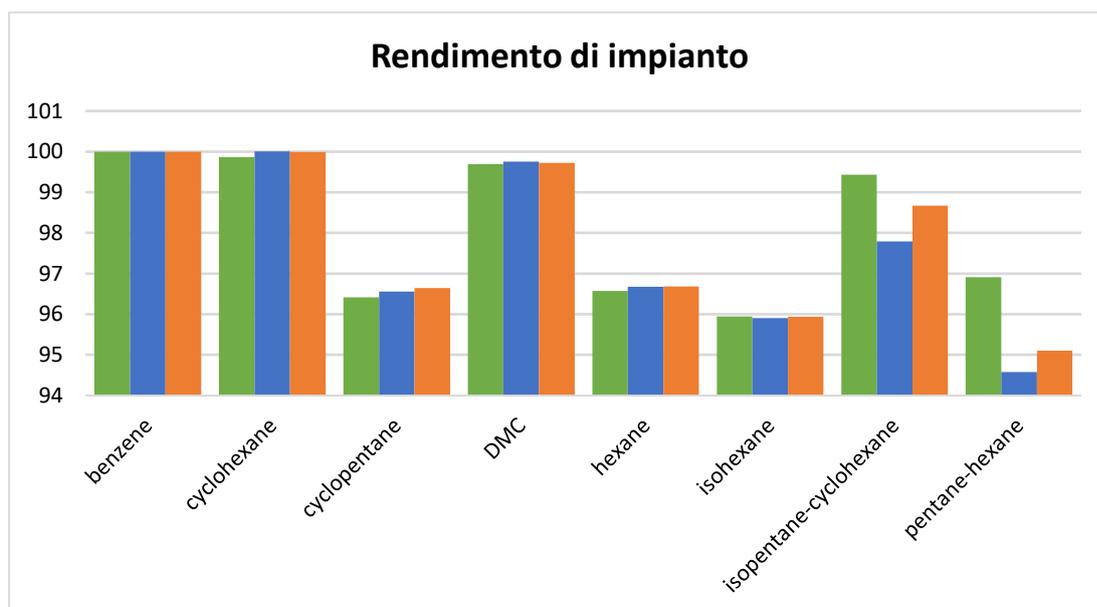


Figura 5.4 – Istogrammi dei rendimenti di impianto in proporzione all'indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia

Tabella 5.8 – Valore massimo del rendimento elettrico di impianto e fluido che lo ha conseguito

	1 MW	1.5 MW	2 MW
$\eta_{impianto,max}$ [%]	11.92	11.95	11.98
Fluido	benzene	Cicloesano	benzene

In generale si riscontra che le performance più promettenti sono conseguite dal benzene e dal cicloesano, che riportano in tutte e tre le taglie i valori più alti. A seguire vi è il DMC con valori molto ravvicinati ai primi due fluidi e coerente nelle prestazioni in tutte e tre le taglie di caldaia.

Gli altri fluidi riscontrano in generale anche loro una tendenza pressoché costante in tutte e tre le dimensioni termiche della caldaia, ma i valori sono inferiori di qualche unità rispetto al valore di riferimento.

La variazione percentuale tra valore massimo e minimo raggiunge al più il 5%.

Viene realizzata quindi la tabella 5.8 contenente i valori massimi di rendimento elettrico di impianto e il fluido che lo ha conseguito, in modo tale da poter completare le informazioni fornite dagli istogrammi precedenti e avere delle indicazioni delle entità in gioco per il sistema esaminato.

Trattandosi però di cicli cogenerativi, il rendimento più rappresentativo è quello di primo principio che considera entrambe le forme energetiche stabilendo un indice percentuale dell'energia resa disponibile dal combustibile biomassa attraverso la caldaia.

Come nella situazione precedente si attua un confronto tra i vari fluidi in proporzione al valore di riferimento del benzene a cui si associa ancora una volta il valore 100.

I valori, adeguatamente proporzionati, vengono riportati nell'istogramma 5.5 a seguire, sfruttato ancora una volta per un confronto visivo tra i risultati garantiti.

A differenza del rendimento elettrico di impianto, il rendimento di primo principio presenta una variazione praticamente nulla tra i vari fluidi. Le prestazioni risultano quindi molto simili e tale parametro si rivela inadeguato ad essere utilizzato come condizione di confronto e di scelta del fluido migliore.

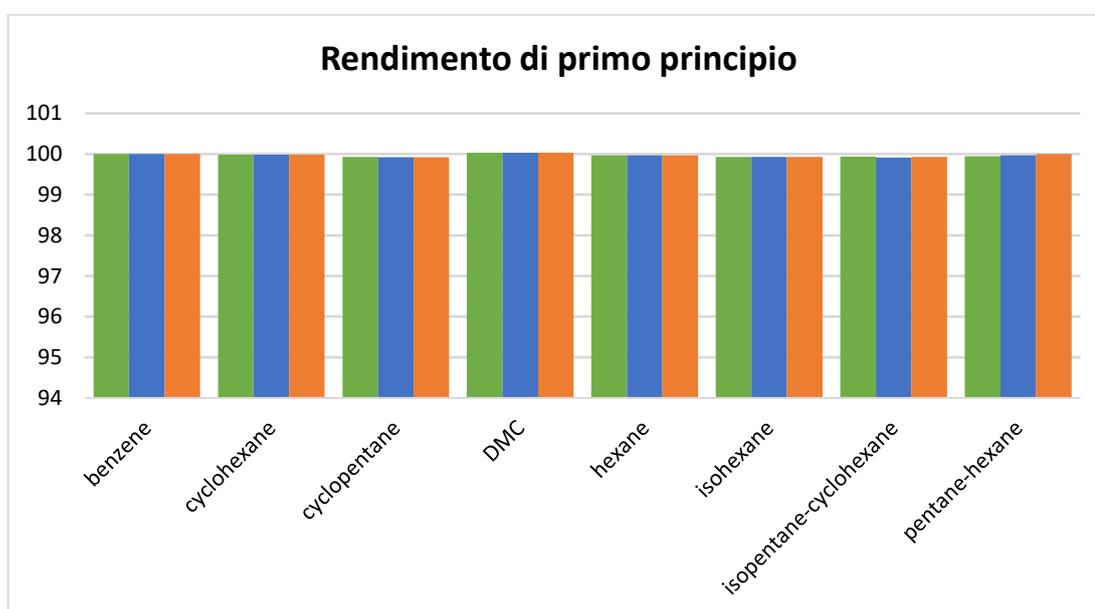


Figura 5.5 – Istogrammi dei rendimenti di primo principio in proporzione all'indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia

Ancora una volta si effettua una tabella dei valori massimi conseguiti per ogni taglia, associando il fluido che ha conseguito tale risultato.

Rispetto alla situazione precedente in cui il benzene presentava per due taglie le performance migliori, per il rendimento di primo principio si ha la predominanza da parte del DMC per ogni misura di caldaia.

Tabella 5.9 – Valore massimo del rendimento di primo principio e fluido che lo ha conseguito

	1 MW	1.5 MW	2 MW
$\eta_{1,max}$ [%]	94.26	94.25	94.25
Fluido	DMC	DMC	DMC

Tabella 5.10 - Classifiche parziali analisi energetiche: rendimento elettrico di impianto e rendimento di primo principio

$\eta_{impianto}$	η_I
Benzene	DMC
Cicloesano	Benzene
DMC	Cicloesano
Isopentano - Cicloesano	Pentano - Esano
Esano	Esano
Ciclopentano	Isopentano - Cicloesano
Pentano - Esano	Isoesano
Isoesano	Ciclopentano

5.2.2 – Risultati analisi exergetica

Si prosegue lo studio dei fluidi con l'analisi exergetica. Il parametro più importante fornito da tale analisi è il rendimento exergetico, così come definito nella formula 4.30. La versione grafica 5.6 realizzata come già esposto, a partire da un indice di riferimento, il quale è sempre quello verificato dal benzene e a cui si è associato il valore 100, permette di effettuare alcune considerazioni.

Anche in questa situazione si presenta una certa coerenza nelle prestazioni dei fluidi rispetto alle tre taglie, cioè i fluidi che hanno presentato il rendimento exergetico più elevato nella taglia termica minore, lo presentano anche nelle altre due taglie. Allo stesso modo per i fluidi che invece presentano prestazioni basse.

Questo facilita sicuramente l'intenzione di voler scegliere un unico fluido in comune operante in tutte e tre le taglie.

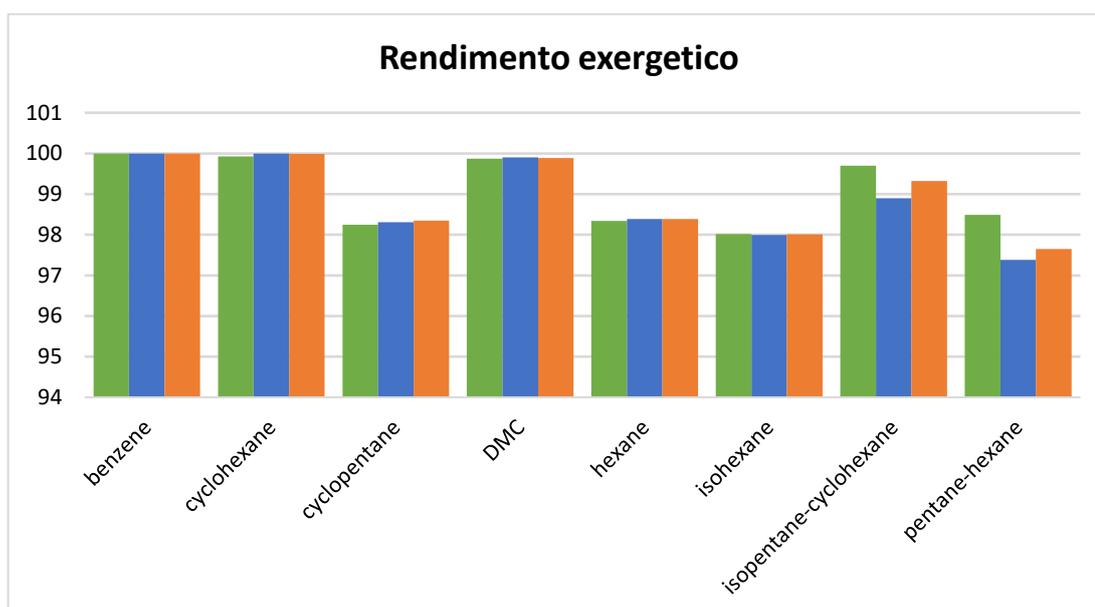


Figura 5.6 – Istogrammi dei rendimenti exergetici in proporzione all'indice di riferimento (benzene) per le tre taglie

Per quanto concerne i confronti interni alla medesima taglia di caldaia, si rileva una situazione simile al rendimento elettrico di impianto in cui le due prestazioni migliori sono garantite dal benzene e dal cicloesano, seguite dal DMC e dalla miscela binaria costituita da isopentano e cicloesano.

Le differenze si giocano in ogni caso su un massimo di tre unità rispetto al benzene, che si traduce in una variazione percentuale tra valore massimo e valore minimo pari nella condizione peggiore a 2.7%.

A seguire la tabella dei valori massimi e dei fluidi divisi per taglia.

Tabella 5.11 – Valore massimo del rendimento exergetico e fluido che lo ha conseguito

	1 MW	1.5 MW	2 MW
$\eta_{ex,max}$ [%]	12.81	12.83	12.84
Fluido	benzene	benzene	benzene

Importanti risultano anche le perdite exergetiche in quanto indice del componente soggetto a maggiore inefficienza relativamente allo sfruttamento dell'energia resa disponibile.

Le considerazioni che si realizzano sono simili per tutti i fluidi analizzati.

L'evaporatore e la turbina sono i due componenti con la maggiore perdita exergetica legata fondamentalmente alle inevitabili perdite per irreversibilità.

Per quanto riguarda l'evaporatore il problema risiede principalmente nella condizione limite imposta al pinch point tra i profili di temperatura del fluido freddo e del fluido caldo. È richiesto infatti che il pinch point abbia una differenza di temperatura compresa tra 15 e 25°C, il che conduce a perdite termiche non indifferenti causate dalle inevitabili irreversibilità.

Una possibile soluzione potrebbe essere l'impiego di scambiatori più efficienti, con un ridotto pinch point, ma questo richiederebbe di incrementare le dimensioni e le spese. Dall'altra parte si presenta il componente espansore, in cui le perdite exergetiche risultano alterate dal fatto che si tratti di un sistema cogenerativo. Essendo infatti le temperature di condensazione elevate, al fine di garantire una certa produzione termica, l'impianto si trova a produrre un quantitativo di potenza elettrica inferiore alle possibilità rese disponibili dalla qualità energetica del fluido organico in uscita dall'evaporatore.

Tabella 5.12 - Classifiche parziali analisi exergetica: rendimento exergetico

η_{ex}
Benzene
Cicloesano
DMC
Isopentano - Cicloesano
Esano
Ciclopentano
Pentano - Esano
Isoesano

5.2.3 – Risultati analisi economica

Un'ultima analisi da tenere in considerazione è l'analisi economica che ricopre un ruolo importante nella scelta realizzativa degli impianti, influenzando consistentemente anche la scelta del fluido operativo.

Si ricorda che i componenti principali che costituiscono l'impianto e che vengono considerati nell'analisi economica sono:

- Condensatore;
- Evaporatore;
- Recuperatore;

- Pompa;
- Motore della pompa;
- Turbina;
- Alternatore;
- Air-cooled condenser.

In particolare, gli scambiatori impiegati sono dei “*shell and tube*” realizzati in acciaio al carbonio, mentre il sistema di pompaggio risulta essere una pompa alternativa realizzata in lega di rame. La turbina infine è anch'essa in acciaio al carbonio.

Come ci si potrebbe aspettare, il prezzo dei componenti tende ad aumentare all'aumentare della taglia termica della caldaia.

Si osserva che passando da una caldaia da 1 MW a quella da 1.5 MW, l'incremento del costo è in media del 36%. Tale valore si riduce a 26% considerando un passaggio dalla taglia di 1.5 MW a 2 MW, probabilmente connesso ad un'economia di scala. Per completare la valutazione si riporta anche l'incremento medio che dalla taglia minore porta alla taglia maggiore, pari in questo caso a 71%.

Proprio sul costo complessivo dei componenti si basa il prossimo confronto, traducendoli in forma grafica e rapportandoli all'entità di riferimento.

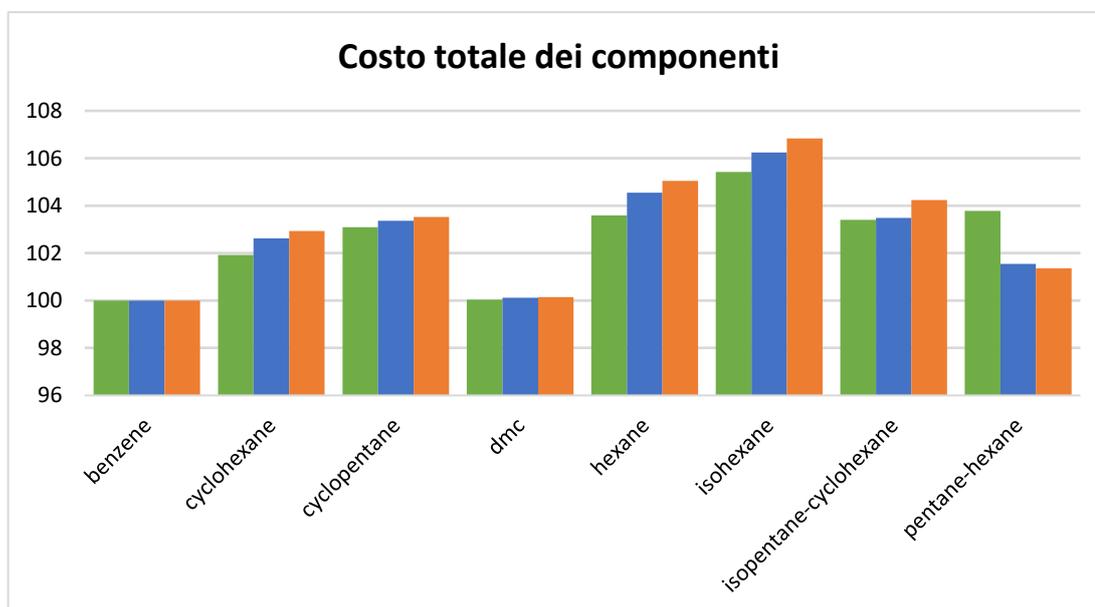


Figura 5.7 – Istogrammi del costo totale dei componenti in proporzione all'indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia

Negli istogrammi di figura 5.7 si può rilevare che in linea di massima i fluidi che comportano i costi di impianto minori, sono coerenti per ogni taglia, a parte la miscela

di pentano-esano che riporta invece una certa variabilità nelle tre taglie con un rapporto via via minore all'aumentare della misura termica.

I fluidi migliori risultano essere i fluidi che presentano un minor costo di impianto e nella situazione in esame sono il benzene e il DMC che registrano le minori spese per l'acquisto complessivo dei componenti in tutte e tre le taglie, seguiti poi da cicloesano e ciclopentano.

I valori ottenuti per questi ultimi due fluidi sono maggiori rispetto a quelli riportati dalla miscela di pentano-esano nelle taglie di 1.5 MW e 2 MW, ma presentano un costo minore nella taglia da 1 MW.

È necessario quindi apprezzare il vantaggio che può portare la scelta di pentano-esano nelle due taglie maggiori, controbilanciando eventualmente le maggiori spese della taglia inferiore.

Infatti il costo complessivo dei componenti è maggiore, per la miscela di pentano-esano, di circa 1.8% rispetto a cicloesano e 0.7% rispetto a ciclopentano nella taglia da 1 MW.

Dall'altra parte però i costi sono minori per la miscela pentano-esano di circa 1% e 1.5% nei confronti del cicloesano rispettivamente per la taglia da 1.5 MW e 2 MW.

Allo stesso modo si presenta nelle due taglie maggiori, un minor costo di circa 1.5% e 2% confrontando la miscela pentano-esano con il ciclopentano.

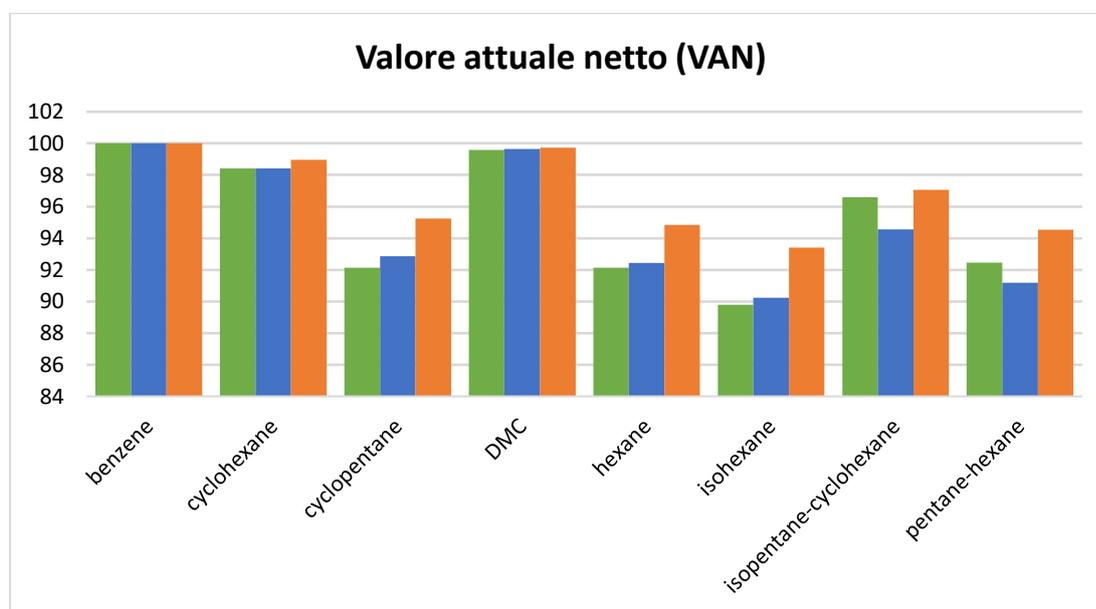


Figura 5.8 – Istogrammi del valore attuale netto in proporzione all'indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia

Si può procedere quindi con un altro parametro economico, più rappresentativo del precedente, cioè il *VAN*, ottenuto dai flussi di cassa attualizzati. Permette in sostanza di quantificare i possibili guadagni garantiti dall'attività di un impianto considerando le entrate monetaria conseguite a cui verranno tolte le spese sostenute nell'investimento iniziale, in merito all'acquisto dei componenti e delle materie prime. Ovviamente, tanto maggiore è il *VAN* tanto più fruttuoso sarà l'impianto.

La classificazione ottenuta negli istogrammi di figura 5.8 è molto simile a quella riscontrata per il costo di impianto, con una predominanza del benzene, del DMC e del cicloesano. Il ciclopentano invece, oltre a presentare una certa variabilità nelle performance tra le tre taglie di caldaia, presenta anche un posizionamento solitamente basso, che può essere discordante rispetto alla situazione valutata in relazione al costo dei componenti. Probabilmente i flussi di cassa ottenuti attraverso l'impiego di ciclopentano, quale fluido organico operativo di ciclo, non sono sufficientemente elevati rispetto alle spese da sostenere.

A completare la valutazione economica vi è l'ultimo parametro di valutazione e confronto, cioè il costo a cui deve essere venduta l'energia elettrica per far equivalere le spese ai ricavi ottenuti impiegando uno specifico fluido organico.

Così come per il costo di impianto, tanto minore è il valore di *LCOE*, tanto più propensa sarà la scelta di quello specifico fluido.

Le considerazioni finali sono pressoché le stesse attuate nel resto dell'analisi economica. Si riporta ancora una volta una certa variabilità del posizionamento della miscela binaria pentano-esano rispetto agli altri fluidi organici.

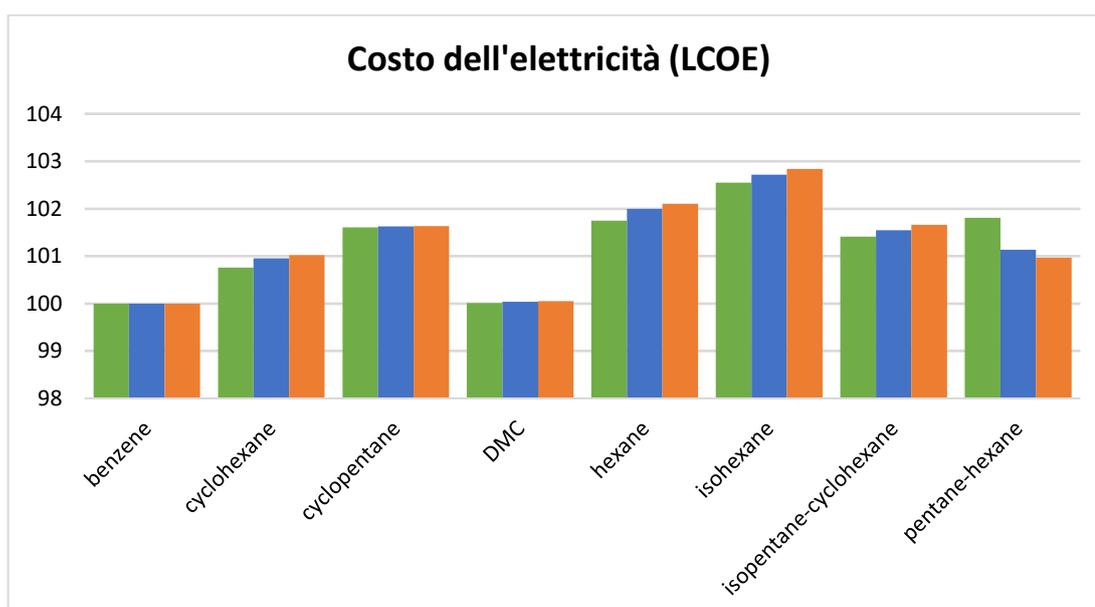


Figura 5.9 – Istogrammi del costo dell'elettricità in proporzione all'indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia

Il benzene e il DMC registrano i valori migliori, seguiti ancora da cicloesano e ciclopentano (istogrammi 5.9).

Si completa la valutazione con una tabella riassuntiva 5.13 dei principali parametri economici, al fine di fornire un valore di riferimento rispetto ai confronti realizzati in forma grafica negli istogrammi precedenti.

Le entità riportate sono i valori migliori per la specifica categoria, quindi il minore o il maggiore a seconda del parametro considerato.

Le osservazioni che possono essere fatte sono dei costi crescenti all'aumentare della taglia, sia per il maggiore costo della caldaia, sia per le dimensioni maggiori dei singoli componenti che si traduce in un costo più alto.

Questo aumento di prezzo è però accompagnato da un aumento del profitto, come si può infatti osservare dal *VAN*. In sostanza l'investimento iniziale sarà maggiore, ma il guadagno conseguito sarà percentualmente più alto.

Per quanto riguarda il costo dell'elettricità, non si rilevano grosse differenze tra le taglie e all'interno della medesima taglia, le differenze si giocano sui millesimi di euro per ogni *kWh* elettrico.

Tabella 5.13 – Valori migliori dei principali indici economici

	1 MW	1.5 MW	2 MW
C_{TBM} [k€]	462.52	627.00	787.73
C_{GR} [k€]	1508.77	2189.70	2866.50
<i>VAN</i> [k€]	817.87	1314.22	2897.89
<i>LCOE</i> [€/kWh]	0.037	0.035	0.034
<i>SPB</i> [anni]	6.73	6.49	5.16

Tabella 5.14 - Classifiche parziali analisi economiche: costo dei componenti,
VAN, LCOE

C_{TBM}	<i>VAN</i>	<i>LCOE</i>
Benzene	Benzene	Benzene
DMC	DMC	DMC
Cicloesano	Cicloesano	Cicloesano
Pentano - Esano	Isopentano - Cicloesano	Pentano - Esano
Ciclopentano	Ciclopentano	Isopentano - Cicloesano
Isopentano - Cicloesano	Esano	Ciclopentano
Esano	Pentano - Esano	Esano
Isoesano	Isoesano	Isoesano

Si apprezza infine il ritorno dell'investimento in termini di anni, rappresentato dal parametro *SPB*, cioè in sostanza quando i ricavi eguagliano l'investimento iniziale e di conseguenza quando inizia il reale profitto.

I valori si aggirano attorno ai 6 anni, valore adeguato considerando un periodo di attività dell'impianto stimato sui 15 anni.

5.2.4 – Valutazione di parametri secondari

Oltre alle analisi finora realizzate, è fondamentale tenere conto di una serie di aspetti secondari, che ricoprono però anche loro un ruolo chiave nella realizzabilità dell'impianto e quindi nel confronto tra i singoli fluidi.

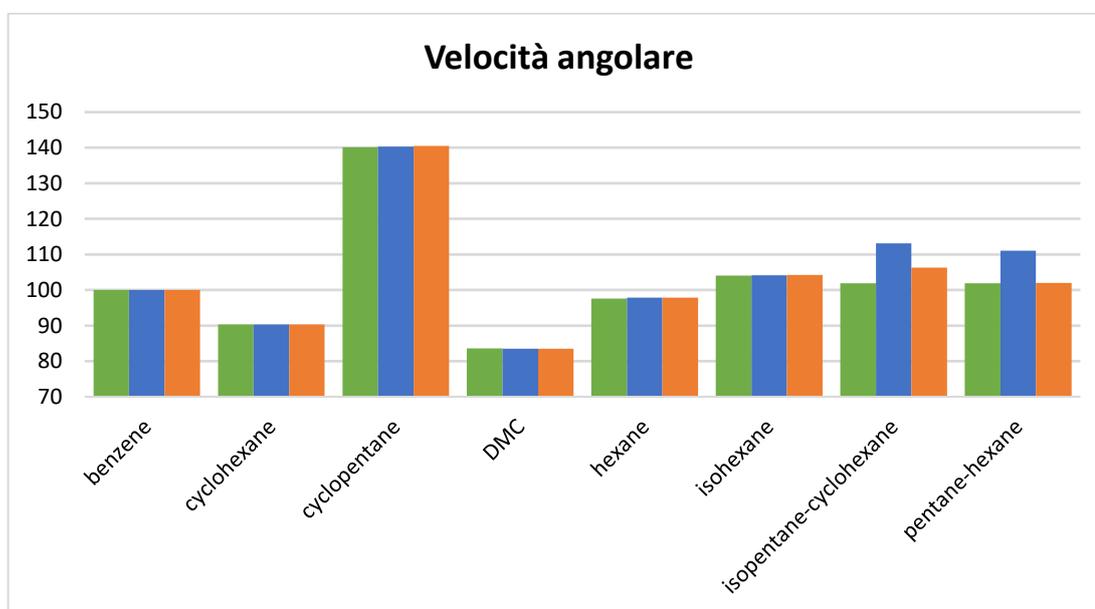


Figura 5.10 – Istogrammi della velocità angolare in proporzione all'indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia

Il primo tra questi è la velocità angolare, valutata in *rpm*. Questo parametro è decisivo nella valutazione della turbina perché valori eccessivamente elevati di velocità angolare comportano difficoltà costruttive e possibili danneggiamenti in esercizio.

Vi è una consistente variazione nelle proporzioni ottenute per ogni singolo fluido rispetto al valore di riferimento del benzene, come si può osservare in figura 5.10.

Il risultato migliore è conseguito dal DMC con i valori minori di velocità di rotazione registrate in tutte e tre le taglie.

A seguire vi sono il cicloesano e il benzene, con entità che si discostano consistentemente dalle prestazioni garantite dal DMC.

Spicca in negatività il ciclopentano con una variazione anche di 60 unità rispetto al DMC, traducendosi in una velocità di rotazione 40% superiore rispetto a quest'ultimo. I valori migliori sono circa 30'000 *rpm* per la taglia minore, scendendo fino a 21'000 *rpm* per la taglia maggiore, risultati concordanti con la letteratura.

La turbina presenta le caratteristiche in tabella 5.15. Vengono riportati i risultati legati al fluido DMC, in quanto risultante il più promettente come si vede nelle considerazioni a seguire. In ogni caso risultati simili sono stati conseguiti anche dagli altri fluidi. Unica eccezione è la velocità angolare come esposto in figura 5.10.

Tabella 5.15 - Parametri caratteristici dell'espansore nelle tre taglie di caldaia (fluido organico DMC)

	1 MW	1.5 MW	2 MW
Tipologia	radiale	radiale	radiale
Velocità angolare [<i>rpm</i>]	28994.78	23671.27	20492.95
$\eta_{is,t}$ [%]	84.78	85.09	85.27
<i>SP</i> [<i>m</i>]	0.055	0.067	0.078
<i>VFR</i>	8.17	8.17	8.17

In generale si ottiene quindi una turbina ad assetto radiale, così come ricercato dal committente stesso. La velocità angolare è conforme a quanto riscontrato in letteratura e si apprezza un adeguato rendimento isoentropico di turbina.

Importanti sono poi i valori di pressione registrati all'evaporatore e al condensatore. Per quanto concerne l'evaporatore, l'obiettivo è ottenere il valore minore possibile, in modo da facilitare a livello costruttivo la realizzabilità dell'impianto. Dovendo infatti gestire pressioni più contenute, anche le accortezze da seguire in fase di scelta del materiale e costruzione, saranno minori, oltre a rendere più sicura la struttura in caso di problemi e ridurre i costi sostenuti.

I valori più bassi sono riscontrati in ordine per DMC, benzene e cicloesano, con valori prossimi agli 8 *bar*. Gli altri fluidi riscontrano invece una certa variabilità tra le tre taglie e presentano dei valori decisamente maggiori rispetto a quelli conseguiti dal benzene con variazioni che raggiungono anche le 90 unità, passando quindi dagli 8 *bar* della condizione migliore, a più di 17 *bar* nella situazione peggiore.

Al contrario per il condensatore è importante riportare dei valori quanto più alti possibile di pressione, facilitando così l'impiego nell'impianto.

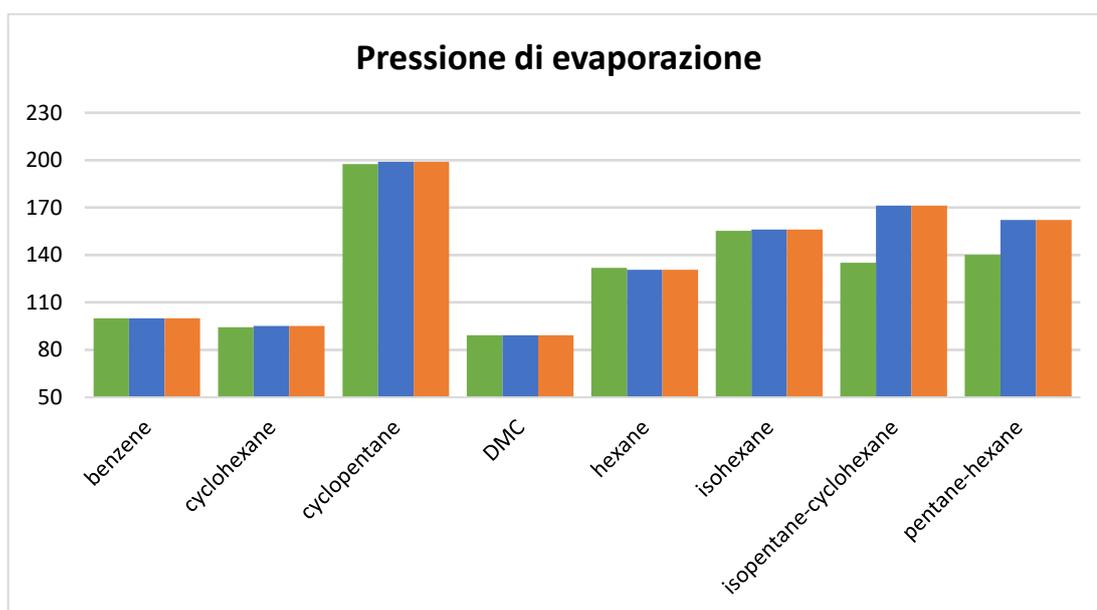


Figura 5.11 – Istogrammi della pressione di evaporazione in proporzione all'indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia

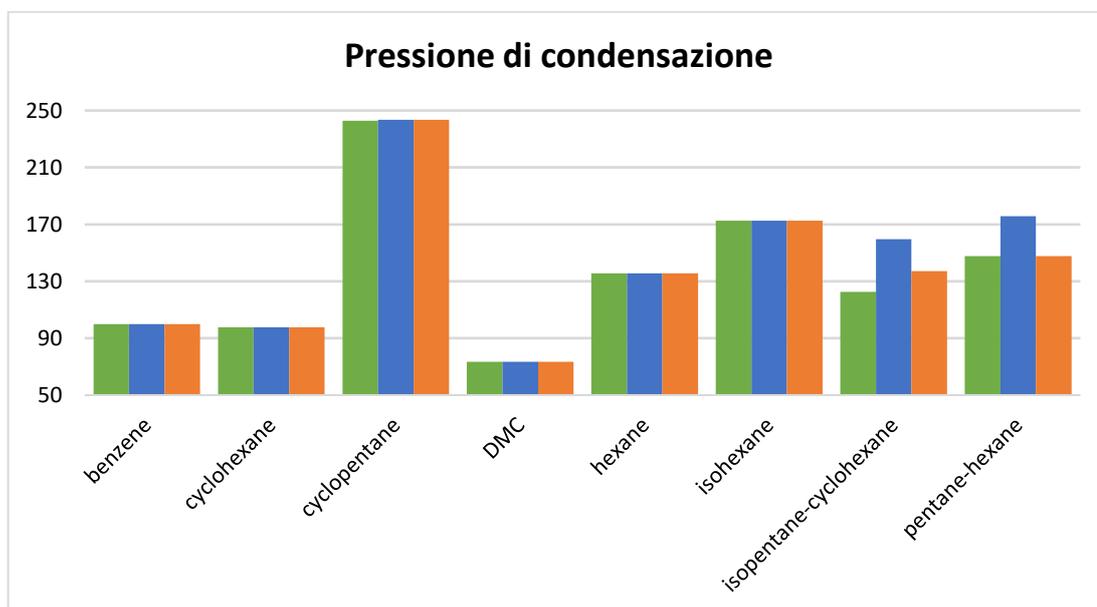


Figura 5.12 – Istogrammi della pressione di condensazione in proporzione all'indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia

I valori più alti vengono riportati dal ciclopentano, per tutte e tre le taglie, con valori che si aggirano attorno ai 2 bar.

I tre fluidi che nella pressione di evaporazione avevano riportato i valori minori, presentano i valori più bassi anche per il condensatore, aggirandosi comunque intorno

ad 1 *bar*. Risultano quindi adatti ad operare e solo il DMC che riporta un valore di 0.91 *bar* richiede un'attenzione maggiore in merito a possibili infiltrazioni di aria che potrebbero danneggiare la performance del condensatore.

Importante è inoltre la considerazione del volume occupato dagli scambiatori di calore operanti nel sistema. Quindi evaporatore, condensatore e recuperatore.

Volendo infatti costituire un impianto decentralizzato, può essere importante disporre di minor ingombro da parte dei singoli componenti.

Per la valutazione del volume si sfrutta l'area di scambio termico dello scambiatore fornita nell'analisi economica del modello, in relazione al fluido in gioco.

Tabella 5.16 – Area di scambio termico del condensatore in relazione al fluido organico operante nell'impianto e alla taglia di caldaia

	$A_{cond} [m^2]$		
	1 MW	1.5 MW	2 MW
Benzene	122.99	184.41	245.78
Cicloesano	125.99	188.87	251.73
Ciclopentano	125.92	188.66	251.41
DMC	123.46	185.08	246.69
Esano	139.75	209.36	279.05
Isoesano	141.10	211.40	281.76
Isopentano - Cicloesano	178.24	292.63	411.35
Pentano - Esano	145.99	227.64	292.15

Tabella 5.17 - Area di scambio termico dell'evaporatore in relazione al fluido organico operante nell'impianto e alla taglia di caldaia

	$A_{ev} [m^2]$		
	1 MW	1.5 MW	2 MW
Benzene	406.52	608.66	811.33
Cicloesano	423.82	641.66	855.30
Ciclopentano	412.71	616.71	821.97
DMC	408.34	612.27	816.16
Esano	422.95	640.99	854.40
Isoesano	430.95	647.01	862.40
Isopentano - Cicloesano	395.23	545.49	733.84
Pentano - Esano	411.89	556.05	757.32

Tabella 5.18 - Area di scambio termico del recuperatore in relazione al fluido organico operante nell'impianto e alla taglia di caldaia

	$A_{rec} [m^2]$		
	1 MW	1.5 MW	2 MW
Benzene	21.42	30.94	41.25
Cicloesano	42.01	60.37	80.46
Ciclopentano	28.42	42.38	56.48
DMC	23.64	35.45	47.25
Esano	49.48	74.01	98.66
Isoesano	60.79	87.17	116.19
Isopentano - Cicloesano	25.05	33.67	43.19
Pentano - Esano	53.90	62.72	95.11

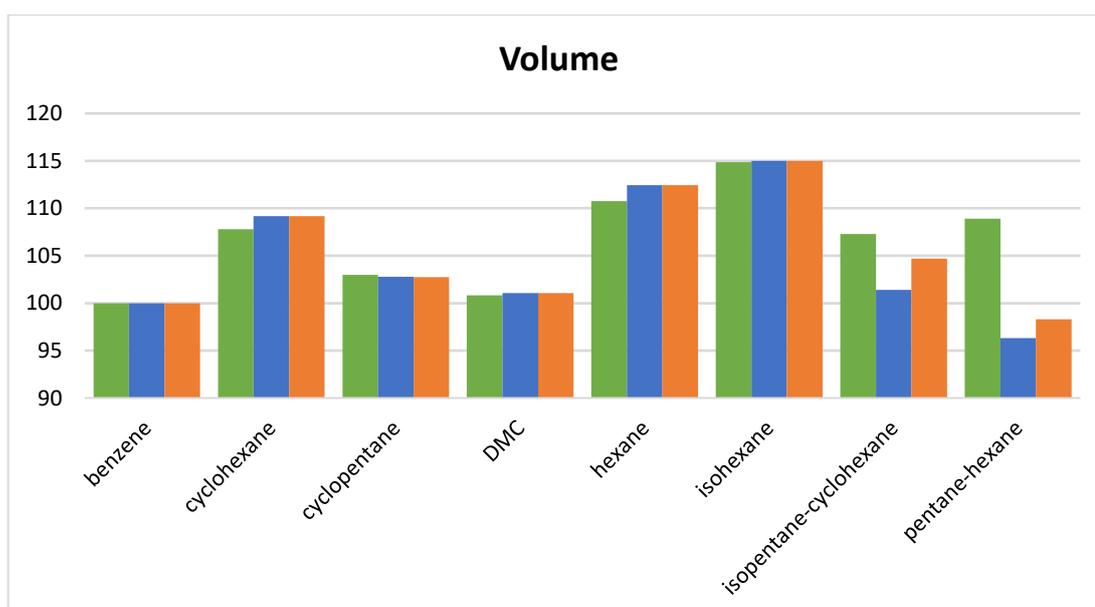


Figura 5.13 – Istogrammi del volume in proporzione all'indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia

Considerando uno scambiatore a fascio tubiero di riferimento costituito da un'unica tubazione e rilevando da letteratura un rapporto tra la lunghezza del tubo e il diametro solitamente compreso tra $6 \div 8$ (si assume pari a 7), si può stimare il volume rappresentativo di uno scambiatore.

Si sono poi sommati i volumi ottenuti degli scambiatori di tutte e tre le funzionalità considerate, quindi evaporatore, condensatore e recuperatore.

L'obiettivo è la compattezza dell'impianto, quindi i valori devono essere i più bassi possibili, e questo è garantito dal benzene, DMC e ciclopentano, come rappresentato in figura 5.13.

La miscela pentano-esano riporta le prestazioni migliori per la taglia di caldaia di 1.5 MW e 2 MW, ma presenta dei valori decisamente alti per la caldaia da 1 MW.

Un altro aspetto da considerare è il costo del fluido organico, non considerato nella valutazione economica, ma che può essere impiegato come elemento di confronto e di scelta del fluido.

Per la stima del prezzo si è sfruttata una proporzione fornita dal committente stesso che associa circa 15 kg di fluido ogni 50 kW di potenza della turbina.

Trascurando la viscosità e le proprietà di scambio del fluido, si considera pressoché veritiera tale proporzione potendo calcolare le masse di fluido.

Conoscendo infine il valore di densità, si può stimare il volume in litri di fluido richiesti e di conseguenza la spesa sostenuta dall'acquisto, conoscendo i prezzi al litro del fluido organico.

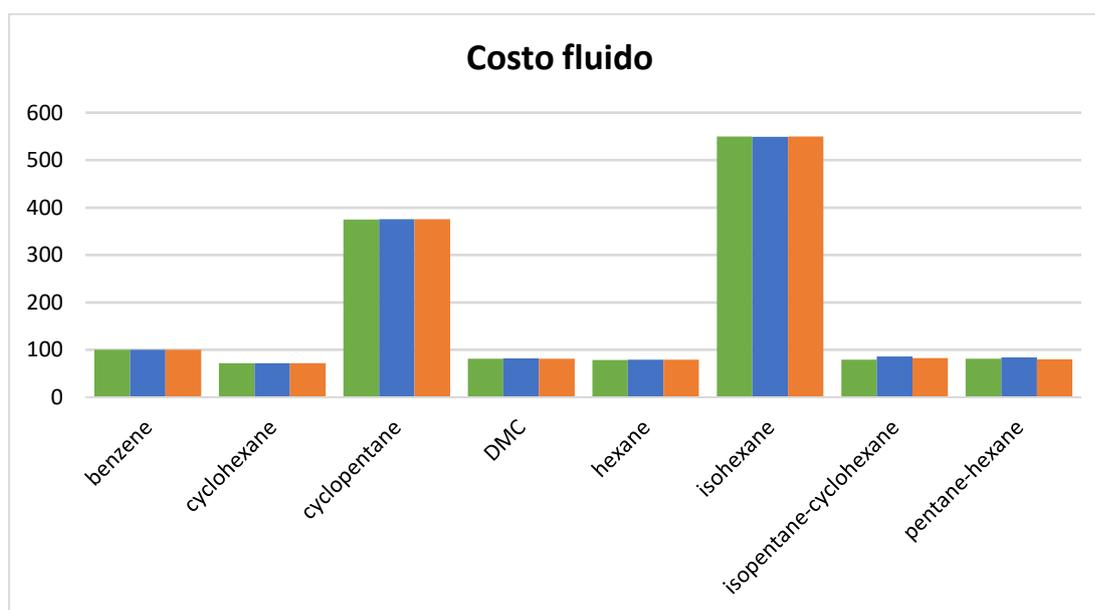


Figura 5.14 – Istogrammi del costo del fluido in proporzione all'indice di riferimento (benzene) per le tre taglie di caldaia

I valori risultano nella maggior parte dei casi simili tra loro, non potendo realizzare un apprezzamento di quale sia il fluido migliore. Si possono identificare però i due fluidi peggiori, in questo caso l'isoesano e il ciclopentano, che registrano i valori più alti di spesa per l'acquisto del fluido. Le entità proporzionate differiscono molto dal benzene con valori che sono fino a 8 volte maggiori del fluido meno costoso.

È necessario sottolineare che si tratta in ogni caso di valori che si aggirano sulle migliaia di euro. Avranno dunque una bassa incidenza su un impianto che costa nella taglia inferiore circa 1.5 M€ arrivando anche a 3 M€ per la taglia maggiore.

Tabella 5.19 - Classifiche parziali analisi secondarie: velocità angolare, pressione di evaporazione, pressione di condensazione, costo del fluido e volume

<i>Vel. Ang.</i>	<i>p_{ev}</i>	<i>p_{cond}</i>	<i>C_{fluid}</i>	<i>Volume</i>
DMC	DMC	Ciclopentano	Cicloesano	Benzene
Cicloesano	Cicloesano	Isoesano	Esano	DMC
Esano	Benzene	Pentano-Esano	DMC	Pentano-Esano
Benzene	Esano	Isopent-Cicloesa	Benzene	Ciclopentano
Pentano-Esano	Pentano-Esano	Esano	Isopent-Cicloesa	Isopent-Cicloesa
Isoesano	Isopent-Cicloesa	Benzene	Pentano-Esano	Cicloesano
Isopent-Cicloesa	Isoesano	Cicloesano	Ciclopentano	Esano
Ciclopentano	Ciclopentano	DMC	Isoesano	Isoesano

5.2.5 – Confronto e considerazioni

Si effettua a questo punto un riassunto finale con le considerazioni riportate per ogni tipologia di analisi. In particolare, per semplificare il processo di selezione, sono state realizzate delle classifiche parziali per ogni singolo parametro su cui si è basato il confronto nelle analisi precedenti.

Le classifiche pongono i fluidi in ordine dalla prestazione migliore a quella peggiore per ogni singola taglia, associando poi un punteggio alla posizione raggiunta.

Successivamente si effettua la sommatoria dei punteggi ottenuti dai singoli fluidi e si stila la classifica dei fluidi rispetto allo specifico parametro in studio.

Associando nuovamente un punteggio alla classifica ora realizzata, si può effettuare una sommatoria finale, nella quale si riassumono i posizionamenti ottenuti dal fluido nei singoli confronti e stabilendo in questo modo una classifica complessiva che identifichi il fluido che più spesso ha fatto registrare le prestazioni migliori rispetto ai vari parametri analizzati. Si ottiene dunque la graduatoria di tabella 5.20.

Viene accompagnata anche da un grafico a bolle 5.15 che presenta in ordinata l'elenco dei parametri sui cui si basa la procedura di confronto e in ascissa i fluidi sottoposti allo studio.

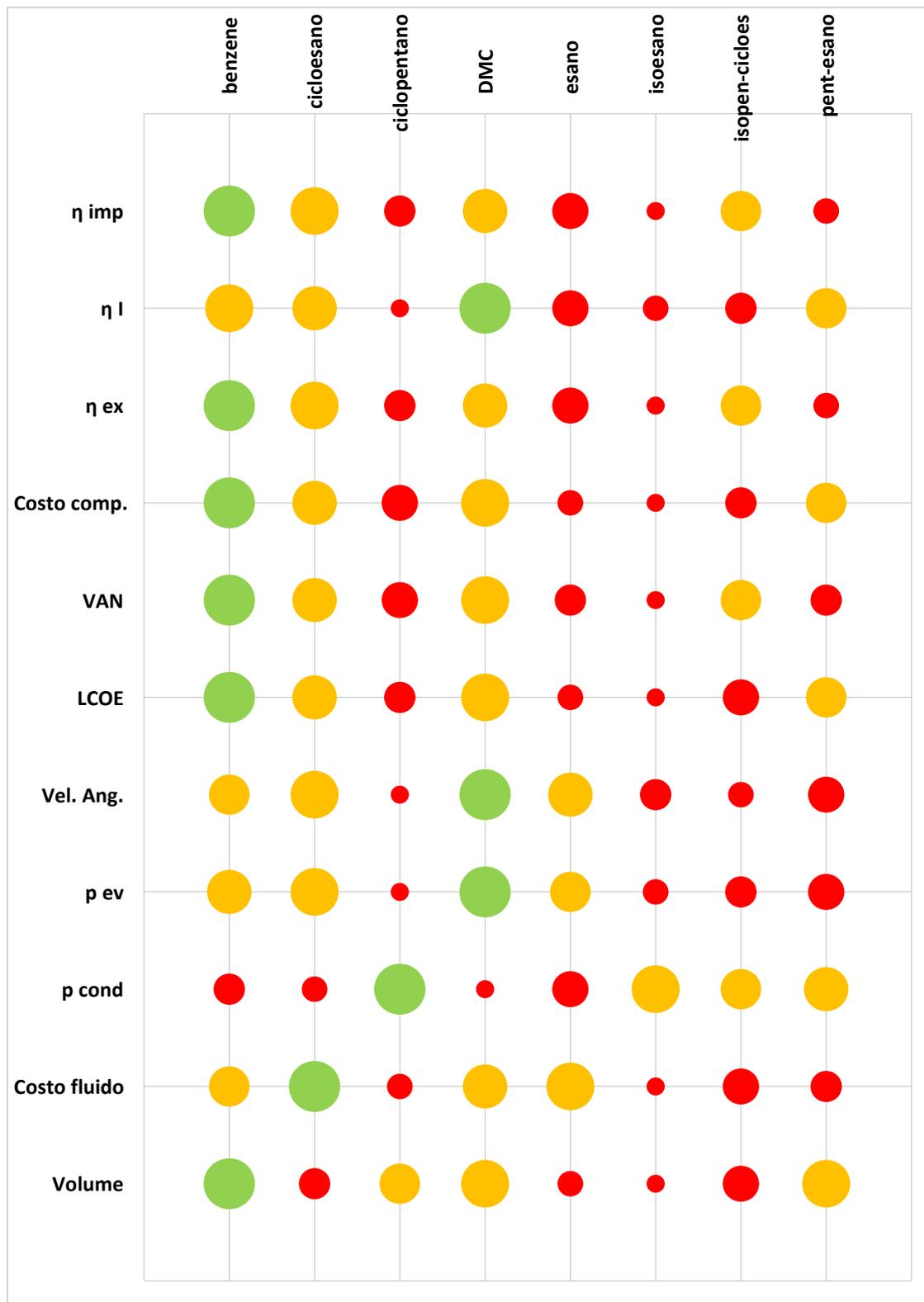


Figura 5.15 – Grafico a bolle della relazione tra fluido e parametro rispetto alla posizione conseguita nella classifica parziale

Le bolle verdi identificano i fluidi che hanno conseguito il risultato migliore rispetto al parametro in questione, mentre in rosso i fluidi che hanno invece riportato i posizionamenti più bassi, presentando inoltre una dimensione della bolla rappresentativa del posizionamento, quindi tanto più è piccola la bolla, tanto più bassa è la posizione.

In arancione vengono invece riportate le bolle intermedie, cioè i fluidi che hanno conseguito dei risultati prossimi al fluido migliore.

Tabella 5.20 – Classifica riassuntiva dei fluidi

Benzene
DMC
Cicloesano
Pentano – Esano
Esano
Isopentano – Cicloesano
Ciclopentano
Isoesano

È fondamentale però a questo punto realizzare ulteriori considerazioni in merito al singolo fluido, studiando in particolare i parametri ambientali e di pericolosità.

A tal proposito un primo parametro da considerare è il GWP (Global Warming Potential). Esso rappresenta il contributo all'effetto serra di un gas in relazione all'impatto causato dalla CO_2 , risultando quindi importante rispetto alle problematiche ambientali sempre più spesso trattate.

Allo stesso modo si deve tenere conto dell'ODP (Ozone Depletion Potential) che rappresenta invece il degrado della fascia di ozono rispetto al contributo apportato dal fluido organico R11.

Questi due parametri vengono forniti dalla IFA (*Institute for Occupational Safety and Health of the German Social Accident Insurance*) nel database delle sostanze GESTIS [44]. Si dispone però unicamente dei valori rappresentativi del pentano e dell'isopentano, i quali registrano:

Tabella 5.21 – Valori di GWP e ODP

	GWP	ODP
Pentano	3	0
Isopentano	3	0

Trattasi per di più di fluidi posizionati nella parte inferiore della classifica per cui tali valori non influenzano la scelta del fluido.

In linea generale si può sfruttare la classificazione basata sulle caratteristiche chimiche. Trattandosi soprattutto di idrocarburi, si rilevano dei valori solitamente elevati di GWP e di ODP. Differisce il DMC, estere metilico, di cui non si hanno informazioni utili. Per quanto concerne la pericolosità rispetto all'uomo e all'ambiente, si può considerare il parametro di tossicità ed infiammabilità, oltre ai risultati di studi condotti sui singoli fluidi.

È fondamentale da questo punto di vista considerare che il benzene è un idrocarburo caratterizzato da grande infiammabilità allo stato liquido e i quali vapori sono altamente esplosivi con l'aria.

Questo però si verifica anche con il DMC e con il cicloesano, cioè il secondo e il terzo fluido della classifica riassuntiva, rispettivamente un estere metilico e un idrocarburo liquido, richiedendo quindi particolari accortezze per evitare propagazioni di incendi e danni all'impianto, oltre che esporre al pericolo gli addetti.

Tabella 5.22 – Confronto dei valori riportati da benzene e DMC

	Benzene	DMC	Var [%]
η_{impianto} [%]	11.92	11.88	0.31
	11.95	11.92	0.24
	11.98	11.94	0.28
$\eta_{\text{exergetico}}$ [%]	12.81	12.79	0.13
	12.83	12.81	0.10
	12.84	12.82	0.12
C_{TBM} [k€]	462.52	462.67	-0.03
	627.00	627.77	-0.12
	787.73	788.88	-0.15
VAN [k€]	817.87	814.45	0.42
	1314.22	1309.60	0.35
	2897.89	2889.75	0.28
LCOE [k€/kWh]	3.66	3.66	-0.01
	3.52	3.52	-0.04
	3.45	3.45	-0.05
Volume [m ³]	514.96	519.16	-0.82
	943.22	953.15	-1.05
	1451.54	1466.90	-1.06

Il benzene riporta una fonte di pericolo maggiore rispetto agli altri due fluidi, in quanto dannoso alla salute umana sia nel breve che nel lungo termine. In particolare risulta cancerogeno e anche una limitata esposizione può essere causa di morte (5 – 10 minuti con tasso di benzene nell'aria di 2%) [45].

Scegliendo dunque di non impiegare il benzene come fluido organico operativo, si rinunciarebbe alle migliori prestazioni nei parametri riportati in tabella 5.22. Si propone inoltre il peggioramento percentuale che comporta la rinuncia del benzene a favore della scelta del secondo fluido in classifica, cioè il DMC.

Le variazioni percentuali sono riportate in forma grafica in 5.16.

In sostanza si rileva come la variazione percentuale del rispettivo parametro nel momento in cui si rinuncia all'impiego del benzene e si opta per il secondo fluido in classifica è al massimo di un punto percentuale, verificandosi per giunta sul volume, quindi su un parametro non rappresentativo in termini prestazionali.

Quindi la variazione delle performance è talmente bassa da non giustificare la scelta di un fluido cancerogeno e pericoloso per gli utenti, quale è il benzene, rispetto al fluido organico DMC di cui non sono riportati particolari controindicazioni in merito ai danni alla salute. Inoltre il parametro di tossicità LD_{50} , presentato nel paragrafo sulla tossicità, per quest'ultimo fluido assume un valore di 13000 mg/kg [44] quindi un valore elevato che lo classifica con sicurezza come non nocivo.

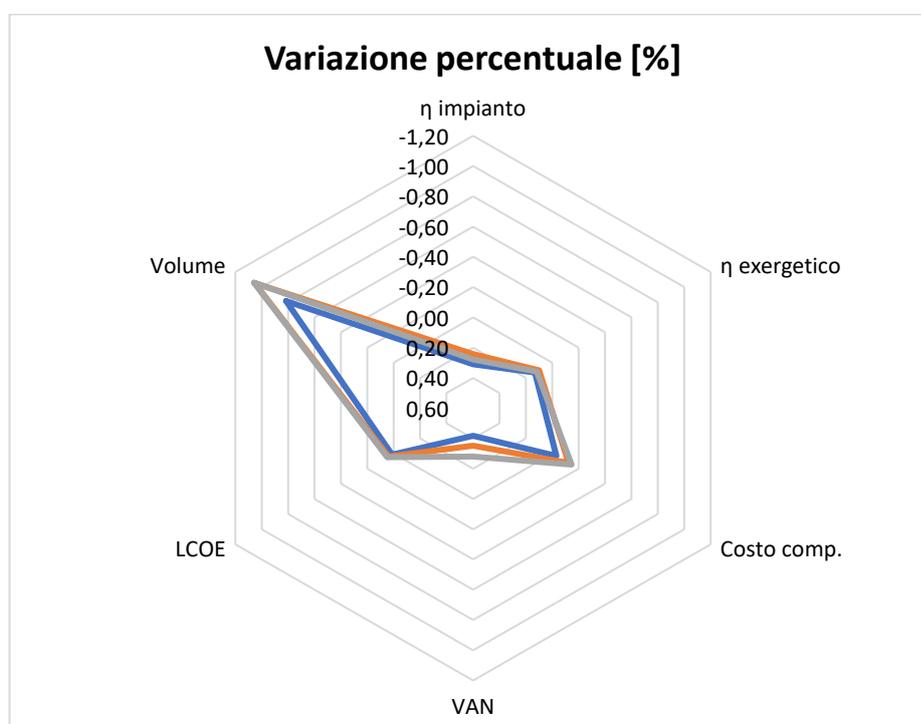


Figura 5.16 – Variazione percentuale del valore registrato dal DMC rispetto al benzene

Si riportano nel seguito anche due istogrammi che raccolgono tutti i risultati dei fluidi nei singoli parametri considerati, in modo da semplificare la comparazione e determinare l'incidenza di ogni termine sulla procedura di confronto e di selezione.

I parametri sono stati divisi in due gruppi in relazione al fatto che il parametro debba essere massimizzato o minimizzato. Nello specifico i parametri facenti parte del grafico 5.17, che sono raccolti quindi nel primo gruppo, devono essere massimizzati. Al contrario quelli del grafico 5.18, cioè del secondo gruppo, devono essere minimizzati.

I grafici garantiscono una rapida comparazione tra i singoli termini, potendo semplicemente considerare la lunghezza della barra rappresentante lo specifico fluido. Nel primo grafico, tanto più è lunga la barra, tanto migliore è la prestazione del fluido, viceversa per quanto riguarda il secondo grafico.

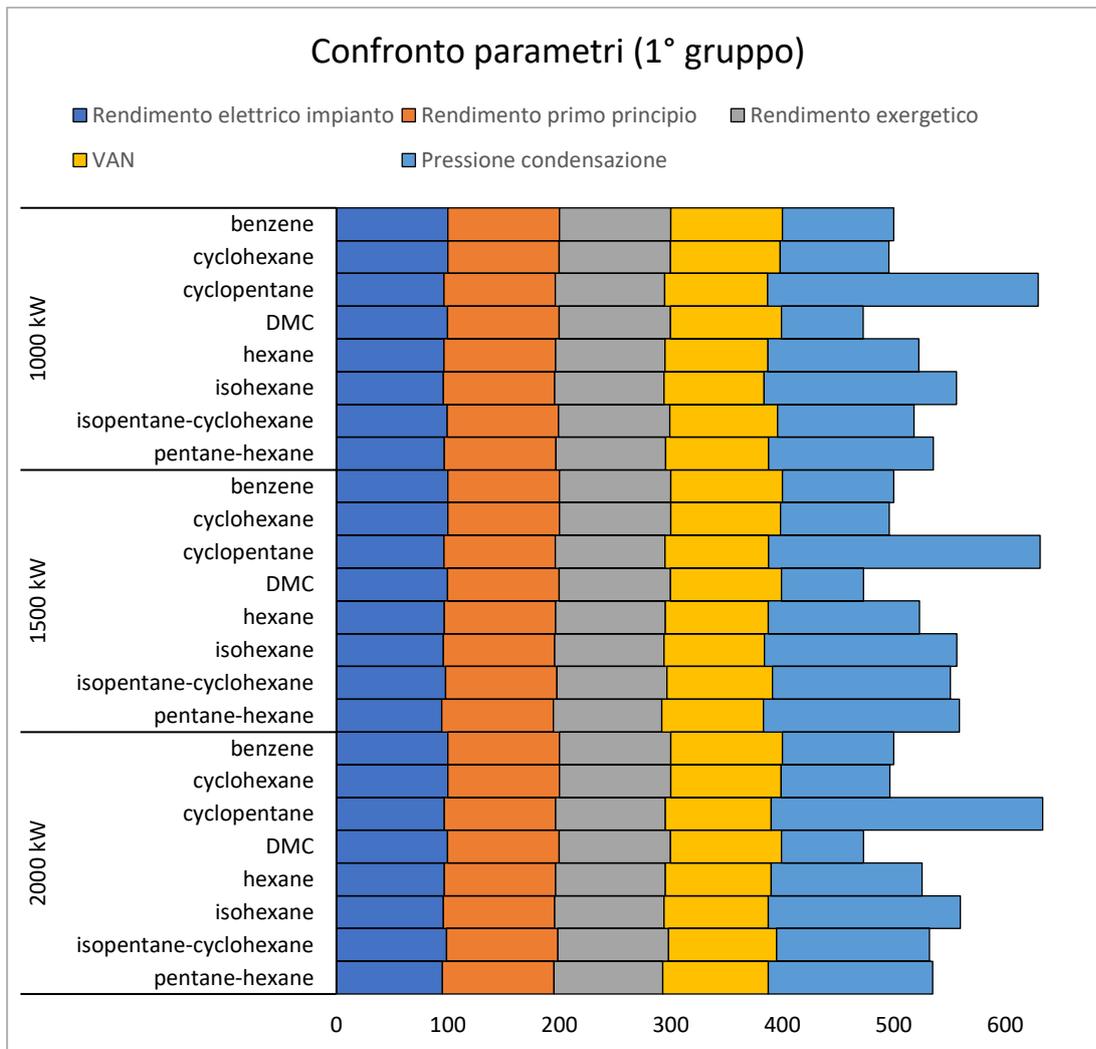


Figura 5.17 – Istogramma confronto dei parametri da massimizzare

Si focalizza l'attenzione soprattutto su quei parametri che incidono in maniera più significativa sulla variazione della lunghezza e quindi della prestazione tra un fluido e l'altro, favorendo così il processo di selezione.

Nel primo grafico il ruolo di leader è ricoperto dalla pressione di condensazione, con le variazioni più sostanziose tra i vari fluidi e facendo protendere la scelta verso il ciclopentano. Mentre nel secondo gruppo il parametro guida risulta essere il costo del fluido, stabilendo la migliore prestazione del cicloesano.

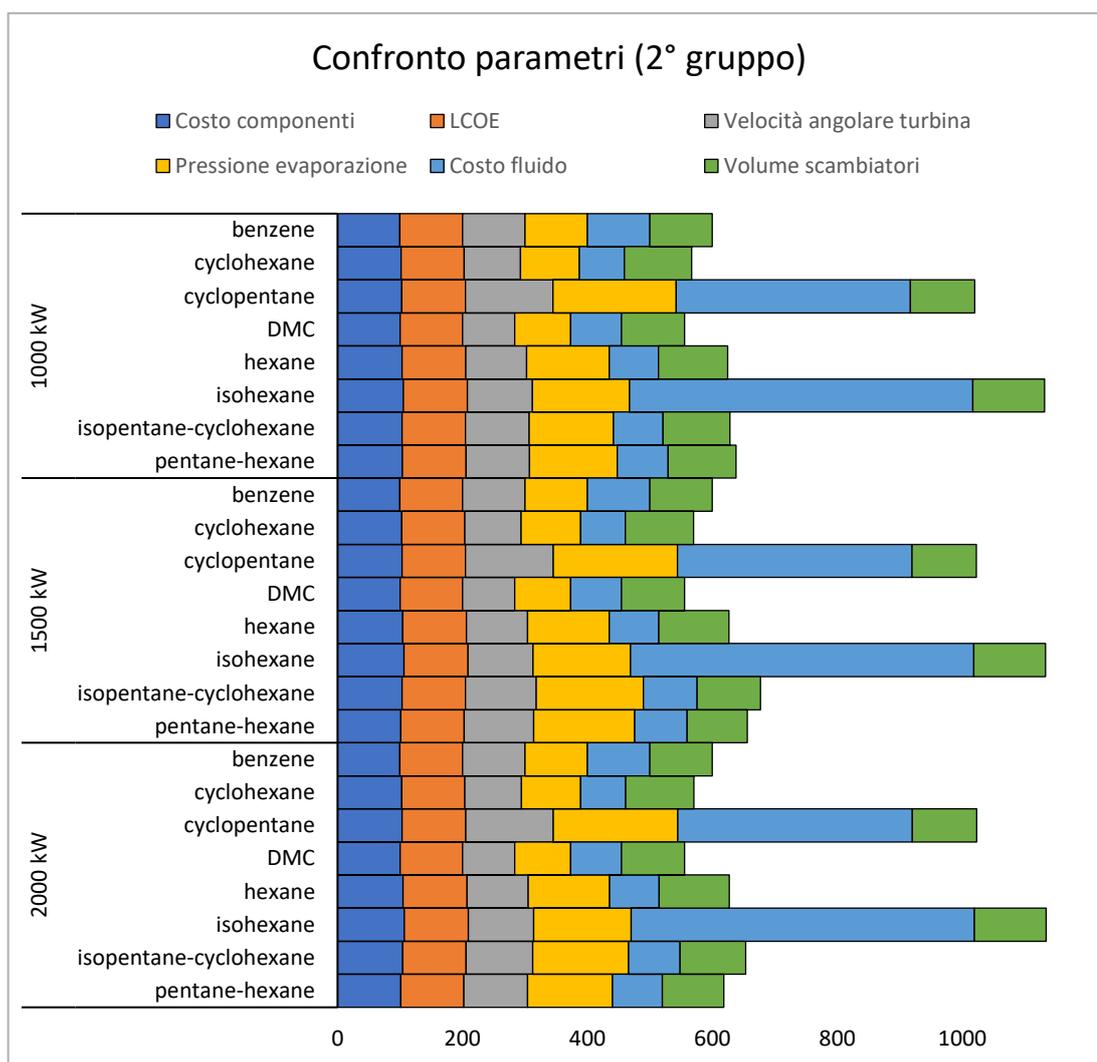


Figura 5.18 – Istogramma confronto dei parametri da minimizzare

Queste valutazioni possono però indurre a selezioni fuorvianti e non adeguate. I due fluidi che da grafico risultano i più promettenti registrano infatti un posizionamento nella classifica complessiva non soddisfacente. Tale condizione può essere causata da un unico parametro che presenta una variazione sostanziosa tra i vari fluidi, che incide

così sulla lunghezza della barra rendendola più lunga, cioè stabilendo una performance migliore da parte di quel fluido. Questa prestazione potrebbe non essere però confermata dagli altri parametri che al contrario riportano delle prestazioni scarse.

È necessario quindi valutare singolarmente ogni parametro, apprezzando i fluidi che più spesso si distinguono per i risultati conseguiti.

5.3 – Variazione analisi economica

L'analisi economica proposta nella sezione precedente, sfrutta i risultati forniti dal modello originario che prevede l'impiego di scambiatori di calore “*shell and tube*” costruiti in acciaio al carbonio.

Attraverso la creazione di una versione più recente realizzata a partire dalle indicazioni del manuale di Turton et al. [41], si rende disponibile una maggiore proposta di alternative, sia a livello di tipologia di scambiatore, sia a livello di materiale di costruzione. Vedasi a tal proposito quanto esposto nella sezione dell'analisi economica (§ 4.5.3 – Analisi economica).

5.3.1 – Tipologia di scambiatore

Una prima forma di sfruttamento dello spettro di proposte fornite dal modello economico più recente, prevede il confronto di costo in relazione alla tipologia di scambiatore utilizzato.

Mantenendo quindi costante la scelta del materiale di costruzione, si sfrutta il modello per valutare tutte le alternative di possibili scambiatori resi disponibili. È necessario sottolineare come le proposte raccolte sono solo ed unicamente i tipi di scambiatori che trovano una effettiva collocazione all'interno di un impianto a fluido organico.

Così facendo si ottengono i costi dei diversi tipi di scambiatore, fornendo un'ulteriore indicazione nel momento in cui si debba effettuare una scelta realizzativa.

Si noti come si è assunto che il condensatore, l'evaporatore e il recuperatore siano realizzati con la medesima tipologia di scambiatore in modo da uniformare l'impianto.

Si può eventualmente considerare diverse tipologie di componente per i diversi scambiatori appena citati a seconda degli utilizzi e delle prestazioni.

I risultati che si ottengono vengono raccolti nel diagramma 5.19. L'area grafica rappresenta la variazione di costo rispetto al riferimento, cioè il costo minore riscontrato per ogni taglia. In questo modo si identifica facilmente la tipologia di scambiatore che ha registrato il maggiore incremento di costo e come si verifica questa variazione contemporaneamente nelle tre taglie considerate.

Più precisamente la tipologia “*fixed tube*” risulta per ogni taglia la meno costosa, mentre la tipologia “*flat tube*”, al contrario, la più costosa con incrementi che superano anche il 200% rispetto alla tipologia precedente.

È fondamentale considerare il fatto che ogni tipologia di scambiatore presenta anche delle prestazioni diversificate, aspetto che deve essere quindi tenuto conto nella scelta dello scambiatore da sfruttare nell'impianto. Ma con tale grafico si può disporre di un indice economico indicativo nel momento in cui sia necessario compiere delle scelte realizzative.

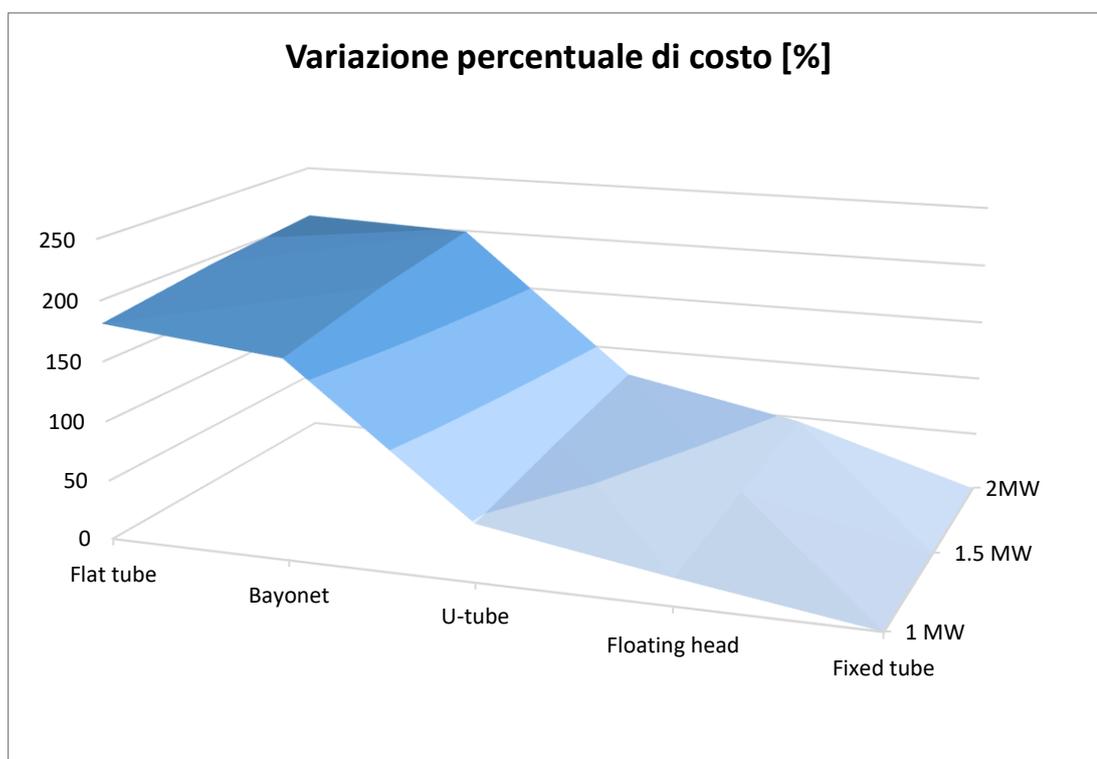


Figura 5.19 – Variazione percentuale del costo in relazione alla tipologia di scambiatore e alla taglia di caldaia

5.3.2 – Tipologie di materiale

La seconda forma di valutazione prevede invece il mantenimento costante della tipologia di scambiatore, con una variazione che si verifica a livello del materiale di costruzione. Si è scelto di operare con degli scambiatori di tipo “*fixed tube*”.

Il modello viene fatto quindi convergere per le diverse combinazioni di materiale, ottenendo ancora una volta una mappa indicativa delle entità di variazione coinvolte.

L'asse dell'ascissa è identificata dalle sigle rappresentative del materiale di costruzione. La prima sigla rappresenta il materiale di realizzazione dello “*shell*”, cioè

la struttura di contenimento, mentre la seconda rappresenta il materiale del “*tube*”, cioè delle tubazioni.

Da grafico 5.20, si apprezza una condizione di variabilità molto consistente tra la combinazione di materiale più economica, cioè “*CS-shell/CS-tube*”, contro la versione più costosa, “*Ti-shell/Ti-tube*”, con un incremento del costo che raggiunge anche valori superiori al 700%.

Una seconda valutazione deve essere fatta per la tipologia di scambiatore “*flat plate*” in quanto non si presenta la stessa strutturazione degli scambiatori precedenti con una distinzione tra involucro e tubazioni. I materiali sono rappresentativi della sola realizzazione delle piastre, ma possono trovare una certa associazione rispetto allo studio precedente, essendo l’elenco di alternative il medesimo.

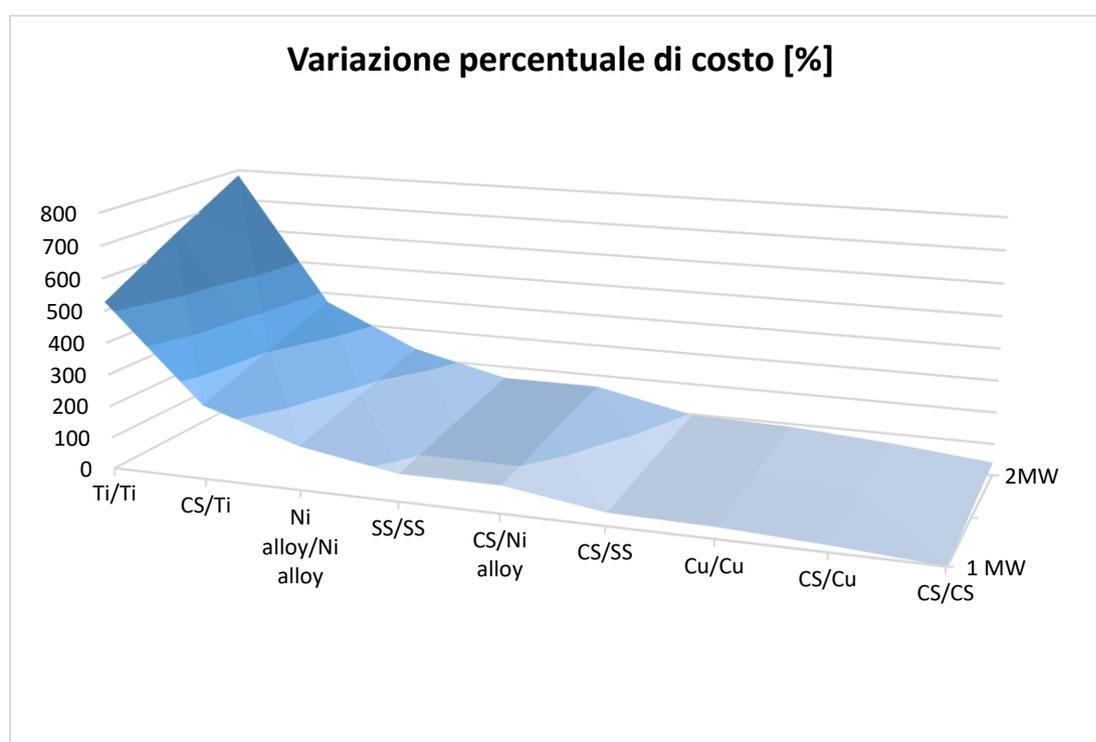


Figura 5.20 - Variazione percentuale del costo in relazione al materiale di costruzione e alla taglia di caldaia

I risultati sono riportati in questo caso in figura 5.21 identificando il “*CS*”, come il materiale meno costoso e dall’altra parte il “*Ti*” come il più costoso con un incremento che tocca il 350%.

Ancora una volta si deve considerare la necessità di realizzare un confronto oltre che a livello economico, anche a livello di prestazione e delle potenzialità garantite da un materiale piuttosto che da un altro.

Fondamentale per i fluidi organici è inoltre la necessità di realizzare una valutazione a livello di compatibilità del fluido operativo scelto, rispetto al materiale di costruzione, al fine di evitare problematiche realizzative e reazioni chimiche non controllate che possono essere causa di danni consistenti e pericolosi.

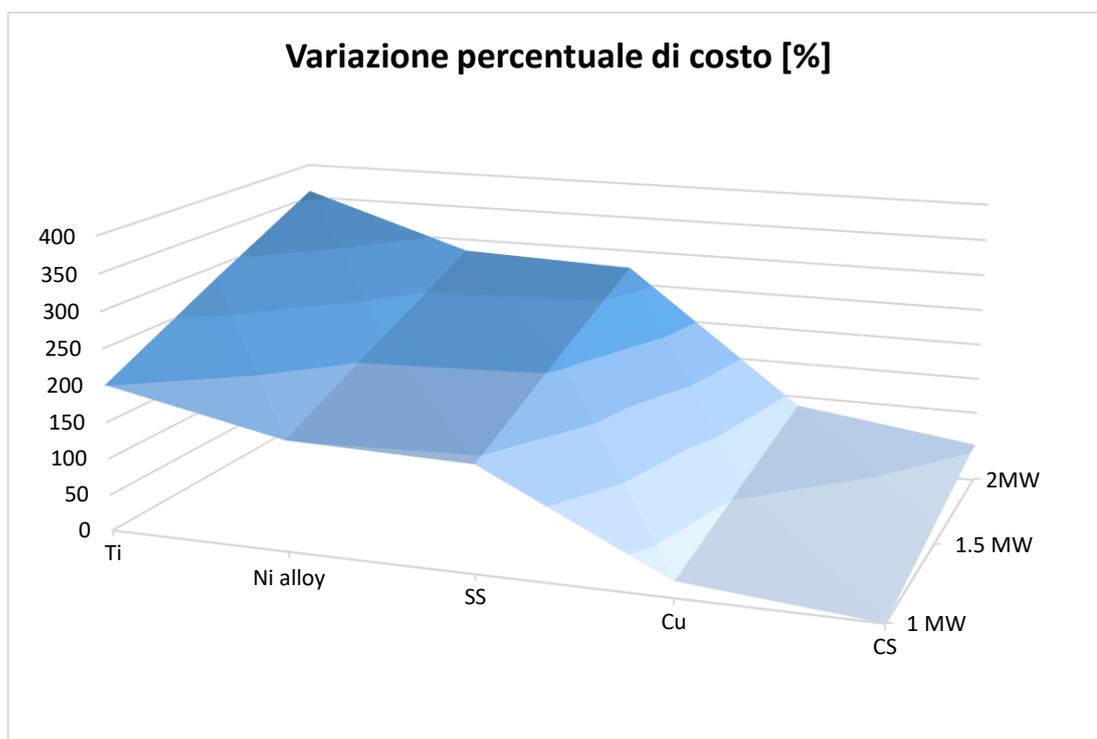


Figura 5.21 - Variazione percentuale del costo in relazione al materiale di costruzione e alla taglia di caldaia (flat plate)

5.4 – Database delle proprietà

Una seconda forma di selezione prevede l'impiego di una tabella precedentemente realizzata in ambiente *Microsoft Excel* che raccoglie al suo interno le principali proprietà caratterizzanti un fluido organico.

Di alcune si sono già effettuate delle adeguate presentazioni nella sezione trattante le proprietà dei fluidi (§ 2.4 – Scelta del fluido organico) e non vengono dunque ripresentate, altre vengono invece introdotte per la prima volta e di queste si effettuerà una breve esposizione.

5.4.1 – Classificazione ASHRAE

Una prima caratterizzazione non esposta nelle sezioni precedenti è l'identificazione della classe di appartenenza dei fluidi secondo quanto approvato dalla ASHRAE.

La classificazione che ne risulta è riassunta dalla tabella riportata in figura 5.22, tratta dalla normativa ANSI/ASHRAE Standard 34-2007.

Si possono quindi identificare due aspetti rilevanti. La prima è la suddivisione in relazione alla tossicità, realizzata tramite le due lettere *A* e *B*, dove la prima identifica una tossicità bassa, mentre la seconda identifica una condizione di tossicità a cui dover prestare maggiore attenzione.

Una seconda divisione viene realizzata attraverso un numero da un minimo di 1, che rappresenta una propagazione nulla di fiamma, ad un massimo di 3, identificativo di una condizione di alta infiammabilità e quindi sicuramente più pericolosa.

		Safety group	
Higher Flammability		A3	B3
		A2	B2
Lower Flammability		A2L*	B2L*
		A1	B1
No flame Propagation			
		Lower Toxicity	Higher Toxicity

*A2L and B2L are lower flammability refrigerants with a maximum burning velocity of ≤ 10 cm/s

Figura 5.22 – Classificazione ASHRAE tratta da normativa ANSI/ASHRAE Standard 34-2007

5.4.2 – Classe di temperatura e gruppo di esplosività

Gli equipaggiamenti vengono identificati in sei classi di temperatura (*T1* a *T6*).

Le classi di temperatura rappresentano la massima temperatura superficiale concessa per i componenti di impianto, in relazione alla temperatura ambiente di $+40^{\circ}\text{C}$ su ogni superficie, che non può mai essere superata in ogni situazione.

Le varie classi di temperatura vengono quindi associate ad una specifica temperatura di riferimento della superficie del componente, ottenendo la catalogazione di tabella 5.23.

Per quanto concerne il gruppo di esplosività, si tratta sostanzialmente di un modo per catalogare l'infiammabilità di un gas o di vapori.

Anche in questo caso si presenta una suddivisione in categorie, identificate dalle lettere *A*, *B* e *C*, richiedendo maggiori requisiti più si tende dalla lettera *A* alla lettera *C*.

Tabella 5.23 – Divisione nelle classi di temperatura

Classe	Temperatura
T1	450 °C
T2	300 °C
T3	200 °C
T4	135 °C
T5	100 °C
T6	85 °C

5.4.3 – Classe di immagazzinamento e di fiamma

La prima proprietà si identifica in inglese con “storage class” ed è costituita da una numerazione a cui ad ogni numero corrisponde una specifica tipologia di sostanza.

Si tratta di fatto di una serie di normative e regolamentazioni che identificano il metodo di conservazione di un determinato fluido organico.

La classe di immagazzinamento caratterizza inoltre le principali proprietà di infiammabilità e come esse influiscano sulla condizione di conservazione, oltre che l'eventuale reazione che può presentare quella classe di fluidi con uno specifico materiale, quindi le limitazioni nella realizzazione delle condotte e delle cisterne.

La classe di fiamma invece rappresenta il tipo di fiamma in relazione al materiale che sta bruciando. Questo si ripercuote in particolare sul metodo di soppressione della fiamma oltre che ai materiali da impiegare.

La maggior parte dei fluidi raccolti rientrano nella categoria *B* e *C*.

Con *B* si definiscono i fluidi appartenenti alla classe di liquidi infiammabili, mentre con *C* i fluidi i cui gas sono infiammabili ed entrambi presentano una inibizione chimica della reazione a catena.

5.4.4 – Scelta dei limiti e considerazioni

Attraverso l'impiego di un codice sviluppato personalmente in ambiente *MATLAB* si attua una selezione dei fluidi attraverso l'imposizione dei valori limiti delle proprietà dei fluidi.

In questo modo si ha la certezza che i fluidi forniti dal processo di selezione siano solo i fluidi più adatti ad operare nel ciclo a fluido organico dell'impianto secondo le condizioni al contorno che lo contraddistinguono.

Una volta effettuata la selezione, gli eventuali fluidi ottenuti, devono essere fatti girare nel modello di ottimizzazione operante con algoritmo genetico e i risultati devono essere confrontati con quelli sopra esposti per i fluidi già identificati come i più promettenti per le prestazioni garantite.

In tabella 5.24 sono presentati i limiti imposti.

Tabella 5.24 – Imposizione dei limiti nella selezione dei fluidi

Parametro	Imposizione		
	Scelta pendenza	dry	isentropic
Massima GWP	100		
Massima ODP	100		
Fluidi bannati	No		
T maximum	210 °C		
P maximum	1 bar		
T critical	180 °C		
P critical	1 bar		
T decomposition	230 °C		
T melting	40 °C		
ASHARE	A1	A2	A2L
T ignition	230 °C		
Temperature class	T1	T2	T3
Explosion point	250 °C		
Explosion group	-		
Storage group	-		

In particolare si osserva come si richiede il solo impiego di fluidi con pendenze positive o infinite, in modo tale da non rilevare problematiche di titolo troppo basso in uscita dal processo di espansione.

Questa scelta è accompagnata dalla presenza di un recuperatore che sfrutta in maniera adeguata l'eccesso termico posseduto dal fluido in uscita dall'espansione, prima dell'ingresso al condensatore.

Si garantisce un ampio margine per quanto concerne sia il GWP che l'ODP, in quanto non sono ancora definiti degli effettivi limiti ai valori che questi due parametri possono

assumere. Ovviamente tanto minori sono le entità dello specifico fluido, tanto più alta sarà la propensione verso la scelta di tale fluido.

Per quanto concerne le temperature massime e critiche, si tratta di fornire i valori minimi che il fluido può presentare per quello specifico parametro. Questo sta a significare che saranno accettati tutti i fluidi con un valore uguale o maggiore a quanto imposto. Si richiede che la temperatura massima sia poco superiore alla temperatura massima raggiunta dal fluido caldo in ingresso all'evaporatore ($T_{hot,in}$), e una temperatura critica che sia pari alla temperatura di uscita del medesimo fluido (acqua) dall'evaporatore ($T_{hot,out}$), in modo da prevedere anche la presenza di eventuali cicli supercritici.

Per quanto concerne le pressioni, non si sono fornite particolari limitazione. Sono accettati tutti i fluidi che abbiano una pressione massima e una pressione critica superiore al valore unitario, in quanto è più complicato stabilire dei range di pressione adatti al ciclo.

La temperatura di decomposizione deve essere superiore a $230\text{ }^{\circ}\text{C}$, quindi un valore poco superiore alla temperatura massima del fluido caldo in ingresso all'evaporatore pari a $200\text{ }^{\circ}\text{C}$. Quest'ultima temperatura non verrà mai raggiunta dal ciclo ORC, in quanto nello scambiatore di calore si richiede la verifica di una certa differenza di temperatura, definita di pinch point, tra i due fluidi circolanti. Ma per una ragione di sicurezza, si è fornito un certo margine rispetto alla condizione di temperatura massima, in modo tale che in caso di surriscaldamento del ciclo a livelli di temperatura superiori a quelli di esercizio, ci sia comunque la possibilità di salvaguardare le proprietà del fluido.

La temperatura di solidificazione è stata imposta a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, in quanto la minor temperatura di condensazione può essere al più i $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ di ritorno del fluido freddo dalle utenze termiche. Se si volesse realizzare anche la scelta di un fluido adatto a lavorare in un ciclo che, da cogenerativo produca solo energia elettrica, allora in tal caso si dovrebbe abbassare il valore imposto a circa $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Nella scelta della classificazione ASHRAE si opera solo con fluidi che abbiano un certo margine di sicurezza sia in termini di tossicità che di infiammabilità. Quindi si impone il limite di scelta di soli fluidi appartenenti alla categoria A di tossicità e che al più possano assumere valore 2 di infiammabilità.

Per quanto riguarda la temperatura di ignizione è stata imposta poco superiore al valore massimo di temperatura di ciclo, garantendo un certo margine di sicurezza. Margine che è stato incrementato nel caso del punto di esplosione, in quanto di maggiore pericolosità per la salvaguardia del ciclo.

Le classi di temperatura infine sono state imposte fino ad un massimo di T_3 , in quanto i valori di temperatura coinvolti per classi superiori sono troppo basse rispetto ai requisiti di ciclo.

I fluidi risultanti dalla selezione, conseguenza dei limiti imposti, sono raccolti nella tabella 5.25.

Trattasi in particolare di fluidi già testati nella fase di selezione iniziale che prevedeva uno studio del processo di ottimizzazione con popolazione e generazioni basse, in modo da fornire solo delle indicazioni iniziali delle performance del fluido.

Da questo punto di vista quindi non si è rilevato nessun nuovo fluido diverso da quelli che sono i fluidi più comunemente citati in letteratura.

Questo è accompagnato anche dalle limitazioni che presentano le librerie delle proprietà dei fluidi, in cui possono rilevarsi delle lacune di implementazione, soprattutto per i fluidi di ultima generazione.

Tabella 5.25 – Elenco dei fluidi risultanti dalla selezione

Cicloesano
Ciclopentano
D4
D5
D6
Dimethyl carbonate (DMC)
Isoesano
MD2M
MD3M
MD4M
MDM
MethylCicloesano (C1CC6)
MM
Pentano
PropylCicloesano (C3CC6)

Tale aspetto limita gli studi per quelli che sono i risvolti futuri e la possibilità di sviluppo tecnologico, ma bisogna tenere conto della necessità di studi approfonditi e di test in laboratorio, che devono comunque essere realizzati sullo specifico fluido al fine di verificarne le effettive potenzialità ed adeguatezza all'uso industriale.

Conclusioni

Nel lavoro di tesi si intende fornire una soluzione alla richiesta di un committente, il quale definisce le condizioni al contorno di un impianto di produzione energetica in relazione agli attuali sviluppi di mercato.

In particolare si richiede di generare potenza elettrica e potenza termica, in una forma di produzione che viene definita cogenerativa, stabilendo per la potenza termica il range di temperature alle quali renderla disponibile. Nello specifico l'acqua che funge da fluido termovettore deve essere resa disponibile alla temperatura di 80°C e tornare dalle utenze termiche nell'impianto ad una temperatura minima di 60°C .

Tale produzione deve essere garantita tramite una caldaia a biomassa, fonte rinnovabile dall'impatto ambientale pressoché nullo, disponibile praticamente ovunque essendo di origine diversificata. La caldaia è resa disponibile in tre taglie termiche operative, corrispondenti a: 1 MW , 1.5 MW e 2 MW .

Al fine di soddisfare le richieste, ci si propone di sfruttare un impianto ORC, cioè un impianto basato sui medesimi componenti e le medesime considerazioni di un ciclo tradizionale, ma anziché far uso del più comune vapor d'acqua, prevede l'impiego di fluido organico.

Grazie alle proprietà di tali fluidi, cioè peso molecolare elevato e bassa temperatura di evaporazione, si riesce a sfruttare in maniera più efficiente la fonte di calore a medio/bassa temperatura di cui si dispone, non richiedendo pressioni eccessive che potrebbero intaccare la salvaguardia dei singoli componenti, permettendo inoltre di contenere le spese.

Questi elementi sono dunque fondamentali sia a livello tecnico di operatività del sistema, sia a livello economico di un potenziale guadagno, sia a livello ambientale di sfruttamento adeguato della fonte di calore originaria.

La maggiore complicazione nell'attuazione di un tale tipo di impianto risiede nella selezione del fluido operativo più adeguato, a partire da un elenco numeroso di possibili alternative.

Al fine di determinare il fluido migliore, si è realizzata quindi una serie di valutazioni. In primo luogo attraverso un processo di ottimizzazione rapido per apprezzare le effettive potenzialità del fluido con le condizioni al contorno desiderate.

In secondo luogo sfruttando delle analisi energetiche, exergetiche ed economiche per poter disporre di parametri di confronto e di selezione.

Tutto questo è stato compiuto su due elenchi di possibili fluidi: il primo rappresentante i fluidi più comunemente citati e trattati in letteratura, il secondo è ottenuto a partire dall'elenco reso disponibile da due librerie delle proprietà su cui si è compiuta una

procedura di definizione dei limiti massimi e minimi dei parametri caratteristici per poter estrapolare solo quelli potenzialmente adatti ad operare nel ciclo secondo le condizioni al contorno imposte.

Le analisi, così come il processo di ottimizzazione è stato realizzato tramite supporto informatico, all'interno dell'ambiente *MATLAB*, con l'integrazione di parametri disponibili nelle due librerie dei fluidi *REFPROP* e *COOLPROP*.

I risultati ottenuti dimostrano una buona possibilità di alternative su cui poter concentrare l'attenzione.

In primo luogo ci si propone di ottenere un unico fluido in comune per le tre taglie, in modo da semplificare la gestione al committente degli impianti, non dovendo associare ad ogni taglia un fluido diversificato.

La possibilità di selezionare un fluido organico comune è resa possibile dal fatto di avere a disposizione una buona gamma di fluidi, con produzioni elettriche e termiche molto ravvicinate, giustificando un tale tipo di imposizione senza intaccare eccessivamente le produttività degli impianti nelle tre taglie operative.

I fluidi vengono a questo punto comparati tra loro sfruttando i parametri forniti dalle tre analisi principali condotte, quindi energetica, exergetica ed economica, oltre a essere poi integrate da valutazioni su parametri secondari, ma rilevanti quali pressioni e volumi.

L'impiego di tali parametri permette un confronto sicuramente più completo rispetto alla sola comparazione delle potenze garantite, che non considerano appieno tutti gli aspetti da apprezzare nella realizzazione di un impianto, ma che risultano per giunta difficili da comparare essendo le produzioni non coerenti in ogni taglia e avendo a disposizione due forme energetiche diversificate da studiare.

I confronti sono stati in particolar modo condotti associando un valore di riferimento ai risultati conseguiti da uno specifico fluido, posti pari a 100, e proporzionando poi i risultati degli altri fluidi a questo secondo degli appositi rapporti, trasposti in forma grafica tramite degli istogrammi.

L'attuazione di questa procedura permette di costituire dei rapidi confronti tra le entità dei singoli fluidi, permettendo così di cogliere le performance migliori e di quanto variano all'interno della medesima taglia di caldaia.

Il fluido selezionato quale indice di riferimento risulta essere il benzene.

La valutazione è stata inoltre completata con la realizzazione di classifiche parziali rispetto ai singoli parametri analizzati, permettendo quindi l'attribuzione di un punteggio ad ogni singolo fluido.

Il punteggio complessivo, somma dei punteggi in ogni singolo elemento di confronto, permette la realizzazione di una classifica riassuntiva comprensiva dei vari studi, che

permette di determinare l'ordine dei fluidi che più spesso hanno garantito le performance migliori.

Il primo fluido della lista, quindi su cui protende la scelta, è il benzene, ma prima di poterlo accettare è necessario studiare gli aspetti ambientali e di tossicità.

Risulta infatti dalle analisi chimiche che si tratta di un fluido cancerogeno e le prestazioni conseguite dal benzene nelle singole analisi discostano tutte meno dell'1% da quelle garantite dal secondo fluido della lista, cioè il DMC.

I risultati conseguiti non giustificano la scelta di un fluido pericoloso per la salute umana, facendo perciò propendere la scelta verso il DMC, di cui non si riportano particolari aspetti di pericolosità all'uomo nel lungo e nel medio termine, ma di cui non si conoscono i valori specifici di impatto ambientale.

In linea di massima si riportano dei rendimenti elettrici di ciclo pari al 12%.

La produzione termica riscontra una percentuale dell'86% rispetto alla misura termica della caldaia.

A livello economico l'impianto registra dei dati promettenti, con un investimento iniziale comprensivo di componenti, caldaia a biomassa e combustibile raggiunge 1.5 M€ per la taglia inferiore, passando per circa 2.2 M€ e arrivando a sfiorare i 3 M€ per quanto riguarda la misura di caldaia maggiore.

Sono però ampiamente giustificati da un VAN (Valore Attuale Netto) pari a 0.8 M€ per la taglia di 1 MW, assestandosi a 2.9 M€ per la taglia da 2 MW termici.

Questi parametri economici si traducono in un LCOE di 0.037 €/kWh per l'energia elettrica e fanno registrare un effettivo guadagno dopo circa 6 anni di attività dell'impianto, comparati ai 15 anni previsti di vita complessiva.

I possibili risvolti di un tale tipo di impianto sono la decentralizzazione della produzione elettrica accompagnata per di più dalla produzione termica, completando così le richieste energetiche dei possibili utenti.

In questo modo si riesce a far avvicinare la produzione agli utenti, garantendo maggiore disponibilità energetica in termini di continuità e permettendo una maggiore accessibilità, anche in zone rurali e distaccate che trovano difficoltà ad essere pienamente soddisfatte.

Un ulteriore punto di vantaggio rispetto ai centri di produzione centralizzati risiede nella distribuzione dell'energia termica.

Se infatti l'energia elettrica può essere facilmente trasportata anche per lunghe distanze tramite le reti elettriche, la potenza termica riscontra notevoli complicazioni da questo punto di vista, subendo ingenti perdite o comportando elevati costi. L'avvicinarsi dunque alle utenze finali con dei centri di produzione distribuita, facilita notevolmente tale situazione.

Per quanto riguarda le possibilità di miglioramento, si può focalizzare l'attenzione sui fattori di carico rappresentativi della produzione elettrica e della produzione termica. Si riscontra infatti una maggiore continuità nella produzione elettrica, rispetto alla termica, legata soprattutto a una minore richiesta di quest'ultima.

Tale aspetto si ripercuote sui possibili profitti. Infatti l'impianto si trova ad operare per molte ore non sfruttando appieno le sue potenzialità. Si possono dunque seguire due alternative principali.

La prima prevede l'abbassamento delle temperature di condensazione nel momento in cui la richiesta termica risulti nulla. In questo modo si bilancia la mancata produzione termica con una maggiore produzione elettrica.

La seconda alternativa prevede invece una produzione trigenerativa, quindi oltre alla produzione elettrica e alla produzione termica, sfruttare il calore in eccesso per la produzione di una terza forma energetica, cioè la refrigerazione.

Bibliografia

- [1] A. Cavallini e L. Mattarolo, *Termodinamica Applicata*, CLEUP, 1990.
- [2] Q. Liu, Y. Duan e Z. Yang, «Effect of condensation temperature glide on the performance of organic Rankine cycles with zeotropic mixture working fluids,» *Applied Energy*, vol. CXV, pp. 394-404, 2014.
- [3] N. A. Lai, M. Wendland e J. Fischer, «Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles,» *Energy*, vol. XXXVI, pp. 199-211, 211.
- [4] S. Karellas, A. Schuster e A.-D. Leontaritis, «Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design,» *Applied Thermal Engineering*, Vol. %1 di %2XXXIII - XXXIV, pp. 70-76, 2012.
- [5] S. Quoilin, *Sustainable energy conversion through the use of organic Rankine cycles for waste heat recovery and solar applications*, Belgium: PhD thesis. University of Liège, 2011.
- [6] E. Macchi e M. Astolfi, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*, Casa editrice Elsevier, 2017.
- [7] European Commission, «Climate Action,» [Online]. Available: https://ec.europa.eu/clima/policies/international/negotiations/paris_en. [Consultato il giorno 6 Novembre 2017].
- [8] B. F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis e G. Papadakis, «Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. XV, pp. 3963-3979, 2011.
- [9] B. F. Tchanche, M. Pétrissans e G. Papadakis, «Heat resources and organic Rankine cycle machines,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. XXXIX, pp. 1185-1199, 2014.
- [10] V. Maizza e A. Maizza, «Unconventional working fluids in organic rankine-cycles for waste energy recovery systems,» *Applied Thermal Engineering*, vol. XXI, n. 3, pp. 381-390, 2001.
- [11] L. J, «Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC),» *International Journal of Production Economics*, vol. XLI, n. 1-3, pp. 227-235, 1995.
- [12] C. Kuo, S. Hsu, K. Chang e C. Wang, «Analysis of a 50 kW organic Rankine cycle system,» *Energy*, vol. XXXVI, n. 10, pp. 5877-5885, 2011.
- [13] J. Bao e L. Zhao, «A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. XXIV, pp. 325-342, 2013.
- [14] E. Macchi e A. Perdichizzi, «Efficiency prediction for axial-flow turbines operating with non conventional fluids,» *Transaction of the ASME Journal of Engineering for Power*, pp. 718-724, Ottobre 1981.
- [15] B. Liu, K. Chien e C. Wang, «Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery,» *Energy*, vol. XXIX, n. 8, pp. 1207-1217, 2004.
- [16] J. Bruno, J. Lopez-Villada, E. Letelier, S. Romera e A. Coronas, «Modelling and optimisation of solar organic Rankine cycle engines for reverse osmosis desalination,» *Applied Thermal Engineering*, vol. XXVIII, n. 17-18, pp. 2212-2226, 2008.

- [17] M. Z. Stijepovic, P. Linke, A. I. Papadopoulos e A. S. Grujic, «On the role of working fluid properties in Organic Rankine Cycle performance,» *Applied Thermal Engineering*, vol. XXXVI, pp. 406-413, 2012.
- [18] C. Invernizzi, P. Iora e P. Silva, «Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines,» *Applied Thermal Engineering*, vol. XXVII, pp. 100-110, 2007.
- [19] W. C. Andersen e T. J. Bruno, «Rapid screening of fluids for chemical stability in organic Rankine cycle applications,» *Industrial and Engineering Chemistry Research*, vol. XLIV, n. 15, pp. 5560-5566, 2005.
- [20] G. Towler e R. K. Sinnott, *Chemical engineering design: principles, practice and economics of plant and process design*, Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2013.
- [21] «Global Warming Potential,» Wikipedia, 13 Novembre 2017. [Online]. Available: https://it.wikipedia.org/wiki/Global_Warming_Potential. [Consultato il giorno 14 Novembre 2017].
- [22] O. Badr, S. Probert e P. O'Callaghan, «Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine,» *Applied Energy*, vol. XXI, n. 1, pp. 1-42, 1985.
- [23] «Punto di bolla,» Wikipedia, 16 Giugno 2016. [Online]. Available: https://it.wikipedia.org/wiki/Punto_di_bolla. [Consultato il giorno 14 Novembre 2017].
- [24] M. Kolahi, M. Yari, S. Mahmoudi e F. Mohammadkhani, «Thermodynamic and economic performance improvement of ORCs through using zeotropic mixtures: case of waste heat recovery in an offshore platform,» *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. VIII, pp. 51-70, 2016.
- [25] Y. Wu, Y. Zhu e L. Yu, «Thermal and economic performance analysis of zeotropic mixtures for organic Rankine cycles,» *Applied Thermal Engineering*, vol. XCVI, pp. 57-63, 2016.
- [26] O. A. Oyewunmi, C. J. Kirmse, A. M. Pantaleo e C. N. Markides, «Performance of working-fluid mixtures in ORC-CHP systems for different heat-demand segments and heat-recovery temperature levels,» *Energy Conversion and Management*, vol. XCVI, pp. 1508-1524, 2017.
- [27] G. Forsberg, «Biomass energy transport: analysis of bio-energy transport chains using life cycle inventory method,» *Biomass Bioenergy*, vol. XIX, n. 1, pp. 17-30, 2000.
- [28] J. Cundiff, N. Dias e H. Sherali, «A linear programming approach for designing a herbaceous biomass delivery system,» *Bioresour. Technol.*, vol. LIX, n. 1, pp. 47-55, 1997.
- [29] F. Mafakheri e F. Nasiri, «Modeling of biomass-to-energy supply chain operations: Applications, challenges and research directions,» *Energy Policy*, vol. LXVII, pp. 116-126, 2014.
- [30] S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef e V. Lemort, «Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. XXII, pp. 168-186, 2013.
- [31] A. Pezzuolo, A. Benato, A. Stoppato e A. Mirandola, «The ORC-PD: A versatile tool for fluid selection and Organic Rankine Cycle unit design,» *Energy*, vol. CII, pp. 605-620, 2016.
- [32] E. Lemmon, M. McLinden e M. Huber, «NIST reference thermodynamic and transport properties -- REFPROP,» U.S. Department of Commerce, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, Maryland, USA, 2010.

- [33] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin e V. Lemort, «Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp,» Industrial & Engineering Chemistry Research, 2014.
- [34] E. Macchi e A. Perdichizzi, «Efficiency Prediction for Axial-Flow Turbines Operating with Nonconventional Fluids,» *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. CIII, n. 4, pp. 718-724, Ottobre 1981.
- [35] A. Perdichizzi e G. Lozza, «Design Criteria and Efficiency Prediction for Radial Inflow Turbines,» *International Gas Turbine Conference and Exhibition*, vol. 1, 1987.
- [36] G. Angelino, M. Gaia e E. Macchi, «A review of Italian activity in the field of ORCs,» Proc. of the Int. VDI Seminar, Zurich, CH, 1984.
- [37] A. Lazzaretto e G. Manente, «A New Criterion to Optimize ORC Design Performance using Efficiency Correlations for Axial and Radial Turbines,» *International Journal of Thermodynamics*, vol. XVII, n. 3, pp. 173-171, 2014.
- [38] J. H. Holland, *Adaptation in Natural and Artificial Systems: An Introductory Analysis with Applications to Biology, Control and Artificial Intelligence*, MA, USA: MIT Press Cambridge, 1992.
- [39] «Okpedia, enciclopedia economia,» OKPEDIA, 14 Giugno 2015. [Online]. Available: http://www.okpedia.it/algorithmo_genetico. [Consultato il giorno 7 Gennaio 2018].
- [40] Y. Dai, J. Wang e L. Gao, «Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery,» *Energy Conversion and Management*, vol. L, pp. 576-582, 2009.
- [41] R. Turton, R. C. Bailie, W. B. Whiting, J. A. Shaeiwitz e D. Bhattacharyya, *Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes*, Pearson Education, 2015.
- [42] V. Long Le, A. Kheiri, M. Feidt e S. Pelloux-Prayer, «Thermodynamic and economic optimizations of a waste heat to power plant driven by a subcritical ORC (Organic Rankine Cycle) using pure or zeotropic working fluid,» *Energy*, vol. LXXVIII, pp. 622-638, 2014.
- [43] A. S. Mundada, K. K. Shah e J. Pearce, «Levelized cost of electricity for solar photovoltaic, battery and cogen hybrid systems,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. LVII, pp. 692-703, 2016.
- [44] I. f. O. S. a. H. o. t. G. S. A. Insurance, «GESTIS Substance Database,» IFA, [Online]. Available: http://gestis.itrust.de/nxt/gateway.dll/gestis_en/000000.xml?f=templates&fn=default.htm&vid=gestiseng:sdbeng. [Consultato il giorno Febbraio 2018].
- [45] «Benzene,» 28 Gennaio 2018. [Online]. Available: <https://it.wikipedia.org/wiki/Benzene>. [Consultato il giorno 06 Febbraio 2018].
- [46] A. Borsukiewicz-Gozdur, «Pumping work in the organic Rankine cycle,» *Applied Thermal Engineering*, vol. LI, n. 1-2, pp. 781-786, 2013.
- [47] G. D. Ulrich, *A Guide to Chemical Engineering Process Design and Economics*, New York: John Wiley and Sons, 1984.