



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA



DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

**CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN
INGEGNERIA ENERGETICA**

**TESI DI LAUREA MAGISTRALE IN
INGEGNERIA ENERGETICA**

**Ottimizzazione di un Organic Rankine Cycle
operante con miscele zeotropiche per il
recupero di calore da fonti ad alta e bassa
temperatura**

RELATORE: Prof. Anna Stoppato

CORRELATORI: Ing. Alberto Benato

Ing. Alex Pezzuolo

LAUREANDO: Luca Dotto

ANNO ACCADEMICO 2015-16

Dedico questo lavoro alla mia famiglia,
che mi ha sempre sostenuto ed incoraggiato
in tutto il mio percorso universitario.

Sommario

L'obiettivo di questa tesi è quello di analizzare, sia dal punto di vista termodinamico che economico, le prestazioni di un Organic Rankine Cycle operante con miscele zeotropiche. Utilizzando il software *MATLAB* si è realizzato un codice relativo ad un ciclo con configurazione tradizionale recuperativa alimentato prima da una fonte di calore ad alta temperatura e successivamente da una a bassa temperatura. Si è poi realizzato un secondo codice relativo ad un ciclo con configurazione a cascata alimentato da una sorgente ad alta temperatura. Le simulazioni relative agli impianti alimentati dalla sorgente ad alta temperatura sono state effettuate utilizzando come fluido operativo le miscele binarie ottenute a partire da una lista di cinque fluidi organici differenti. Per gli impianti alimentati dalla sorgente a bassa temperatura le miscele sono state invece ottenute a partire da una lista di sei fluidi.

Utilizzando un algoritmo genetico si è effettuato un processo di ottimizzazione avente come obiettivo la massimizzazione della potenza elettrica erogata. I risultati ottenuti dalle simulazioni sono stati poi utilizzati per effettuare un'analisi degli impianti dal punto di vista termodinamico ed economico.

In generale con l'utilizzo di miscele zeotropiche è stato riscontrato un aumento della potenza elettrica erogata rispetto agli impianti operanti con fluidi puri a partire dalle medesime condizioni a contorno e sfruttando le stesse sorgenti di calore. L'aumento medio percentuale più elevato è stato rilevato nel caso degli impianti alimentati dalla sorgente di calore a bassa temperatura. Si è però calcolato che il costo degli impianti operanti con miscele è generalmente più elevato rispetto a quello degli impianti operanti con fluido puro. Infine le prestazioni degli impianti con configurazione a cascata sono state peggiori di quelle degli impianti in configurazione tradizionale recuperativa.

Indice

Elenco delle tabelle	3
Elenco delle figure	5
Elenco dei simboli	9
Introduzione	17
1 Termodinamica del ciclo Rankine	19
1.1 Il fluido operativo	19
1.1.1 Le proprietà fisiche e termodinamiche	21
1.2 La scelta del fluido	27
1.2.1 I fluidi puri	27
1.2.2 Le miscele di fluidi puri	29
1.3 Il ciclo Rankine	32
1.3.1 Il ciclo Rankine Base	32
1.3.2 I cicli Rankine supercritici	34
1.3.3 Il ciclo Rankine a fluido organico	35
1.4 Le sorgenti di calore	38
1.4.1 Biomassa	38
1.4.2 Solare Termico	39
1.4.3 Fonti Geotermiche	39
1.4.4 Calore di scarto	40
1.4.5 Oceani	40
2 Analisi del ciclo di Potenza: configurazione tradizionale recuperativa	43
2.1 Le sorgente di calore ed il ciclo sottoposto	43
2.1.1 Sorgente di calore ad alta temperatura	43
2.1.2 Sorgente di calore a bassa temperatura	44

2.2	Gli strumenti utilizzati	45
2.2.1	Validazione del modello	45
2.3	I fluidi utilizzati	46
2.4	Descrizione del modello	48
2.4.1	Condizioni a contorno	51
2.4.2	I componenti dell'impianto	51
2.5	Analisi Energetica, Exergetica ed Economica	60
2.6	L'algoritmo genetico	78
3	Risultati dell'ottimizzazione della potenza: configurazione tradi-	
	zionale recuperativa	87
3.1	Sorgente di calore ad alta temperatura	87
3.2	Sorgente di calore a bassa temperatura	93
3.3	Discussione	97
4	Analisi del ciclo di Potenza: configurazione a cascata	103
4.1	Sorgente di calore e fluidi utilizzati	103
4.2	Descrizione del modello	104
4.3	Analisi Energetica, Exergetica ed Economica	105
4.4	L'algoritmo genetico	113
5	Risultati dell'ottimizzazione della potenza: configurazione a ca-	
	scata	121
5.1	Risultati	121
5.2	Discussione	126
6	Conclusioni	129
	Bibliografia	131

Elenco delle tabelle

1.1	Confronto fra il ciclo a vapore acqueo ed il ciclo ORC [1].	36
1.2	Potenziati fonti di energia geotermica in Europa per differente range di temperatura [2].	40
2.1	Dati relativi alla sorgente di calore ad alta temperatura [3].	44
2.2	Composizione dei gas di scarico della turbina.	44
2.3	Dati relativi alla sorgente di calore a bassa temperatura.	45
2.4	Condizioni a contorno per la validazione del modello.	45
2.5	Confronto con i dati dello studio [4].	46
2.6	Proprietà degli idrocarburi utilizzati nelle simulazioni.	47
2.7	Indicatori di impatto ambientale e indicatori di pericolo degli idro- carburi utilizzati nelle simulazioni.	48
2.8	Lista dei codici <i>GHS</i> utilizzati.	49
2.9	Descrizione dei punti fondamentali del ciclo Rankine.	50
2.10	Condizioni a contorno del modello nel caso di sorgente ad alta temperatura.	52
2.11	Condizioni a contorno del modello nel caso di sorgente a bassa temperatura.	52
2.12	Variabili indipendenti dell'analisi economica nel caso di sorgente ad alta temperatura.	72
2.13	Variabili indipendenti dell'analisi economica per il caso a bassa temperatura.	73
2.14	Limiti inferiori e superiori del vettore delle variabili di ottimiz- zazione nel caso della sorgente HT (sopra) e della sorgente LT (sotto).	79
3.1	Risultati dell'ottimizzazione del modello di ORC semplice utilizzan- do la sorgente ad alta temperatura.	88
3.2	Risultati dell'ottimizzazione del modello di ORC semplice utilizzan- do la sorgente a bassa temperatura.	93

4.1	Condizioni a contorno del modello con ciclo in cascata.	104
4.2	Descrizione dei punti fondamentali del ciclo ORC topping (ciclo 1) e del ciclo ORC bottoming (ciclo 2).	106
4.3	Limiti inferiori e superiori del vettore delle variabili di ottimizzazione nel caso del modello di ciclo ORC a cascata.	114
5.1	Risultati dell'ottimizzazione del modello di ORC semplice utilizzando la sorgente HT.	122

Elenco delle figure

1.1	Esempio di diagramma T-s dell'acqua e di alcuni fluidi organici [2].	20
1.2	Effetti del calore latente di vaporizzazione sulle irreversibilità del processo di scambio termico [5].	21
1.3	Diagramma di equilibrio di fase (Temperatura-Concentrazione) per la miscela R134a-R123 a 0.495 MPa [6].	29
1.4	Diagrammi T-s del ciclo ORC nel caso di (a) miscela zeotropica di Pentano-Esano (0.5/0.5) e (b) di solo pentano. I profili termici della sorgente di calore e del pozzo freddo sono inclusi nei grafici [7]. . . .	31
1.5	(a)Schema di impianto ORC e (b) caso subcritico (linea piena) e supercritico (linea tratteggiata) nel diagramma T-s [8].	33
1.6	Diagramma T-Q del fluido organico R134a in condizioni di ciclo subcritico(30 bare supercritico 50 bar [9].	34
2.1	Diagramma T-s di un ciclo ORC recuperativo che utilizza la miscela benzene-toluene come fluido di lavoro.	50
2.2	Mappe per la predizione dell'efficienza isoentropica della turbina (a) assiale [10] e (b) radiale [11] in funzione del SP e del VFR	56
2.3	Mappe per la predizione della velocità specifica ottimale della turbina (a) assiale [10] e (b) radiale [11] in funzione del SP e del VFR	56
2.4	Diagramma dei profili termici all'interno del condensatore con evidenziate le 2 sezioni 1 e 2 (il fluido utilizzato è la miscela di Cicloesano-Ciclopentano (0.5/0.5).	64
2.5	Diagramma dei coefficienti di scambio globale (per ottenere il coefficiente è necessario collegare il fluido di processo con il fluido di servizio e leggere il valore del coefficiente U dalla scala centrale)[12].	65
2.6	Diagramma dei profili termici all'interno dell'evaporatore con evidenziate le tre sezioni 1, 2 e 3 (il fluido utilizzato è la miscela di cicloesano-ciclopentano (0.5/0.5)).	67

2.7	Schema logico dell'algoritmo genetico.	80
2.8	Schema logico della funzione obbiettivo.	81
3.1	Profili di scambio termico e diagramma T-s del ciclo ORC operante con la miscela C1CC6-Ciclopentano (0.24/0.76).	89
3.2	Profili di scambio termico e diagramma T-s del ciclo ORC operante con la miscela Esano-Toluene (0.55/0.45).	90
3.3	Profili di scambio termico e diagramma T-s del ciclo ORC operante con la miscela Esano-Cicloesano (0.84/0.16).	91
3.4	Profili di scambio termico e diagramma T-s del ciclo ORC operante con la miscela Eptano-Isoesano (0.41/0.59).	94
3.5	Aumento percentuale di potenza nel caso della sorgente HT (il confronto è effettuato fra la potenza della miscela e quella del miglior fluido puro fra i suoi componenti).	98
3.6	Aumento percentuale di potenza nel caso della sorgente LT (il confronto è effettuato fra la potenza della miscela e quella del miglior fluido puro fra i suoi componenti).	99
3.7	Confronto fra i profili termici dell'evaporatore nel caso delle miscele (a sinistra) C1CC6-Ciclopentano (0.24/0.76) e (a destra) Eptano-Isoesano (0.41/0.59), operanti una con la sorgente HT e l'altra con la sorgente LT.	100
3.8	Confronto fra i costi dei componenti nel caso delle miscele (a sinistra) C1CC6-Ciclopentano (0.24/0.76) e (a destra) Eptano-Isoesano (0.41/0.59), operanti una con la sorgente HT e l'altra con la sorgente LT.	101
4.1	Diagramma T-s di un ciclo ORC con configurazione a cascata operante con la miscela C1CC6-Ciclopentano.	106
4.2	Divisione dello scambio termico dell'evaporatore del ciclo ORC bottoming in tre sezioni.	109
5.1	Profili di scambio termico e diagramma T-s del ciclo ORC nella configurazione a cascata operante con la miscela Esano-Ciclopentano (0.70/0.30).	123
5.2	Profili di scambio termico e diagramma T-s del ciclo ORC nella configurazione a cascata operante con la miscela Esano-Cicloesano (0.86/0.14).	125

5.3	Aumento percentuale di potenza nel caso di impianto ORC con configurazione a cascata (il confronto è effettuato fra la potenza della miscela e quella del miglior fluido puro fra i suoi componenti).	127
-----	---	-----

Elenco dei simboli

A	area [m ²]
$B_{1,2}$	coefficienti usati nel calcolo di F_{BM} (eq. 2.40)
C_m	velocità meridiana [m · s ⁻¹]
C_p	costo di acquisto di un componente [\$]
$C_{1,2,3}$	coefficienti usati nel calcolo di F_p (eq. 2.37)
C_{BM}	bare module equipment cost [\$]
C_{GR}	grassroot cost [\$]
$C_{o\&m}$	operational and maintenance cost [\$]
E_{REC}	efficienza dello scambiatore di calore recuperatore
F	indice di infiammabilità [-]
F_c	fattore di carico
F_m	fattore di materiale
F_p	fattore di pressione
F_t	fattore di temperatura per scambiatori cross-flow
F_{BM}	bare module cost factor
I	perdite exergetiche [W]
$K_{1,2,3}$	coefficienti usati nel calcolo di C_P^0 (eq. 2.36)
Ma	numero di Mach
N_s	velocità specifica

PCI_{fuel}	potere calorifico inferiore del combustibile [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
Q	titolo di vapore [-]
R	costante universale dei gas [$\text{J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
Re	numero di Reynolds
T	temperatura [$^{\circ}\text{C}$], [K]
U	velocità periferica [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
Y	capacità oppure size parameter nella eq. 2.36
$\Delta P(\%)$	differenza di potenza percentuale [%]
ΔT_{ml}	differenza di temperatura media logaritmica
$\dot{V}$	portata volumetrica [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
$\dot{m}$	portata di massa [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
a	velocità del suono caratteristica [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
c_{spec}	calore specifico [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
d	diametro della girante [m]
d_s	diametro specifico
fa	fattore di attualizzazione
h	entalpia specifica [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
n	contatore usato nelle equazioni dei capitoli 2.6 e 4.4
p	pressione [bar]
$p_{el,sold}$	costi risparmiati con l'autoconsumo [$\text{\$} \cdot \text{kWh}^{-1}$]
$p_{fuel\ spec}$	prezzo specifico del combustibile [$\text{\$} \cdot \text{kg}^{-1}$]
s	entropia specifica [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
tax	tassazione vigente
tax_att	tasso di interesse

x_i	frazione di exergia distrutta
E	exergia specifica [$\text{W} \cdot \text{kg}^{-1}$]
EXP	spese [\$]
LCOE	levelized cost of energy [$\text{\$} \cdot \text{kWh}^{-1}$]
MM	massa molare [$\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}$]
N	vita prevista dell'impianto [anni]
P	potenza [W]
PB	tempo di ritorno dell'investimento [anni]
REV	fatturato [\$]
U	coefficiente globale di scambio termico [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
VAN	valore attuale netto [M\$]
X	frazione di massa

Abbreviazioni

CO_2	anidride carbonica
FC	flusso di cassa
FCA	flusso di cassa lordo attualizzato
H_2O	acqua
IP	indice di profitto
LB	lower boundary
NO_x	ossidi di azoto
SO_x	ossidi di zolfo
UB	upper boundary
ACC	air cooled condenser
ALT	atmospheric life time

BWR	back work ratio
CE	comunità europea
CHP	combined heat and power
CSP	concentrated solar power
GWP	global warming potential
HC	idrocarburi
HCFC	idroclofluorocarburi
HFC	idrofluorocarburi
HT	high temperature
ICE	internal combustion engine
LFL	lower flammability limit
LMTD	logarithmic mean temperature difference
LT	low temperature
MCT	module cost technique
MSW	municipal solid waste
NBP	normal boiling point
ODP	ozone depletion potential
OMTS	O-methyltransferases
ORC	organic rankine cycle
OTEC	Oceanic Thermal Energy Conversion
PFC	perfluorocarburi
SP	size parameter
TIT	temperatura di ingresso in turbina
UE	unione europea

UFL upper flammability limit

VAN valore attuale netto

VFR volumetric flow rate

WHR waste heat recovery

Lettere Greche

Δ differenza

η rendimento

γ rapporto tra i calori specifici

μ viscosità dinamica

ω fattore acentrico

ω_r velocità di rotazione [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

ϕ coefficiente di flusso

Ψ coefficiente di stage loading

Ψ_i exergia persa

ρ densità [$\text{kg} \cdot \text{m}^3$]

σ complessità molecolare

φ cifra caratteristica di flusso

Pedici

1 relativo al ciclo ORC topping

2 relativo al ciclo ORC bottoming

alt alternatore

bub ebollizione

cool air cooler

CR critica

<i>drill</i>	scavi del pozzo geotermico
<i>el</i>	elettrica
<i>glide</i>	lente (glide)
<i>in</i>	entrata
<i>is</i>	isoentropico
<i>j</i>	relativo all'anno j
<i>max</i>	massimo
<i>min</i>	minimo
<i>motor</i>	motore
<i>opt</i>	ottimale
<i>out</i>	uscita
<i>provv</i>	provvisorio
<i>r</i>	ridotta
<i>sat</i>	saturazione
<i>sv</i>	vapor saturo
<i>tot</i>	totale
0	ambiente di riferimento
AA	autoaccensione
air	aria di raffreddamento
cond	condensatore
ev	evaporatore
FP	flash point
gen	generatore di corrente elettrica
hot	sorgente calda

mec	meccanico
pp	pinch point
PUMP	pompa
rec	recuperatore
TG	microturbina
th	termica
TUR	turbina
water	acqua del condensatore

Introduzione

Molte fonti di energie rinnovabili (come l'energia solare e geotermica, le biomasse, i rifiuti solidi urbani ed i diversi tipi di calore industriale di scarto) sono una promettente fonte di energia e sono potenzialmente capaci di aiutare a coprire il fabbisogno mondiale di energia elettrica. La corsa a queste risorse è data soprattutto dalla necessità di soddisfare il fabbisogno energetico e dai problemi di inquinamento ambientale dovuti all'eccessiva emissione di CO_2 e di altri inquinanti dell'aria (come NO_x , SO_x etc.). Purtroppo, a causa del basso contenuto exergetico del calore fornito da queste fonti (calore di “bassa qualità”), un'efficiente conversione in energia elettrica risulta difficile se si utilizzano i metodi tradizionali, quali i cicli Rankine a vapor d'acqua [13].

Infatti non solo sfruttare calore a bassa temperatura (sotto ai $340^\circ C$) può risultare meno conveniente dal punto di vista economico poiché il vapor d'acqua a basse pressioni richiede macchinari più voluminosi, ma il ridotto surriscaldamento del vapore può provocare la parziale condensazione all'interno della turbina che porta al danneggiamento delle pale [14].

L'utilizzo dell'acqua come fluido operativo è infatti consigliato solo per applicazioni ad alta temperatura in grandi impianti centralizzati [15].

Per sfruttare al meglio le fonti di calore a bassa temperatura gli impianti ORC (Organic Rankine Cycle) risultano una delle migliori soluzioni. Essi funzionano in modo molto simile ai cicli Rankine a vapor d'acqua, ma utilizzano come fluido operativo fluidi organici. Dato che a parità di pressione molti fluidi organici hanno una temperatura di ebollizione più bassa dell'acqua e un minore calore di vaporizzazione, con i cicli ORC è possibile sfruttare calore a bassa temperatura che prima sarebbe rimasto inutilizzato. Inoltre l'utilizzo di fluidi aventi peso molecolare maggiore rispetto al quello dell'acqua può portare ad un'elevata efficienza della turbina e può permettere l'utilizzo di espansori a singolo stadio che sono più economici [14].

In questo lavoro di tesi vengono analizzate due metodologie che potrebbero

portare ad un miglioramento dell'efficienza degli impianti ORC, in particolare l'utilizzo di miscele zeotropiche come fluido operativo e l'utilizzo di cicli ORC in cascata.

L'utilizzo di miscele come fluido operativo porta alla diminuzione delle irreversibilità grazie ad un miglior accostamento dei profili di temperatura sia nel condensatore che nell'evaporatore. Le miscele zeotropiche possono rivelarsi un approccio interessante al tentativo di migliorare le prospettive economiche di alcuni impianti, per esempio i sistemi ORC geotermici. Inoltre l'utilizzo di miscele aumenta il ventaglio di possibili fluidi operativi per impianti ORC, cosa molto importante in un contesto dove restrizioni legali presenti e future hanno reso inutilizzabili numerosi fluidi (per esempio i refrigeranti fluorinati) [1].

Cicli ORC con configurazioni avanzate come il ciclo ORC a cascata possono essere utilizzati come cicli binari per generare energia elettrica utilizzando differenti fonti di energia. Nel ciclo ORC a cascata due differenti cicli ORC vengono accoppiati in serie: il condensatore del ciclo di livello superiore (topping) funge infatti da evaporatore per il ciclo di livello inferiore (bottoming).

Per simulare il comportamento degli impianti ORC sopracitati è stato utilizzato l'ambiente di lavoro MATLAB. Dopo una breve descrizione delle caratteristiche base di un ciclo ORC e dei fluidi operativi, vengono descritti i modelli del ciclo ORC semplice ed a cascata, entrambi operanti con miscele zeotropiche binarie come fluido operativo. I risultati ottenuti con le miscele zeotropiche vengono comparati con quelli ottenuti lavorando con fluido puro. Nel caso del ciclo ORC recuperativo le simulazioni sono state condotte utilizzando due differenti sorgenti di calore, una ad alta temperatura ($280\text{ }^{\circ}\text{C}$) ed una a bassa temperatura ($150\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Capitolo 1

Termodinamica del ciclo Rankine

1.1 Il fluido operativo

I fluidi organici sono numerosi e possono essere classificati secondo diversi parametri:

- la pendenza della curva di saturazione del vapore;
- la composizione molare e la famiglia di appartenenza;
- il punto critico;
- la complessità molecolare;
- le proprietà fisiche;
- le proprietà termodinamiche;
- i parametri di sicurezza;

La prima classificazione si basa sulla pendenza della curva di saturazione del vapore. Questa catalogazione è molto importante perché sono necessari accorgimenti tecnici differenti a seconda della categoria di fluidi presa in considerazione. Da essa inoltre dipenderanno l'efficienza del ciclo e la potenza estratta [16].

A seconda che la pendenza sia positiva, infinita oppure negativa i fluidi possono essere catalogati come umidi (wet), isoentropici (isoentropic) e secchi (dry) (figura 1.1). I fluidi “umidi” sono quei fluidi la cui pendenza della curva di saturazione del vapore nel diagramma T-s è negativa (ovvero la pendenza dT/ds è negativa). Quando la pendenza è positiva il fluido viene chiamato “secco” (dry), mentre se la pendenza tende ad infinito, ovvero la curva è pressoché verticale, il fluido viene

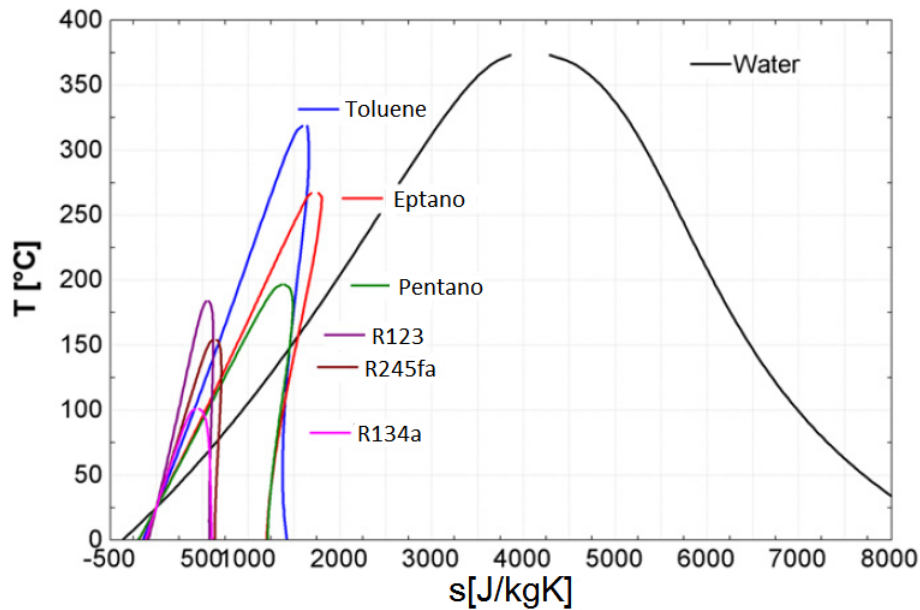


Figura 1.1: Esempio di diagramma T-s dell'acqua e di alcuni fluidi organici [2].

definito isoentropico.

I fluidi umidi, come acqua ed ammoniaca, sono caratterizzati da un basso titolo del vapore a fine espansione. Questa caratteristica può essere molto pericolosa per l'impianto poiché le goccioline che si formano quando il fluido comincia a condensare possono creare danni e fenomeni di erosione nell'espansore. Per ovviare a questo problema si sottopone il fluido a surriscaldamento in modo che all'uscita dell'espansore abbia ancora un titolo del vapore sufficientemente alto. Nella fase vapore la conducibilità termica è più bassa e per questo motivo il surriscaldatore è dotato di un area di scambio estesa che comporta un aumento dei costi dell'impianto.

I fluidi secchi ed isoentropici invece non soffrono di questa problematica ed il surriscaldatore può essere evitato. Nel caso dei fluidi secchi il fluido che entra nell'espansore nello stato di vapore saturo, dopo una espansione isoentropica si troverà nello stato di vapore surriscaldato. Prima del condensatore dovrebbe essere sottoposto a desurriscaldamento: una soluzione è quella di sfruttare questo calore per riscaldare il fluido in ingresso nell'evaporatore attraverso uno scambiatore di calore recuperativo. Nella maggior parte dei casi questo comporta un aumento dell'efficienza a prezzo di una maggior complessità dell'impianto e di un aumento del costo complessivo. Un surriscaldamento a monte dell'espansore potrebbe portare alla presenza di fluido eccessivamente surriscaldato all'uscita dell'espansore stesso, fattore che potrebbe portare ad un abbassamento dell'efficienza del ciclo.

Un ulteriore fattore da tenere in considerazione è che se ci si sposta verso destra

nel diagramma T-s (aumentando quindi il grado di surriscaldamento) si ha un progressivo avvicinamento delle isobare nel caso dei fluidi secchi ed un progressivo allontanamento per i fluidi umidi. Questo comporta rispettivamente una minor ed una maggiore estrazione di lavoro.

Il fatto che durante l'espansione il fluido rimanga saturo, non necessitando quindi di un surriscaldatore o di uno scambiatore recuperativo (REC), rende i fluidi isoentropici dei candidati ideali per essere utilizzati nei cicli ORC.

1.1.1 Le proprietà fisiche e termodinamiche

Le prestazioni di un impianto ORC dipendono fortemente dalle proprietà fisiche e termodinamiche del fluido operativo scelto. Qui di seguito vengono presentate le principali proprietà che devono essere tenute in considerazione nella fase di selezione del fluido.

Calore latente di vaporizzazione

Secondo uno studio di Maizza e Maizza [17] un elevato calore latente di vaporizzazione permette di assorbire la maggior parte del calore durante il cambiamento di fase, evitando quindi di dover regolare il surriscaldamento ed il recupero interno al fine di ottenere efficienze elevate.

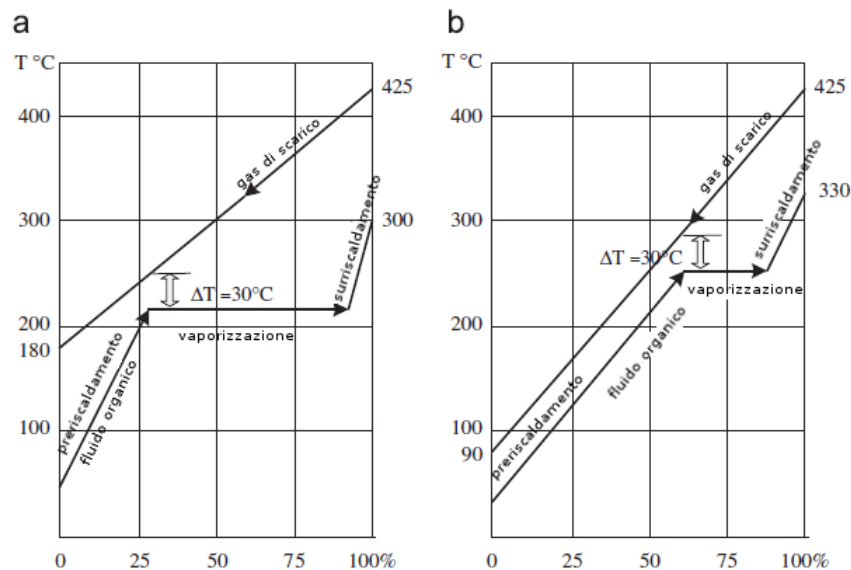


Figura 1.2: Effetti del calore latente di vaporizzazione sulle irreversibilità del processo di scambio termico [5].

Al contrario nel caso di impianti alimentati da una fonte geotermica oppure da calore di scarto, un fluido operativo avente un calore latente di vaporizzazione minore è preferibile. Con questa tipologia di fonti infatti il trasferimento di calore avviene soprattutto a temperatura variabile. Un valore più basso del calore latente di vaporizzazione permette quindi un miglior accostamento fra il profilo di temperatura della fonte di calore e quello del fluido organico. La performance dell'impianto sarà migliore poiché una minor differenza di temperatura fra i due profili (come illustra la figura 1.2) sottintende una diminuzione delle irreversibilità nel processo di scambio termico [5].

Densità

Un'elevata densità di vapore è molto importante, specialmente per fluidi con basse temperature di condensazione. Una bassa densità porta ad elevati flussi volumetrici e la dimensione degli scambiatori deve essere aumentata per limitare le cadute di pressione. Questo potrebbe avere un impatto importante sui costi complessivi dell'impianto.

Utilizzando la definizione di Macchi e Perdichizzi l'efficienza isentropica della turbina può essere espressa come funzione del rapporto di flusso volumetrico isentropico VFR (Volumetric Flow Rate) e del Size Parameter SP [18]:

$$VFR = \frac{\dot{V}_{out}}{\dot{V}_{in}} \quad (1.1)$$

$$SP = \frac{\dot{V}_{out}^{0.5}}{\Delta h_{is}^{0.25}} \quad (1.2)$$

dove $\dot{V}_{out}$ e $\dot{V}_{in}$ sono le portate volumetriche all'uscita ed all'ingresso della turbina, ρ è la densità e Δh_{is} il salto entalpico isoentropico. Un elevato valore della densità all'uscita della turbina porta ad avere un basso valore di SP e di conseguenza una turbina di taglia minore. Un valore basso del VFR porterebbe ad un'elevata efficienza: secondo Angelino et al. infatti con un VFR minore di 50 l'efficienza della turbina arriverebbe ad avere valori maggiori dell'80% [16].

Calore Specifico

Il calore specifico c_{spec} del liquido dovrebbe essere basso in modo da ridurre il lavoro richiesto dalla pompa ed aumentare di conseguenza il lavoro estratto complessivo [19]. In realtà secondo uno studio di Borsukiewicz-Gozdur A. [20] non ci sarebbe una relazione fra i due fattori.

Fattore acentrico

Il fattore acentrico ω di una sostanza è valutato in termini di pressione del vapore misurata alla temperatura ridotta del 70 % (pressione ridotta):

$$\omega = -\log p_r \Big|_{T_r=0.7} - 1 \quad (1.3)$$

dove p_r è la pressione ridotta del vapore pari a p_{sat}/p_{CR} (con p_{sat} pressione di saturazione del vapore e p_{CR} pressione critica) e T_r è la temperatura ridotta pari a T/T_{CR} (con T_{CR} temperatura critica).

Il fattore acentrico è utilizzato per misurare la non-sfericità delle molecole e contiene inoltre informazioni sulla polarità delle molecole. Il valore di ω è vicino a zero per molecole piccole, sferiche e non polari e aumenta nel caso di molecole non polari e aventi una forma non sferica (catene più lunghe e meno ramificate ecc.) [21].

Temperatura Critica

Secondo uno studio condotto da Invernizzi e al.[22], il rapporto di espansione della turbina è collegato sia al fattore acentrico sia alla temperatura critica. In particolare una volta che siano state fissate la temperature di condensazione e di evaporazione, il rapporto di pressione cresce con l'aumentare del fattore acentrico e della temperatura critica.

Alla stesso tempo, fissate le temperature di condensazione ed evaporazione, si ottengono cicli ad alta efficienza solo con fluidi caratterizzati da una temperatura critica elevata, anche se l'efficienza del sistema non risulta essere fortemente influenzata dalla temperatura critica.

Per poter rilasciare calore all'ambiente, la temperatura di condensazione di norma è maggiore della temperatura ambiente: per questa ragione i fluidi aventi una temperatura critica inferiore ai 300 K non vengono considerati (sarebbe difficile portarli a condensazione) [19].

Uno studio su diversi fluidi organici basato sulla massima efficienza del ciclo ha mostrato che con temperature critiche maggiori si ottengono rendimenti migliori ma allo stesso tempo si ottengono le pressioni di condensazione minori. Mentre una bassa pressione di condensazione potrebbe influenzare negativamente la configurazione della turbina ed il design del ciclo, un'elevata pressione di condensazione (che porta a bassa temperature di condensazione) non porta ad una configurazione

termodinamica ottimale [18].

Infine è importante notare che lavorare con fluidi aventi una temperatura critica elevata significa operare con una densità minore della densità critica. Bassi valori di densità possono influire sul design dell'impianto poiché portano al sovradimensionamento dei componenti.

Temperatura di ebollizione ed il Normal Boiling Point

Il punto normale di ebollizione *NBP* (Normal Boiling Point, indicato con T_b) è la temperatura a cui la pressione di vapore del liquido è di 101.325 kPa (1.0 atm)[21]. All'interno della stessa famiglia di fluidi, il fluido con la temperatura di ebollizione più alta porta ad avere il rendimento migliore. In uno studio di Wang e al. [23](dove però il campione di fluidi non è molto grande) viene evidenziato che i fluidi con temperatura di ebollizione più alta hanno pressioni di evaporazione più basse e di conseguenza sono più adatti ad applicazioni ORC.

Punto di congelamento

Per evitare danneggiamenti ed episodi di rottura nell'impianto, la temperatura di congelamento del fluido operativo deve essere più bassa della minima temperatura raggiunta durante il ciclo.

Peso e complessità molecolare

La complessità molecolare σ è calcolabile con un'equazione di stato (come l'equazione di stato di Peng-Robinson). Il coefficiente σ è soprattutto funzione della capacità termica del vapore ed è collegato alla struttura molecolare del fluido. Gli effetti della struttura molecolare sul coefficiente σ si possono notare soprattutto nel caso del vapore saturo (che viene trattato come se fosse un gas ideale).

In particolare:

$$\begin{aligned}
\sigma &= \frac{T_{CR}}{R} \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_{sv, T_R=0.7} = \frac{T_{CR}}{R} \left[\left(\frac{\partial S}{\partial p} \right)_T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_{sv} + \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_p \right]_{sv, T_R=0.7} \\
&= \frac{T_{CR}}{R} \left[-\frac{R}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_{sv} + \frac{C_P^0}{T} \right]_{sv, T_R=0.7} = \left[-\frac{1}{p_R} \left(\frac{\partial p_r}{\partial T_r} \right)_{sv} + \frac{\gamma}{1+\gamma} \frac{1}{T_r} \right]_{sv, T_R=0.7} \quad (1.4)
\end{aligned}$$

dove il fluido viene considerato nello stato di vapor saturo alla temperatura ridotta al 70 %. Inoltre T_{CR} è la temperatura critica del fluido, il pedice R indica le condizioni ridotte ed il pedice sv indica la condizione di vapore saturo. Il termine γ indica invece la capacità termica.

Per le molecole più semplici il termine negativo $-(\partial p_r / \partial T_r)_{sv} / p_R$ prevale sul termine positivo $(\gamma / [(\gamma - 1)T_r])$ e la pendenza della curva del vapor saturo nel piano T-s sarà negativa. Al crescere della complessità, diminuisce il rapporto di calori specifici γ che tende all'unità, e la pendenza della curva di saturazione del vapore diventa positiva. I fluidi con valori elevati di σ inoltre tendono a surriscaldarsi durante l'espansione isentropica ed il salto termico nella turbina diminuisce all'aumentare di σ (il fluido si raffredderà meno durante l'espansione) [22].

Altre proprietà sono legate alla complessità molecolare: la temperatura critica ed il fattore acentrico aumentano con la complessità molecolare mentre la pressione critica diminuisce con σ [22]. I fluidi con elevato peso molecolare influiscono positivamente sull'efficienza della turbina e permettono l'utilizzo di un numero ridotto di stadi, allo stesso tempo però un'alta temperatura critica e peso molecolare richiedono scambiatori di calore dotati di un'area più estesa.

Nel caso dei fluidi organici solitamente quelli con complessità molecolare maggiore hanno anche il peso molecolare più alto.

Conduttività

Un'elevata conduttività porta ad elevati valori dei coefficienti di scambio termico negli scambiatori e conseguentemente aree di scambio minori.

Viscosità

Una bassa viscosità sia nella fase liquida che nella fase gassosa permette di mantenere basse le perdite per attrito sia negli scambiatori di calore che nelle tubazioni.

Stabilità, sicurezza ed impatto ambientale

Al contrario dell'acqua, i fluidi organici hanno problemi di stabilità alle alte temperature. Per questo motivo negli impianti ORC deve essere stabilita una temperatura massima di processo pari a 600 K. Il fluido non dovrebbe né decomporsi né produrre sostanze tossiche o instabili.

L'indice di infiammabilità (F) è utilizzato per indicare le caratteristiche di infiammabilità di un determinato fluido. Questo indice può essere calcolato attraverso i dati sperimentali disponibili riguardanti i limiti superiori ed inferiori di infiammabilità dei fluidi oppure attraverso il metodo proposto in [24], in assenza di altri dati [25].

Per quanto riguarda la pericolosità per l'ambiente, esistono alcuni importanti indici che devono essere tenuti in considerazione. Il GWP (Global Warming Potential) ed l'ODP (Ozone Depletion Potential) indicano quanto il fluido potrebbe potenzialmente influire rispettivamente sul riscaldamento globale e sulla distruzione dell'ozono nel caso fosse rilasciato in atmosfera. Nel caso del GWP il fluido che è stato scelto come riferimento è l'anidride carbonica (CO_2) il cui valore di GWP è 1. Per l'ODP invece il valore unitario è assegnato all'R-11 che è stato scelto come fluido di riferimento. L'indice ALT (Atmospheric life time) indica invece in modo approssimativo il tempo necessario perché la concentrazione di un inquinante nell'aria ritorni alla sua concentrazione naturale in seguito ad un incremento antropogenico.

Alcuni fluidi sono stati esclusi in base al loro ODP in base al protocollo di Montreal. In particolare alcuni fluidi come il R-11, R-12, R-113, R-114, and R-115 non si possono più utilizzare, mentre altri (R-21, R-22, R-123, R-124, R-141b and R-142b) verranno esclusi fra il 2020 ed il 2030. Anche il protocollo di Kyoto impone alcune limitazioni basandosi sull'indice GWP al fine di diminuire l'emissione di gas serra in atmosfera [26].

Nel Regolamento (CE) N. 1272/2008 [27] sono definiti i codici *GHS* (Globally Harmonized System of Classification and Labelling of Chemicals) per indicare la pericolosità fisica, per la salute e per l'ambiente di numerose sostanze chimiche. Esiste inoltre la classificazione di sicurezza dell'ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers) che segnala altre caratteristiche dei fluidi come la non corrosività (per evitare danni ai componenti

dell'impianto), la non infiammabilità (problema che interessa alcune tipologie di fluidi) e la non tossicità [26].

1.2 La scelta del fluido

1.2.1 I fluidi puri

Se si considerano la struttura e le tipologie di atomi presenti nelle molecole di fluido è possibile suddividere i fluidi tipicamente considerati per applicazioni ORC in sette famiglie [18]. Bisogna considerare che molti fluidi presenti in queste famiglie vanno esclusi non solo per motivazioni legate alle prestazioni ed alla praticità ma anche per la stringente legislazione che esclude molti fluidi a causa della loro pericolosità per l'ambiente.

Le famiglie considerate sono:

1. Idrocarburi (HC): sono inclusi idrocarburi lineari, ramificati ed aromatici. Essi hanno buone proprietà termodinamiche ma sono caratterizzati da problemi di infiammabilità.
2. Perfluorocarburi (PFC): sono inerti e stabili, sono caratterizzati da un'elevata complessità molecolare ma le loro proprietà termodinamiche non sono ottimali.
3. Silossani: hanno buone proprietà fisiche e termodinamiche. Hanno un'elevata complessità molecolare, scarsa infiammabilità e possono resistere per tempi prolungati alle alte temperature. Sono spesso disponibili sotto forma di miscele.
4. Idrofluorocarburi (HFC): in questa famiglia ci sono alcuni fluidi con ODP nullo che sono considerati potenzialmente interessanti.
5. Eteri ed eteri fluorinati: hanno sia problemi di infiammabilità che scarse proprietà termodinamiche.

6. Alcoli: oltre ad essere solubili in acqua ed ad avere problemi di infiammabilità, le loro proprietà termodinamiche non sono ottimali.
7. Inorganici: anche se non sono fluidi organici, spesso vengono presi in considerazione poiché sono economici, sono facilmente reperibili e non presentano problematiche di carattere ambientale. Presentano però alcuni problemi di carattere operativo.

Nonostante l'elevato numero di studi sulle prestazioni dei fluidi organici presenti in letteratura, non è ancora stato individuato un singolo fluido considerabile ottimale. Il principale motivo è che nei diversi studi le analisi vengono effettuate partendo da ipotesi differenti.

Per esempio:

- Nei vari lavori vengono considerate condizioni di lavoro differenti (ad esempio i range di temperatura della sorgente di calore) che portano a risultati differenti.
- Nel processo di ottimizzazione la funzione obbiettivo scelta dipende dal tipo di applicazione: nelle applicazioni cogenerative CHP (Combined Heat and Power) e nel campo del solare di solito viene massimizzata l'efficienza mentre nel recupero del calore di scarto WHR (Waste Heat Recovery) di solito viene massimizzata la potenza elettrica estratta [28].
- Solo alcuni autori considerano l'infiammabilità, la tossicità e la pericolosità ambientale dei fluidi.

Di conseguenza la scelta del fluido operativo deve essere integrata nella fase di progettazione di un impianto ORC poiché da essa dipenderanno le future prestazioni dell'impianto ed il costo finale.

In questa analisi diversi fattori devono essere tenuti in considerazione contemporaneamente al fine di realizzare un impianto realizzabile. Ad esempio potrebbe essere che un fluido con ottime proprietà termodinamiche richieda scambiatori termici con aree eccessivamente grandi oppure componenti molto costosi come una turbina assiale multistadio.

Mentre nei diversi studi accademici viene analizzato un ingente numero di fluidi, sono pochi quelli che effettivamente impiegati negli impianti realizzati [29]:

- HFC-134a: usato per applicazioni a bassa temperatura (impianti geotermici e WHR).
- HFC-245fa: usato per il WHR.
- N-pentane: usato nell'unico impianto commerciale ORC solare (in Nevada).
- Solkatherm: usato per il WHR.
- OMTS: usato in impianti ORC cogenerativi.
- Toluene: usato per il WHR.

1.2.2 Le miscele di fluidi puri

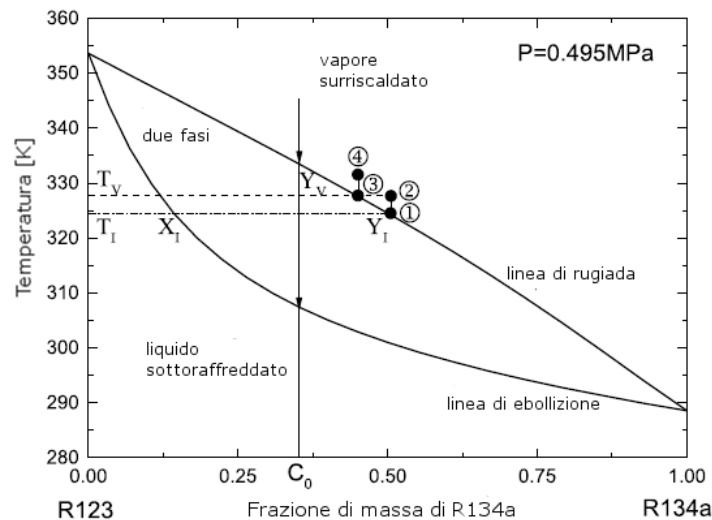


Figura 1.3: Diagramma di equilibrio di fase (Temperatura-Concentrazione) per la miscela R134a-R123 a 0.495 MPa [6].

Di norma, nelle applicazioni ORC vengono impiegati fluidi puri ma, di recente, alcuni autori hanno iniziato a proporre l'utilizzo di miscele.

Il principale punto debole dei fluidi puri nella loro applicazione nel ruolo di fluido operativo negli impianti ORC è che l'evaporazione e la condensazione avvengono isotermicamente. La conseguenza è che lo scostamento fra il profilo termico del fluido operativo in cambiamento di fase e quello della sorgente di calore (o del pozzo freddo nel caso della condensazione) viene accentuato, generando delle importanti irreversibilità.

L'utilizzo di miscele di fluidi (solitamente bi-componente) opportunamente selezionate come fluido operativo dell'impianto ORC può parzialmente risolvere questo

problema [7].

Nelle caso della condensazione di una miscela (per l'evaporazione il discorso è analogo), mentre il titolo del vapore varia da 1 a 0, la temperatura di equilibrio della miscela a due fasi può rimanere costante oppure manifestare una "lente" (glide) di temperatura ($T_{glide} = T_{dew} - T_{bub}$ dove T_{dew} è la temperatura di rugiada e T_{bub} è la temperatura di ebollizione) a seconda delle specie presenti e delle loro concentrazioni [30].

Nel caso delle miscele azeotropiche la temperatura durante il cambiamento di fase rimane costante come accade per i fluidi puri. Alcune di esse, come il Solkathem (pentafluorobutane-perfluoropolyether), sono già state utilizzate in impianti esistenti [31].

Le miscele zeotropiche invece sono caratterizzate da un cambiamento di fase non isotermico a pressione costante. Durante l'espansione e la condensazione il glide di temperatura della miscela cambia a causa del cambiamento di concentrazione in ogni fase della miscela [32]. Infatti durante la condensazione il componente meno volatile (che ha una temperatura di ebollizione maggiore) condensa per primo, portando a concentrazioni localmente più elevate del componente più volatile nella fase vapore [30]. Una concentrazione più alta del componente più volatile porta ad una temperatura di saturazione locale più bassa. A causa di ciò la temperatura varia continuamente durante tutto il processo di condensazione (un discorso analogo può essere fatto per la fase di evaporazione) [6]. Questo permette un miglior accostamento fra i profili termici sia durante la fase di evaporazione che durante la fase di condensazione, riducendo le irreversibilità. Potenzialmente l'utilizzo delle miscele zeotropiche può permettere di migliorare le prestazioni termodinamiche del ciclo.

Esse sono già state utilizzate nel campo della refrigerazione, dove hanno permesso un incremento delle prestazioni [33]. Le miscele zeotropiche vengono per esempio utilizzate nei sistemi di refrigerazione ad autocascata che sono ampiamente utilizzati in applicazioni a bassa temperatura di piccola o media capacità. Dato che un eventuale perdita causerebbe degli squilibri nelle percentuali di diversi refrigeranti presenti nella miscela, sono consigliabili unità ermetiche assemblate direttamente in fabbrica [34].

Alcune miscele zeotropiche sono utilizzate nel campo della liquefazione del gas naturale: l'utilizzo delle miscele nella refrigerazione, proposto nel 1936 da Podbielniak, è stato messo in pratica per la prima volta proprio in questo campo negli

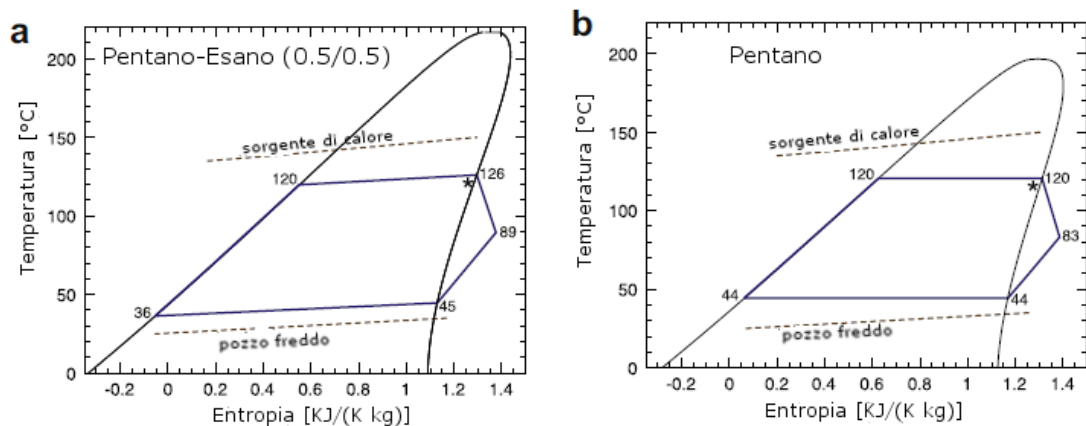


Figura 1.4: Diagrammi T-s del ciclo ORC nel caso di (a) miscela zeotropica di Pentano-Esano (0.5/0.5) e (b) di solo pentano. I profili termici della sorgente di calore e del pozzo freddo sono inclusi nei grafici [7].

anni sessanta. In tale processo il gas naturale deve essere prima de-surriscaldato fino alla temperatura di rugiada (tipicamente tra i 210 ed i 240 K), condensato fino alla sua temperatura di ebollizione (tra i 190 ed i 220 K) e successivamente sottoraffreddato fino ad una temperatura di 110-130 K. Il calore specifico del gas naturale è diverso nella regione a fase gassosa, nella regione a due fasi e nella regione a fase liquida. Sono necessarie quindi tre diverse miscele per effettuare lo scambio termico in maniera ottimale. In alcuni processi una miscela viene divisa in tre miscele diverse, in altri vengono utilizzate due miscele (una delle quali verrà poi separata in due ulteriori miscele) oppure vengono direttamente utilizzate tre miscele distinte [33].

Per sostituire gli idrofluorocarburi (HFC) e idroclorofluorocarburi (HCFC) che non potevano più essere utilizzati a causa delle problematiche ambientali, la creazione numerose miscele mescolando i refrigeranti già disponibili è stata l'alternativa preferita. Sono quindi state create numerose miscele, tra le quali la R401a, R401b, R407C, R409A, R410A ecc. [35]. Alcune di queste miscele (per esempio l'R410A) sono utilizzate in applicazioni commerciali ed industriali [36].

Con l'utilizzo di miscele zeotropiche si può quindi ottenere un miglior accostamento fra i profili termici sia durante la fase di evaporazione che durante la fase di condensazione, riducendo le irreversibilità. Questo diventa evidente quando si confrontano i diagrammi T-s dei cicli che utilizzano fluidi puri con i diagrammi di cicli che utilizzano miscele zeotropiche. Nella figura 1.4 ad esempio vengono confrontati un ciclo che utilizza il pentano come fluido operativo con un ciclo che utilizza la miscela pentano/esano (nelle concentrazioni 0.5/0.5). Dalla figura è possibile vedere come il profilo termico del fluido operativo “segua” il profilo ter-

mico della sorgente di calore durante l'espansione (e del pozzo freddo durante la condensazione) in modo migliore quando viene utilizzato la miscela pentano-esano rispetto al caso del solo pentano.

In uno studio di Chen e al.[37] è stato proposto un ciclo Rankine supercritico operante con miscele zeotropiche. In particolare a parità di condizioni termiche l'efficienza termica è passata dal 10.13 % del ciclo che utilizzava R134a puro al 13.35 % del ciclo che utilizzava la miscela R134a-R32 (0.3/0.7).

Una variazione di composizione può anche essere utilizzata per modificare una proprietà fisica, chimica o di sicurezza ambientale del fluido operativo oppure per modificare il design di qualche componente del ciclo [38]. Angelino e Colonna [39] hanno dimostrato che al mutare della composizione del fluido alcuni importanti parametri, come il flusso volumetrico all'ingresso della turbina, variano in un range molto ampio. Inoltre, grazie al glide di temperatura delle miscele in fase di condensazione, si può ottenere un risparmio del 40 % sull'energia spesa per azionare i ventilatori nel caso del raffreddamento ad aria. Utilizzando dei modelli accurati lo scambiatore di calore potrebbe essere ottimizzato, ottenendo cadute di pressione minime ed elevati coefficienti di scambio termico, permettendo di ridurre le dimensioni del condensatore [30].

Oltre ai potenziali effetti benefici sull'efficienza e sulla produzione elettrica, l'utilizzo delle miscele ha alcuni svantaggi. In particolare le miscele presentano problemi maggiori rispetto ai fluidi puri, soprattutto nello stadio dell'evaporazione. Alcune miscele sono poi vincolate a dei brevetti, che ne precludono l'utilizzo o che portano a costi aggiuntivi [7].

1.3 Il ciclo Rankine

Di seguito si propongono diverse tipologie di cicli Rankine, partendo dal più semplice ed aggiungendo progressivamente delle modifiche alla configurazione base.

1.3.1 Il ciclo Rankine Base

La versione più semplice del ciclo rankine è costituita da due trasformazioni isobare e da due trasformazioni adiabatiche: ciò comporta il fatto che l'assorbimento di calore non avverrà a temperatura costante di conseguenza l'efficienza del ciclo sarà minore rispetto a quella del ciclo di Carnot. Nel ciclo Rankine base l'impianto è costituito da quattro componenti fra loro collegati: una pompa, un generatore di

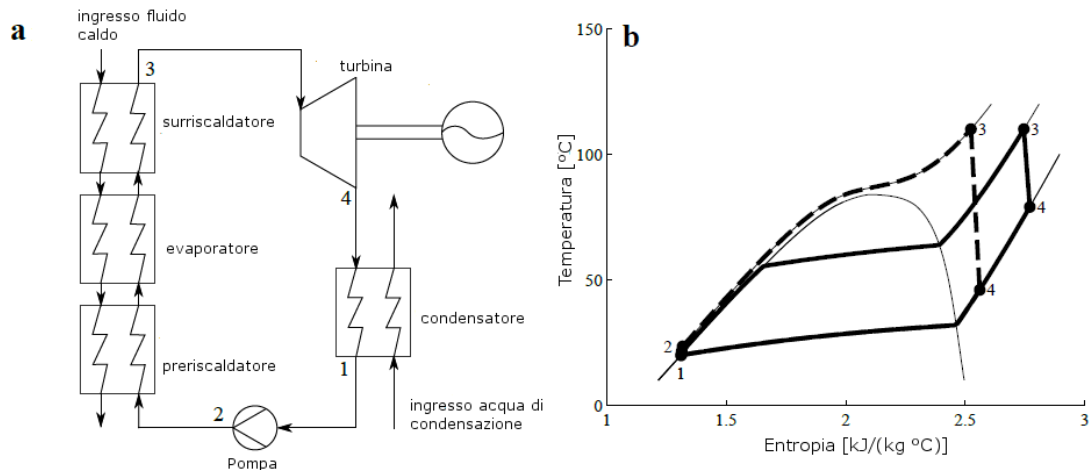


Figura 1.5: (a) Schema di impianto ORC e (b) caso subcritico (linea piena) e supercritico (linea tratteggiata) nel diagramma T-s [8].

vapore (caldaia), un espansore ed un condensatore. Le trasformazioni si susseguono come di seguito elencato:

- compressione isobara nella pompa
- trasferimento di calore nel generatore di calore (il calore viene assorbito dal ciclo)
- espansione isobara nell'espansore
- trasferimento di calore nel condensatore (il calore viene ceduto dal ciclo)

In particolare nel generatore di calore la trasformazione sarà isobara ed il fluido sarà riscaldato fino allo stato di vapore saturo secco. Una volta finita l'espansione il fluido verrà condensato a pressione costante fino allo stato di liquido saturo: una volta che il fluido raggiungerà questa condizione potrà essere inviato alla pompa che lo invierà nuovamente al generatore di vapore. A partire dal ciclo base possono essere ottenute configurazioni più complesse aggiungendo alcuni componenti. Di norma viene aggiunto un suriscaldatore in modo che il vapore saturo venga surriscaldato per evitare che in seguito cominci a condensare all'interno dell'espansore, formando goccioline di fluido che potrebbero danneggiare ed usurare l'espansore stesso oltre che portare ad un notevole abbassamento del valore del rendimento isoentropico di espansione. Nel caso dei turboespansori il valore di 0.88 può essere considerato il limite minimo accettabile per il titolo del vapore saturo umido di fine espansione [40]. Per aumentare il calore assorbito dal fluido esso può essere sottoposto ad un ri-surriscaldamento.

Per aumentare la temperatura del fluido in ingresso nel generatore di vapore è

possibile utilizzare uno scambiatore recuperativo che utilizzerà parte del calore residuo di cui il fluido dispone all'uscita dell'espansore.

1.3.2 I cicli Rankine supercritici

Fluidi operativi con una pressione e temperatura critiche relativamente basse possono essere direttamente compressi a pressione supercritica e riscaldati fino allo stato supercritico prima dell'espansione in turbina in modo da ottenere un accoppiamento migliore fra i profili termici della sorgente di calore e del fluido operativo [19].

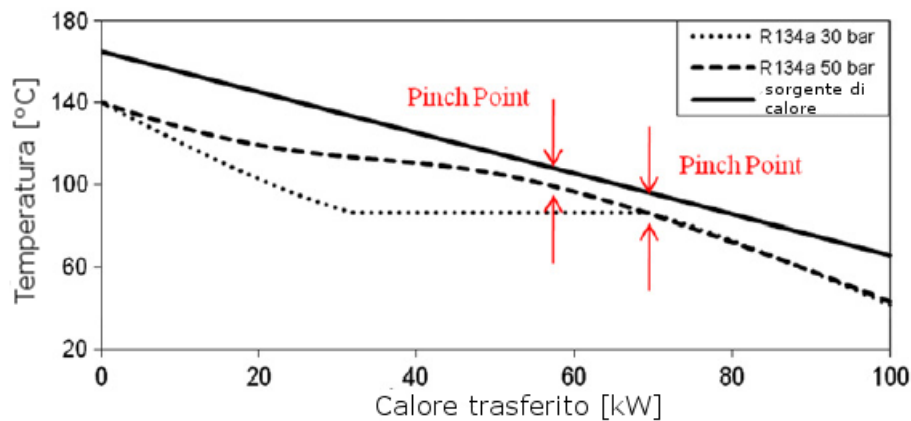


Figura 1.6: Diagramma T-Q del fluido organico R134a in condizioni di ciclo subcritico (30 bar) e supercritico (50 bar) [9].

Come evidenziato dalla 1.6, nel caso di ciclo supercritico non c'è un intervallo di evaporazione, ma il fluido passa dallo stato di vapore allo stato liquido senza passare per la regione a due fasi. In questo modo l'accostamento fra due profili di temperatura è molto più accentuato in tutta la fase del riscaldamento del fluido (la differenza di temperatura è molto più vicina a quella di pinch point) e di conseguenza le perdite exergetiche nello scambio termico sono molto più basse rispetto ai cicli subcritici [9].

Quando le due curve sono molto vicine però la differenza di temperatura media logaritmica (LMTD) tra la sorgente termica ed il fluido operativo sarà più piccola in ogni punto, e di conseguenza l'efficienza termica dello scambiatore sarà più bassa. Per assicurare lo stesso scambio termico sarà quindi necessario avere uno scambiatore di calore più grande rispetto al caso del ciclo subcritico. Il coefficiente di scambio termico complessivo diminuisce infatti con l'aumentare della pressione [9]. Il ciclo supercritico inoltre normalmente richiede pressioni elevate che possono

causare problematiche sia dal punto di vista operativo che dal punto di vista della sicurezza [19].

1.3.3 Il ciclo Rankine a fluido organico

Gli impianti a ciclo Rankine Organico ORC utilizzano gli stessi componenti base di un impianto a vapore convenzionale (uno scambiatore di calore, un espansore, un condensatore ed una pompa) per generare energia elettrica. Nel caso degli impianti ORC però viene utilizzato un fluido organico invece dell'acqua.

Lo schema di un impianto ORC nella sua forma base può essere anche più semplice rispetto ad un impianto a vapore d'acqua. Non è presente il "water steam drum" collegato alla caldaia ed un solo scambiatore di calore può essere sufficiente per effettuare le tre fasi del riscaldamento del fluido: preriscaldamento, evaporazione e surriscaldamento. Rispetto ad un ciclo Rankine a vapore d'acqua alcune configurazioni (come il ri-surriscaldamento e gli spillamenti rigenerativi) non vengono considerate poiché aumenterebbero eccessivamente il costo e la complessità dell'impianto, ma è possibile installare uno scambiatore di calore recuperativo fra l'uscita dell'espansore e la pompa in modo da preriscaldare il fluido in ingresso nell'evaporatore e così ridurre la quantità di calore da fornire all'evaporatore.

Rispetto ai cicli Rankine a vapore d'acqua possono essere evidenziate due grosse differenze:

- (1) la pendenza della curva del vapore saturo è negativa per l'acqua, mentre per i fluidi organici è quasi verticale (o addirittura positiva). Per questo motivo scompaiono i problemi derivanti dal limite al titolo del vapore saturo all'uscita dell'espansore e non è più necessario surriscaldare il vapore prima dell'ingresso nell'espansore.
- (2) La differenza di entropia fra liquido saturo e vapore saturo è molto più piccola per il ciclo ORC rispetto al ciclo Rankine a vapore e per questa ragione l'entalpia di vaporizzazione risulta minore. Per raggiungere uguale potenza termica nell'evaporatore è quindi necessario avere una portata maggiore di fluido organico e di conseguenza si renderà necessario un consumo di energia maggiore alla pompa.

Di seguito vengono approfondite le principali differenze fra impianti ORC ed impianti a vapore d'acqua:

- Surriscaldamento: alla fine dell'espansione il fluido è ancora surriscaldato, per questo motivo non è necessario il surriscaldamento. L'assenza di fluido

Tabella 1.1: Confronto fra il ciclo a vapore acqueo ed il ciclo ORC [1].

Vantaggi del ciclo ORC	Vantaggi del ciclo a vapore acqueo
Nessun surriscaldamento	Efficienza elevata
Temperatura di ingresso in turbina più bassa	Pompa con bassi consumi
Compattezza (elevata densità del fluido)	Il fluido operativo è poco costoso
Pressione di condensazione elevata	Il fluido operativo non è pericoloso per l'ambiente
Utilizzo di caldaie del tipo once-through [41] e reboiler [42]	Il fluido operativo non è né infiammabile né tossico
Sfruttamento di calore a bassa temperatura	Elevata stabilità chimica del fluido operativo
Design e costo della turbina	
Nessun degasatore e sistema di trattamento dell'acqua	

condensato a fine espansione preserva l'integrità dell'espansore riducendo il rischio di corrosione. Negli impianti ORC le turbine possono avere una vita 30 anni contro i 15-20 delle turbine a vapor d'acqua [43].

- Sfruttamento del calore a bassa temperatura: a causa del punto di ebollizione più basso del fluido organico è possibile sfruttare fonti di calore a bassa temperatura come il solare a concentrazione ed alcune fonti geotermiche.
- Dimensione dei componenti: in un ciclo a vapor d'acqua la densità del fluido è estremamente bassa nella parte finale del ciclo. Dato che il calo di pressione aumenta con il quadrato della velocità del fluido, l'elevato flusso volumetrico porta all'aumento delle dimensioni degli scambiatori, del diametro idraulico delle condotte e delle dimensioni della turbina.
- Design della caldaia: per i fluidi organici aventi peso molecolare elevato la differenza di densità tra la fase vapore e la fase liquida è relativamente bassa. A causa di questo negli impianti ORC è possibile utilizzare evaporatori once-through invece del fascio tubiero e della ricircolazione. Infatti la bassa densità del vapore nelle caldaie a vapore può generare una differenza molto grande nelle caratteristiche di trasmissione del calore tra fase liquida e fase vapore. L'evaporazione completa di vapore acqueo in una tubazione singola andrebbe evitata [2].
- Temperatura di ingresso in turbina (TIT): nei cicli a vapor d'acqua per evitare la formazione di goccioline nella turbina si sottopone il fluido a surriscaldamento. Nel caso dell'acqua infatti la curva del vapor saturo nel diagramma

T-s ha pendenza negativa: senza il surriscaldamento del vapore l'espansione avverrebbe direttamente all'interno della campana ed il titolo del vapore raggiungerebbe valori eccessivamente bassi. Per questo motivo nei cicli Rankine a vapor d'acqua la temperatura di ingresso in turbina è elevata (almeno 450 °C) e la caldaia e le pale della turbina vengono sottoposte ad importanti stress termici.

- Consumi della pompa: il consumo di energia da parte della pompa è proporzionale al flusso volumetrico del liquido e alla differenza di pressione tra ingresso e uscita. Esso può essere indicato in termini relativi utilizzando il *Back Work Ratio* (BWR), che si ottiene dividendo i consumi della pompa per la potenza all'uscita della turbina. In un impianto a vapor d'acqua il BWR solitamente è pari al 0.4% poiché il flusso d'acqua è relativamente basso. In un ORC ad alta temperatura il valore tipico è 2–3% mentre in un ORC a bassa temperatura i valori sono solitamente superiori allo 10%. Generalmente il BWR aumenta al diminuire della temperatura critica [2].
- Alta pressione: negli impianti ORC la pressione solitamente non supera i 30 bar. Negli impianti a vapor d'acqua convenzionali è invece frequente il ricorso a pressioni di 250 bar mentre per nei cicli combinati le pressioni massime si attestano fra i 60 ed i 120 bar (con qualche applicazione fino a 170 bar) [44]. Negli impianti a configurazione più avanzata la pressione può raggiungere i 310 bar (cicli ultrasupercritici) [45]: i componenti sono sottoposti quindi ad uno stress termico elevato che aumenta i costi e costringe a soluzioni tecniche molto complicate. Spesso nei cicli ORC il calore necessario per portare ad evaporazione il fluido operativo non viene fornito al fluido operativo stesso, ma ad un fluido intermedio (solitamente viene utilizzato dell'olio diatermico) tramite degli scambiatori di calore. Questo semplifica l'estrazione del calore poiché l'olio diatermico può anche essere utilizzato a pressione ambiente, semplificando l'impianto.
- Pressione di condensazione: per evitare infiltrazioni nel ciclo è preferibile condensare a pressione maggiore della pressione dell'ambiente. Fluidi organici a bassa temperatura come il HFC-245fa, l'HCFC-123 oppure l'HFC-134a soddisfano questa condizione. Altri fluidi organici aventi temperatura critica maggiore (come esano e toluene) invece a temperatura ambiente condensano

a pressione sub-atmosferica.

- Design della turbina: nei cicli a vapore vengono utilizzate turbine con diversi stadi di espansione poiché sono sottoposte ad un rapporto di pressione ed ad un salto entalpico elevati.

Nei cicli ORC il salto entalpico è più limitato, consentendo l'utilizzo di turbine a singolo o doppio stadio che sono molto più economiche. Un minor salto entalpico porta anche ad una minore velocità di rotazione permettendo un accoppiamento diretto fra turbina e generatore (senza gear-box) il che risulta essere particolarmente vantaggioso negli impianti di piccole dimensioni.

- Efficienza: attualmente gli impianti ORC che sfruttano fonti ad alta temperatura hanno efficienze che non superano il 24 %. Gli impianti a vapore d'acqua invece raggiungono efficienze superiori al 30 % utilizzando però un maggior numero di componenti e configurazioni più avanzate.

Gli impianti ORC sono quindi preferibili per piccole potenze (solitamente meno di qualche MWe) poiché richiedono un design meno complicato e componenti di più semplice produzione. Sono quindi consigliati per la produzione decentralizzata di energia elettrica. Gli impianti a vapore acqueo sono invece preferibili per le grosse taglie (tranne nel caso delle fonti di calore a bassa temperatura).

1.4 Le sorgenti di calore

Grazie alla capacità di lavorare a diversi intervalli di temperatura, gli impianti ORC possono essere accoppiati a fonti di calore differenti, possono sfruttare calore a bassa temperatura proveniente da fonti geotermiche, possono recuperare calore di scarto oppure possono essere utilizzati in applicazioni cogenerative.

Qui di seguito vengono elencate alcune delle fonti di calore disponibili.

1.4.1 Biomassa

Le biomasse sono una fonte di energia rinnovabile disponibile in diverse tipologie e composizioni, dai residui agricoli ai rifiuti solidi urbani (MSW). La produzione di

energia da biomassa può essere ottenuta da combustione esterna oppure da combustione interna dopo pirolisi o gassificazione, processi che però portano a problemi di pulizia dei gas di scarico [46].

Il calore generato dalla combustione di biomassa può essere utilizzato per alimentare un impianto ORC. A causa del complicato processo di controllo, della bassa pressione nell'evaporatore, la grande inerzia e la scarsa sensibilità alle variazioni di carico, il calore proveniente dalla combustione di biomassa è trasferito al fluido operativo tramite un fluido di trasferimento, solitamente olio diatermico [26].

1.4.2 Solare Termico

Il calore del sole è una delle fonti di energia che può essere sfruttata da un impianto a ciclo Rankine. Con la tecnologia del solare a concentrazione (CSP) il calore del sole è trasferito ad un fluido ad alta temperatura che può alimentare un ciclo Rankine a vapore generando energia elettrica. Solitamente questi impianti sono di grandi dimensioni [26].

La necessità di una produzione distribuita di energia elettrica e calore ha portato allo sviluppo di impianti ORC solari modulari che utilizzano la stessa tecnologia a convettori parabolici usando però un fluido organico invece del vapore acqueo [15]. Dato che l'impianto ORC lavora a temperature minori, sarà possibile far operare il solar field a temperature minori, diminuendo il costo capitale dell'impianto e migliorando l'efficienza dei componenti. Utilizzando la condensazione ad aria sarà inoltre possibile risparmiare risorse idriche che spesso non sono disponibili in zone remote. Infine, impianti ORC sono disponibili in commercio in moduli dal semplice funzionamento che richiedono un ridotto numero di operatori ed è possibile affiancare più moduli in parallelo per ottenere potenze più elevate [47].

1.4.3 Fonti Geotermiche

L'energia geotermica è una fonte rinnovabile di energia che sfrutta il calore proveniente dalle profondità della crosta terrestre. Per utilizzare il calore del fluido geotermico è necessario scavare un pozzo di produzione ed un pozzo di iniezione. Il fluido geotermico è pompato dal primo ed iniettato nel secondo ad una temperatura più bassa. Le procedure di trivellazione dei pozzi hanno un impatto importante sul costo complessivo dell'impianto e il funzionamento delle pompe può richiedere dal 30 % fino al 50 % della potenza prodotta [2]. Normalmente i pozzi geotermici

Tabella 1.2: Potenziali fonti di energia geotermica in Europa per differente range di temperatura [2].

Temperatura [°C]	Potenza termica [MW_{th}]	Potenza elettrica [MW_{el}]
65–90	147 736	10 462
90–120	75 421	7503
120–150	22 819	1268
150–225	42 703	4745
225–350	66 897	11 150

hanno una temperatura che va dai 50 ai 350 °C, ma un numero considerevole di pozzi geotermici identificati nel mondo hanno una temperatura minore di 90 °C [16], come mostra la tabella 1.2.

1.4.4 Calore di scarto

Molti processi industriali avvengono ad alta temperatura ed una parte del calore prodotto non viene utilizzato. Spesso questo calore di scarto non può essere utilizzato in loco (per esempio per applicazioni di district heating) e viene quindi rilasciato nell’ambiente. Fra le industrie che producono grandi quantità di calore di scarto vi sono le industrie chimiche, metallurgiche, ecc.

Nell’industria cementifera ad esempio il 40 % del calore prodotto viene rilasciato all’ambiente attraverso i gas di scarico ad una temperatura che varia tra i 215°C ed i 315°C [48]. Il ciclo ORC può anche essere utilizzato per recuperare il calore di scarto prodotto dai motori a combustione interna (*ICE*). Essi infatti convertono in lavoro meccanico indicativamente solo un terzo dell’energia del combustibile [2]. Nella maggior parte delle applicazioni il calore viene prelevato dai fumi di scarico e dall’acqua di raffreddamento. Molti studi hanno valutato il recupero di calore sia da motori a combustione interna e turbine a gas del tipo Heavy Duty (ovvero le grandi installazioni fisse) sia da applicazioni in ambito navale o automobilistico.

1.4.5 Oceani

La tecnologia *OTEC* (Oceanic Thermal Energy Conversion) è stata ideata per sfruttare l’enorme riserva di energia immagazzinata sotto forma di stratificazione termica delle acque oceaniche. La differenza di temperatura ΔT fra le acque oceaniche superficiali e quelle a migliaia di metri di profondità va dai 10°C ai 25°C e le

differenze più grandi si riscontrano nelle zone tropicali ed equatoriali. È necessario un ΔT di almeno 20°C per mantenere operativo un impianto *OTEC* [49].

La tecnologia *OTEC* sfrutta come sorgente di calore l'acqua superficiale riscaldata dalla radiazione solare e pompa acqua fredda dalle profondità oceaniche per utilizzarla come pozzo freddo. La differenza di temperatura fra la sorgente calda ed il pozzo freddo è molto piccola, per questo motivo l'efficienza dell'*OTEC* è molto bassa (nell'ordine del 3%). Questo significa che per produrre piccole quantità di energia è necessario utilizzare grandi portate di acqua e scambiatori di calore di grandi dimensioni. Questo problema, insieme alle difficoltà di tipo ingegneristico che caratterizzano le installazioni in ambiente off-shore, ha sensibilmente rallentato lo sviluppo di questa tecnologia [50].

Se questa tecnologia fosse implementata nelle regioni oceaniche adatte, potrebbero essere generati 14 milioni di MW di potenza elettrica in modo continuativo [51].

Capitolo 2

Analisi del ciclo di Potenza: configurazione tradizionale recuperativa

2.1 Le sorgente di calore ed il ciclo sottoposto

Grazie alla loro predisposizione a lavorare utilizzando calore a bassa temperatura, i cicli ORC sono adatti a funzionare come cicli bottoming sfruttando calore di scarico oppure possono sfruttare sorgenti di calore a bassa temperatura come le fonti geotermiche. In questo lavoro di tesi si è deciso di ottimizzare il ciclo ORC prima sfruttando una sorgente ad alta temperatura (sorgente HT) e successivamente una sorgente a temperatura più bassa (sorgente LT).

2.1.1 Sorgente di calore ad alta temperatura

Nel primo caso vengono sfruttati i gas di scarico di una microturbina alimentata a metano. Il modello di microturbina scelta è il C600 del produttore Capstone Turbines: essa produce 600 kW di potenza elettrica con un rendimento del 33 %, producendo 3.99 kg/s di gas di scarico ad una temperatura di 280 °C [3]. I dati relativi alla microturbina sono riassunti nella tabella 2.1.

Volendo testare un ciclo ORC bottoming capace di sfruttare una fonte di calore ad alta temperatura, inizialmente si era scelto di utilizzare un motore a combustione interna da 2 MW, ma successivamente si è deciso di utilizzare una microturbina poiché a parità di temperatura e portata di massa dei gas di scarico la potenza

Tabella 2.1: Dati relativi alla sorgente di calore ad alta temperatura [3].

Valore	Definizione
$P_{el,TG}=600\text{ kW}$	Potenza elettrica della microturbina
$\eta_{TG}=0.33$	Rendimento elettrico della microturbina
$P_{th\ comb}=P_{TG}/\eta_{TG}$	Potenza termica liberata nella combustione
$\dot{m}_{hot}=3.99\text{ kg s}^{-1}$	Portata dei gas di scarico
$T_{hot}=280\text{ }^{\circ}\text{C}$	temperatura dei gas di scarico

elettrica della turbina era molto minore (600 contro 2000 kW). Nel caso si utilizzi la microturbina, la potenza elettrica prodotta dal ciclo ORC risulta essere abbastanza rilevante se comparata alla produzione elettrica di partenza.

Inoltre nel caso di un motore a combustione interna la temperatura di uscita dei fumi non può essere troppo bassa poiché lo zolfo contenuto nei gas di scarico potrebbe condensare formando acidi che intaccherebbero i materiali. Per questo sarebbe opportuno fissare la temperatura minima a $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ [2]. I fumi della turbina, essendo più puliti, non presentano problemi di condensazione di acidi e possono essere sfruttati fino a temperature di circa $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. In questa applicazione si è deciso di usare come limite inferiore massimo la temperatura di $90\text{ }^{\circ}\text{C}$. La composizione dei fumi della turbina è invece riportata nella tabella 2.2.

Tabella 2.2: Composizione dei gas di scarico della turbina.

Sostanza	Frazione di massa
N	0.74
O	0.14
H_2O	0.05
CO_2	0.06
Ar	0.01

2.1.2 Sorgente di calore a bassa temperatura

Nell'ottimizzazione dell'impianto nel caso in cui la sorgente di calore a bassa temperatura si è deciso di utilizzare una fonte geotermica. La portata dell'acqua geotermica è di 15 kg/s alla temperatura di $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ed alla pressione di 5 bar. Tali dati sono riassunti nella tabella 2.3. L'acqua geotermica sarà re-iniettata nel pozzo ad una temperatura di almeno $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ (sarà l'ottimizzatore a decidere la temperatura esatta).

Tabella 2.3: Dati relativi alla sorgente di calore a bassa temperatura.

Valore	Definizione
$\dot{m}_{hot}=15 \text{ kg s}^{-1}$	Portata dell'acqua geotermica
$T_{hot}=150 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Temperatura dell'acqua geotermica
$p_{hot}=5 \text{ bar}$	Pressione dell'acqua geotermica

2.2 Gli strumenti utilizzati

Il modello utilizzo per simulare il comportamento dei cicli ORC è stato costruito utilizzando l'ambiente "MATLAB R2013b" ed è stato sviluppato a partire dal modello fornito dal team di lavoro del DII di energetica applicata [52]. Il processo di ottimizzazione è stato compiuto utilizzando l'algoritmo genetico integrato in MATLAB e le proprietà dei fluidi sono state calcolate utilizzando la libreria di NIST REFPROP 9.0 [53].

2.2.1 Validazione del modello

Prima di procedere alle simulazioni è stata eseguita una prova al fine di validare il modello utilizzando come termine di paragone i risultati dello studio [4]. In particolare è stata utilizzata la miscela Cicloesano-Ciclopentano (0.84/0.16) con le condizioni a contorno indicate nella tabella 2.4.

Tabella 2.4: Condizioni a contorno per la validazione del modello.

Valore	Definizione
$T_0 = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Temperatura ambiente di riferimento
$p_0 = 1 \text{ kPa}$	Pressione ambiente di riferimento
$\dot{m}_{hot} = 3.99 \text{ kg s}^{-1}$	Portata dei gas di scarico
$T_{hot,in} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Temperatura dell'acqua calda (fluido di scambio intermedio)
$p_{hot} = 1 \text{ MPa}$	Pressione dell'acqua calda (fluido di scambio intermedio)
$T_{water,in} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Temperatura di ingresso dell'acqua al condensatore
$T_{water,out} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Temperatura di uscita dell'acqua al condensatore
$p_{water} = 500 \text{ kPa}$	Pressione dell'acqua al condensatore
$\eta_{is,TUR} = 0.70$	Rendimento isoentropico della turbina
$\eta_{is,PUMP} = 0.70$	Rendimento isoentropico della pompa
$\eta_{gen} = 0.98$	Rendimento del generatore elettrico
$\Delta T_{pp} = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Differenza di temperatura di pinch point

Vengono poi fissate le variabili di ottimizzazione per verificare che i risultati ottenuti siano simili a quelli dello studio. In particolare:

$$p_{ev}=4.61 \text{ bar}$$

$$T_3=140 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{out,ORC}=135 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$E_{REC}=0.4$$

$$X_1=0.84$$

$$T_{cond} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$$

Nella tabella 2.5 i dati ricavati dallo studio [4] vengono confrontati alcuni dati ottenuti tramite una simulazione utilizzando il modello qui descritto impostando 200 e 200 come valori di dimensione della popolazione e numero massimo di generazioni. La simulazione ha portato a buoni risultati poiché differiscono di soli pochi punti percentuali dai valori riportati nello studio preso come riferimento.

Tabella 2.5: Confronto con i dati dello studio [4].

Parametro	Studio 2.5	Modello	$\Delta(\%)$
$\dot{m}_{ORC} \text{ [kg s}^{-1}\text{]}$	1.30	1.171	-3.11
$P_{plant} \text{ [kW]}$	98.42	95.36	-3.11
η_{ciclo}	0.1593	0.156	-2.07

2.3 I fluidi utilizzati

Nelle simulazioni si è deciso di utilizzare miscele binarie di idrocarburi come fluidi operativi dell'impianto ORC da simulare. A partire da una lista di fluidi puri, il modello seleziona tutte le possibili coppie di fluidi. Per ogni coppia di fluidi selezionata, sarà l'ottimizzatore a decidere se il fluido operativo ottimale sarà uno dei due fluidi di partenza oppure una miscela degli stessi: la frazione di massa della prima delle due componenti della miscela è infatti una delle variabili di ottimizzazione. L'ottimizzazione verrà eseguita anche utilizzando i medesimi fluidi allo stato puro per eseguire un confronto delle prestazioni dell'impianto nel caso si utilizzino fluidi e nel caso si utilizzino miscele. Seguendo le indicazioni di Venkatarathnam G. [33], le coppie di fluidi sono state scelte in modo tale che la differenza fra le loro due temperature di ebollizione non superi i 60 K. Un'eccessiva differenza di temperatura di ebollizione potrebbe portare infatti a fenomeni di frazionamento durante i cambiamenti di fase, in cui uno dei due componenti passa totalmente allo stato gassoso mentre l'altro è ancora totalmente allo stato liquido [7]. I fluidi utilizzati e le loro più importanti proprietà sono elencati nella tabella 2.6.

Tabella 2.6: Proprietà degli idrocarburi utilizzati nelle simulazioni.

Nome breve	Nome completo	Punto critico					T_{FP}	LFL	UFL	T_{AA}	
		MM [$\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$]	T_{CR} [°C]	P_{CR} [MPa]	ρ_{CR} [$\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$]	ω [-]					
Toluene ^a		92,138	318,6	4,1263	291,99	0,2657	110,6	4,85	1,2	7,1	535,85
Cicloesano ^a		84,161	280,49	4,075	273	0,20926	80,74	-18,5	1,3	7,8	245
Ciclopentano ^b		70,133	238,54	4,515	267,91	0,195	49,25	-38,89	1,4	9,4	361,12
C1CC6 ^a	Methylcyclohexane	98,186	299,05	3,47	267,07	0,23	100,85	-6	1,1	6,7	250
Esano ^a		86,175	234,67	3,034	233,18	0,299	341,86	-21,65	1,05	7,68	224,85
Isopentano ^a	2-Methylbutane	72,149	187,2	3,378	236	0,2274	27,83	-56	1,3	8	420
Isoesano ^c	2 - Metilpentano	86,175	222,55	3,04	233,97	0,2797	60,21	-20	1,2	7	300
Esano ^a		86,175	234,67	3,034	233,18	0,299	341,86	-21,65	1,05	7,68	224,85
Isobutano ^a		58,122	134,66	3,629	225,5	0,184	-11,75	-82,59	1,8	8,4	460
R365mfc ^c	1,1,1,3,3-Pentafluorobutane	148,07	186,85	3,266	473,84	0,38	40,15	-27	3,3	13,8	594
Eptano ^a		100,2	266,98	2,736	232	0,349	98,38	-4,15	0,24	6,7	203,85

^a I valori di T_{FP} , LFL, UFL e T_{AA} sono presi da [21]. I valori delle altre proprietà sono stati presi dal database di REFPROP.

^b I valori di T_{FP} , LFL, UFL e T_{AA} sono presi da [54]. I valori delle altre proprietà sono stati presi dal database di REFPROP.

^c I valori di T_{FP} , LFL, UFL e T_{AA} sono presi dal database GESTIS [55]. I valori delle altre proprietà sono stati presi dal database di REFPROP.

Tabella 2.7: Indicatori di impatto ambientale e indicatori di pericolo degli idrocarburi utilizzati nelle simulazioni.

Nome breve	<i>GWP</i>	Fire	Aspiration hazard	Single organ toxicity	Enviroment exposure	hazard
Toluene	3,3 ^b	(2) H225	(1) H304	(2) H373		
Cyclohexane		(2) H225	(1) H304	(3) H336	(1) H400,H410	
CycloPentane	5 ^a	(2) H225			(3) H412	
C1CC6		(2) H225	(1) H304	(3) H336	(2) H411	
Hexane	3,1 ^b	(2) H225	(1) H304	(2) H373	(2) H411	
Isopentane	5 ^a	(1) H224	(1) H304	(3) H336	(2) H411	
Isohexane		(2) H225	(1) H304	(3) H336	(2) H411	
Hexane	3,1 ^b	(2) H225	(1) H304	(2) H373	(2) H411	
Isobutane			(1) H220			
R365mfc	794 ^a	(2) H225				
Heptane		(2) H225	(1) H304	(3) H336	(1) H400, H410	

^a Il valore del *GWP* è stato preso dal Regolamento (UE) N. 517/2014 [56]. Le informazioni riguardanti gli indicatori di pericolo sono stati presi dal database GESTIS [55].

^b Il valore del *GWP* è stato preso dal database di CoolProp [57]. Le informazioni riguardanti gli indicatori di pericolo sono stati presi dal database GESTIS [55].

Fra i fluidi utilizzati nell'impianto alimentato da sorgente LT c'è l'R365mfc, un idrofluorocarburo che dal 2022 non potrà più essere utilizzato in applicazioni di refrigerazione [56]. È possibile che futuri regolamenti ne interdicano l'utilizzo completamente.

Nella tabella 2.7 sono invece elencati i valori degli indicatori di sicurezza ambientale (*GWP* e *ODP*) e di pericolo. Per quanto riguarda questi ultimi, sono stati utilizzati i *GHS hazard statements* (regolati dal Regolamento (CE) N. 1272/2008 [27]), che per ogni sostanza indicano la pericolosità fisica, la tossicità nel caso di aspirazione, la tossicità specifica per un singolo organo in caso di singola esposizione e la pericolosità per l'ambiente. Per ogni categoria viene indicata sia la classe di pericolo (in ordine di pericolosità decrescente) sia il codice di riferimento (elencati nella tabella 2.8).

2.4 Descrizione del modello

Il modello fornito dal team di lavoro del DII di energetica applicata è un programma di ottimizzazione che a partire da alcune specifiche di input ricerca il ciclo

Tabella 2.8: Lista dei codici *GHS* utilizzati.

Codice GHS	Significato
H220	Gas altamente infiammabile
H224	Liquido e vapori altamente infiammabili
H225	Liquido e vapori facilmente infiammabili
H304	Può essere letale in caso di ingestione e di penetrazione nelle vie respiratorie
H336	Può provocare sonnolenza o vertigini
H373	Può provocare danni agli organi in caso di esposizione prolungata o ripetuta
H400	Molto tossico per gli organismi acquatici
H410	Molto tossico per gli organismi acquatici con effetti di lunga durata
H411	Tossico per gli organismi acquatici con effetti di lunga durata
H412	Nocivo per gli organismi acquatici con effetti di lunga durata

ORC ed il fluido operativo ottimali sulla base di una funzione obbiettivo stabilita a priori. Rispetto al modello fornito (il quale utilizzava come fluido operativo solamente fluidi organici puri), il codice del modello è stato modificato in modo che fosse possibile richiamare le proprietà termodinamiche di miscele binarie di fluidi, permettendo di utilizzarle come fluido operativo.

Nel condensatore è stato inserito un controllo di temperatura affinché non venga superata la differenza di temperatura di pinch point del condensatore (un controllo simile era già presente all'evaporatore): la temperatura di condensazione (che era fissata) è quindi ora una variabile di ottimizzazione. Una verifica del rispetto della differenza di temperatura minima di pinch point è stata inserita anche nello scambiatore recuperativo. Nelle simulazioni sono state trascurate le perdite di calore dal sistema verso l'ambiente e le perdite di pressione (sia negli scambiatori di calore che nelle tubazioni). Nel modello sono stati considerati solamente i componenti principali dell'impianto, ovvero il boiler, la turbina, il REC e la pompa.

Per facilitare la comprensione delle formule, nella figura 2.1 (raffigurante il diagramma T-s del ciclo ORC) sono evidenziati i punti principali del ciclo, che saranno poi da riferimento per il calcolo delle proprietà fisiche e termodinamiche del ciclo. I punti sono qui di seguito elencati nella tabella 2.9

Il modello prevede che vengano calcolate la temperatura, la pressione, l'entalpia e l'entropia di ognuno dei punti del ciclo. Questi dati vengono poi utilizzati per effettuare l'analisi energetica, exergetica ed economica del ciclo (descritte in seguito

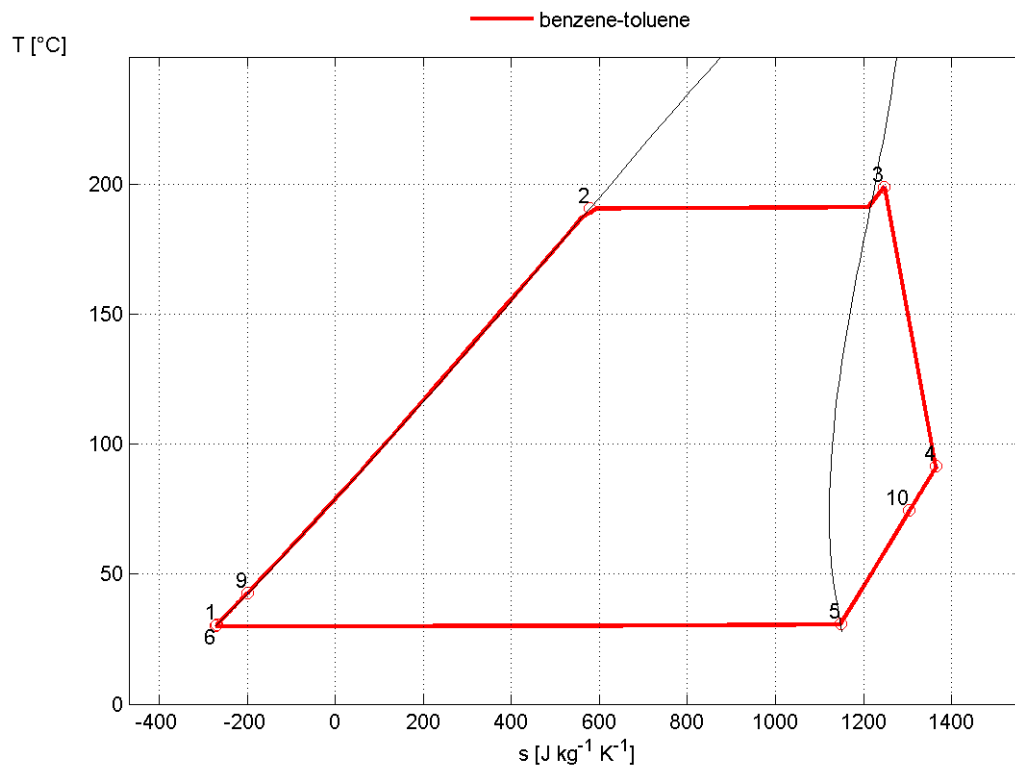


Figura 2.1: Diagramma T-s di un ciclo ORC recuperativo che utilizza la miscela benzene-toluene come fluido di lavoro.

Tabella 2.9: Descrizione dei punti fondamentali del ciclo Rankine.

Numero	Descrizione
1	Fluido all'uscita della pompa.
2	Fluido all'interno dell'evaporatore allo stato di liquido saturo.
3	Fluido all'ingresso della turbina.
4	Fluido all'uscita della turbina.
5	Fluido all'interno del condensatore nello stato di vapore saturo.
6	Fluido all'uscita del condensatore allo stato di liquido saturo.
7	Fluido all'uscita della pompa (compressione isoentropica).
8	Fluido all'uscita della turbina (espansione isoentropica).
9	Fluido all'uscita dello scambiatore recuperativo (lato freddo).
10	Fluido all'uscita dello scambiatore recuperativo (lato caldo).

nella sezione 2.5). Nel modello considerato il parametro scelto come obiettivo del processo di ottimizzazione è la potenza elettrica.

Nel modello sarà l'algoritmo genetico a stabilire l'efficienza dello scambiatore (definita in 2.4.2) di calore recuperativo che permetta di massimizzare il valore della funzione obiettivo.

2.4.1 Condizioni a contorno

Oltre alle sorgenti termiche, già descritte precedentemente in 2.1, nel modello sono state stabilite altre condizioni a contorno che verranno quindi considerate come variabili indipendenti. Tra le variabili indipendenti vi sono le condizioni ambiente (T_0 e p_0), la portata, la temperatura e la pressione dei fumi caldi (o dell'acqua geotermica nel caso della sorgente LT) all'ingresso dello scambiatore di calore ($\dot{m}_{hot}$, T_{hot} e p_{hot}), la pressione e temperatura dell'acqua all'entrata ed all'uscita del condensatore (p_{water} , $T_{water,in}$ e $T_{water,out}$), la temperatura dell'aria all'ingresso ed uscita degli air-coolers ($T_{air,in}$ e $T_{air,out}$), i rendimenti dei vari componenti dell'impianto ($\eta_{is,TUR}$, $\eta_{is,PUMP}$, η_{gen} , η_{mot} , $\eta_{mec,PUMP}$ e $\eta_{mec,TUR}$). Esse variano leggermente a seconda della sorgente termica utilizzata e sono brevemente riassunte nelle tabelle 2.10 e 2.11. Fra le variabili indipendenti vi sono anche i parametri dell'analisi economica (descritti in 2.5) e la dimensione della popolazione ed il numero massimo di generazioni dell'algoritmo genetico.

Nel caso dell'applicazione geotermica i valori di ΔT_{pp} degli scambiatori di calore e quelli della temperatura dell'acqua in entrata ed uscita dal condensatore sono leggermente minori rispetto al caso della sorgente HT.

2.4.2 I componenti dell'impianto

L'evaporatore

Nel caso di un impianto ORC, possono essere utilizzati scambiatori di calore once-through [2]: lo stesso scambiatore avrà funzione allo stesso tempo di economizzatore, evaporatore e surriscaldatore. Lo scambiatore di calore opererà quindi isobaricamente alla pressione di evaporazione p_{ev} (stabilita a seguito del processo di ottimizzazione) sfruttando il flusso della sorgente di calore per preriscaldare, far evaporare ed eventualmente surriscaldare il fluido operativo.

Sarà l'ottimizzatore a stabilire quanto verrà sfruttato il flusso della sorgente di calore poiché la temperatura di uscita del fluido sorgente $T_{hot,out}$ è uno dei parametri dell'ottimizzazione.

Tabella 2.10: Condizioni a contorno del modello nel caso di sorgente ad alta temperatura.

Valore	Definizione
$T_0 = 20^\circ\text{C}$	Temperatura ambiente di riferimento
$p_0 = 1 \text{ bar}$	Pressione ambiente di riferimento
$\dot{m}_{hot} = 4 \text{ kg s}^{-1}$	Portata dei fumi di scarico
$T_{hot,in} = 280^\circ\text{C}$	Temperatura dei fumi di scarico
$p_{hot} = 1.1 \text{ bar}$	Pressione dei fumi di scarico
$T_{water,in} = 50^\circ\text{C}$	Temperatura di ingresso dell'acqua al condensatore
$T_{water,out} = 65^\circ\text{C}$	Temperatura di uscita dell'acqua al condensatore
$p_{water} = 3 \text{ bar}$	Pressione dell'acqua al condensatore
$T_{air,in} = 25^\circ\text{C}$	Temperatura di ingresso dell'aria nell'air-cooler
$T_{air,out} = 30^\circ\text{C}$	Temperatura di uscita dell'aria nell'air-cooler
$\eta_{is,TUR} = 0.75$	Rendimento isoentropico della turbina (primo tentativo)
$\eta_{is,PUMP} = 0.75$	Rendimento isoentropico della pompa
$\eta_{gen} = 0.94$	Rendimento del generatore elettrico
$\eta_{mot} = 0.9$	Rendimento del motore della pompa
$\eta_{mec,PUMP} = 0.95$	Rendimento meccanico della pompa
$\eta_{mec,TUR} = 0.92$	Rendimento meccanico della turbina
$\Delta T_{pp,ev} = 30^\circ\text{C}$	Differenza minima di temperatura di pinch point all'evaporatore
$\Delta T_{pp,REC} = 20^\circ\text{C}$	Differenza minima di temperatura di pinch point al REC
$\Delta T_{pp,cond} = 10^\circ\text{C}$	Differenza minima di temperatura di pinch point al condensatore

Tabella 2.11: Condizioni a contorno del modello nel caso di sorgente a bassa temperatura.

Valore	Definizione
$T_0 = 20^\circ\text{C}$	Temperatura ambiente di riferimento
$p_0 = 1 \text{ bar}$	Pressione ambiente di riferimento
$\dot{m}_{hot} = 15 \text{ kg s}^{-1}$	Portata dell'acqua geotermica
$T_{hot,in} = 150^\circ\text{C}$	Temperatura dell'acqua geotermica
$p_{hot} = 5 \text{ bar}$	Pressione dell'acqua geotermica
$T_{water,in} = 25^\circ\text{C}$	Temperatura di ingresso dell'acqua al condensatore
$T_{water,out} = 35^\circ\text{C}$	Temperatura di uscita dell'acqua al condensatore
$p_{water} = 3 \text{ bar}$	Pressione dell'acqua al condensatore
$T_{air,in} = 15^\circ\text{C}$	Temperatura di ingresso dell'aria nell'air-cooler
$T_{air,out} = 20^\circ\text{C}$	Temperatura di uscita dell'aria nell'air-cooler
$\eta_{is,TUR} = 0.75$	Rendimento isoentropico della turbina (primo tentativo)
$\eta_{is,PUMP} = 0.75$	Rendimento isoentropico della pompa
$\eta_{gen} = 0.94$	Rendimento del generatore elettrico
$\eta_{mot} = 0.9$	Rendimento del motore della pompa
$\eta_{mec,PUMP} = 0.95$	Rendimento meccanico della pompa
$\eta_{mec,TUR} = 0.92$	Rendimento meccanico della turbina
$\Delta T_{pp,ev} = 20^\circ\text{C}$	Differenza minima di temperatura di pinch point all'evaporatore
$\Delta T_{pp,REC} = 15^\circ\text{C}$	Differenza minima di temperatura di pinch point al REC
$\Delta T_{pp,cond} = 10^\circ\text{C}$	Differenza minima di temperatura di pinch point al condensatore

La relazione che interessa lo scambiatore di calore è quindi la seguente:

$$\dot{m}_{hot}(h_{hot,in} - h_{hot,out}) = \dot{m}_{ORC}(h_3 - h_9) \quad (2.1)$$

Il fluido operativo, precedentemente preriscaldato nel REC fino al punto 9, viene riscaldato fino al punto 3 di ingresso in turbina. Il fluido operativo in questo punto si troverà nello stato di vapore saturo oppure di vapore surriscaldato a seconda che si effettui o meno il surriscaldamento.

La turbina

Il fluido operativo espande in turbina dal punto 3 fino al punto 4 con un'espansione non isentropica, governata dalla seguente relazione:

$$\eta_{is,TUR} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_8} \quad (2.2)$$

in cui $\eta_{is,TUR}$ indica il rendimento isoentropico della turbina.

La potenza estratta è invece calcolata come:

$$P_{TUR} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_3 - h_4) \cdot \eta_{mec,TUR} \cdot \eta_{gen} \quad (2.3)$$

Per stimare il rendimento isoentropico della turbina è deciso di utilizzare l'approccio suggerito da Lazzaretto e Manente [58], che include la stima del rendimento isoentropico nell'ottimizzazione del ciclo termodinamico. Questo approccio considera l'utilizzo di turbine sia radiali che assiali poiché sono entrambe utilizzate in applicazioni ORC reali.

Un singolo stadio di turbina radiale può raggiungere potenze specifiche più elevate di un singolo stadio di turbina assiale, permettendo così l'utilizzo di una turbina più piccola e/o con un numero minore di stadi. Allo stesso tempo però in molte applicazioni a bassa temperatura può essere utilizzato un singolo stadio di turbina assiale poiché il salto di entalpia nel processo di espansione è molto minore in un ORC che in un impianto a vapor d'acqua allo stesso livello di temperatura.

I metodi di predizione del rendimento isoentropico delle turbine si basano sulla teoria della similitudine, secondo la quale i risultati ottenuti dai test effettuati su una singola macchina possono essere estesi ad un'altra macchina a patto che fra le due vi sia similitudine funzionale, che prevede il soddisfacimento delle seguenti condizioni:

- Similitudine geometrica: tutte le dimensioni devono essere in scala (in particolare diametri, altezze di pala, angoli, spessori) e di conseguenza i rapporti fra le dimensioni caratteristiche devono essere gli stessi;
- Similitudine cinematica: i rapporti tra le velocità (e quindi i triangoli di velocità) devono essere gli stessi in ogni punto;
- Similitudine dinamica: i rapporti tra le diverse forze viscosi e di inerzia devono essere gli stessi in qualsiasi punto della macchina;

In due macchine che soddisfano il criterio di similitudine geometrica, punti di funzionamento simili (ossia in similitudine funzionale) avranno gli stessi valori numerici di tutte le variabili adimensionali. Se due macchine operano con i medesimi valori dei gruppi adimensionali avranno anche lo stesso rendimento, che può essere espresso nei seguenti modi equivalenti:

$$\eta = f(\varphi, Re, Ma, \gamma) \quad (2.4)$$

$$\eta = f(N_s, d_s, Re, Ma, \gamma) \quad (2.5)$$

Le variabili adimensionali considerate sono quindi le seguenti:

$$\varphi = \frac{\dot{m}}{\rho \omega_r d^3} \quad (2.6)$$

$$Re = \frac{\rho \omega_r d^2}{\mu} \quad (2.7)$$

$$Ma = \frac{\omega_r d}{a} \quad (2.8)$$

$$N_s = \omega_r \frac{\dot{V}_{out}^{0.5}}{\Delta h_{is}^{0.75}} \quad (2.9)$$

$$d_s = d \frac{\Delta h_{is}^{0.25}}{\dot{V}_{out}^{0.5}} \quad (2.10)$$

dove γ è il rapporto fra i calori specifici, φ la cifra caratteristica di flusso, $\dot{m}$ la portata di massa, ω_r è la velocità di rotazione misurata in rad/s, d il diametro il diametro della girante, Re il numero di Reynolds, Ma il numero di Mach, $\dot{V}_{out}$ la portata volumetrica all'uscita della turbina, μ la viscosità dinamica, a la velocità del suono caratteristica del fluido, N_s la velocità specifica e d_s il diametro specifico. In caso di moto turbolento perfettamente sviluppato (valori di Re elevati)

l'influenza di Re e γ può essere trascurata [59]. Anche l'influenza di Ma può essere trascurata se il fluido è incomprimibile ($Ma < 0.5$) [59]. Il rendimento può essere quindi espresso in funzione di due soli parametri (N_s e d_s) ed alcuni diagrammi sono stati disegnati utilizzando questa relazione (i diagrammi di Balje). In questi diagrammi la linea che collega le coppie di N_s e d_s che portano alle massime efficienze è chiamata linea di Cordier. Per le turbine assiali i migliori valori di efficienza vengono misurati operando con velocità specifiche elevate ($N_s > 0.3$) mentre per le turbine radiali i valori ottimali vengono ottenuti con N_s comprese tra 0.4 e 0.8 [58]. Il diagramma di Balje è particolarmente utile per calcolare il diametro della turbina ma non fornisce ulteriori informazioni sulla geometria della stessa [59]. Per ovviare a questa problematica vengono utilizzati altri due parametri, il coefficiente di flusso ϕ ed il coefficiente di stage loading Ψ , definiti come:

$$\phi = \frac{C_m}{U} \quad (2.11)$$

$$\Psi = \frac{\Delta h_{tot}}{U^2} \quad (2.12)$$

dove C_m è la meridional velocity, U è la velocità periferica e Δh_{tot} il salto entalpico totale. Tramite i parametri ϕ e Ψ è possibile ricavare i valori dei parametri geometrici più importanti come le aree di passaggio e l'altezza e l'angolatura delle pale all'ingresso ed all'uscita della turbina. Su questi due parametri sono poi basate le mappe di Smith, utilizzabili per stimare l'efficienza isoentropica della turbina. Sauret e Rowlands [60] hanno effettuato una progettazione preliminare di una turbina radiale per diversi fluidi organici fissando gli stessi valori di ϕ e Ψ per tutti i fluidi. Nonostante i coefficienti fossero fissati, sono state registrate delle piccole differenze percentuali nelle efficienze isoentropiche delle turbine utilizzate per i diversi fluidi, riconducibili alle proprietà dei fluidi stessi [58]. Utilizzando ϕ , Ψ ed i diagrammi di Smith non è infatti possibile predire le piccole variazioni di efficienza dovute ad elevati rapporti di espansione (numeri di Mach elevati dati da valori bassi di γ oppure da valori elevati di MM), alle ridotte dimensioni delle turbine (quelle aventi dimensioni assolute limitate spesso non soddisfano a pieno i requisiti della similitudine) e gradi di reazione diversi dal valore di 0.5 normalmente utilizzato [59]. I casi sopra descritti si manifestano comunemente quando vengono utilizzati fluidi organici. Come suggerisce Macchi [10], questi effetti possono essere tenuti in considerazione affiancando a ϕ , Ψ un'ulteriore coppia di parametri, il rapporto volumetrico di espansione VFR ed il size parameter SP :

$$VFR = \frac{\dot{V}_{out}}{\dot{V}_{in}} \quad (2.13)$$

$$SP = \frac{\dot{V}_{out}^{0.5}}{\Delta h_{is}^{0.25}} \quad (2.14)$$

dove $\dot{V}_{out}$ e $\dot{V}_{in}$ sono le portate volumetriche all'uscita ed all'ingresso della turbina, con $\dot{V}_{out}$ calcolata considerando un processo di espansione isoentropico. Entrambi questi parametri dipendono unicamente dalle proprietà del fluido organico e dal ciclo termodinamico. Il VFR è considerato un parametro significativo per valutare la diminuzione dell'efficienza della turbina al variare del rapporto di espansione per sostanze differenti. Il SP invece deriva dalle regole di similitudine e tiene conto della dimensione della turbina.

In questo lavoro per sono state utilizzate delle mappe grazie alle quali è possibile stimare il rendimento isoentropico in funzione di VFR ed SP per valori di velocità specifica ottimale. La prima coppia di mappe è stata proposta da Macchi e Perdichizzi [10] e permette di stimare l'efficienza e la velocità ottimale di rotazione di una turbina assiale operante con fluidi organici. Perdichizzi e Lozza [11] hanno invece stimato l'efficienza e la velocità ottimale di rotazione delle turbine radiali utilizzando una procedura simile.

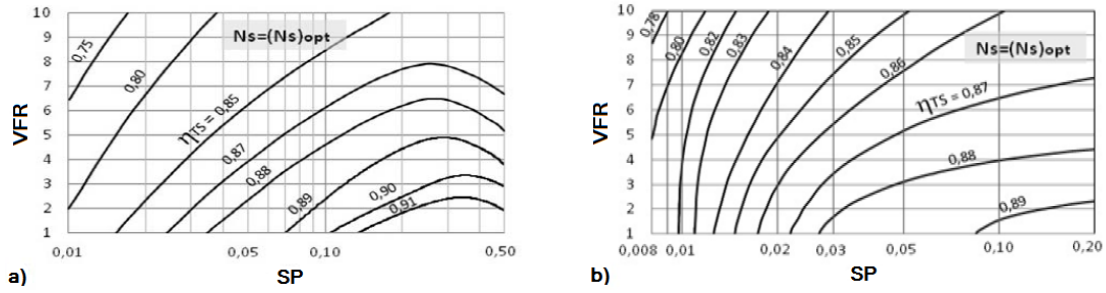


Figura 2.2: Mappe per la predizione dell'efficienza isoentropica della turbina (a) assiale [10] e (b) radiale [11] in funzione del SP e del VFR .

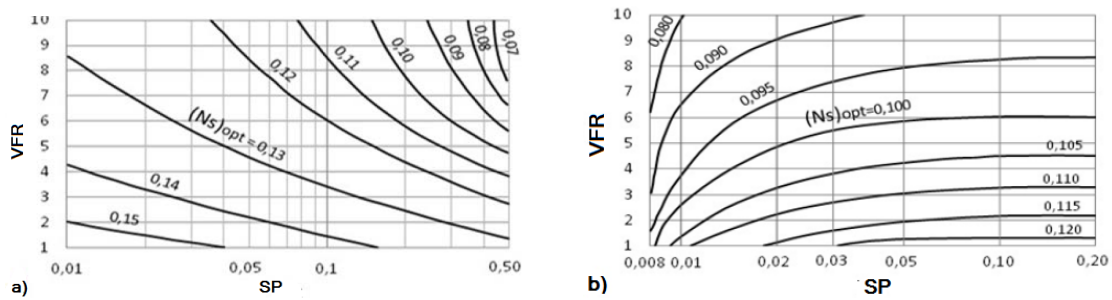


Figura 2.3: Mappe per la predizione della velocità specifica ottimale della turbina (a) assiale [10] e (b) radiale [11] in funzione del SP e del VFR .

Le figure 2.2(a) e 2.3(a) mostrano la velocità specifica ottima e l'efficienza isoentropica (alla velocità specifica ottima) in funzione di SP e VFR per turbine

ad assetto assiale. In questi diagrammi la velocità specifica è calcolata utilizzando la formula (2.13), ma le velocità sono espresse in *rps* invece che in *rad/s*. La massima efficienza specifica si avvicina al 90% e viene ottenuta con alti valori di *SP* e bassi valori di *VFR*.

Allo stesso modo le figure 2.2(b) e 2.3(b) mostrano la velocità specifica ottima e l'efficienza isoentropica (alla velocità specifica ottima) in funzione di *SP* e *VFR* per turbine ad assetto radiale. L'efficienza massima è minore se confrontata con quella delle turbine assiali, ma rimane elevata anche a valori elevati di *VFR*.

Le correlazioni presenti nelle figure sono inserite nell'ottimizzazione del ciclo termodinamico e permettono di ottenere i valori ottimali di $\eta_{is,t}$ e N_s . Le mappe delle efficienze e delle velocità specifiche sono state infatti interpolate per ottenere delle correlazioni di questo tipo per turbine a singolo stadio assiali e radiali:

$$\eta_{is,t} = f(VFR, SP) \quad (2.15)$$

$$(N_s)_{opt} = f(VFR, SP) \quad (2.16)$$

Le mappe così interpolate sono state inserite nel codice MATLAB: durante l'ottimizzazioni il *SP* ed il *VFR* vengono calcolati ed utilizzati per ricavare dalle mappe l'efficienza isoentropica della turbina in assetto radiale ed in assetto assiale. Le turbine assiali vengono normalmente utilizzate nelle applicazioni ad elevata potenza mentre le turbine radiali trovano il loro campo applicativo negli impianti di potenze limitate. Nelle applicazioni a potenza intermedia (tra i 200-700 kW, come nel caso in esame) entrambe le tipologie possono essere prese in considerazione, per questo motivo è opportuno confrontare i rendimenti di entrambe le tipologie di turbine calcolati utilizzando i medesimi valori di *SP* e *VFR*. L'assetto della turbina viene stabilito in base a quale dei due rendimenti isoentropici risulti essere più elevato. Una volta stabilito l'assetto della turbina, la N_s ottimale viene calcolata tramite la correlazione (2.16) utilizzando i medesimi valori di *SP* e *VFR*.

L'efficienza e la velocità di rotazione vengono calcolate tramite un processo iterativo: inizialmente l'efficienza isoentropica assume un valore di primo tentativo (è una delle variabili indipendenti) e viene calcolata la potenza erogata dall'impianto. Il processo iterativo si interrompe quando la differenza fra i valori della potenza elettrica calcolata in due iterazioni successive sarà minore di un valore prefissato. Nonostante il fatto che le turbine assiali raggiungano efficienze più elevate in condizioni di design point, spesso vengono installate turbine radiali grazie alle migliori prestazioni in condizioni di off-design, ottenibili utilizzando le variable inlet guide vanes [58].

Il condensatore

Il compito del condensatore è di raffreddare il fluido operativo proveniente dal REC e farlo condensare fino al punto 6 dove il fluido operativo è nello stato di liquido saturo. Il calore sottratto al fluido operativo viene assorbito da un flusso di acqua $\dot{m}_{water}$ calcolabile come:

$$\dot{m}_{water} = \dot{m}_{ORC} \frac{(h_{10} - h_6)}{(h_{out,water} - h_{in,water})} \quad (2.17)$$

La temperatura e la pressione dell'acqua all'entrata ed all'uscita del condensatore sono stabilite a priori come condizione a contorno. La tipologia di condensatore scelta nel caso di impianti alimentati dalla sorgente HT è del tipo ACC (Air-cooled Condenser), il calore contenuto nel flusso di acqua proveniente dal condensatore viene quindi dissipato nell'ambiente attraverso un sistema di scambiatori acquaria. La massa di aria $\dot{m}_{air}$ (calcolata successivamente con l'equazione 2.68) viene mossa da una serie di ventilatori che assorbiranno una parte dell'energia elettrica prodotta dall'impianto. L'utilizzo di un sistema ACC permette di risparmiare grosse quantità di acqua che vanno solitamente perse nelle colonne evaporative. Nel caso di impianti ORC alimentati da sorgente LT invece non vengono utilizzati condensatori del tipo ACC e l'acqua entra nel condensatore a temperatura minore.

La pompa

Una volta che il fluido sia arrivato alla condizione di liquido saturo nel punto 1 deve essere inviato nuovamente verso lo scambiatore recuperativo e l'evaporatore. Per svolgere quest'azione l'impianto è dotato di una pompa, azionata a sua volta da un motore. Il pompaggio del fluido dal punto 1 al punto 6 non avverrà isoentropicamente e la pompa avrà un rendimento isoentropico di compressione $\eta_{is,PUMP}$ del 75 %. Il processo è descritto dalla seguente equazione:

$$h_1 = h_6 + \frac{(h_7 - h_6)}{\eta_{is,PUMP}} \quad (2.18)$$

dove il punto 7 corrisponde al punto di fine compressione nel caso in cui la compressione fosse isoentropica.

La pompa funzionerà con un rendimento meccanico $\eta_{mec,PUMP}$ fissato al 95 % mentre il motore avrà un rendimento η_{mot} del 90 %. La pompa nel complesso as-

sorbirà la potenza P_p :

$$P_p = \dot{m}_{ORC} \frac{(h_1 - h_6)}{\eta_{mec,PUMP} \cdot \eta_{mot}} \quad (2.19)$$

Lo scambiatore recuperativo

Lo scambiatore recuperativo (REC) ha il compito di recuperare parte del calore di cui il fluido operativo ancora dispone a valle della turbina allo scopo di preriscaldare il fluido in ingresso al boiler. In questo modo quindi è possibile preriscaldare il fluido utilizzando calore interno al ciclo stesso evitando di attingere ad una fonte esterna, aumentando quindi l'efficienza del ciclo. Questo risparmio perde di significato nel caso si stia utilizzando calore di scarto che quindi va sfruttato al massimo: il REC ha infatti un costo che influirà sulla economicità dell'impianto. Se il fluido è del tipo “dry”, esso uscirà dalla turbina nello stato di vapore surriscaldato e l'utilizzo di uno scambiatore recuperativo permette quindi di diminuire il carico termico sul condensatore.

Per lo scambiatore recuperativo si definisce l'efficienza di scambio termico E_{REC} :

$$E_{REC} = \frac{h_4 - h_{10}}{h_4 - h_5} \quad (2.20)$$

dove la componente al denominatore indica l'intero salto entalpico dall'uscita della turbina fino all'inizio della condensazione stessa (il punto 5 si trova infatti sulla campana nel diagramma T-s).

In seguito può essere calcolata l'entalpia del punto 9, ovvero l'ingresso del fluido preriscaldato nell'evaporatore.

$$h_9 = (h_4 - h_{10}) + h_1 \quad (2.21)$$

In questo modello l'efficienza dello scambiatore recuperativo è una delle variabili di ottimizzazione, che quindi verrà scelta a seconda dei casi al fine di massimizzare la funzione obiettivo. Nel processo di ottimizzazione è inoltre inserito un controllo di temperatura il cui compito è di evitare che la differenza di temperatura fra il flusso caldo ed il flusso freddo all'interno dello scambiatore superino la differenza di temperatura di pinch point dell'evaporatore $\Delta T_{pp,REC}$.

2.5 Analisi Energetica, Exergetica ed Economica

Una volta definiti i componenti dell'impianto è opportuno definire in che modo vengono analizzati i dati ricavati. Nell'analisi energetica ed exergetica vengono analizzate le prestazioni dell'impianto mentre nell'analisi economica viene analizzata l'economicità dello stesso. Le relazioni utilizzate nelle analisi risulteranno essere leggermente differenti a seconda della tipologia di sorgente di calore utilizzata.

L'analisi energetica

Nell'analisi energetica viene analizzato il rendimento dell'impianto dal punto di vista termico. È opportuno precisare che mentre il rendimento del ciclo considera solo il ciclo ORC, il rendimento dell'impianto descrive le prestazioni del ciclo topping e del ciclo ORC nel loro complesso. Il rendimento dell'impianto viene considerato solo nel caso della sorgente ad alta temperatura, dato che la microturbina eroga la potenza elettrica P_{TG} .

I rendimenti termici del ciclo η_{ciclo} e dell'impianto $\eta_{impianto}$ sono definiti nel seguente modo:

$$\eta_{ciclo} = \frac{P_{el,ORC}}{\dot{m}_{ORC}(h_3 - h_9)} \quad (2.22)$$

$$\eta_{impianto} = \frac{P_{el,ORC} + P_{el,TG}}{P_{th\ comb}} \quad (2.23)$$

La potenza elettrica $P_{el,ORC}$ invece è così definita:

$$P_{el,ORC} = P_{TUR} - P_{PUMP} \quad (2.24)$$

dove P_{TUR} è la potenza estratta dalla turbina e P_{PUMP} la potenza richiesta per il funzionamento della pompa.

Si può notare che massimizzare la potenza elettrica e l'efficienza richiede due approcci molto diversi: per massimizzare il rendimento termico infatti è sufficiente diminuire il salto entalpico al denominatore aumentando il recupero termico nel REC. In questo modo quindi si aumenterà il recupero interno di calore e sarà necessario fornire meno energia all'impianto. Questa filosofia però mal si applica al caso della geotermia e del recupero del calore di scarto poiché significa aumentare l'entalpia a cui viene scaricato il fluido sorgente, che non viene quindi sfruttato completamente.

L'analisi exergetica

Nell'analisi exergetica vengono analizzate le prestazioni dell'impianto usando come grandezza di riferimento l'exergia, che misura l'entità di lavoro meccanico che può essere idealmente ottenuto a partire da una determinata quantità di energia disponibile. Essa rappresenta il lavoro massimo che si può ottenere da un sistema che passa da un determinato stato allo stato neutro per un processo continuo con deflusso reversibile potendo scambiare calore solo con l'ambiente esterno alla temperatura T_0 [40].

Per calcolare l'exergia è necessario calcolare l'entalpia e l'entropia del fluido nel punto considerato e nello stato di riferimento "0" (definito nelle condizioni a contorno). L'exergia viene quindi calcolata come:

$$E = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (2.25)$$

dove h_0 , s_0 e T_0 sono l'entalpia, l'entropia e la temperatura nello stato di riferimento.

Passiamo ora a descrivere gli indici di prestazione utilizzati nell'analisi exergetica. Il primo è il rendimento exergetico del ciclo $\eta_{ex,ciclo}$, descritto come:

$$\eta_{ex,ciclo} = \frac{P_{el,ORC}}{\dot{m}_{hot} \cdot E_{in,hot}} \quad (2.26)$$

dove $E_{in,hot}$ è l'exergia dei gas di scarico all'ingresso dell'evaporatore (o dell'acqua geotermica nel caso della sorgente LT). Nel caso della sorgente ad alta temperatura invece il rendimento exergetico complessivo dell'impianto $\eta_{ex,impianto}$ è invece così espresso:

$$\eta_{ex,impianto} = \frac{P_{el,ORC} + P_{TG}}{P_{th,comb}} \quad (2.27)$$

dove E_{comb} è l'exergia rilasciata durante la combustione.

Per individuare in quali componenti dell'impianto si manifestino le perdite exergetiche più importanti viene utilizzato l'indicatore di perdite exergetiche " I ". Per procedere al calcolo delle perdite exergetiche è necessario calcolare le proprietà termodinamiche di alcuni punti precedentemente ignorati.

Le perdite exergetiche I_{ev} all'evaporatore vengono così calcolate:

$$I_{ev} = \dot{m}_{hot} \cdot (E_{out,hot} - E_{in,hot}) + \dot{m}_{ORC} \cdot (E_9 - E_3) \quad (2.28)$$

Per calcolare le perdite exergetiche nella turbina I_{TUR} viene invece confrontata

l'entropia del fluido organico all'ingresso della turbina con quella misurata all'uscita:

$$I_{TUR} = \dot{m}_{ORC} \cdot (E_3 - E_4) - P_{TUR} \quad (2.29)$$

Alla stessa maniera vengono calcolate le perdite exergetiche nella pompa I_{PUMP} :

$$I_{PUMP} = \dot{m}_{ORC} \cdot (E_6 - E_1) + P_{PUMP} \quad (2.30)$$

Sommando le differenze di entropia del fluido organico all'entrata e all'uscita dello scambiatore recuperativo sia nel lato caldo che nel lato freddo si ottengono invece le perdite exergetiche al REC I_{REC} :

$$I_{REC} = \dot{m}_{ORC} \cdot (E_1 - E_9) + \dot{m}_{ORC} \cdot (E_4 - E_{10}) \quad (2.31)$$

Allo stesso modo vengono calcolate le perdite exergetiche al condensatore, dove devono essere considerati sia il flusso di fluido organico sia quello dell'acqua di raffreddamento:

$$I_{cond} = \dot{m}_{ORC} \cdot (E_{10} - E_6) + \dot{m}_{water} \cdot (E_{in,water} - E_{out,water}) \quad (2.32)$$

Sommando le perdite exergetiche di tutti i componenti si ottiene la perdita di exergia totale I_{tot} :

$$I_{tot} = I_{ev} + I_{TUR} + I_{REC} + I_{cond} + I_{PUMP} \quad (2.33)$$

Una volta calcolata la perdita di exergia totale è possibile calcolare altri indicatori ad essa collegati. La frazione di exergia distrutta " x_i " è definita come il rapporto fra l'exergia distrutta e l'exergia disponibile all'ingresso:

$$x_i = \frac{I_{tot}}{\dot{m}_{hot} \cdot E_{in,hot}} \quad (2.34)$$

Disponendo anche di questo valore è possibile calcolare l'exergia persa nel processo Ψ_i , definibile come:

$$\Psi_i = 1 - \eta_{ex,ciclo} - x_i \quad (2.35)$$

L'analisi economica

L'analisi termodinamica non può dare indicazioni esaustive su quali siano i fluidi (o miscele) più adatti a lavorare in un impianto poiché il differente comportamento

termico e volumetrico dei fluidi stessi non influenza solo le prestazioni, ma anche sul costo e sul dimensionamento dei componenti dell'impianto. Il costo complessivo dell'impianto è dato dalla somma dei costi di tutti i suoi componenti, ovvero gli scambiatori di calore, la turbina, le pompe etc. Tutti i costi dipendono dalla dimensione, dalla tipologia di componente, dai materiali di costruzione e dalla pressione operativa.

Per stimare il costo delle componenti dell'impianto si è deciso di utilizzare la *Module Costing Technique (MCT)*: questa tecnica riporta tutti i costi diretti ed indiretti ai costi sostenuti per acquistare i componenti in determinate condizioni base " C_P^0 ". La presente analisi utilizza le equazioni di costo ed i coefficienti presenti nello studio di [61], che a sua volta utilizza una versione aggiornata delle equazioni di costo presenti in [62].

Le equazioni di costo sono espresse nel seguente modo:

$$\log_{10}(C_P^0) = K_1 + K_2 \log_{10}(Y) + K_3 (\log_{10}(Y))^2 \quad (2.36)$$

dove Y è la capacità oppure il size parameter del componente mentre K_1 , K_2 e K_3 sono coefficienti costanti caratteristici di ogni tipologia di componente.

Configurazioni diverse da quella di base (componenti fatti con un materiale più costoso oppure operanti a pressioni vicine alla pressione ambiente) vengono trattate utilizzando i fattori moltiplicativi F_P e F_M . Il fattore di pressione F_P è dato nella forma generale:

$$\log_{10}(F_P) = C_1 + C_2 \log_{10}(p) + C_3 (\log_{10}(p))^2 \quad (2.37)$$

dove p è la pressione operativa mentre C_1 , C_2 e C_3 sono coefficienti costanti caratteristici di ogni tipologia di componente.

Il costo di acquisto di un componente è quindi semplicemente espresso da:

$$C_P = C_P^0 \cdot F_P \cdot F_M \quad (2.38)$$

La stima del costo capitale include anche costi aggiuntivi, dovuti al lavoro e ai materiali necessari per installare un componente. Nell'analisi di costo MCT il "*Bare module cost factor*" F_{BM} è un fattore moltiplicativo aggregato che include i costi diretti ed indiretti:

$$C_{BM} = C_P^0 \cdot F_{BM} \quad (2.39)$$

dove C_{BM} (Bare Module Equipment Cost) è la somma di costi diretti ed indiretti. Nel caso degli scambiatori di calore e delle pompe il bare module cost factor è

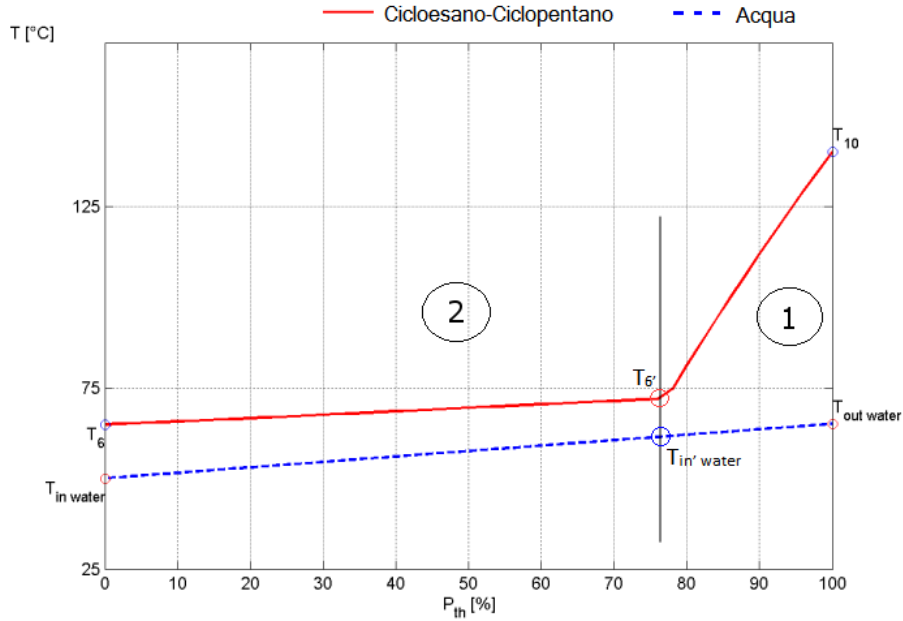


Figura 2.4: Diagramma dei profili termici all'interno del condensatore con evidenziate le 2 sezioni 1 e 2 (il fluido utilizzato è la miscela di Cicloesano-Ciclopentano (0.5/0.5)).

espresso come:

$$F_{BM} = B_1 + B_2 \cdot F_P \cdot F_M \quad (2.40)$$

dove B_1 e B_2 dipendono dal tipo di scambiatore o pompa mentre F_P e F_M tengono conto degli effetti della pressione operativa e dei materiali da costruzioni sul costo.

Per l'analisi economica del condensatore (considerando uno scambio in controcorrente) lo scambio termico è stato idealmente diviso in due parti (come illustrato nella figura 2.4). Nella prima parte il vapor surriscaldato (essendo i fluidi operativi utilizzati della tipologia “dry”) viene portato allo stato di vapor saturo mentre nella seconda parte avviene il cambiamento di fase fino allo stato di liquido saturo.

Il punto “ $in', water$ ” del flusso dell'acqua di condensazione è in corrispondenza del punto “6'” del flusso di fluido organico, che è il punto in cui il fluido si trova nello stato di liquido saturo alla pressione di condensazione. La temperatura nel punto “ $in', water$ ” è calcolata a partire dalla pressione dell'acqua e dall'entalpia, che è a sua volta calcolata come:

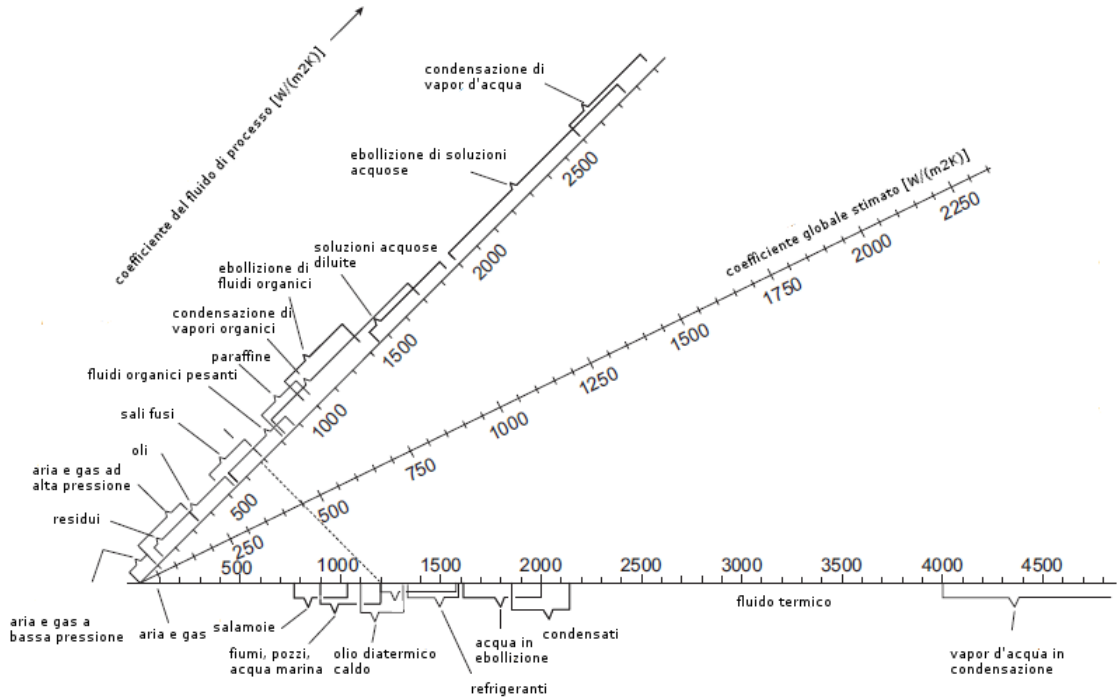


Figura 2.5: Diagramma dei coefficienti di scambio globale (per ottenere il coefficiente è necessario collegare il fluido di processo con il fluido di servizio e leggere il valore del coefficiente U dalla scala centrale)[12].

$$h_{in',water} = h_{in,water} + \frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{hot}} \cdot (h_{6'} - h_6); \quad (2.41)$$

Le due sezioni hanno un diverso valore del coefficiente globale di trasmissione del calore U_{cond} : esso assume il valore di $200 W/(m^2K)$ nella zona in cui il vapore surriscaldato viene raffreddato fino allo stato di vapore saturo e di $800 W/(m^2K)$ nella zona dove avviene il cambiamento di fase. Questi valori del coefficiente globale di scambio termico sono stati presi dalla tabella 19.1 e dalla figura 19.1 del manuale [12], visibile anche nella figura 2.5.

Il processo di condensazione avrà caratteristiche differenti nel caso in cui si debba far condensare una miscela di fluidi puri. La condensazione infatti non sarà isoterma, il componente meno volatile condenserà per primo e la composizione del vapore sarà in continuo cambiamento. Ci sarà quindi un trasferimento di calore sensibile sia per raffreddare la fase vapore fino al punto di rugiada sia per raffreddare la fase liquida già condensata dalla temperatura a cui aveva iniziato a condensare alla temperatura di uscita. Per raggiungere la superficie di condensazione il componente meno volatile dovrà inoltre diffondere attraverso il componente più volatile: vi saranno quindi delle resistenze al trasferimento di massa da tenere

in considerazione. Infine dato che la composizione della fase liquida e della fase gassosa variano durante il processo di condensazione le loro proprietà fisiche cambieranno durante il cambiamento di fase [12].

Per stimare il coefficiente globale di scambio termico si è deciso di utilizzare le correlazioni utilizzate per la condensazione di un fluido puro aggiungendo però un fattore di sicurezza che tenga in considerazione lo scambio di calore sensibile e la resistenza al trasferimento di massa. Come suggerito in [12], si è deciso di utilizzare un coefficiente cautelativo pari a 0.65 (lo stesso coefficiente verrà usato anche per il processo di evaporazione). Nel caso in cui il fluido in condensazione sia una miscela il coefficiente globale di scambio termico della sezione “2” del condensatore sarà $U_{cond,2} = 0.65 \cdot 800 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Si procede con il calcolo delle differenze di temperatura medie logaritmiche $\Delta T_{ml,cond,1}$ e $\Delta T_{ml,cond,2}$, definite come:

$$\Delta T_{ml,cond,1} = \frac{(T_{10} - T_{out,water}) - (T_{6'} - T_{in',water})}{\ln\left(\frac{(T_{10} - T_{out,water})}{(T_{6'} - T_{in',water})}\right)} \quad (2.42)$$

$$\Delta T_{ml,cond,2} = \frac{(T_{6'} - T_{in',water}) - (T_6 - T_{in,water})}{\ln\left(\frac{(T_{6'} - T_{in',water})}{(T_6 - T_{in,water})}\right)} \quad (2.43)$$

Le aree delle sezioni di scambio termico del condensatore $A_{cond,1}$ e $A_{cond,2}$, calcolate in m^2 , saranno allora pari a:

$$A_{cond,1} = \frac{\dot{m}_{ORC}(h_{10} - h_{6'})}{U_{cond,1} \cdot \Delta T_{ml,cond,1}} \quad (2.44)$$

$$A_{cond,2} = \frac{\dot{m}_{ORC}(h_{6'} - h_6)}{U_{cond,2} \cdot \Delta T_{ml,cond,2}} \quad (2.45)$$

L'area complessiva A_{cond} sarà data dalla somma delle aree delle singole sezioni:

$$A_{cond} = A_{cond,1} + A_{cond,2} \quad (2.46)$$

Si procede quindi a calcolare il $C_{BM,cond}$:

$$\begin{aligned}
F_M &= 1 \\
F_P &= 10^{0.03881 - 0.11272 \cdot \log_{10}(p) + 0.08173 \cdot (\log_{10}(p))^2} \\
F_{BM} &= 1.63 + 1.66 \cdot F_P \cdot F_M \\
C_P^0 &= 10^{(4.3247 - 0.303 \cdot \log_{10}(A_{cond}) + 0.1634 \cdot (\log_{10}(A_{cond}))^2)} \\
C_{BM,cond} &= C_P^0 \cdot F_{BM}
\end{aligned} \tag{2.47}$$

dove p è la pressione espressa in bar.

Nel caso in cui il ciclo sia subcritico l'evaporatore è stato considerato in maniera simile: lo scambio termico è idealmente diviso in tre parti, la prima in cui il fluido operativo raggiunge lo stato di liquido saturo, la seconda in cui avviene il cambiamento di fase fino allo stato di vapore saturo ed infine la terza in cui il vapore viene eventualmente surriscaldato.

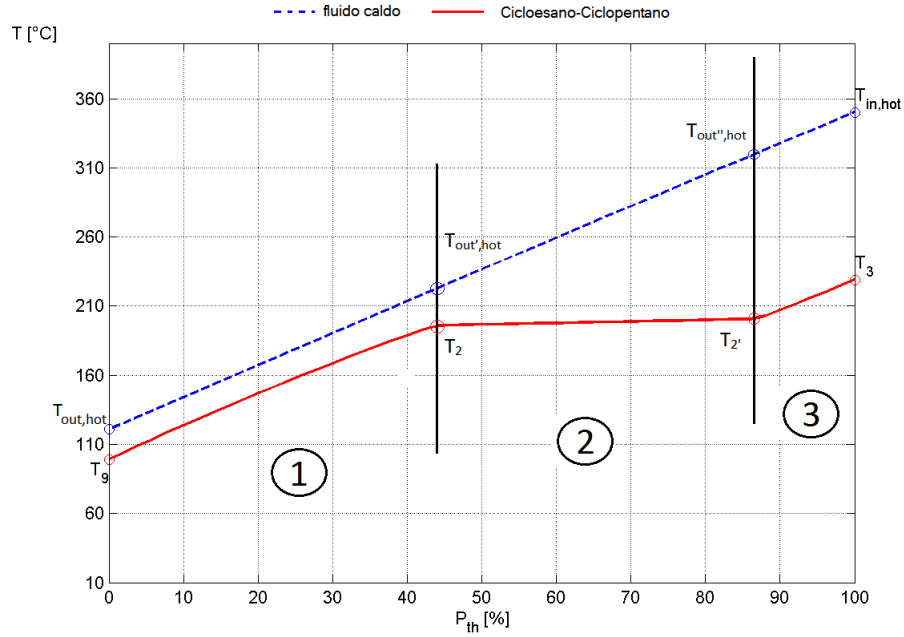


Figura 2.6: Diagramma dei profili termici all'interno dell'evaporatore con evidenziate le tre sezioni 1, 2 e 3 (il fluido utilizzato è la miscela di cicloesano-ciclopentano (0.5/0.5)).

È possibile vedere la divisione dell'evaporatore in tre sezioni dalla figura 2.6, per il flusso di gas di scarico il punto “out” è in corrispondenza del punto “2” del flusso di fluido organico, ovvero il punto all'interno dell'evaporatore dove il fluido operativo si trova in condizione di liquido saturo. Allo stesso modo quindi il pun-

to “out'” del flusso di gas di scarico corrisponde al punto “2'” del flusso di fluido organico, corrispondente al punto in cui il fluido organico si trova in condizione di vapore saturo. L'evaporatore, dove i due flussi si trovano in controcorrente, risulta quindi diviso in tre zone: nella zona “1” verrà effettuato il preriscaldamento, nella zona “2” avverrà il cambiamento di fase ed infine nella zona “3” il fluido organico verrà sottoposto all'eventuale surriscaldamento. Le temperature dei fluidi nei punti sopracitati vengono calcolate a partire dalle entalpie e dalla pressione di evaporazione. Le entalpie dei fluidi vengono calcolate tramite i seguenti bilanci:

$$h_{out',hot} = h_{out,hot} + \frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{hot}} \cdot (h_2 - h_9) \quad (2.48)$$

$$h_{out'',hot} = h_{out',hot} + \frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{hot}} \cdot (h_{2'} - h_2); \quad (2.49)$$

Le entalpie del fluido organico nei punti “2” e “2'” vengono invece calcolate utilizzando il database REFPROP. Avendo a disposizione i valori delle entalpie e delle pressioni, è possibile calcolare i valori delle temperature e delle entropie sia dei gas di scarico (o dell'acqua geotermica nel caso della sorgente LT) sia del fluido organico nei punti sopracitati. Per ognuna di queste zone viene poi calcolata la differenza di temperatura media logaritmica ΔT_{ml} :

$$\Delta T_{ml,ev,1} = \frac{(T_{out',hot} - T_2) - (T_{out,hot} - T_9)}{\ln\left(\frac{(T_{out',hot} - T_2)}{(T_{out,hot} - T_9)}\right)} \quad (2.50)$$

$$\Delta T_{ml,ev,2} = \frac{(T_{out'',hot} - T_{2'}) - (T_{out',hot} - T_2)}{\ln\left(\frac{(T_{out'',hot} - T_{2'})}{(T_{out',hot} - T_2)}\right)} \quad (2.51)$$

$$\Delta T_{ml,ev,3} = \frac{(T_{in,hot} - T_3) - (T_{out'',hot} - T_{2'})}{\ln\left(\frac{(T_{in,hot} - T_3)}{(T_{out'',hot} - T_{2'})}\right)} \quad (2.52)$$

Ognuna delle tre sezioni di scambio termico ha un diverso valore del coefficiente globale di trasmissione del calore U_{ev} . Esso assume un valore di 120 W/(m²K) nella sezione in cui il liquido viene portato fino allo stato di liquido saturo, 170 W/(m²K) nella zona in cui avviene il cambiamento di fase e di 50 W/(m²K) nella sezione in cui avviene il surriscaldamento. Come nel caso della condensazione, il coefficiente globale di scambio termico della zona dove avviene il cambiamento di fase viene moltiplicato per un coefficiente pari a 0.65 nel caso in cui il fluido in evaporazione sia una miscela multicomponente.

Le aree di scambio termico delle tre sezioni dell'evaporatore vengono così calcolate:

$$A_{ev,1} = \frac{\dot{m}_{ORC}(h_2 - h_9)}{U_{ev,1} \cdot \Delta T_{ml,ev,1}} \quad (2.53)$$

$$A_{ev,2} = \frac{\dot{m}_{ORC}(h_{2'} - h_2)}{U_{ev,2} \cdot \Delta T_{ml,ev,2}} \quad (2.54)$$

$$A_{ev,3} = \frac{\dot{m}_{ORC}(h_3 - h_{2'})}{U_{ev,3} \cdot \Delta T_{ml,ev,3}} \quad (2.55)$$

L'area complessiva A_{ev} sarà la somma delle aree delle singole sezioni:

$$A_{ev} = A_{ev,1} + A_{ev,2} + A_{ev,3} \quad (2.56)$$

Nel caso di ciclo supercritico la divisione dello scambiatore in sezioni perderebbe di significato e la differenza di temperatura media logaritmica $\Delta T_{ml,ev}$ sarà quindi definita come:

$$\Delta T_{ml,ev} = \frac{(T_{in,hot} - T_3) - (T_{out,hot} - T_9)}{\ln\left(\frac{(T_{in,hot} - T_3)}{(T_{out,hot} - T_9)}\right)} \quad (2.57)$$

Il coefficiente di scambio termico globale in questo caso è fissato a $200 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. La superficie necessaria per lo scambio termico A_{ev} sarà pari a:

$$A_{ev} = \frac{\dot{m}_{ORC} \cdot (h_3 - h_9)}{U_{ev} \cdot \Delta T_{ml,ev} \cdot 0.85} \quad (2.58)$$

Una volta calcolata la superficie di scambio termico, il coefficiente $C_{BM,ev}$ verrà calcolato con la seguente serie di equazioni:

$$\begin{aligned} F_M &= 1 \\ F_P &= 10^{0.03881 - 0.11272 \cdot \log_{10}(p) + 0.08173 \cdot (\log_{10}(p))^2} \\ F_{BM} &= 1.63 + 1.66 \cdot F_P \cdot F_M \\ C_P^0 &= 10^{(4.3247 - 0.303 \cdot \log_{10}(A_{ev}) + 0.1634 \cdot (\log_{10}(A_{ev}))^2)} \\ C_{BM,ev} &= C_P^0 \cdot F_{BM} \end{aligned} \quad (2.59)$$

dove p è la pressione espressa in bar.

Per lo scambiatore recuperativo viene calcolata prima la differenza di temperatura media logaritmica $\Delta T_{ml,REC}$:

$$\Delta T_{ml,REC} = \frac{(T_4 - T_9) - (T_{10} - T_1)}{\ln\left(\frac{(T_4 - T_9)}{(T_{10} - T_1)}\right)} \quad (2.60)$$

ed in seguito la superficie di scambio termico A_{REC} , utilizzando un coefficiente

globale di scambio termico U_{REC} pari a $300 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$:

$$A_{REC} = \frac{\dot{m}_{ORC} \cdot (h_9 - h_1)}{U_{REC} \cdot \Delta T_{ml,REC}} \quad (2.61)$$

Vengono poi calcolati gli indicatori di costo:

$$\begin{aligned} F_M &= 1 \\ F_P &= 10^{0.03881 - 0.11272 \cdot \log_{10}(p) + 0.08173 \cdot (\log_{10}(p))^2} \\ F_{BM} &= 1.63 + 1.66 \cdot F_P \cdot F_M \\ C_P^0 &= 10^{(4.3247 - 0.303 \cdot \log_{10}(A_{REC}) + 0.1634 \cdot (\log_{10}(A_{REC}))^2)} \\ C_{BM,REC} &= C_P^0 \cdot F_{BM} \end{aligned} \quad (2.62)$$

Nel caso in cui l'efficienza dello scambiatore recuperativo E_{REC} (che è una delle variabili di ottimizzazione) sia pari a zero il REC non è necessario e di conseguenza il suo *bare equipment cost* risulterà essere nullo ($C_{BM,REC} = 0$).

Viene previsto l'utilizzo di due pompe (e quindi due motori per il loro funzionamento), per ognuna di esse il base module equipment cost $C_{BM,PUMP}$ viene calcolato con il seguente procedimento:

$$\begin{aligned} F_M &= 1.6 \\ F_P &= 10^{-0.3935 + 0.3957 \cdot \log_{10}(p) - 0.00226 \cdot (\log_{10}(p))^2} \\ F_{BM} &= 1.89 + 1.35 \cdot F_P \cdot F_M \\ C_P^0 &= 10^{3.3892 + 0.0536 \cdot \log_{10}(P_{PUMP}) + 0.1538 \cdot (\log_{10}(P_{PUMP}))^2} \\ C_{BM,PUMP} &= C_P^0 \cdot F_{BM} \end{aligned} \quad (2.63)$$

dove p è la pressione espressa in bar e P_{PUMP} la potenza della pompa espressa in kW.

Il bare model equipment cost di ognuno dei motori elettrici delle pompe $C_{BM,motor}$ viene calcolato come:

$$\begin{aligned} F_{BM} &= 1.5 \\ C_P^0 &= 10^{2.4604 + 1.4191 \cdot \log_{10}(P_{PUMP}) - 0.1798 \cdot (\log_{10}(P_{PUMP}))^2} \\ C_{BM,motor} &= C_P^0 \cdot F_{BM} \end{aligned} \quad (2.64)$$

Il bare model equipment cost della turbina $C_{BM,TUR}$ viene calcolato come:

$$\begin{aligned} F_{BM} &= 2 \\ C_P^0 &= 10^{2.2476 + 1.4965 \cdot \log_{10}(P_{TUR}) - 0.1618 \cdot (\log_{10}(P_{TUR}))^2} \\ C_{BM,TUR} &= C_P^0 \cdot F_{BM} \end{aligned} \quad (2.65)$$

dove P_{TUR} è la potenza della turbina espressa in kW.

Il bare model equipment cost dell'alternatore e della scatola del cambio $C_{BM,alt}$ viene calcolato come:

$$\begin{aligned} F_{BM} &= 1.5 \\ C_P^0 &= 200000 \cdot (P_{TUR}/5000)^{0.67} + 0.4 \cdot 200000 \cdot (P_{TUR}/5000)^{0.67} \\ C_{BM,alt} &= C_P^0 \cdot F_{BM} \end{aligned} \quad (2.66)$$

L'ultimo componente è l'air cooler, il cui compito è smaltire la potenza termica P_{th} trasportata dal flusso di acqua proveniente dal condensatore:

$$P_{th} = \dot{m}_{water}(T_{out,water} - T_{in,water}) \quad (2.67)$$

Viene poi calcolata la portata di massa di aria $\dot{m}_{air}$ necessaria ad effettuare lo scambio termico:

$$\dot{m}_{air} = c_{spec,air}(T_{out,air} - T_{in,air}) \quad (2.68)$$

dove $c_{spec,air}$ è il calore specifico dell'aria che è pari a 1004 J/(kgK). Viene poi calcolata la differenza di temperatura media logaritmica $\Delta T_{ml,cool}$ e l'aria di scambio termico $A_{air,cool}$:

$$\Delta T_{ml,cool} = \frac{(T_{in,water} - T_{out,air}) - (T_{out,water} - T_{in,water})}{\ln\left(\frac{(T_{in,water} - T_{out,air})}{(T_{out,water} - T_{in,air})}\right)} \quad (2.69)$$

$$A_{air,cool} = \frac{P_{th}}{U_{air,cool} \cdot F_t \cdot \Delta T_{ml,cool}} \quad (2.70)$$

dove $U_{air,cool}$ è il coefficiente di scambio termico pari a 120 W/(m²K) e F_t è il fattore di temperatura per scambiatori cross flow pari a 0.9.

Il bare model equipment cost dell'air cooler $C_{BM,cool}$ viene calcolato come:

$$\begin{aligned} F_M &= 1 \\ F_P &= 10^{0.03881 - 0.11272 \cdot \log_{10}(p_{water}) + 0.08173 \cdot (\log_{10}(p_{water}))^2} \\ F_{BM} &= 1.63 + 1.66 \cdot F_P \cdot F_M \\ C_{BM,cool} &= F_{BM} \cdot 530 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{A_{air,cool}}{3563}\right)^{0.9} \end{aligned} \quad (2.71)$$

Avendo calcolato il bare module equipment cost di ogni componente è possibile

calcolare il bare module equipment cost totale $C_{BM,tot}$:

$$C_{BM,tot} = C_{BM,ev} + C_{BM,cond} + C_{BM,REC} + C_{BM,TUR} + C_{BM,alt} + 2 \cdot C_{BM,PUMP} + 2 \cdot C_{BM,motor} + C_{BM,cool} \quad (2.72)$$

Come si può vedere dalla formula, nell'impianto sono previste due pompe in parallelo in modo che l'impianto possa continuare a funzionare anche in caso di guasto alla pompa principale.

Il calcolo degli ultimi indicatori di costo differisce leggermente a seconda di quale sia la sorgente di calore considerata. Nel caso della sorgente ad alta temperatura il bare model cost factor F_{BM} che tiene in considerazione il costo delle strutture ausiliarie ha un valore fissato a 1.1, mentre il bare module cost della microturbina C_{TG} è pari a 900 \$/kW. Essendo la taglia della microturbina di 600 kW il "grassroot cost" $C_{GR,tot}$ complessivo dell'impianto sarà pari a:

$$C_{GR,tot} = 1.1 \cdot C_{BM,tot} + C_{TG} \quad (2.73)$$

I costi di gestione e manutenzione $C_{o\&m}$ (operational and maintenance) sono considerati in percentuale come il 2% del "grassroot cost":

$$C_{o\&m} = 0.02 \cdot C_{GR,tot} \quad (2.74)$$

Per proseguire con la descrizione degli indicatori economici è necessario introdurre alcune variabili indipendenti, descritte qui di seguito nella tabella 2.12.

Tabella 2.12: Variabili indipendenti dell'analisi economica nel caso di sorgente ad alta temperatura.

Valore	Definizione
$N = 15$ anni	Vita prevista dell'impianto
$tax_att = 0.06$	Tasso di interesse
$tax = 0.40$	Tassazione vigente
$p_{el\ sold} = 0.27$ \$ kWh ⁻¹	Costo evitato grazie all'autoconsumo
$p_{fuel\ spec} = 0.8$ \$ kg ⁻¹	Prezzo specifico del combustibile
$PCI_{fuel} = 47.7 \times 10^3$ kJ kg ⁻¹	Potere calorifero inferiore del combustibile
$F_c = 0.7$	Fattore di carico dell'impianto
$\dot{m}_{comb} = P_{th,comb}/(PCI_{fuel} \times 1000)$ m s ⁻¹	Portata di massa del combustibile
$C_{TG} = 500 \times P_{TG}/1000$ \$	Costo della microturbina

Anche nel caso della sorgente a bassa temperatura il bare model cost factor

F_{BM} che tiene in considerazione il costo delle strutture ausiliarie ha un valore fissato a 1.1, mentre il bare module cost del pozzo geotermico C_{drill} viene stimato come:

$$C_{drill} = 0.4 \times 1.08 \times C_{BM,tot} \quad (2.75)$$

Il “grassroot cost” $C_{GR,tot}$ complessivo dell’impianto viene quindi calcolato come:

$$C_{GR,tot} = 1.1 \cdot C_{BM,tot} + C_{drill} \quad (2.76)$$

I costi di gestione e manutenzione $C_{o\&m}$ (operational and maintenance) sono anche in questo caso considerati in percentuale come il 2 % del “grassroot cost”:

$$C_{o\&m} = 0.02 \cdot C_{GR,tot} \quad (2.77)$$

Le variabili indipendenti utilizzate per l’analisi economica nel caso della sorgente a bassa temperatura sono descritte nella tabella 2.13.

Tabella 2.13: Variabili indipendenti dell’analisi economica per il caso a bassa temperatura.

Valore	Definizione
$N = 15$ anni	Vita prevista dell’impianto
$tax_att = 0.06$	Tasso di interesse
$tax = 0.40$	Tassazione vigente
$p_{el\ sold} = 0.27$ \$/kg kWh ⁻¹	Costo evitato grazie all’autoconsumo

Gli indicatori economici relativi al solo ciclo ORC

Per effettuare la valutazione economica vengono utilizzati come indici di confronto tre diversi parametri: il valore attuale netto (VAN), l’indice di profitto (IP) ed il tempo di ritorno (TR). Nel caso della sorgente LT (fonte geotermica) vengono calcolati solo gli indicatori economici relativi all’impianto ORC, mentre nel caso della sorgente HT (microturbina) vengono calcolati anche gli indicatori economici relativi alla turbina e quelli relativi all’impianto nel suo complesso.

Avendo a disposizione tutti i dati relativi al ciclo ORC si procede nell’analisi economica calcolando l’energia elettrica prodotta dal ciclo ORC:

$$E_{el,ORC} = \frac{P_{el,ORC} - 150 \cdot \dot{m}_{air}}{1000} \cdot 8760 \cdot F_c \quad (2.78)$$

dove alla potenza elettrica erogata dal ciclo ORC viene sottratta la potenza assorbita dai ventilatori del sistema di air cooling necessario per disperdere il calore assorbito dall'acqua del condensatore, pari a $150 \cdot \dot{m}_{air}$. Il fatturato REV_{ORC} è quindi dato dal prodotto fra energia elettrica prodotta ed il costo evitato grazie all'autoconsumo:

$$REV_{ORC} = E_{el,ORC} \cdot p_{el \text{ sold}} \quad (2.79)$$

Le spese totali relative all'impianto ORC EXP_{ORC} vengono calcolate come:

$$EXP_{ORC} = 0.02 \cdot 1.1 \cdot C_{BM,tot} \quad (2.80)$$

Il flusso di cassa relativo al ciclo ORC è calcolato come:

$$FC_{ORC} = (REV_{ORC} - EXP_{ORC}) \cdot (1 - tax) \quad (2.81)$$

in questo caso però il termine tax sarà pari a zero, considerata la tassazione agevolata per le energie rinnovabili.

Il valore attuale netto è definito come la differenza fra la sommatoria dei flussi di cassa lordi attualizzati e la sommatoria degli investimenti netti:

$$VAN_{ORC} = \sum_{j=1}^N FCA_{ORC,j} - \sum_{j=1}^N I_j = \sum_{j=1}^N FCA_{ORC,j} - I_0 \quad (2.82)$$

$$FCA_{ORC,j} = FC_{ORC} \cdot fa_j \quad (2.83)$$

$$fa_j = \frac{1}{(1 + tax_att)^j} \quad (2.84)$$

dove I_0 è l'investimento all'anno zero, tax_att è il tasso di investimento, fa_j è il fattore di attualizzazione relativo all'anno j , e $FCA_{ORC,j}$ il flusso di cassa lordo relativo al solo ciclo ORC attualizzato all'anno j .

Quest'ultimo termine si ricava quindi moltiplicando il flusso di cassa dell'anno j -esimo per il fattore di attualizzazione relativo allo stesso anno.

Applicato al caso in analisi più semplicemente il VAN relativo al ciclo ORC potrà essere espresso come:

$$\begin{aligned} VAN_{ORC} &= [(REV_{ORC} - EXP_{ORC}) \cdot (1 - tax) \cdot fa] - C_{GR,tot} \\ &= FC_{ORC} \cdot fa - 1.1 \cdot C_{BM,tot} \end{aligned} \quad (2.85)$$

$$fa = \sum_{j=1}^N fa_j = \sum_{j=1}^N \frac{1}{(1 + tax_att)^j} \quad (2.86)$$

dove fa è il fattore di attualizzazione complessivo.

L'indice di profitto IP (profitability index) è invece così definito:

$$IP_{ORC} = \frac{VAN_{ORC}}{C_{BM,tot}} \quad (2.87)$$

Esso è un'ottima misura della convenienza dell'investimento e permette di confrontare iniziative con investimenti di entità differente. Solo se tale valore sarà positivo l'impianto genererà un ritorno economico, mentre i progetti aventi IP negativo verranno esclusi perché non risulteranno convenienti. Verrà data la precedenza ai progetti aventi i valori di IP più alti poiché da essi risulterà un maggior ritorno economico.

Il levelized cost of enery (LCOE) relativo al solo ciclo ORC è calcolato utilizzando la seguente equazione:

$$LCOE_{ORC} = \frac{(1.1 \cdot C_{BM,tot} + EXP_{ORC} \cdot fa)}{E_{el,ORC} \cdot fa} \quad (2.88)$$

Il tempo di ritorno dell'investimento BP (payback time) è calcolato in anni ed indica il tempo necessario per recuperare l'investimento iniziale non attualizzato:

$$PB_{ORC} = \frac{1.1 \cdot C_{BM,tot}}{(REV_{ORC} - EXP_{ORC}) \cdot (1 - tax)} \quad (2.89)$$

dove il termine al denominatore indica i ricavi dovuti alla vendita di energia al netto delle spese e delle tasse.

Gli indicatori economici relativi alla microturbina ed all'impianto

Nel caso della sorgente HT è necessario calcolare anche gli indicatori economici relativi alla microturbina e quelli relativi all'impianto nel suo complesso. In questo modo è possibile sia valutare l'economicità globale del progetto sia confrontare l'economicità dei due cicli (topping e bottoming). Per quando riguarda la microturbina, si calcola per prima cosa l'energia prodotta dalla sola microturbina:

$$E_{el,TG} = \frac{P_{el,TG}}{1000} \cdot 8760 \cdot F_c \quad (2.90)$$

Il fatturato è quindi dato dal prodotto fra energia elettrica prodotta dalla microturbina ed il costo evitato grazie all'autoconsumo:

$$REV_{TG} = E_{el,TG} \cdot p_{el \text{ sold}} \quad (2.91)$$

Il costo del combustibile utilizzato dalla microturbina (gas metano) è dato invece da:

$$p_{fuel} = m_{fuel} \times 3600 \times 8760 \times F_c \times p_{fuel \text{ spec}} \quad (2.92)$$

Le spese totali relative alla sola microturbina EXP_{TG} vengono calcolate come:

$$EXP_{ORC} = 0.03 \cdot C_{TG} + p_{fuel} \quad (2.93)$$

Il flusso di cassa è calcolato come:

$$FC_{TG} = (REV_{TG} - EXP_{TG}) \cdot (1 - tax) \quad (2.94)$$

Il valore attuale netto VAN_{TG} relativo alla microturbina è calcolato come:

$$\begin{aligned} VAN_{TG} &= [(REV_{TG} - EXP_{TG}) \cdot (1 - tax) \cdot fa] - C_{TG} \\ &= CF_{ORC} \cdot fa - C_{TG} \end{aligned} \quad (2.95)$$

L'indice di profitto IP_{TG} è invece così definito:

$$IP_{TG} = \frac{VAN_{TG}}{C_{TG}} \quad (2.96)$$

Il levelized cost of enery ($LCOE_{TG}$) relativo alla sola microturbina è calcolato utilizzando la seguente equazione:

$$LCOE_{TG} = \frac{(C_{TG} + EXP_{TG} \cdot fa)}{E_{el,TG} \cdot fa} \quad (2.97)$$

Il tempo di ritorno dell'investimento PB_{TG} è calcolato in anni ed indica il tempo necessario per recuperare l'investimento iniziale non attualizzato:

$$PB_{TG} = \frac{C_{TG}}{(REV_{TG} - EXP_{TG}) \cdot (1 - tax)} = \frac{C_{TG}}{FC_{TG}} \quad (2.98)$$

dove il termine al denominatore indica i ricavi dovuti alla vendita di energia al netto delle spese e delle tasse.

Vengono quindi calcolati gli indicatori economici relativi all'impianto nel suo complesso, comprendente il ciclo ORC e la microturbina. L'energia elettrica prodotta è pari a:

$$E_{el,impianto} = \frac{P_{el,ORC} + P_{el,TG} - 150 \cdot \dot{m}_{air}}{1000} \cdot 8760 \cdot F_c \quad (2.99)$$

dove alla potenza elettrica erogata dal ciclo ORC viene sottratta la potenza assorbita dai ventilatori del sistema di air cooling necessario per disperdere il calore assorbito dall'acqua del condensatore, pari a $150 \cdot \dot{m}_{air}$. Il fatturato $REV_{impianto}$ è quindi dato dal prodotto fra energia elettrica prodotta ed il costo evitato grazie all'autoconsumo:

$$REV_{impianto} = E_{el,impianto} \cdot p_{el \text{ sold}} \quad (2.100)$$

Le spese totali relative all'impianto ORC vengono calcolate come:

$$EXP_{impianto} = C_{o\&m} + p_{fuel} \quad (2.101)$$

Il flusso di cassa relativo all'impianto è calcolato come:

$$FC_{impianto} = FC_{ORC} + FC_{TG} \quad (2.102)$$

Il valore attuale netto $VAN_{impianto}$ relativo all'impianto nel suo complesso è dato da:

$$\begin{aligned} VAN_{impianto} &= [(REV_{impianto} - EXP_{impianto}) \cdot (1 - tax) \cdot fa] - C_{GR,tot} \\ &= CF_{impianto} \cdot fa - C_{GR,tot} \end{aligned} \quad (2.103)$$

L'indice di profitto $IP_{impianto}$ è invece così definito:

$$IP_{impianto} = \frac{VAN_{impianto}}{C_{GR,tot}} \quad (2.104)$$

Il levelized cost of energy ($LCOE_{impianto}$) è calcolato utilizzando la seguente equazione:

$$LCOE_{impianto} = \frac{C_{GR,tot} + EXP_{ORC} \cdot fa}{E_{el,impianto} \cdot fa} \quad (2.105)$$

Il tempo di ritorno dell'investimento $BP_{impianto}$ (payback time) è calcolato in anni ed indica il tempo necessario per recuperare l'investimento iniziale non attualizzato:

$$PB_{impianto} = \frac{C_{GR,tot}}{(REV_{ORC} - EXP_{ORC}) \cdot (1 - tax)} = \frac{C_{GR,tot}}{FC_{impianto}} \quad (2.106)$$

dove il termine al denominatore indica i ricavi dovuti alla vendita di energia al netto delle spese e delle tasse.

2.6 L'algoritmo genetico

Il processo di ottimizzazione genetica avviene tramite un algoritmo ispirato al principio di selezione naturale ed evoluzione biologica. Data una popolazione di individui, ogni individuo viene valutato attraverso una funzione obiettivo ed una nuova popolazione viene generata. L'algoritmo seleziona degli individui "genitori" che passeranno i loro "geni", ovvero i valori delle componenti dei loro vettori, a degli individui "figli". L'algoritmo seleziona come individui genitori quelli che meglio rispondono alla funzione di ottimizzazione. A partire da una popolazione casuale iniziale, l'algoritmo crea gli individui che comporranno la popolazione successiva attraverso operazioni di cross-over (combinando due individui per crearne un terzo) oppure di mutazione (elementi di un individuo vengono mutati in modo casuale dall'algoritmo). Una percentuale di individui apparirà immutata nella generazione successiva e comprenderà quelli che avranno meglio risposto alla funzione obiettivo. Tale percentuale è qui impostata al 20 % ed è modificabile operando tramite le opzioni dell'ottimizzatore di MATLAB.

Nelle opzioni dell'ottimizzatore è inoltre possibile fissare il numero di individui che comporrà la popolazione ed il numero di generazioni che verranno create. Nelle ottimizzazioni svolte sono stati scelti i valori di 100 e 100 per queste due variabili. L'individuo in considerazione sarà il vettore "X" contenente le variabili di ottimizzazione che sono qui di seguito elencate:

1. T_{out} : è la temperatura a cui i fumi di scarico escono dall'evaporatore
2. p_{ev} : è la pressione a cui avviene l'evaporazione del fluido organico
3. T_3 : è la temperatura del fluido all'ingresso della turbina (TIT)
4. X_1 : è la frazione di massa del primo componente della miscela
5. E_{REC} : è l'efficienza dello scambio termico nello scambiatore recuperativo (REC)

6. T_{cond} : è la temperatura di condensazione

I valori di ognuna delle componenti del vettore possono variare entro determinati limiti precedentemente stabiliti. Vengono quindi definiti due vettori contenuti i limiti inferiori e superiori (lower boundary LB e upper boundary UB) entro cui i valori possono variare. I valori stabiliti come limite sono illustrati nella tabella 2.14.

Tabella 2.14: Limiti inferiori e superiori del vettore delle variabili di ottimizzazione nel caso della sorgente HT (sopra) e della sorgente LT (sotto).

	T_{out} [°C]	p_{ev} [bar]	T_3 [°C]	X_1 [/]	E_{REC} [/]	T_{cond} [°C]
LB	90	p_{min}	110	0	0	60
UB	$T_{hot,in}$	p_{max}	T_{max}	1	0.9	90
LB	70	p_{min}	70	0	0	30
UB	$T_{hot,in}$	p_{max}	T_{max}	1	0.9	65

La temperatura di uscita del fumi può variare da un valore massimo equivalente alla temperatura di ingresso dei fumi nello scambiatore (o dell'acqua geotermica nel caso della sorgente LT) ad un minimo di 90 °C per il caso della sorgente HT oppure di 70 °C per il caso della sorgente LT. La pressione di evaporazione può invece variare dal valore minimo p_{min} al valore massimo p_{max} . Il valore minimo p_{min} è calcolato come il valore massimo fra la pressione del primo fluido e la pressione del secondo fluido prese alla temperatura di condensazione $T_{cond,max}$, ovvero il limite superiore della variabile di ottimizzazione T_{cond} . Il valore massimo p_{max} è invece selezionato come il valore minimo fra le pressioni critiche del primo e del secondo componente moltiplicate per un coefficiente pari a 1.3. La temperatura massima di ingresso in turbina T_{max} è invece pari alla temperatura di ingresso T_{hot} del flusso caldo nell'evaporatore. Nel caso in cui la temperatura massima considerata dal database REFPROP per uno dei due componenti della miscela sia inferiore alla T_{hot} , tale temperatura limite verrà fissata come T_{max} . La temperatura minima di ingresso in turbina assume valori differenti a seconda della sorgente termica presa in considerazione (rispettivamente 110 °C per la sorgente HT e 70 °C per la sorgente LT). L'ottimizzatore sceglierà la composizione del fluido operativo, che sarà una miscela avente due componenti chiamati componente 1 e componente 2. Quando la frazione di massa del primo componente X_1 sarà pari ad 1 la miscela conterrà il solo componente 1 mentre quando sarà pari a 0 conterrà il solo componente 2. La massima efficienza di scambio termico del REC E_{REC} è invece fissata al 90 %.

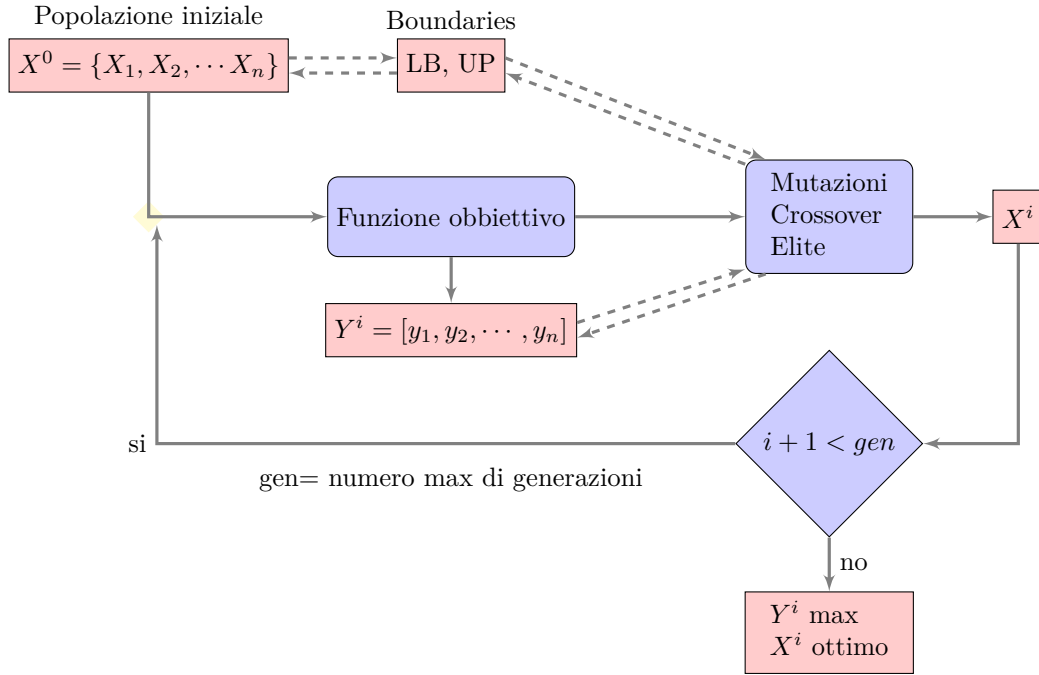


Figura 2.7: Schema logico dell'algoritmo genetico.

Infine la temperatura di condensazione T_{cond} può variare dai 60 °C ai 90 °C nel caso della sorgente HT e dai 30 °C ai 65 °C nel caso della sorgente LT.

Il processo di ottimizzazione è in realtà un processo di minimizzazione: una volta definita la variabile “ y ” da ottimizzare, l'ottimizzatore di MATLAB cercherà il vettore soluzione “ X ” che porterà al valore minimo di “ y ”. Nella figura 2.7 è illustrato lo schema logico semplificato delle operazioni compiute dall'algoritmo genetico.

Massimizzazione della Potenza

Il modello è stato programmato per ottimizzare una sola variabile ovvero la potenza massima: nella figura 2.8 è illustrata in maniera semplificata la sequenza di operazioni che costituiscono la funzione obiettivo.

Nella prima iterazione l'ottimizzatore sceglie dei valori casuali (che devono però rientrare nei limiti stabiliti) per le sei componenti del vettore di ottimizzazione. Dopo aver calcolato le pressioni critiche delle due componenti della miscela viene stabilito che $p_{CR,min}$ sarà la più bassa delle due mentre $p_{CR,max}$ sarà la più alta. Nel caso in cui la pressione di evaporazione della miscela rispetti la seguente condizione:

$$p_{CR,min} \cdot 0.95 \leq p_{ev} \leq p_{CR,max} \cdot 1.05 \quad (2.107)$$

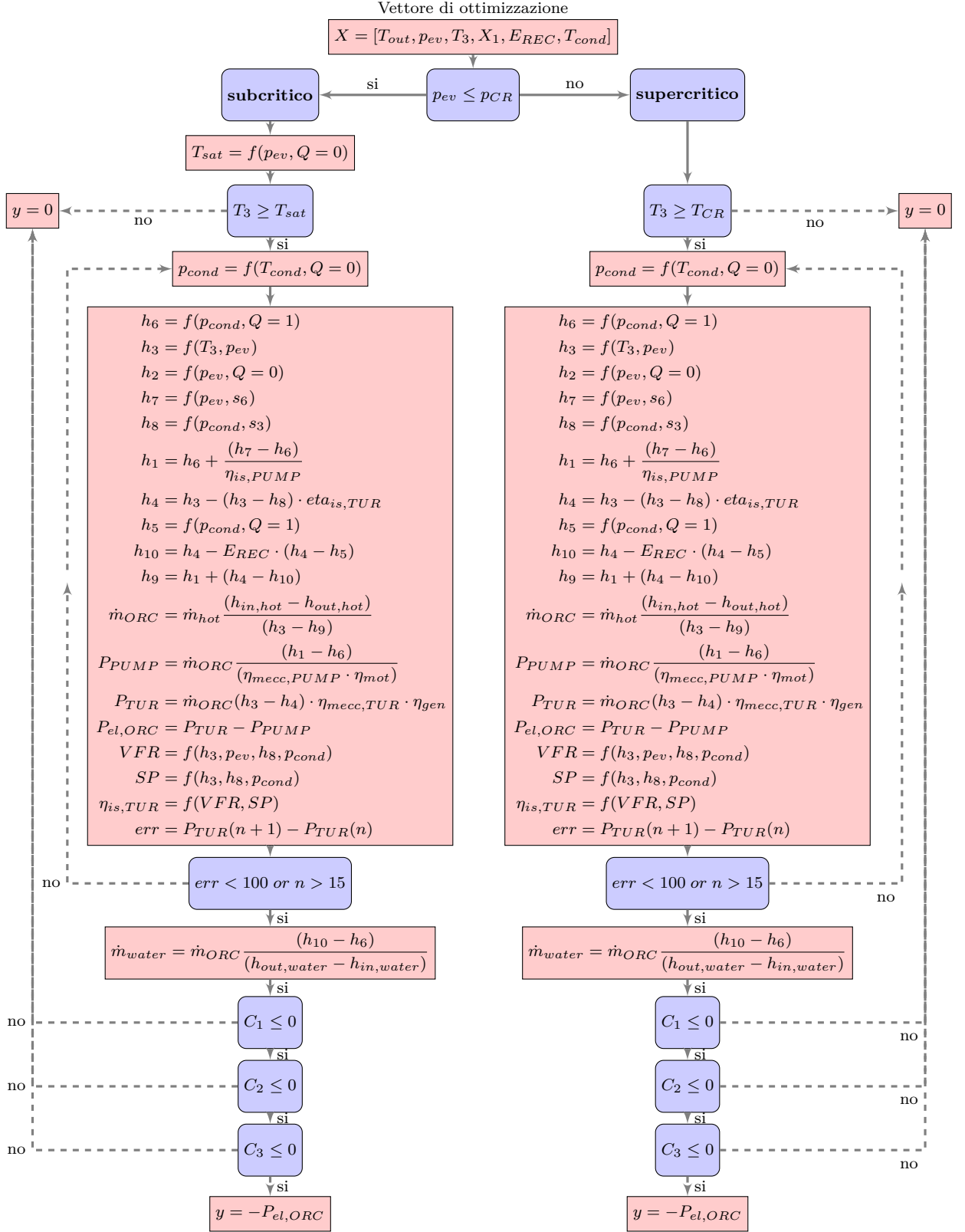


Figura 2.8: Schema logico della funzione obiettivo.

allora verrà fissato che:

$$p_{ev} = p_{CR,min} \cdot 0.95 \quad (2.108)$$

Questo permette di evitare alcuni problemi di lettura delle proprietà dei fluidi dal database di REFPROP che a volte si verificano quando si opera molto vicini alla pressione critica del fluido/miscela. In seguito viene eseguito un controllo per stabilire se la pressione evaporativa sia minore o maggiore della pressione critica della miscela. Le successive operazioni compiute dall'ottimizzatore differiranno leggermente a seconda che il ciclo operi a pressione subcritica o ipercritica. L'operazione successiva è il controllo della temperatura di ingresso in turbina T_3 : nel caso subcritico viene eseguito il controllo per verificare che la temperatura T_3 sia maggiore o uguale alla temperatura del vapore saturo alla medesima pressione di evaporazione. Nel caso supercritico invece il controllo viene eseguito per verificare che la temperatura T_3 sia maggiore della temperatura critica. Nel caso che il controllo non venisse superato, l'ottimizzatore provvederebbe a scartare il vettore soluzione e procedendo con un nuovo vettore di ottimizzazione. Infatti quando il controllo non viene superato alla variabile “ y ” (l'obiettivo dell'ottimizzazione) viene assegnato il valore nullo, in modo che l'ottimizzatore scarti il vettore di ottimizzazione che portava a tale risultato.

Viene poi calcolata la pressione di condensazione p_{cond} della miscela alla temperatura di condensazione T_{cond} . I dati a disposizione sono quindi sufficienti per procedere al calcolo dell'entalpia e dell'entropia di alcuni punti del ciclo richiamando i dati contenuti nel database di REFPROP 9.0: per velocizzare i calcoli non vengono calcolate tutte le proprietà termodinamiche del ciclo ma solo quelle necessarie al calcolo della potenza elettrica.

Vengono anche calcolati i valori dell'entalpia dei gas di scarico della microturbina (o dell'acqua geotermica nel caso della sorgente LT) all'ingresso ed all'uscita dell'evaporatore (rispettivamente $h_{in,hot}$ e $h_{out,hot}$).

Viene quindi calcolata la portata di massa del fluido organico $\dot{m}_{ORC}$:

$$\dot{m}_{ORC} = \dot{m}_{hot} \cdot \frac{(h_{in,hot} - h_{out,hot})}{h_3 - h_7} \quad (2.109)$$

Vengono calcolate poi la potenza assorbita dalla pompa P_{PUMP} e la potenza estratta dalla turbina P_{TUR} . La potenza elettrica estratta $P_{el,ORC}$ è quindi definita come:

$$P_{el,ORC} = P_{TUR} - P_{PUMP} \quad (2.110)$$

Tutti i precedenti valori vengono ottenuti con un procedimento iterativo: ad ogni iterazione viene infatti calcolata la potenza elettrica $P_{el,ORC}$ fino a che la dif-

ferenza fra la potenza calcolata in due iterazioni successive non risulti minore di 100 W, con un numero massimo di iterazioni fissato a 15. Per calcolare la potenza nella prima iterazione viene utilizzato il $\eta_{is,TUR}$ di primo tentativo che era stato fissato come variabile indipendente. Vengono però calcolati anche il SP ed il VFR permettendo la stima del $\eta_{is,TUR}$ tramite la relazione $\eta_{is,TUR} = f(VFR, SP)$, definita in 2.4.2. Una volta calcolata la potenza elettrica l'ottimizzatore provvede ad eseguire i controlli di temperatura. Questa importante operazione consiste nel controllare che in ogni punto dei processi di scambio termico che avvengono all'interno dell'evaporatore, REC e condensatore siano rispettate le rispettive differenze di temperatura di pinch point ($\Delta T_{pp,ev}$, $\Delta T_{pp,REC}$ e $\Delta T_{pp,cond}$), ovvero la minima differenza di temperatura ammessa tra il fluido caldo ed il fluido freddo.

Per eseguire questa verifica lo scambio termico all'interno dell'evaporatore viene suddiviso in n sezioni (con n fissato pari a 50) attraverso la seguente equazione, che permette di calcolare l'entalpia del fluido organico in una determinata sezione n :

$$h_{prov, ev, ORC} = h_7 \cdot \frac{n}{50} \cdot (h_3 - h_7) \quad (2.111)$$

In maniera equivalente viene calcolata l'entalpia del flusso di gas di scarico (o di acqua geotermica nel caso di sorgente LT) nella medesima sezione n :

$$h_{prov, ev, hot} = h_{out, hot} \cdot \frac{n}{50} \cdot (h_3 - h_7) \cdot \frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{hot}} \quad (2.112)$$

Avendo le entalpie e conoscendo le pressioni è possibile calcolare la temperatura dei due fluidi in ognuna delle sezioni in cui è stato diviso l'evaporatore: in particolare per la sezione generica “ n ” verrà calcolata la temperatura dei gas di scarico $T_{prov, hot}$ e del fluido organico $T_{prov, ORC}$. Viene quindi definito il generico componente del vettore “ C_1 ”:

$$C_1(n) = T_{prov, ORG}(n) - \Delta T_{pp, ev} - T_{prov, hot}(n) \quad (2.113)$$

Dato che n varia da 1 a 50, inizialmente il vettore “ C_1 ” sarà composto da 50 componenti. Il controllo di temperatura potrà considerarsi superato quando tutti i componenti del vettore “ C_1 ” saranno minori o uguali a zero ($C_1 \leq 0$).

Al vettore “ C_1 ”, le cui prime 50 componenti corrispondono al controllo del rispetto del $\Delta T_{pp, ev}$ in ogni sezione dell'evaporatore, vengono aggiunte altre componenti che corrispondono ad ulteriori controlli. Nel caso di ciclo subcritico vengono aggiunti tre ulteriori controlli. Il primo consiste nel controllare che l'entalpia del fluido organico nel punto 3 sia maggiore o uguale all'entalpia alla pressione di evaporazione

nella condizione di vapore saturo. Il secondo controllo consiste nel verificare che il fluido non cominci ad evaporare all'interno del REC: l'entalpia del fluido organico nel punto 7 deve essere quindi minore o uguale all'entalpia misurata alla pressione di evaporazione in condizione di liquido saturo. Viene infine verificato che il vapore di fluido organico non cominci a condensare all'interno della turbina: l'entalpia del fluido organico deve essere quindi maggiore o uguale dell'entalpia misurata alla pressione di condensazione in condizione di vapor saturo.

Nel caso di ciclo supercritico i controlli aggiuntivi che vengono effettuati sono leggermente diversi. Il primo controllo consiste infatti nel verificare che la temperatura del fluido organico nel punto 3 sia superiore alla temperatura critica ($T_3 > T_{CR}$). Il secondo controllo consiste invece nel verificare che l'entropia del fluido organico del punto 3 (s_3) sia maggiore di 100 J/(kgK) rispetto all'entropia misurata nel punto critico. Questo permette di verificare che il ciclo stia operando in condizioni trans-critiche. Infine il terzo controllo sarà uguale a quello eseguito nel caso di ciclo subcritico.

Dopo essere stati opportunamente codificati, questi tre controlli verranno aggiunti come componenti al vettore del controllo di temperatura " C_1 ": se tutti i componenti del vettore " C_1 " risulteranno minori o uguali a zero allora il ciclo dato dalle grandezze contenute nel vettore delle variabili di ottimizzazione rispetterà tutte le condizioni sopracitate.

In modo simile vengono eseguiti i controlli di temperatura sul condensatore e sullo scambiatore recuperativo, che saranno uguali sia per il caso subcritico che per il caso supercritico. Nel caso del condensatore, lo scambio termico viene suddiviso in n sezioni (con n fissato pari a 40) attraverso la seguente equazione, che permette di calcolare l'entalpia del fluido organico in una determinata sezione n :

$$h_{prov,cond,ORC} = h_6 + \frac{n}{40} \cdot (h_{10} - h_6) \quad (2.114)$$

In maniera equivalente viene calcolata l'entalpia del flusso di acqua del condensatore nella medesima sezione n :

$$h_{prov,cond,hot} = h_{in,water} + \frac{n}{40} \cdot (h_{10} - h_6) \cdot \frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{water}} \quad (2.115)$$

Avendo le entalpie e conoscendo le pressioni è possibile calcolare la temperatura dei due fluidi in ognuna delle sezioni in cui è stato diviso il condensatore: in particolare per la sezione generica " n " verrà calcolata la temperatura dell'acqua di condensazione $T_{cond,water}$ e del fluido organico $T_{cond,ORC}$. Viene quindi definito il generico componente del vettore " C_2 ":

$$C_2(n) = T_{cond,ORG}(n) - \Delta T_{pp,cond} - T_{water,hot}(n) \quad (2.116)$$

Dato che n varia da 1 a 40, il vettore “ C_2 ” sarà composto da 40 componenti.

Viene infine eseguito il controllo di temperatura sullo scambiatore recuperativo, il cui scambio termico verrà diviso idealmente in 8 sezioni. L’entalpia del flusso di fluido organico (lato caldo) in una generica sezione n è definito come:

$$h_{prov,rec,hot} = h_{10} + \frac{n}{8} \cdot (h_4 - h_{10}) \quad (2.117)$$

In modo equivalente viene calcolata l’entalpia del flusso di fluido organico (lato freddo) nella medesima sezione n :

$$h_{prov,rec,cold} = h_1 + \frac{n}{8} \cdot (h_9 - h_1) \quad (2.118)$$

Disponendo dei valori di entalpie e pressioni è possibile calcolare la temperatura del fluido organico (nel lato caldo e nel lato freddo) in ognuna delle sezioni in cui è stato diviso il REC: in particolare per la sezione generica “ n ” verrà calcolata la temperatura del fluido organico nel lato caldo $T_{hot,rec}$ e freddo $T_{cold,rec}$. Viene quindi definito il generico componente del vettore “ C_3 ”:

$$C_3(n) = T_{cold,rec}(n) - \Delta T_{pp,rec} - T_{hot,rec}(n) \quad (2.119)$$

Dato che n varia da 1 a 8, il vettore “ C_3 ” sarà composto da 8 componenti. Se tutte le componenti dei vettori “ C_1 ”, “ C_2 ” e “ C_3 ” sono minori o uguali a zero allora il ciclo definito dal vettore di variabili di ottimizzazione “ X ” rispetta tutte le condizioni imposte.

Avendo eseguito queste verifiche è possibile definire l’obiettivo del processo di ottimizzazione, ovvero la massimizzazione della potenza elettrica, che nell’ottimizzatore di MATLAB coincide con la minimizzazione della stessa attraverso la seguente espressione:

$$y = -P_{el,ORC} \quad (2.120)$$

Capitolo 3

Risultati dell'ottimizzazione della potenza: configurazione tradizionale recuperativa

In questo capitolo vengono presentati i risultati ottenuti utilizzando il modello di impianto con configurazione tradizionale recuperativa, dividendoli in base alla fonte di calore utilizzata.

3.1 Sorgente di calore ad alta temperatura

In questa sezione il calore utilizzato per alimentare il ciclo ORC è dato dai gas di scarico della microturbina, che vengono rilasciati alla temperatura di 280 °C. I risultati sono presentati nella tabella 3.1. La miscela Ciclopentano-Toluene viene esclusa poiché la differenza fra le temperature di ebollizione superava i 60 °C. Qui di seguito sono analizzati più dettagliatamente i risultati di quattro miscele che producono i valori più elevati di potenza. Le prestazioni dei cicli operanti con queste miscele sono confrontate con quelle dei fluidi puri che le compongono: in particolare viene calcolata la differenza percentuale $\Delta P(\%)$ fra la potenza generata dal ciclo operante con la miscela e quella generata dal ciclo operante con il fluido puro. Vengono anche confrontati il “grassroot cost” relativo al solo impianto ORC $C_{GR,ORC}$ (pari a $C_{GR,ORC} = 1.1 \cdot C_{BM,tot}$) ed alcuni indicatori economici come il VAN_{ORC} ed l' IP_{ORC} . Nessuno dei cicli ottenuti a seguito dell'ottimizzazione a partire dalle condizioni precedentemente definite opera a pressioni supercritiche.

Tabella 3.1: Risultati dell'ottimizzazione del modello di ORC semplice utilizzando la sorgente ad alta temperatura.

Fluido operativo	X_1 [-]	E_{REC} [kW]	$P_{el,ORC}$ [bar]	p_{ev} [bar]	p_{cond} [°C]	T_3 [-]	η_{th} [-]	η_{ex} [-]	IP_{ORC}
Esano	/	0,58	78,57	12,17	1,19	176,85	0,126	0,2157	0,356
Ciclopentano	/	0,17	77,32	14,81	2,13	163,85	0,118	0,2122	0,311
Cicloesano	/	0,37	74,97	7,36	0,82	165,85	0,123	0,2058	0,359
C1CC6	/	0,32	74,48	4,44	0,43	165,85	0,12	0,2044	0,313
Toluene	/	0,42	71,14	3,97	0,31	168,85	0,129	0,1953	0,35
C1CC6-Ciclopentano	0,24	0,51	80,99	13,69	1,43	174,85	0,13	0,2223	0,392
Esano-Ciclopentano	0,59	0,37	80,83	14,62	1,49	176,85	0,124	0,2219	0,336
Esano-Toluene	0,55	0,5	80,8	6,35	0,59	165,85	0,123	0,2218	0,386
Esano-Cicloesano	0,84	0,13	80,53	9,88	1,07	167,85	0,114	0,221	0,163
C1CC6-Esano	0,25	0,28	80,34	7,87	0,85	164,85	0,115	0,2205	0,174
Ciclopentano-Cicloesano	0,61	0,2	79,92	11,92	1,34	169,85	0,123	0,2194	0,23
Toluene-Cicloesano	0,29	0,24	76,86	5,63	0,55	163,85	0,121	0,211	0,28
C1CC6-Cicloesano	0,39	0,18	76,23	5,69	0,6	163,85	0,118	0,2092	0,262
C1CC6-Toluene	0,96	0,25	75,11	3,66	0,43	154,85	0,113	0,2041	0,119

C1CC6-Ciclopentano

Fluido operativo	X_1 [-]	$P_{el,ORC}$ [kW]	ΔP [%]	p_{ev} [bar]	p_{cond} [bar]	$C_{GR,ORC}$ [M\$]	VAN_{ORC} [M\$]	IP_{ORC} [-]
C1CC6	/	74,48	8,74	4,44	0,43	0,624	0,195	0,313
C1CC6-Ciclopentano	0,24	80,99	/	13,69	1,43	0,673	0,264	0,392
Ciclopentano	/	77,32	4,74	14,81	2,13	0,646	0,201	0,311

La miscela C1CC6-Ciclopentano (0.24/0.76) è il fluido operativo con cui il ciclo ORC eroga la potenza maggiore, pari in questo caso a 80.99 kW. La miscela si comporta come un fluido secco e l'ottimizzatore non prevede surriscaldamento. L'ottimizzatore ha poi scelto di far operare lo scambiatore di calore recuperativo con un'efficienza del 51 %, operando con un pinch point di 29.7 °C. Rispetto ai fluidi di partenza la miscela riesce a migliorare la potenza elettrica erogata rispettivamente dell' 8.04 % (C1CC6) e del 4.74 % (Ciclopentano). Al miglioramento delle prestazioni sicuramente contribuisce l'elevato valore della TIT , che passa dai 166 °C del fluido puro (C1CC6) ai 175 °C della miscela. Il rendimento isoentropico della turbina assume invece valori minori nel caso dell'impianto operante a miscela. Le pressioni hanno dei buoni valori poiché la pressione di evaporazione ha un valore non eccessivamente elevato che permette l'utilizzo di componenti non eccessivamente massicci e di maggior economicità, ma soprattutto la pressione di condensatore è maggiore della pressione atmosferica ($p_{cond} = 1.43$ bar). Questo permette di operare con condensatori più economici senza il rischio di infiltrazione

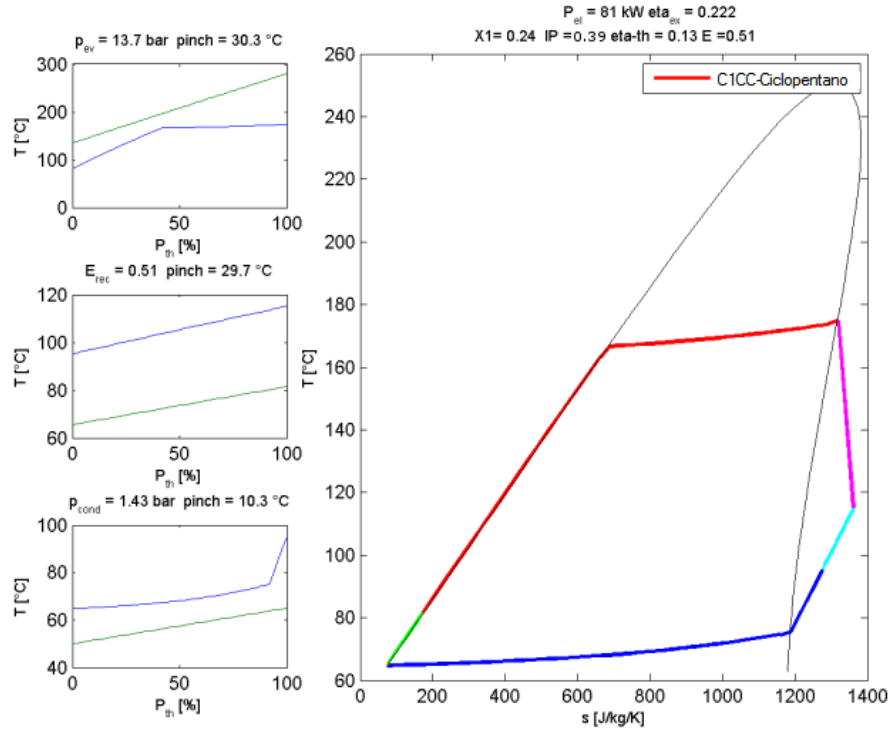


Figura 3.1: Profili di scambio termico e diagramma T-s del ciclo ORC operante con la miscela C1CC6-Ciclopentano (0.24/0.76).

di incondensabili nel fluido operativo. Per la miscela il valore di $C_{GR,ORC}$ è di poco superiore a quello del fluido puro ma grazie all'aumento di produzione di energia elettrica il valore del VAN_{ORC} e dell' IP_{ORC} sono addirittura superiori. La microturbina presa singolarmente costituisce un investimento molto vantaggioso: l' IP_{TG} è infatti pari a 1.691 e il PB_{TG} è di 3.6 anni. L'impianto ORC preso singolarmente ha un valore di IP_{ORC} più basso (pari a 0.392) ed il tempo di ritorno dell'investimento è più lungo (7anni). Nel complesso l'impianto avrà un valore di IP minore rispetto alla sola microturbina (0.965 contro 1.691) ed PB più lungo (4.9 anni contro 3.6 anni).

Esano-Ciclopentano

Fluido operativo	X_1 [-]	$P_{el,ORC}$ [kW]	ΔP [%]	p_{ev} [bar]	p_{cond} [bar]	$C_{GR,ORC}$ [M\$]	VAN_{ORC} [M\$]	IP_{ORC} [-]
Esano	/	78,57	2,88	12,17	1,19	0,651	0,232	0,356
Esano-Ciclopentano	0,59	80,83	/	14,62	1,49	0,67	0,235	0,336
Ciclopentano	/	77,32	4,54	14,81	2,13	0,646	0,201	0,311

La miscela Esano-Ciclopentano (0.24/0.76) ha fatto registrare il secondo miglior valore di potenza elettrica estratta, pari a 80.83 kW. La pressione massima raggiun-

ta è leggermente superiore a quella raggiunta dalla miscela C1CC6-Ciclopentano così come la pressione di condensazione, che rimane superiore alla pressione atmosferica. Anche in questo caso i valori approssimati del costo dell'impianto ORC $C_{GR,ORC}$ sono simili nel caso dei fluidi puri e nel caso della miscela. L'indice IP_{ORC} della miscela è però leggermente inferiore a quello del fluido puro che eroga la potenza maggiore (esano).

Esano-Toluene

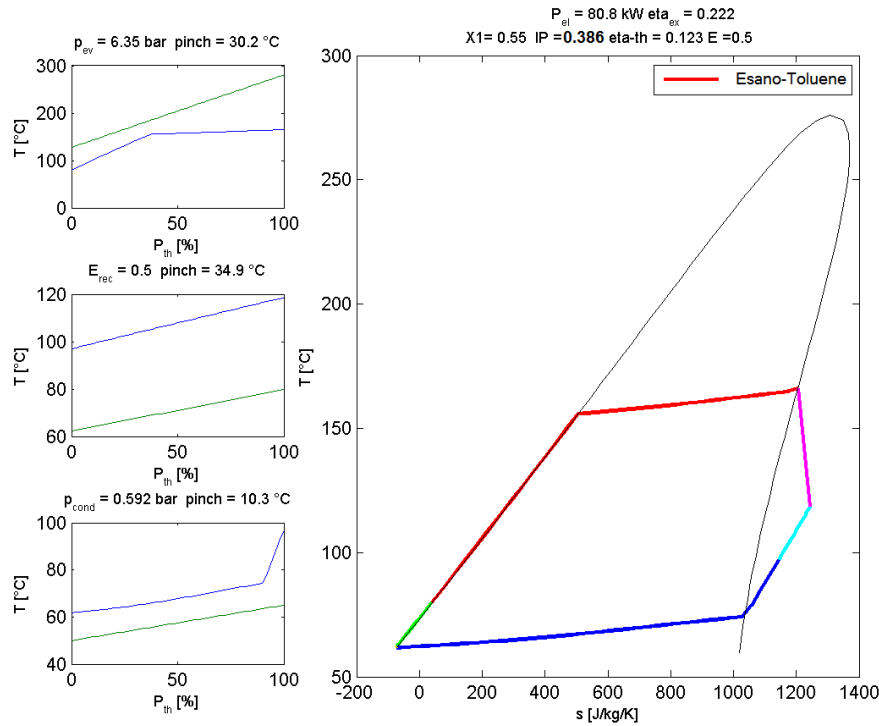


Figura 3.2: Profili di scambio termico e diagramma T-s del ciclo ORC operante con la miscela Esano-Toluene (0.55/0.45).

Fluido operativo	X_1 [-]	$P_{el,ORC}$ [kW]	ΔP [%]	p_{ev} [bar]	p_{cond} [bar]	$C_{GR,ORC}$ [M\$]	VAN_{ORC} [M\$]	IP_{ORC} [-]
Esano	/	78,57	2,83	12,17	1,19	0,651	0,232	0,356
Esano-Toluene	0,55	80,8	/	6,35	0,59	0,676	0,261	0,386
Toluene	/	71,14	13,58	3,97	0,31	0,594	0,208	0,35

La miscela Esano-Toluene (0.55/0.45) raggiunge valori elevati di potenze elettrica prodotta pur avendo una pressione di evaporazione piuttosto bassa (6.35 bar), che porta però ad avere una pressione di condensazione minore della pressione atmosferica (0.59 bar). Sebbene il valore sia ancora accettabile, è necessario operare

con condensatori più costosi che impediscano la penetrazione di incondensabili (il costo del condensatore stimato è di 149 800 \$). Con la miscela si riscontra un miglioramento delle prestazioni rispettivamente del 2.83 % rispetto all'esano puro e del 13.58 % rispetto al toluene puro, nonostante il fatto che la TIT misurata con i fluidi puri sia più bassa di quella misurata con la miscela. In particolare rispetto all'esano puro è stato possibile ottenere un leggero aumento di potenza pur operando con una TIT di ben 11 °C inferiore e con pressioni all'incirca dimezzate. Anche la portata di massa $\dot{m}_{ORC}$ risulta essere leggermente più bassa nel caso della miscela mentre il $\eta_{is,TUR}$ ottenuto è leggermente più elevato (83.4 % contro i 81.5 % dell'esano). Il miglioramento di prestazione è dovuto quindi in modo particolare al maggior accostamento dei profili termici sia nell'evaporatore sia nel condensatore, dovuto al comportamento zeotropico della miscela (visibile nella figura 3.2).

Esano-Cicloesano

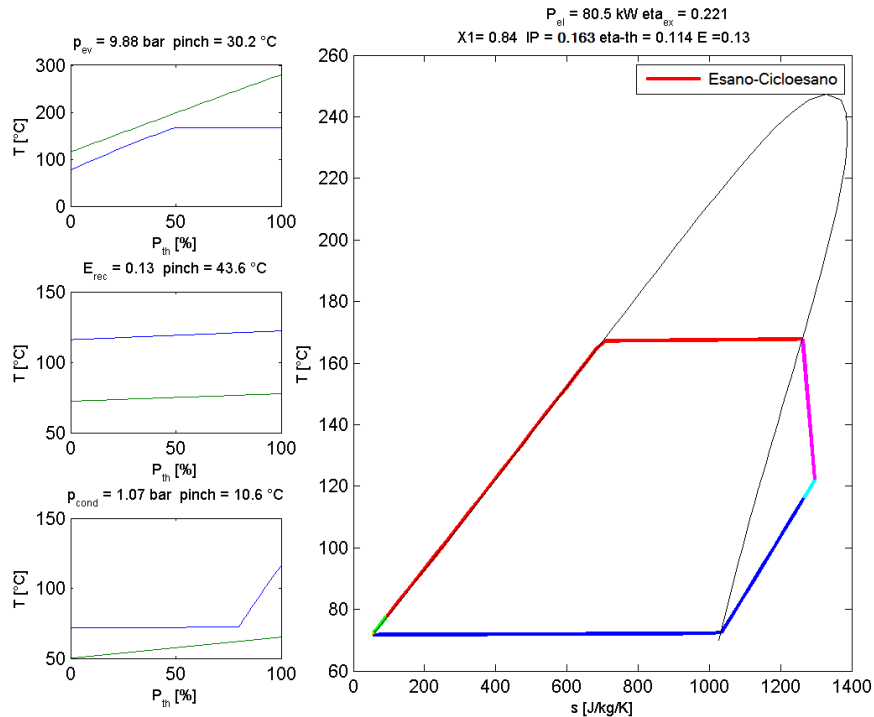


Figura 3.3: Profili di scambio termico e diagramma T-s del ciclo ORC operante con la miscela Esano-Cicloesano (0.84/0.16).

La miscela Esano-Cicloesano (0.84/0.16) raggiunge valori elevati di potenze elettrica prodotta pur avendo una pressione di evaporazione inferiore ai 10 bar ed una pressione di condensazione maggiore della pressione atmosferica (1.07 bar).

Fluido operativo	X_1 [-]	$P_{el,ORC}$ [kW]	ΔP [%]	p_{ev} [bar]	p_{cond} [bar]	$C'_{GR,ORC}$ [M\$]	VAN_{ORC} [M\$]	IP_{ORC} [-]
Esano	/	78,57	2,49	12,17	1,19	0,651	0,232	0,356
Esano-Cicloesano	0,84	80,53	/	9,88	1,07	0,716	0,117	0,163
Cicloesano	/	74,97	7,42	7,36	0,82	0,615	0,221	0,359

Con la miscela si ottiene un miglioramento della potenza pari al 2.495 % rispetto all'esano, ovvero il fluido che costituisce 84 % della miscela stessa. Tale miglioramento è dovuto unicamente alle proprietà fisiche e termodinamiche della miscela ed al rendimento isoentropico della turbina (che è leggermente più elevato), poiché la sua TIT è inferiore a quella dell'esano di ben 9 °C ed il comportamento della miscela è praticamente azeotropico (come è possibile notare dalla figura 3.3). Il costo dell'impianto è sensibilmente superiore nel caso della miscela rispetto al caso dei fluidi puri: tale rincaro è dovuto soprattutto all'aumento dei costi dell'evaporatore (che passa dai 142.9 k\$ nel caso dell'esano puro ai 170 k\$ nel caso della miscela) e del condensatore (che passa da 112.7 k\$ a 135.9 k\$). Per questo motivo sia l' IP_{ORC} della miscela che il VAN_{ORC} sono sensibilmente più bassi.

3.2 Sorgente di calore a bassa temperatura

Tabella 3.2: Risultati dell'ottimizzazione del modello di ORC semplice utilizzando la sorgente a bassa temperatura.

Fluido operativo	X_1 [-]	E_{REC} [kW]	$P_{el,ORC}$ [bar]	p_{ev} [bar]	p_{cond} [°C]	T_3 [-]	η_{ex} [-]	IP_{ORC}
R365mfc	/	0,13	298,65	4,76	1,15	94,85	0,2092	1,81
Isobutano	/	0,07	295,99	15,74	5,87	95,85	0,2073	1,119
Isopentano	/	0,19	293,15	5,93	1,71	97,85	0,2053	1,719
Esano	/	0,17	291,51	1,79	0,43	96,86	0,2042	1,738
Isoesano	/	0,35	281,47	2,63	0,6	98,85	0,1971	1,918
Eptano	/	0,52	241,08	1,19	0,15	105,85	0,1689	1,969
Eptano-Isoesano	0,41	0,58	338,64	1,62	0,33	93,85	0,2372	0,787
Isopentano-Hexane	0,68	0,37	338,11	4,19	1,05	94,85	0,2368	0,965
R365mfc-Isobutano	0,32	0,41	337,4	13,9	4,26	94,85	0,2363	0,6383
Isopentano-Isoesano	0,33	0,45	336,07	3,5	0,81	96,85	0,2354	0,822
Isopentano-Isobutano	0,35	0,44	333,97	12,4	3,7	101,85	0,2339	0,651
Eptano-R365mfc	0,15	0,36	330,11	3,28	0,7	102,85	0,2312	0,909
Eptano-Esano	0,44	0,52	328,75	1,19	0,25	90,85	0,2303	0,637
Esano-R365mfc	0,20	0,49	325	3,54	0,77	96,85	0,2276	0,957
Isopentano-R365mfc	0,37	0,08	300,84	5,25	1,4	94,85	0,2107	0,739
Esano-Isoesano	0,77	0,08	299,58	2,01	0,47	95,85	0,2098	0,719

Nel caso di sorgente a bassa temperatura il calore utilizzato per alimentare il ciclo ORC è dato dall'acqua estratta da un pozzo geotermico, che entra nell'evaporatore alla temperatura di 150 °C. I risultati sono presentati nella tabella 3.2. Alcune miscele vengono escluse poiché la differenza fra le temperature di ebollizione dei fluidi che le compongono era superiore a 60 °C. Qui di seguito sono analizzati più dettagliatamente i risultati di quattro miscele che producono i valori più elevati di potenza. Dato che il calore sfruttato non è generato dalla combustione di un combustibile ma è ottenuto da una fonte rinnovabile, si è deciso di non considerare il rendimento termico del ciclo ORC un parametro significativo per l'analisi delle prestazioni dell'impianto. Il rendimento exergetico invece, essendo il termine al denominatore uguale per tutti i fluidi e miscele considerati, dipende unicamente dalla potenza generata. Come con il caso di sorgente ad alta temperatura, le prestazioni dei cicli operanti con queste miscele sono confrontate con quelle dei fluidi puri che le compongono. In particolare viene calcolata la differenza percentuale $\Delta P(\%)$ fra la potenza generata dal ciclo operante con la miscela e quella generata dal ciclo operante con il fluido puro. A causa della maggior portata di fluido della sorgente calda e soprattutto il calore specifico più elevato della stessa, le potenze ricavate dall'applicazione del ciclo ORC ad una fonte geotermica sono molto maggiori delle potenze ottenute sfruttando i fumi di scarico della microtur-

bina, nonostante le minori temperature del calore messo a disposizione. Anche in questo caso tutti i cicli sono a pressione subcritica.

Eptano-Isoesano

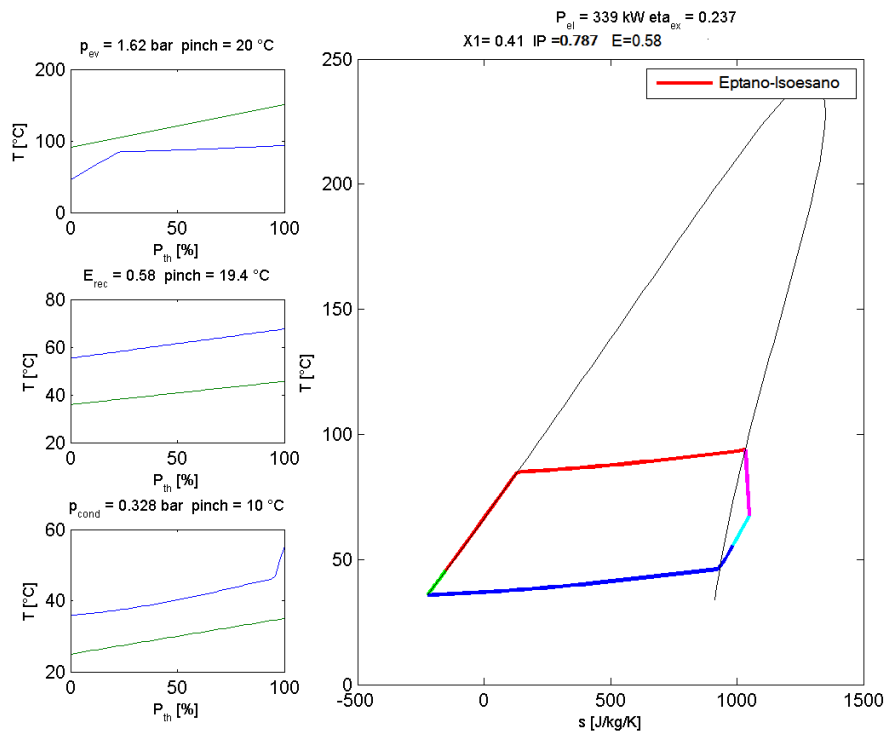


Figura 3.4: Profili di scambio termico e diagramma T-s del ciclo ORC operante con la miscela Eptano-Isoesano (0.41/0.59).

Fluido operativo	X_1 [-]	$P_{el,ORC}$ [kW]	ΔP [%]	p_{ev} [bar]	p_{cond} [bar]	$C_{GR,ORC}$ [M\$]	VAN_{ORC} [M\$]	IP_{ORC} [-]
Eptano	/	241,08	40,47	1,19	0,15	0,92	1,814	1,969
Eptano-Isoesano	0,41	338,64	/	1,62	0,33	1,912	1,505	0,787
Isoesano	/	281,47	20,31	2,63	0,6	1,03	1,975	1,918

La miscela Eptano-Isoesano (0.41/0.59) è la miscela che ha sviluppato la potenza massima durante le simulazioni effettuate, ottenendo ben 338.64 kW. Dalla figura 3.4 è possibile notare dai profili termici il comportamento zeotropico della miscela. L'evaporazione avviene a pressione molto bassa (1.62 bar) mentre la pressione di condensazione è subatmosferica ma non raggiunge valori eccessivamente bassi (0.33 bar). Questo permette di utilizzare componenti non particolarmente massicci ed ottenere un impianto caratterizzato da una buona economicità, avente

un indice di profitto pari a 0.787 ed un payback time di 5.4 anni. La miscela riesce ad ottenere potenze molto più elevate rispetto ai fluidi puri, rispettivamente del 40.47%(eptano) e del 20.31 %(isoesano) pur avendo una TIT inferiore. L'ottimizzazione del ciclo operante con la miscela porta però ad avere una $\dot{m}_{ORC}$ maggiore rispetto al caso con i fluidi puri: questo, insieme all'aumento dell'area di scambio termico nel caso delle miscele, porta ad avere componenti di dimensione e costo maggiori (per esempio il costo del condensatore passa dai 185.3 k\$ dell'isoesano puro ai 533.7 k\$ della miscela). Nonostante l'incremento di potenza l' IP_{ORC} risulta essere quindi molto minore rispetto a quello dell'impianto operante ad eptano (1.969) ed isoesano (1.918).

Isopentano-Esano

Fluido operativo	X_1 [-]	$P_{el,ORC}$ [kW]	ΔP [%]	p_{ev} [bar]	p_{cond} [bar]	$C_{GR,ORC}$ [M\$]	VAN_{ORC} [M\$]	IP_{ORC} [-]
Isopentano	/	293,15	15,34	5,93	1,71	1,1	1,891	1,719
Isopentano-Esano	0,68	338,11	/	4,19	1,05	1,839	1,591	0,965
Esano	/	91,51	15,99	1,79	0,43	1,093	1,899	1,738

La miscela Isopentano-Esano (0.68/0.32) riporta il secondo miglior valore di potenza elettrica, pari a 338.11 kW. Tale miscela riesce ad ottenere un elevato valore di potenza pur mantenendo una pressione di evaporazione molto limitata (4.19 bar) e soprattutto un valore di pressione di condensazione (1.05 bar) superiore a quello della pressione atmosferica. Questo impianto può quindi lavorare con componenti più economici ed il valore dell'indice di profitto IP_{ORC} è pari a 0.965, il valore più elevato registrato fra gli impianti operanti a miscela. A causa dell'aumento dei costi degli scambiatori di calore nel caso delle miscele, tale valore è comunque molto minore rispetto al valore dell' IP_{ORC} degli impianti operanti con fluidi puri, che misura rispettivamente 1.719 (Isopentano) e 1.738 (Esano). Il VAN_{ORC} della miscela Isopentano-Esano (pari a 1.591 M\$) è poi fra i più elevati fra le miscele.

Per la miscela Isopentano-Esano si riscontra un valore dell'efficienza del REC del 37%, circa il doppio rispetto al valore di E_{REC} nel caso dei fluidi puri. I valori della TIT e del $\eta_{is,TUR}$ sono molto simili mentre la portata $\dot{m}_{ORC}$ è leggermente maggiore nel caso dell'impianto operante a miscela.

R365mfc-Isobutano

Fluido operativo	X_1 [-]	$P_{el,ORC}$ [kW]	ΔP [%]	p_{ev} [bar]	p_{cond} [bar]	$C_{GR,ORC}$ [M\$]	VAN_{ORC} [M\$]	IP_{ORC} [-]
R365mfc	/	298,65	12,98	4,76	1,15	1,1	1,99	1,81
R365mfc-Isobutano	0,32	337,4	/	13,9	4,26	2,014	1,285	0,638
Isobutano	/	295,99	13,99	15,74	5,87	1,309	1,456	1,119

La miscela R365mfc-Isobutano (0.32/0.68) opera con pressioni relativamente elevate, pari a 13.9 bar in fase di evaporazione e di ben 4.26 bar in condensazione. Valori così elevati sono da attribuire alla presenza dell'isobutano, che nel caso di impianto operante a fluido puro fa registrare pressioni ancora più elevate. A causa di questi valori di pressione, che influiscono sull'economicità dei componenti, la miscela R365mfc-Isobutano registra uno dei valori di IP_{ORC} più bassi, pari a 0.6383, nonostante registri un aumento di potenza del 13-14 % rispetto agli impianti operanti con fluido puro. I costi del condensatore e dell'evaporatore sono infatti i più elevati fra quelli registrati e sono pari rispettivamente a 459.2 k\$ e 892.5 k\$. È da notare anche l'efficienza del REC, che passa dal 13 % nell'impianto operante a R365mfc puro al 41 % dell'impianto operante a miscela.

Isopentano-Isoesano

Fluido operativo	X_1 [-]	$P_{el,ORC}$ [kW]	ΔP [%]	p_{ev} [bar]	p_{cond} [bar]	$C_{GR,ORC}$ [M\$]	VAN_{ORC} [M\$]	IP_{ORC} [-]
Isopentano	/	293,15	14,64	5,93	1,71	1,1	1,891	1,719
Isopentano-Isoesano	0,33	336,07	/	3,5	0,81	1,878	1,544	0,822
Isoesano	/	281,47	19,39	2,63	0,6	1,03	1,975	1,918

La miscela Isopentano-Isoesano (0.33/0.67) registra una potenza pari a 336.07 kW operando con una pressione limitata in fase di evaporazione e sub-atmosferica (anche se di poco) in fase di condensazione. In questo caso la potenza ottenuta con l'impianto operante a miscela è superiore del 14.64 % rispetto a quella dell'impianto operante con Isopentano puro e del 19.39 % rispetto a quella dell'impianto operante con Isoesano. Essendo la TIT ed il $\eta_{is,TUR}$ praticamente uguale nei tre casi, il miglioramento di prestazioni è dovuto al leggero aumento della $\dot{m}_{ORC}$ ottimale, all'aumento del valore dell'efficienza del REC e al comportamento zeotropico della miscela.

3.3 Discussione

Nei casi di impianto ORC alimentato dai gas di scarico di una microturbina (sorgente HT), le simulazioni in cui sono state utilizzate miscele di fluidi puri come fluido operativo hanno generalmente dato buoni risultati. Ben quattro miscele hanno fatto registrare potenze elettriche superiori agli 80.5 kW, mentre il miglior risultato ottenuto utilizzando fluidi puri è stato di 78.57 kW (ottenuto con l'esano). L'aumento medio percentuale di potenza è stato del 2.62 % (la media è effettuata confrontando il valore di potenza di ogni miscela con il valore di potenza più elevato fra quello dei fluidi puri che la compongono) con picchi positivi del 4.75 % (la miscela Esano-Toluene rispetto al Toluene puro) e negativi del 0.83 % (la miscela C1CC6-Toluene rispetto al C1CC6 puro). Gli aumenti percentuali di potenza sono visibili nella figura 3.5. Nel complesso si può quindi affermare che con impianti operanti a miscele è possibile ottenere un miglioramento di prestazioni, operando con le condizioni precedentemente definite. Tutti i fluidi puri, e di conseguenza tutte le miscele da essi composte, si comportano come fluidi secchi ed a seguito del processo di ottimizzazione nessun ciclo prevede una fase di surriscaldamento del vapore prima dell'ingresso in turbina (in accordo con le osservazioni teoriche). Essendo il vapore all'uscita dalla turbina ancora fortemente surriscaldato, lo scambiatore di calore recuperativo permette di diminuire la temperatura del vapore riducendo così il carico del condensatore. Ad esclusione di alcune coppie di fluidi (per esempio il C1CC6-Toluene e l'Esano-Cicloesano), le miscele manifestano un chiaro comportamento zeotropico sia all'evaporatore che al condensatore. Per quanto riguarda gli altri parametri, il processo di ottimizzazione porta a situazioni sempre diverse a seconda di quali siano i fluidi o miscele prese in considerazione. Nella maggioranza dei casi l'ottimizzatore sceglie una TIT più bassa per le miscele rispetto a quella dei fluidi che le compongono, ad eccezione delle miscele C1CC6-Ciclopentano e Ciclopentano-Cicloesano. Passando dai fluidi puri alle miscele è possibile notare un aumento di costo soprattutto per quando riguarda l'evaporatore ed il condensatore, che aumentano mediamente rispettivamente del 14.67 % e del 18.14 %.

Questo aumento dei costi porta ad una generale diminuzione dei valori del VAN_{ORC} e del IP_{ORC} , che ad eccezione delle tre miscele aventi la potenza più elevata, risulta sempre minore con le miscele rispetto al caso con fluidi puri (la diminuzione media è del 22.97 %). In generale l'impianto nel suo complesso costituisce un investimento economico leggermente peggiore rispetto alla sola microturbina ($IP_{TG} > IP_{impianto}$) ma permette di produrre un maggior quantitativo di potenza (mediamente il 13.16 % in più rispetto alla sola microturbina) sfruttando

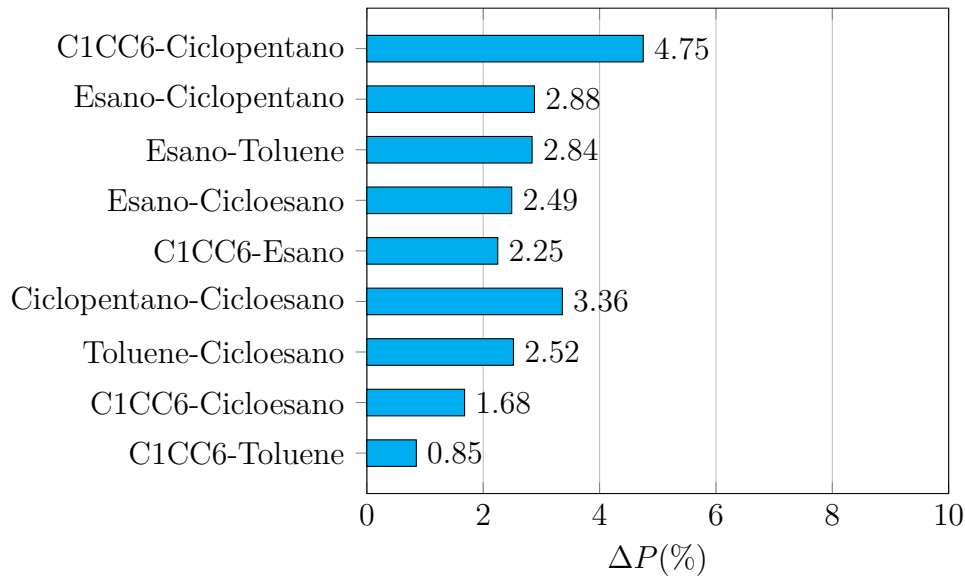


Figura 3.5: Aumento percentuale di potenza nel caso della sorgente HT (il confronto è effettuato fra la potenza della miscela e quella del miglior fluido puro fra i suoi componenti).

calore di scarto. La differenza minima fra la temperatura massima raggiunta dal ciclo (che corrisponde alla TIT o T_3) e la T_{AA} del fluido utilizzato (nel caso delle miscele viene presa in considerazione la T_{AA} più bassa fra quelle dei due fluidi che le compongono) misura 48°C e si riscontra nel ciclo operante con la miscela Esano-Ciclopentano (0.59/0.41). Questo non sminuisce la necessità di utilizzare sistemi di sicurezza adeguati essendo tutti i fluidi presi in considerazione altamente infiammabili.

Anche nelle simulazioni in cui la sorgente di calore utilizzata è una fonte geotermica (sorgente LT), gli impianti operanti con miscele binarie di fluidi puri hanno dato buoni risultati. Ben quattro miscele hanno erogato una potenza superiore ai 336 kW mentre il miglior risultato ottenuto utilizzando un fluido puro come fluido operativo era stato di 298.65 kW (R365mfc). L'aumento medio di potenza passando dal ciclo operante con fluido puro al ciclo operante con una miscela binaria è stato del 10.16% con un picco positivo del 20.31% nel caso dell'isoesano e la miscela Eptano-Isoesano (0.41/0.59) ed un picco negativo dello 0.73% nel caso del R365mfc e della miscela Isopentano-R365mfc (0.37/0.67). Gli aumenti percentuali di potenza sono visibili nella figura 3.6.

È da notare che in tutte le simulazioni svolte viene misurato un miglioramento delle prestazioni passando da un impianto operante a fluido puro ad uno operante a miscela (operando nelle condizioni precedentemente definite). Tutti i fluidi puri

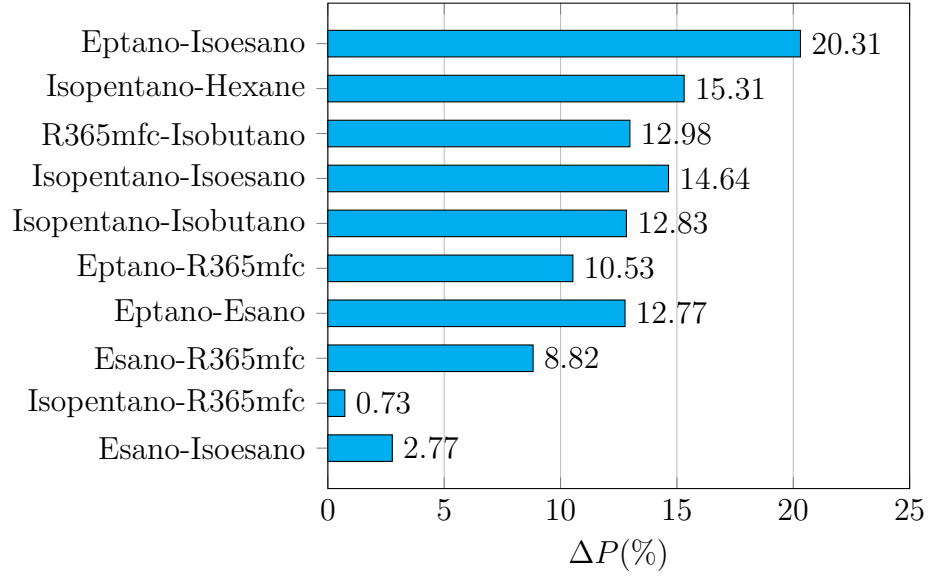


Figura 3.6: Aumento percentuale di potenza nel caso della sorgente LT (il confronto è effettuato fra la potenza della miscela e quella del miglior fluido puro fra i suoi componenti).

presi in considerazione manifestano un comportamento tipico dei fluidi secchi, con l'eccezione dell'isobutano che si comporta quasi come un fluido isoentropico. La curva del vapor saturo delle miscele contenenti isobutano manifesta infatti un'inclinazione maggiore, tendente quasi alla verticale. Ad eccezione del ciclo operante con eptano, i cicli operanti con fluidi puri manifestano un leggero surriscaldamento del vapore prima dell'ingresso in turbina. Nessuno dei quattro cicli operanti con miscele zeotropiche che registrano le migliori prestazioni prevedono invece un surriscaldamento del vapore. Ad eccezione delle miscele Esano-Isoesano e Isopentano-R365mfc, dai profili di scambio termico è possibile vedere che le miscele hanno un chiaro comportamento zeotropico. I cicli operanti con le miscele che erogano le potenze maggiori hanno la TIT minore o uguale a quella dei cicli operanti con i fluidi puri che le compongono. Per quanto riguarda gli altri parametri non è invece possibile fare osservazioni di validità generale poiché le misure e le proporzioni fra le stesse cambiano di caso in caso. Nonostante l'elevato aumento medio di potenza, l'economicità degli impianti operanti con miscele è peggiore di quella degli impianti che utilizzano fluidi puri come fluido operativo. I valori del IP_{ORC} degli impianti ORC a miscela sono generalmente buoni, ma quelli degli impianti ORC a fluido puro sono nettamente migliori: mediamente infatti l' IP_{ORC} dei fluidi operanti a miscela è minore del 52.25 % rispetto a quello degli impianti operanti con fluido puro. Questa differenza è dovuta alla grande differenza di costo dei condensatori e degli evaporatori passando dal caso dei fluidi puri a quello delle miscele. Gli

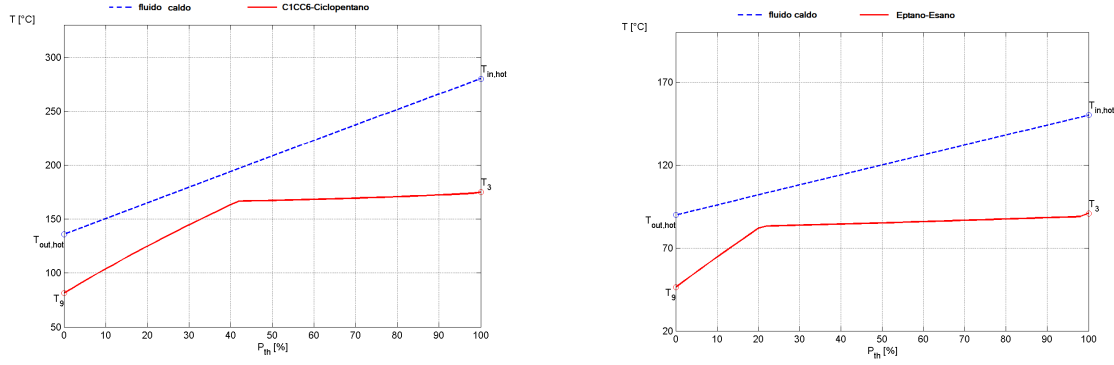


Figura 3.7: Confronto fra i profili termici dell’evaporatore nel caso delle miscele (a sinistra) C1CC6-Ciclopentano (0.24/0.76) e (a destra) Eptano-Isoesano (0.41/0.59), operanti una con la sorgente HT e l’altra con la sorgente LT.

aumenti sono pari rispettivamente al 139.84 % per i condensatori ed al 86.92 % per gli evaporatori e giustificano la grande differenza fra i VAN_{ORC} e gli IP_{ORC} di fluidi puri e miscele.

L’aumento medio di potenza è quindi maggiore quando il ciclo ORC viene alimentato dal calore proveniente da una sorgente a bassa temperatura rispetto a quando sfrutta il calore reso disponibile a temperatura più elevata. Nella figura 3.7 vengono confrontati i profili di scambio termico nell’evaporatore dei cicli che riportano i maggiori valori di potenza con le due diverse sorgenti di calore, ovvero la miscela C1CC6-Ciclopentano (0,24/0,76) nel caso della sorgente HT e la miscela Eptano-Isoesano (0,41/0,59) nel caso della sorgente LT. È evidente come il profilo termico del fluido che funge da sorgente di calore (i gas di scarico oppure l’acqua geotermica) sia più pendente quando la sorgente è ad alta temperatura. Un profilo termico con inclinazione maggiore si accoppia in modo migliore con il profilo termico del fluido organico in fase di riscaldamento, quando ancora si trova allo stato liquido, mentre i due profili termici risultano essere molto più distanti durante il cambiamento di fase del fluido operativo. In entrambi i casi il fluido organico assorbe una quantità maggiore di calore durante il cambiamento di fase rispetto alla fase di riscaldamento del liquido.

Dato che la principale differenza fra l’utilizzo dei fluidi puri e delle miscele come fluido operativo è data dal comportamento zeotropico di quest’ultime, ovvero dal fatto che il cambiamento di fase non avvenga isotermicamente, il miglioramento nello scambio termico risulta più evidente nel caso della sorgente LT poiché in esso il cambiamento di fase assorbe percentualmente una quantità maggiore di calore. Questo può quindi giustificare il maggior incremento percentuale della potenza erogata riscontrato nel caso della sorgente LT.

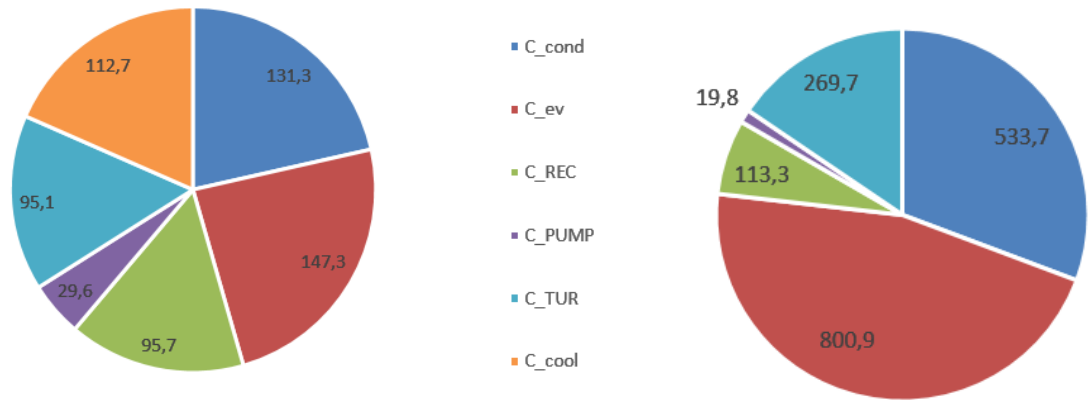


Figura 3.8: Confronto fra i costi dei componenti nel caso delle miscele (a sinistra) C1CC6-Ciclopentano (0.24/0.76) e (a destra) Eptano-Isoesano (0.41/0.59), operanti una con la sorgente HT e l'altra con la sorgente LT.

Si era previsto un aumento dei costi passando dall'utilizzo di fluidi puri all'utilizzo di miscele, in particolare per quanto riguarda i costi del condensatore e dell'evaporatore. Nel caso della sorgente HT tale aumento di costo è stato contenuto mentre nel caso della sorgente LT l'aumento è stato molto elevato, rendendo il costo degli impianti operanti a miscela superiore mediamente del 70 % rispetto a quello degli impianti operanti con fluido puro. Nel caso di cambiamento di fase di miscele è stato infatti utilizzato un coefficiente globale di scambio termico più basso (per tenere in considerazione lo scambio di calore sensibile e la resistenza al trasferimento di massa) che ha portato ad aree di scambio termico di dimensioni maggiori. Come già illustrato nella figura 3.7, nei cicli alimentati dalla fonte LT la percentuale di calore scambiata durante il cambiamento di fase è maggiore e questo giustifica la grande differenza di aree di scambio termico (e quindi di costo) di condensatori ed evaporatori riscontrata fra gli impianti operanti con miscela e quelli operanti con fluido puro.

Operando poi con valori di ΔT_{pp} leggermente minori, gli scambiatori di calore nel caso di sorgente LT avranno aree di scambio termico maggiori. Essi inoltre sono interessati da carichi termici e valori di portate di massa dei fluidi molto superiori rispetto al caso di sorgente HT. Questo giustifica il fatto che negli impianti alimentati dalla sorgente LT il costo degli scambiatori di calore sia nettamente preponderante rispetto al costo degli altri componenti. La ripartizione del costo totale dell'impianto ORC tra i vari componenti è visibile nella figura 3.8.

Capitolo 4

Analisi del ciclo di Potenza: configurazione a cascata

La seconda tipologia di ciclo analizzato è il ciclo ORC con configurazione a cascata, dove due cicli Rankine organici vengono accoppiati. Nello scambiatore di calore che collega i due cicli il calore ottenuto dalla condensazione del fluido operativo del ciclo che opera a pressioni più elevate (ciclo ORC topping) viene utilizzato per riscaldare il fluido operativo del ciclo operante a pressioni minori (ciclo ORC bottoming). Dividendo il salto termico in due parti ed utilizzando due cicli differenti è possibile ridurre i valori della portata volumetrica all'uscita delle turbine riducendo così i VFR . Come è possibile vedere nelle mappe descritte in 2.4.2, a parità di SP valori limitati di VFR portano ad avere efficienze isoentropiche della turbina più elevate.

4.1 Sorgente di calore e fluidi utilizzati

A causa del ristretto salto termico disponibile nel caso della sorgente a bassa temperatura, si è deciso di utilizzare unicamente la sorgente ad alta temperatura per alimentare il ciclo ORC a cascata. La sorgente di calore scelta sarà di conseguenza la medesima microturbina utilizzata per il modello a ciclo tradizionale, i cui dati fondamentali sono elencati nella tabella 2.1. Anche i fluidi utilizzati per il modello a cascata sono i medesimi scelti per il modello a ciclo tradizionale che utilizzava la sorgente ad alta temperatura come sorgente di calore. Si è scelto per semplicità di utilizzare il medesimo fluido puro (o miscela) come fluido operativo sia del ciclo ORC topping che del ciclo ORC bottoming, essendo però consapevoli che utilizzare due fluidi diversi potrebbe portare ad un miglioramento delle prestazioni. Le proprietà fondamentali di tali fluidi sono riassunte nelle tabelle 2.6 e 2.7. Per semplificare l'impianto, non è previsto alcun surriscaldamento per il ciclo ORC

Tabella 4.1: Condizioni a contorno del modello con ciclo in cascata.

Valore	Definizione
$T_0 = 20^\circ\text{C}$	Temperatura ambiente di riferimento
$p_0 = 1 \text{ bar}$	Pressione ambiente di riferimento
$\dot{m}_{hot} = 4 \text{ kg s}^{-1}$	Portata dei fumi di scarico
$T_{hot,in} = 280^\circ\text{C}$	Temperatura dei fumi di scarico
$p_{hot} = 1.1 \text{ bar}$	Pressione dei fumi di scarico
$T_{water,in} = 50^\circ\text{C}$	Temperatura di ingresso dell'acqua al condensatore
$T_{water,out} = 65^\circ\text{C}$	Temperatura di uscita dell'acqua al condensatore
$p_{water} = 3 \text{ bar}$	Pressione dell'acqua al condensatore
$T_{air,in} = 25^\circ\text{C}$	Temperatura di ingresso dell'aria nell'air-cooler
$T_{air,out} = 30^\circ\text{C}$	Temperatura di uscita dell'aria nell'air-cooler
$\eta_{is,TUR} = 0.75$	Rendimento isoentropico della turbina (primo tentativo)
$\eta_{is,PUMP} = 0.75$	Rendimento isoentropico della pompa
$\eta_{gen} = 0.94$	Rendimento del generatore elettrico
$\eta_{mot} = 0.9$	Rendimento del motore della pompa
$\eta_{mec,PUMP} = 0.95$	Rendimento meccanico della pompa
$\eta_{mec,TURB} = 0.92$	Rendimento meccanico della turbina
$\Delta T_{pp,ev,1} = 30^\circ\text{C}$	Diff. minima di temperatura di pinch point all'evaporatore del ciclo 1
$\Delta T_{pp,REC} = 20^\circ\text{C}$	Diff. minima di temperatura di pinch point ai recuperatori
$\Delta T_{pp,ev,2} = 5^\circ\text{C}$	Diff. minima di temperatura di pinch point all'evaporatore del ciclo 2
$\Delta T_{pp,cond} = 10^\circ\text{C}$	Diff. minima di temperatura di pinch point al condensatore

bottoming, che sarà quindi un ciclo a vapor saturo (la decisione è giustificata dal fatto che l'impianto opera con fluidi secchi). Si esclude quindi che il ciclo ORC bottoming possa essere a configurazione supercritica.

4.2 Descrizione del modello

Condizioni a contorno

Le condizioni a contorno applicate al caso del ciclo ORC a cascata sono le medesime utilizzate per il ciclo tradizionale che utilizza la sorgente HT, riassunte nella tabella 2.10.

I rendimenti sono uguali per i componenti del ciclo rankine topping e bottoming: il rendimento isoentropico delle turbine è invece lo stesso solo per il valore di primo tentativo, nelle successive iterazioni assumerà valori differenti a seconda delle condizioni termodinamiche del rispettivo ciclo ORC.

Per facilitare la comprensione delle formule, nella figura 4.1 (raffigurante il diagramma T-s del ciclo ORC) sono evidenziati i punti principali del ciclo, che saranno poi da riferimento per il calcolo delle proprietà fisiche e termodinamiche

del ciclo. I punti sono elencati nella tabella 4.2.

Il modello prevede che vengano calcolate la temperatura, la pressione, l'entalpia e l'entropia di ognuno dei punti dei due ciclo. Questi dati vengono poi utilizzati per effettuare l'analisi energetica, exergetica ed economica dei cicli, considerando i cicli sia singolarmente che nel loro insieme. Nel modello considerato il parametro obbiettivo del processo di ottimizzazione è la potenza elettrica.

4.3 Analisi Energetica, Exergetica ed Economica

Si descrivono di seguito le analisi delle prestazioni e dell'economicità dell'impianto. Pur essendo del tutto simili alla analisi effettuate per il modello del ciclo ORC semplice, nelle analisi alcuni parametri vengono calcolati prendendo in considerazione il ciclo ORC topping ed il ciclo ORC bottoming presi singolarmente, il ciclo ORC topping ed il ciclo ORC bottoming presi insieme ed infine l'impianto nel suo complesso (ovvero il ciclo ORC topping, il ciclo ORC bottoming e la microturbina). Generalmente al ciclo ORC topping viene associato il numero 1 mentre al ciclo ORC bottoming il numero 2.

L'analisi energetica

Nell'analisi energetica vengono analizzate le prestazioni dell'impianto dal punto di vista termico.

I rendimenti termici del ciclo ORC topping $\eta_{ciclo,1}$ e del ciclo ORC bottoming $\eta_{ciclo,2}$ sono definiti nel seguente modo:

$$\eta_{ciclo,1} = \frac{P_{el,ORC,1}}{\dot{m}_{ORC,1}(h_3 - h_9)} \quad (4.1)$$

$$\eta_{ciclo,2} = \frac{P_{el,ORC,2}}{\dot{m}_{ORC,2}(h_{23} - h_{29})} \quad (4.2)$$

Dove le potenze elettriche $P_{el,ORC,1}$ e $P_{el,ORC,2}$ sono così definite:

$$P_{el,ORC,1} = P_{TUR,1} - P_{PUMP,1} \quad (4.3)$$

$$P_{el,ORC,2} = P_{TUR,2} - P_{PUMP,2} \quad (4.4)$$

dove $P_{TUR,1}$ è la potenza estratta dalla turbina del ciclo ORC topping e $P_{PUMP,1}$ la potenza richiesta per il funzionamento della pompa del medesimo ciclo. Il pedice

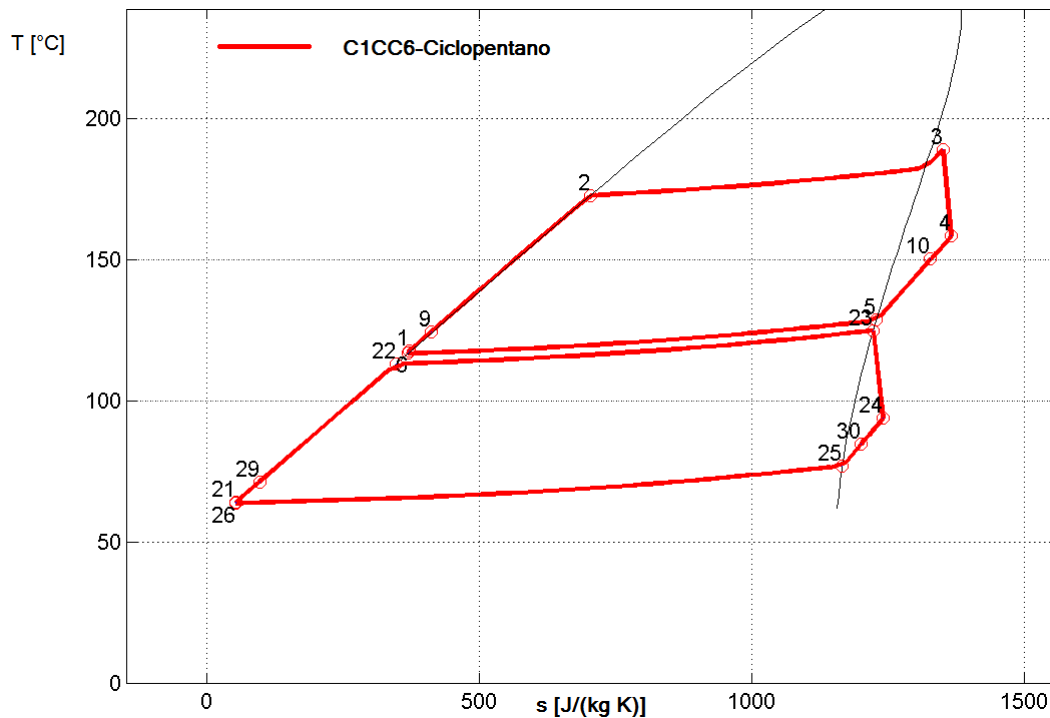


Figura 4.1: Diagramma T-s di un ciclo ORC con configurazione a cascata operante con la miscela C1CC6-Ciclopentano.

Tabella 4.2: Descrizione dei punti fondamentali del ciclo ORC topping (ciclo 1) e del ciclo ORC bottoming (ciclo 2).

Numero	Descrizione
1	Fluido all'uscita della pompa del ciclo 1.
2	Fluido all'interno dell'evaporatore del ciclo 1 allo stato di liquido saturo.
3	Fluido all'ingresso della turbina del ciclo 1.
4	Fluido all'uscita della turbina del ciclo 1.
5	Fluido all'ingresso del condensatore allo stato di vapore saturo del ciclo 1.
6	Fluido all'uscita del condensatore allo stato di liquido saturo del ciclo 1.
7	Fluido all'uscita della pompa del ciclo 1 (compressione isoentropica).
8	Fluido all'uscita della turbina del ciclo 1 (espansione isoentropica).
9	Fluido all'uscita del REC del ciclo 1 (lato freddo).
10	Fluido all'uscita del REC del ciclo 1 (lato caldo).
21	Fluido all'uscita della pompa del ciclo 2.
22	Fluido all'interno dell'evaporatore del ciclo 2 allo stato di liquido saturo.
23	Fluido all'ingresso della turbina del ciclo 2.
24	Fluido all'uscita della turbina del ciclo 2.
25	Fluido all'ingresso del condensatore allo stato di vapore saturo del ciclo 2.
26	Fluido all'uscita del condensatore allo stato di liquido saturo del ciclo 2.
27	Fluido all'uscita della pompa del ciclo 2 (compressione isoentropica).
28	Fluido all'uscita della turbina del ciclo 2 (espansione isoentropica).
29	Fluido all'uscita del REC del ciclo 2 (lato freddo).
30	Fluido all'uscita del REC del ciclo 2 (lato caldo).

“2” si riferisce invece ai parametri del ciclo ORC bottoming.

Il rendimento complessivo dei due cicli ORC è espresso come:

$$\eta_{ciclo,tot} = \frac{P_{el,ORC,1} + P_{el,ORC,2}}{\dot{m}_{ORC,1}(h_3 - h_9)} \quad (4.5)$$

Infine il rendimento dell'impianto nel suo complesso è definito come:

$$\eta_{impianto} = \frac{P_{el,ORC,1} + P_{el,ORC,2} + P_{el,TG}}{P_{th\ comb}} \quad (4.6)$$

L'analisi exergetica

In questa sezione vengono descritti gli indici di prestazione che vengono utilizzati nell'analisi exergetica. Vengono definiti i rendimenti exergetici dei due cicli ORC presi prima singolarmente e poi insieme. Il rendimento exergetico $\eta_{ex,ciclo,1}$ del ciclo ORC topping (identificato con il pedice “1”) è definito come:

$$\eta_{ex,ciclo,1} = \frac{P_{el,ORC,1}}{\dot{m}_{hot} \cdot E_{in,hot}} \quad (4.7)$$

dove $E_{in,hot}$ è l'exergia dei gas di scarico all'ingresso dell'evaporatore.

Il rendimento exergetico $\eta_{ex,ciclo,2}$ del ciclo ORC bottoming (identificato con il pedice “2”) è definito come:

$$\eta_{ex,ciclo,2} = \frac{P_{el,ORC,2}}{\dot{m}_{ORC,1} \cdot E_{10}} \quad (4.8)$$

dove E_{10} è l'exergia del flusso di fluido organico del ciclo topping all'uscita dallo scambiatore recuperativo (lato caldo).

Infine il rendimento exergetico dei due cicli ORC considerati nella configurazione a cascata è definito come:

$$\eta_{ex,ciclo,tot} = \frac{P_{el,ORC,1} + P_{el,ORC,2}}{\dot{m}_{hot} \cdot E_{in,hot}} \quad (4.9)$$

Le perdite exergetiche vengono calcolate come per il modello del ciclo ORC semplice (vedi 2.5). Le perdite exergetiche nell'evaporatore, nella turbina e nel REC del ciclo ORC topping sono calcolate nella medesima maniera rispetto al ciclo ORC semplice. Per lo scambiatore di calore che funge da condensatore per il ciclo ORC topping e da evaporatore per il ciclo bottoming il calcolo delle perdite exergetiche $I_{ev,2}$ viene così effettuato:

$$I_{ev,2} = \dot{m}_{ORC,1}(E_6 - E_{10}) - \dot{m}_{ORC,2}(E_{29} - E_{23}) \quad (4.10)$$

Per la turbina del ciclo ORC bottoming le perdite exergetiche $I_{TUR,2}$ equivalgono a :

$$I_{TUR,2} = \dot{m}_{ORC,2} \cdot (E_3 - E_4) - P_{TUR,2} \quad (4.11)$$

Per lo scambiatore recuperativo del ciclo ORC bottoming le perdite exergetiche $I_{REC,2}$ sono così definite:

$$I_{REC,2} = \dot{m}_{ORC,2}(E_{21} - E_{29}) - \dot{m}_{ORC,2}(E_{24} - E_{30}) \quad (4.12)$$

Infine per il condensatore le perdite exergetiche $I_{cond,2}$ sono definite come:

$$I_{cond} = \dot{m}_{ORC,2} \cdot (E_{30} - E_{26}) + \dot{m}_{water} \cdot (E_{in,water} - E_{out,water}) \quad (4.13)$$

Vengono quindi calcolate le perdite complessive relative ai due cicli ORC presi singolarmente e considerati nella configurazione a cascata. Le perdite exergetiche complessive relative all'impianto ORC topping I_1 equivalgono a:

$$I_1 = I_{ev,1} + I_{TUR,1} + I_{REC,1} + I_{ev,2} + I_{PUMP,1} \quad (4.14)$$

mentre quelle del ciclo ORC bottoming I_2 equivalgono a:

$$I_2 = I_{ev,2} + I_{TUR,2} + I_{REC,2} + I_{cond} + I_{PUMP,2} \quad (4.15)$$

Nella configurazione a cascata, le perdite complessive sono così calcolate:

$$I_{tot} = I_{ev,1} + I_{TUR,1} + I_{REC,1} + I_{PUMP,1} + I_{ev,2} + I_{TUR,2} + I_{REC,2} + I_{cond} + I_{PUMP,2} \quad (4.16)$$

L'analisi economica

L'analisi economica è stata svolta in modo del tutto simile all'analisi economica svolta per il modello ORC a ciclo semplice, descritta in 2.5. Il metodo MCT è stato applicato all'impianto con configurazione a cascata, con l'accortezza di applicare i parametri termodinamici relativi ad uno dei due cicli ORC per calcolare il module equipment cost dei componenti del medesimo ciclo. I costi dei componenti dell'impianto bottoming sono stati calcolati utilizzando le medesime formule utilizzate per calcolare i costi dei componenti dell'impianto topping, modificando unicamente il parametro che indica la capacità del componente (la pressione o la potenza). L'unico componente non presente nell'analisi economica del modello a ciclo semplice è lo scambiatore di calore intermedio fra i due cicli, che funge da evaporatore per il ciclo ORC topping e da condensatore per il ciclo ORC bottoming. Lo scambio termico nello scambiatore di calore viene diviso in tre sezioni

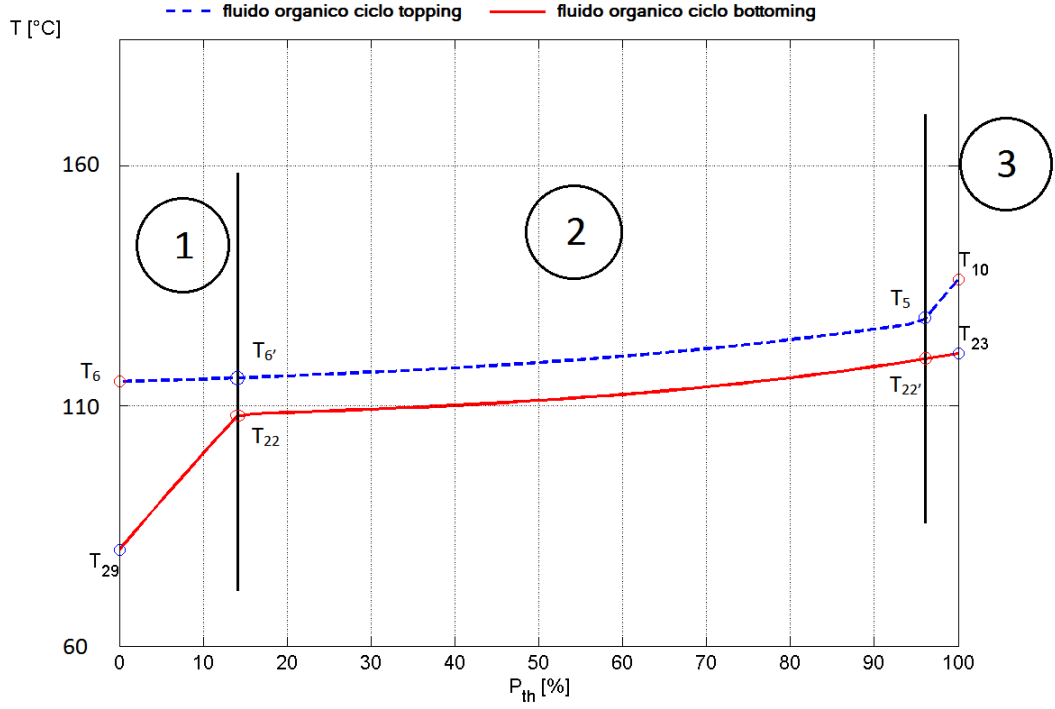


Figura 4.2: Divisione dello scambio termico dell’evaporatore del ciclo ORC bottoming in tre sezioni.

(visibili nella figura 4.2), come era avvenuto per l’evaporatore e per il condensatore del ciclo ORC semplice.

In particolare, al punto “22” del profilo termico del fluido organico del ciclo ORC bottoming (corrispondente alla condizione di liquido saturo alla pressione di evaporazione) corrisponde il punto “6’” del profilo termico del fluido organico del ciclo ORC topping secondo la relazione:

$$h_{6'} = h_6 + \frac{\dot{m}_{ORC,2}}{\dot{m}_{ORC,1}}(h_{22} - h_{29}) \quad (4.17)$$

Allo stesso modo al punto “5” del profilo termico del fluido organico del ciclo ORC topping (corrispondente alla condizione di vapor saturo alla pressione di condensazione) corrisponde il punto “22’” del profilo termico del fluido organico del ciclo ORC bottoming secondo la relazione:

$$h_{22'} = h_{22} + \frac{\dot{m}_{ORC,1}}{\dot{m}_{ORC,2}}(h_5 - h_{6'}) \quad (4.18)$$

Avendo a disposizione le entalpie e le pressioni calcolate nei punti “6’” e “22’”, è possibile ricavare le temperature $T_{6'}$ e $T_{22'}$. Le differenze di temperatura media logaritmica calcolate nelle tre differenti sezioni sono calcolate nel seguente modo:

$$\Delta T_{ml,ev,2,1} = \frac{(T_{6'} - T_{22}) - (T_6 - T_{29})}{\ln\left(\frac{(T_{6'} - T_{22})}{(T_6 - T_{29})}\right)} \quad (4.19)$$

$$\Delta T_{ml,ev,2,2} = \frac{(T_5 - T_{22'}) - (T_{6'} - T_{22})}{\ln\left(\frac{(T_5 - T_{22'})}{(T_{6'} - T_{22})}\right)} \quad (4.20)$$

$$\Delta T_{ml,ev,2,3} = \frac{(T_{10} - T_{23}) - (T_5 - T_{22'})}{\ln\left(\frac{(T_{10} - T_{23})}{(T_5 - T_{22'})}\right)} \quad (4.21)$$

Ognuna delle tre sezioni ha un diverso valore del coefficiente globale di trasmissione del calore U_{ev} . Esso assumerà un valore di $100 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ nella sezione “1”, di $170 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ nella sezione “2” e di $50 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ nella sezione “3”. Vengono poi calcolate le aree di scambio termico $A_{ev,2,1}$, $A_{ev,2,2}$ e $A_{ev,2,3}$ delle tre sezioni dello scambiatore:

$$A_{ev,2,1} = \frac{\dot{m}_{ORC,1}(h_{6'} - h_6)}{U_{ev,2,1} \cdot \Delta T_{ml,ev,2,1}} \quad (4.22)$$

$$A_{ev,2,2} = \frac{\dot{m}_{ORC,1}(h_5 - h_{6'})}{U_{ev,2,2} \cdot \Delta T_{ml,ev,2,2}} \quad (4.23)$$

$$A_{ev,2,3} = \frac{\dot{m}_{ORC,1}(h_{10} - h_5)}{U_{ev,2,3} \cdot \Delta T_{ml,ev,2,3}} \quad (4.24)$$

L'area complessiva $A_{ev,2}$ sarà la somma delle aree delle singole sezioni:

$$A_{ev,2} = A_{ev,2,1} + A_{ev,2,2} + A_{ev,2,3} \quad (4.25)$$

Infine il coefficiente $C_{BM,ev,2}$ viene calcolato con la seguente serie di equazioni:

$$\begin{aligned} F_M &= 1 \\ F_P &= 10^{0.03881 - 0.11272 \cdot \log_{10}(p) + 0.08173 \cdot (\log_{10}(p))^2} \\ F_{BM} &= 1.63 + 1.66 \cdot F_P \cdot F_M \\ C_P^0 &= 10^{(4.3247 - 0.303 \cdot \log_{10}(A_{ev,2}) + 0.1634 \cdot (\log_{10}(A_{ev,2}))^2)} \\ C_{BM,ev,2} &= C_{P0} \cdot F_{BM} \end{aligned} \quad (4.26)$$

Avendo a disposizione il bare module equipment cost di ogni componente è possibile calcolare il bare module equipment cost totale $C_{BM,tot}$:

$$\begin{aligned}
C_{BM,tot} = & C_{BM,ev,1} + C_{BM,REC,1} + C_{BM,TUR,1} + C_{BM,alt,1} + 2 \cdot C_{BM,PUMP,1} \\
& + 2 \cdot C_{BM,motor,1} + C_{BM,ev,2} + C_{BM,REC,2} + C_{BM,TUR,2} + C_{BM,alt,2} \\
& + 2 \cdot C_{BM,PUMP,2} + 2 \cdot C_{BM,motor,2} + C_{BM,cond} + C_{BM,air}
\end{aligned} \tag{4.27}$$

dove il pedice “1” indica i componenti del ciclo ORC topping mentre il pedice “2” indica i componenti del ciclo ORC bottoming. Il bare model cost factor F_{BM} che tiene in considerazione il costo delle strutture ausiliarie ha un valore fissato a 1.1, mentre il bare module cost della microturbina C_{TG} è pari a 900 \$/kW. Dato che la taglia della microturbina è di 600 kW, il “grassroot cost” $C_{GR,tot}$ complessivo dell’impianto sarà pari a:

$$C_{GR,tot} = 1.1 \cdot C_{BM,tot} + C_{TG} \tag{4.28}$$

I costi di gestione e manutenzione $C_{o\&m}$ (operational and maintenance) sono considerati in percentuale come il 2 % del “grassroot cost”:

$$C_{o\&m} = 0.02 \cdot C_{GR,tot} \tag{4.29}$$

Gli indicatori economici relativi ai due cicli ORC

Gli indici di prestazione considerano prima i due cicli ORC nella configurazione a cascata, poi la microturbina (come in 2.5) ed infine l’impianto nel suo complesso. I due cicli ORC nella configurazione a cascata produrranno nel complesso l’energia elettrica $E_{el,ORC}$:

$$E_{el,ORC} = \frac{P_{el,ORC,1} + P_{el,ORC,2} - 150 \cdot \dot{m}_{air}}{1000} \cdot 8760 \cdot F_c \tag{4.30}$$

dove alla potenza elettrica erogata dai due cicli ORC viene sottratta la potenza assorbita dai ventilatori del sistema di air cooling necessario per disperdere il calore assorbito dall’acqua del condensatore, pari a $150 \cdot \dot{m}_{air}$. Il fatturato dei due cicli REV_{ORC} è calcolato come:

$$REV_{ORC} = E_{el,ORC} \cdot p_{el \text{ sold}} \tag{4.31}$$

Le spese totali relative ai due ciclo ORC EXP_{ORC} vengono calcolate come:

$$EXP_{ORC} = 0.02 \cdot 1.1 \cdot C_{BM,tot} \tag{4.32}$$

Il flusso di cassa relativo al ciclo ORC è calcolato come:

$$FC_{ORC} = (REV_{ORC} - EXP_{ORC}) \cdot (1 - tax) \quad (4.33)$$

in questo caso però il termine tax sarà pari a zero, considerata la tassazione agevolata per le energie rinnovabili.

Il VAN relativo ai due cicli ORC può essere espresso come:

$$\begin{aligned} VAN_{ORC} &= [(REV_{ORC} - EXP_{ORC}) \cdot (1 - tax) \cdot fa] - C_{GR,tot} \\ &= CF_{ORC} \cdot fa - 1.1 \cdot C_{BM,tot} \end{aligned} \quad (4.34)$$

$$fa = \sum_{j=1}^N fa_j = \sum_{j=1}^N \frac{1}{(1 + tax_att)^j} \quad (4.35)$$

dove fa è il fattore di attualizzazione complessivo.

L'indice di profitto IP (profitability index) è invece così definito:

$$IP_{ORC} = \frac{VAN_{ORC}}{C_{BM,tot}} \quad (4.36)$$

Il levelized cost of enery (LCOE) relativo ai due cicli ORC è calcolato utilizzando la seguente equazione:

$$LCOE_{ORC} = \frac{(1.1 \cdot C_{BM,tot} + EXP_{ORC} \cdot fa)}{E_{el,ORC} \cdot fa} \quad (4.37)$$

Il tempo di ritorno dell'investimento BP (payback time) è calcolato in anni ed indica il tempo necessario per recuperare l'investimento iniziale non attualizzato:

$$PB_{ORC} = \frac{1.1 \cdot C_{BM,tot}}{(REV_{ORC} - EXP_{ORC}) \cdot (1 - tax) \cdot fa} \quad (4.38)$$

Gli indicatori economici relativi all'impianto nel suo complesso

Considerando invece il sistema nel suo complesso (la microturbina e i due cicli ORC in configurazione a cascata) l'energia elettrica prodotta $E_{el,impianto}$ sarà:

$$E_{el,impianto} = \frac{P_{el,ORC,1} + P_{el,ORC,2} + P_{TG} - 150 \cdot \dot{m}_{air}}{1000} \cdot 8760 \cdot F_c \quad (4.39)$$

Il fatturato è dato dal prodotto fra energia elettrica prodotta ed il costo evitato grazie all'autoconsumo:

$$REV_{impianto} = E_{el,impianto} \cdot p_{el \ sold} \quad (4.40)$$

Le spese totali relative all'impianto nel suo complesso $EXP_{impianto}$ vengono calco-

late come:

$$EXP_{impianto} = C_{o\&m} + p_{fuel} \quad (4.41)$$

Il flusso di cassa relativo all'impianto è calcolato come:

$$FC_{impianto} = FC_{ORC} + FC_{TG} \quad (4.42)$$

Il valore attuale netto $VAN_{impianto}$ relativo all'impianto nel suo complesso è dato da:

$$\begin{aligned} VAN_{impianto} &= [(REV_{impianto} - EXP_{impianto}) \cdot (1 - tax) \cdot fa] - C_{GR,tot} \\ &= CF_{impianto} \cdot fa - C_{GR,tot} \end{aligned} \quad (4.43)$$

L'indice di profitto $IP_{impianto}$ (profitability index) è invece così definito:

$$IP_{impianto} = \frac{VAN_{impianto}}{C_{GR,tot}} \quad (4.44)$$

Il leveled cost of energy ($LCOE_{impianto}$) è calcolato utilizzando la seguente equazione:

$$LCOE_{impianto} = \frac{C_{GR,tot} + EXP_{ORC} \cdot fa}{E_{el,impianto} \cdot fa} \quad (4.45)$$

Il tempo di ritorno dell'investimento $BP_{impianto}$ (payback time) è calcolato in anni ed indica il tempo necessario per recuperare l'investimento iniziale non attualizzato:

$$PB_{impianto} = \frac{C_{GR,tot}}{(REV_{ORC} - EXP_{ORC}) \cdot (1 - tax)} = \frac{C_{GR,tot}}{FC_{impianto}} \quad (4.46)$$

4.4 L'algoritmo genetico

Il processo di ottimizzazione genetica è il medesimo utilizzato per il modello a ciclo ORC tradizionale recuperativo descritto in 2.6, con le dovute modifiche che tengono in considerazione la nuova configurazione dell'impianto. Per le ottimizzazioni è stato scelto un valore di 300 per la dimensione della popolazione ed un numero di 200 per il numero massimo di generazioni.

Il vettore delle variabili di ottimizzazione “ X ” avrà le seguente componenti:

1. T_{out} : è la temperatura a cui i fumi di scarico escono dall’evaporatore
2. $p_{ev,1}$: è la pressione a cui avviene l’evaporazione del fluido organico nel ciclo ORC topping
3. T_3 : è la temperatura del fluido all’ingresso della turbina (TIT) del ciclo ORC topping
4. X_1 : è la frazione di massa del primo componente della miscela
5. $E_{REC,1}$: è l’efficienza dello scambio termico nel REC del ciclo ORC topping
6. $T_{cond,1}$: è la temperatura di condensazione fluido del ciclo ORC topping
7. $p_{ev,2}$: è la pressione a cui avviene l’evaporazione del fluido organico nel ciclo ORC bottoming
8. $E_{REC,2}$: è l’efficienza dello scambio termico nel REC del ciclo ORC bottoming
9. $T_{cond,2}$: è la temperatura di condensazione del fluido nel ciclo ORC bottoming

I limiti inferiori e superiori (lower boundary LB e upper boundary UB) entro cui i valori possono variare sono illustrati nella tabella 4.3.

Tabella 4.3: Limiti inferiori e superiori del vettore delle variabili di ottimizzazione nel caso del modello di ciclo ORC a cascata.

	T_{out} [°C]	$p_{ev,1}$ [bar]	T_3 [°C]	X_1 [/]	$E_{rec,1}$ [/]	$T_{cond,1}$ [°C]	$p_{ev,2}$ [bar]	$E_{rec,2}$ [/]	$T_{cond,2}$ [°C]
LB	90	p_{min}	110	0	0	90	p_{min}	0	60
UB	$T_{hot,in}$	p_{max}	T_{max}	1	0.9	$T_{cond,max}$	p_{max}	0.9	90

La temperatura di uscita dei fumi può variare da un valore massimo equivalente alla temperatura di ingresso dei fumi nello scambiatore (o dell’acqua geotermica nel caso della sorgente LT) ad un minimo di 90 °C. La pressione di evaporazione (sia per il ciclo ORC topping che per il ciclo ORC bottoming) può invece variare dal valore minimo p_{min} al valore massimo p_{max} . Il valore minimo p_{min} è calcolato come il valore massimo fra la pressione del primo fluido e la pressione del secondo fluido prese alla temperatura di condensazione $T_{cond,min,1}$, ovvero il limite inferiore della variabile di ottimizzazione $T_{cond,1}$. Il valore massimo p_{max} è invece

selezionato come il valore minimo fra le pressioni critiche del primo e del secondo componente moltiplicate per un coefficiente pari a 1.3. Il sopracitato valore minimo della $T_{cond,1}$ è fissato invece a 90 °C mentre il valore massimo della temperatura di condensazione $T_{cond,max,1}$ del fluido nel ciclo ORC topping è calcolato come la più bassa fra le temperature critiche dei due fluidi puri di partenza, moltiplicata per un coefficiente pari a 0.8. La temperatura massima di ingresso in turbina T_{max} è invece pari alla temperatura di ingresso T_{hot} del flusso caldo nell'evaporatore del ciclo ORC topping. Nel caso in cui la temperatura massima considerata dal database REFPROP per uno dei due componenti della miscela sia inferiore alla T_{hot} , tale temperatura limite verrà fissata come T_{max} . Per quanto riguarda il ciclo ORC topping, la temperatura minima di ingresso in turbina è fissata a 110 °C. Come nel modello del ciclo ORC semplice, sarà l'ottimizzatore a scegliere la composizione del fluido operativo, che sarà una miscela avente due componenti chiamati componente 1 e componente 2. Quando la frazione di massa del primo componente X_1 sarà pari ad 1 la miscela conterrà il solo componente 1, mentre quando sarà pari a 0 conterrà il solo componente 2. La massima efficienza di scambio termico è fissata al 90 % per entrambi i recuperatori.

Come nel modello precedentemente descritto, il processo di ottimizzazione è in realtà un processo di minimizzazione: una volta definita la variabile “ y ” da ottimizzare, l'ottimizzatore di MATLAB cercherà il vettore soluzione “ X ” che porterà al valore minimo di “ y ”.

Massimizzazione della Potenza

Il modello è stato programmato per ottimizzare una sola variabile ovvero la potenza massima. Nella prima iterazione l'ottimizzatore sceglie dei valori casuali (che devono però rientrare nei limiti stabiliti) per le nove componenti del vettore di ottimizzazione.

Come nel modello dell'ORC a ciclo semplice, al fine di evitare problemi di lettura dei dati del database REFPROP, nel caso in cui la $p_{ev,1}$ sia vicina alla pressione critica viene applicata un'equazione correttiva.

In particolare se:

$$p_{CR,min} \cdot 0.95 \leq p_{ev,1} \leq p_{CR,max} \cdot 1.05 \quad (4.47)$$

allora verrà fissato che:

$$p_{ev,1} = p_{CR,min} \cdot 0.95 \quad (4.48)$$

Al fine di velocizzare la procedura di ottimizzazione, si impone che la pressione

di evaporazione del ciclo ORC bottoming sia subcritica utilizzando la formula:

$$p_{ev,2} = p_{CR} \cdot 0.9 \quad (4.49)$$

Viene inoltre imposta la seguente condizione:

$$p_{ev,1} \geq p_{cond,1} \geq p_{ev,2} \geq p_{cond,2} \quad (4.50)$$

In seguito viene eseguito un controllo per stabilire se la pressione evaporativa del ciclo topping sia minore o maggiore della pressione critica della miscela. Le successive operazioni compiute dall'ottimizzatore differiscono leggermente a seconda che il ciclo operi a pressione subcritica o ipercritica.

Viene poi controllata la temperatura di ingresso in turbina T_3 : nel caso subcritico viene verificato che la temperatura T_3 sia maggiore o uguale alla temperatura del vapore saturo alla medesima pressione di evaporazione $p_{ev,1}$. Nel caso supercritico invece il controllo viene eseguito per verificare che la temperatura T_3 sia maggiore della temperatura critica. Vengono poi calcolate le pressioni di condensazione $p_{cond,1}$ e $p_{cond,2}$ alle temperature di condensazione $T_{cond,1}$ e $T_{cond,2}$. Successivamente si esegue il calcolo dei valori delle proprietà termodinamiche dei punti del ciclo ORC topping necessarie al calcolo della potenza elettrica $P_{el,ORC,1}$.

Vengono anche calcolati i valori dell'entalpia dei gas di scarico della microturbina all'ingresso ed all'uscita dell'evaporatore del ciclo ORC topping (rispettivamente $h_{in,hot}$ e $h_{out,hot}$).

Viene quindi calcolata la portata di massa del fluido organico $\dot{m}_{ORC,1}$:

$$\dot{m}_{ORC,1} = \dot{m}_{hot} \cdot \frac{(h_{in,hot} - h_{out,hot})}{h_3 - h_7} \quad (4.51)$$

Vengono calcolate poi la potenza assorbita dalla pompa $P_{PUMP,1}$ e la potenza estratta dalla turbina $P_{TUR,1}$ del ciclo topping. La potenza elettrica estratta $P_{el,OR,1}$ è quindi definita come:

$$P_{el,ORC,1} = P_{TUR,1} - P_{PUMP,1} \quad (4.52)$$

Come nel modello del ciclo a configurazione semplice, tutti i precedenti valori vengono ottenuti con un procedimento iterativo: ad ogni iterazione viene infatti calcolata la potenza elettrica $P_{el,ORC,1}$ fino a che la differenza fra la potenza calcolata in due iterazioni successive non risulti essere minore di 100 W, con un numero massimo di iterazioni fissato a 15. Ad ogni iterazione viene stimato il valore del rendimento $\eta_{is,TUR,1}$, tranne che per la prima iterazione poiché il valore di primo

tentativo è fissato fra le variabili indipendenti.

Una volta calcolata la potenza erogata dal ciclo topping, l'ottimizzatore procede a calcolare le grandezze relative al ciclo ORC bottoming.

La temperatura di ingresso in turbina T_{23} è definita come la temperatura a cui il vapore raggiunge la condizione di vapore saturo alla pressione di evaporazione $p_{ev,2}$. La portata di massa del ciclo bottoming viene calcolata come :

$$\dot{m}_{ORC,2} = \dot{m}_{ORC,1} \cdot \frac{(h_{10} - h_6)}{h_{23} - h_{21}} \quad (4.53)$$

La potenza elettrica generata $P_{el,2}$ viene invece calcolata come:

$$P_{el,ORC,2} = P_{TUR,2} - P_{PUMP,2} \quad (4.54)$$

Anche in questo caso la potenza elettrica $P_{el,ORC,2}$ viene calcolata con un processo iterativo, stimando ad ogni iterazione un valore sempre più preciso del rendimento $\eta_{is,TUR,2}$. La turbina del ciclo topping e quella del ciclo bottoming alla fine dei rispettivi processi iterativi avranno quindi valori differenti di rendimento isoentropico a seconda dei valori dei rispettivi SP e VFR (che a loro volta dipendono dalle condizioni termodinamiche dei singoli cicli).

Una volta calcolata la potenza elettrica l'ottimizzatore provvede ad eseguire i controlli di temperatura. Rispetto al modello a configurazione semplice viene aggiunto il controllo all'evaporatore ed al REC del ciclo bottoming.

Per l'evaporatore del ciclo topping vengono eseguiti gli stessi controlli che erano stati eseguiti per l'evaporatore del modello a ciclo semplice, con l'accortezza di utilizzare la portata di massa $\dot{m}_{ORC,1}$ invece della $\dot{m}_{ORC}$. Lo stesso approccio vale per il REC del ciclo topping. I vettori C_1 e C_2 saranno i vettori di controlli relativi a questi due componenti. Per quanto riguarda l'evaporatore del ciclo ORC bottoming, lo scambio termico all'interno dell'evaporatore viene suddiviso in n sezioni (con n fissato pari a 50) attraverso la seguente equazione, che permette di calcolare l'entalpia del fluido organico del ciclo topping in fase di condensazione in una determinata sezione n :

$$h_{prov,cond,1} = h_6 + \frac{n}{50} \cdot (h_{10} - h_6) \quad (4.55)$$

In maniera equivalente viene calcolata l'entalpia del fluido organico del ciclo bottoming in fase di evaporazione nella medesima sezione n :

$$h_{prov,ev,2} = h_{29} + \frac{n}{50} \cdot (h_{23} - h_{29}) \quad (4.56)$$

Avendo le entalpie e conoscendo le pressioni è possibile calcolare la temperatura dei due fluidi in ognuna delle sezioni in cui è stato diviso l'evaporatore: in particolare per la sezione generica “n” verrà calcolata la temperatura del fluido del ciclo topping $T_{prov,cond,1}$ e del fluido del ciclo bottoming $T_{prov,ev,2}$. Viene quindi definito il generico componente del vettore “ C_3 ”:

$$C_3(n) = T_{prov,ev,2}(n) - \Delta T_{pp,ev,2} - T_{prov,cond,1}(n) \quad (4.57)$$

Dato che n varia da 1 a 50, il vettore “ C_3 ” sarà composto da 50 componenti. Il controllo di temperatura potrà considerarsi superato quando tutti i componenti del vettore “ C_3 ” saranno minori o uguali a zero ($C_3 \leq 0$).

Viene poi eseguito il controllo di temperatura sullo scambiatore recuperativo del ciclo bottoming, il cui scambio termico viene diviso idealmente in 8 sezioni. L'entalpia del flusso di fluido organico (lato caldo) in una generica sezione n è definito come:

$$h_{prov,rec,2,hot} = h_{30} + \frac{n}{8} \cdot (h_{24} - h_{30}) \quad (4.58)$$

In modo equivalente viene calcolata l'entalpia del flusso di fluido organico (lato freddo) nella medesima sezione n :

$$h_{prov,rec,2,cold} = h_{21} + \frac{n}{8} \cdot (h_{29} - h_{21}) \quad (4.59)$$

Disponendo dei valori di entalpie e pressioni è possibile calcolare la temperatura del fluido organico (nel lato caldo e nel lato freddo) in ognuna delle sezioni in cui è stato diviso lo scambiatore recuperativo: in particolare per la sezione generica “n” verrà calcolata la temperatura del fluido organico nel lato caldo $T_{hot,REC,2}$ e freddo $T_{cold,REC,2}$. Viene quindi definito il generico componente del vettore “ C_4 ”:

$$C_4(n) = T_{cold,REC,2}(n) - \Delta T_{pp,REC} - T_{hot,REC,2}(n) \quad (4.60)$$

Dato che n varia da 1 a 8, il vettore “ C_4 ” sarà composto da 8 componenti.

Anche nel caso del condensatore del ciclo bottoming lo scambio termico viene suddiviso in n sezioni (con n in questo caso pari a 40) attraverso la seguente equazione, che permette di calcolare l'entalpia del fluido organico in una determinata sezione n :

$$h_{prov,cond,ORC,2} = h_{26} + \frac{n}{40} \cdot (h_{30} - h_{26}) \quad (4.61)$$

In maniera equivalente viene calcolata l'entalpia del flusso di acqua del condensatore nella medesima sezione n :

$$h_{prov,cond,hot} = h_{in,water} \cdot \frac{n}{40} \cdot (h_{30} - h_{26}) \cdot \frac{\dot{m}_{ORC,2}}{\dot{m}_{water}} \quad (4.62)$$

Avendo le entalpie e conoscendo le pressioni è possibile calcolare la temperatura dei due fluidi in ognuna delle sezioni in cui è stato diviso il condensatore: in particolare per la sezione generica “ n ” verrà calcolata la temperatura dell'acqua di condensazione $T_{cond,water}$ e del fluido organico $T_{cond,ORC,2}$. Viene quindi definito il generico componente del vettore “ C_5 ”:

$$C_5(n) = T_{cond,ORG,2}(n) - \Delta T_{pp,cond} - T_{water,hot}(n) \quad (4.63)$$

Dato che n varia da 1 a 40, il vettore “ C_5 ” sarà composto da 40 componenti. Se tutte le componenti dei vettori “ C_1 ”, “ C_2 ”, “ C_3 ”, “ C_4 ” e “ C_5 ” sono minori o uguali a zero allora il ciclo definito dal vettore di variabili di ottimizzazione “ X ” rispetta tutte le condizioni imposte. Avendo eseguito queste verifiche è possibile definire l'obiettivo del processo di ottimizzazione, ovvero la massimizzazione della potenza elettrica $P_{el,tot}$, che nell'ottimizzatore di MATLAB coincide con la minimizzazione della stessa attraverso la seguente espressione:

$$y = -P_{el,ORC,tot} = -(P_{el,ORC,1} + P_{el,ORC,2}) \quad (4.64)$$

Capitolo 5

Risultati dell'ottimizzazione della potenza: configurazione a cascata

5.1 Risultati

In questo capitolo vengono presentati i risultati ottenuti utilizzando il modello di impianto con due cicli ORC in configurazione a cascata.

Il ciclo ORC topping (ovvero il ciclo ORC che lavora a pressioni più elevate) è alimentato dal calore contenuto nei gas di scarico della microturbina, che vengono rilasciati alla temperatura di 280 °C. I risultati sono presentati nella tabella 5.1. La miscela Ciclopentano-Toluene viene esclusa poiché la differenza fra le temperature di ebollizione superava i 60 °C. Qui di seguito sono analizzati più dettagliatamente i risultati di quattro miscele che producono i valori più elevati di potenza. Le prestazioni dei cicli operanti con queste miscele sono confrontate con quelle dei fluidi puri che le compongono: in particolare viene calcolata la differenza percentuale $\Delta P(\%)$ fra la potenza generata dal ciclo operante con la miscela e quella generata dal ciclo operante con il fluido puro. Vengono anche confrontati il “grassroot cost” relativo al solo impianto ORC $C_{GR,ORC}$ (pari a $C_{GR,ORC} = 1.1 \cdot C_{BM,tot}$) ed alcuni indicatori economici come il VAN_{ORC} ed l' IP_{ORC} . Nessuno dei cicli ottenuti a seguito dell'ottimizzazione a partire dalle condizioni precedentemente definite opera a pressioni supercritiche.

Tabella 5.1: Risultati dell'ottimizzazione del modello di ORC semplice utilizzando la sorgente HT.

Fluido operativo	x_1 [-]	$P_{el,ORC,tot}$ [kW]	$E_{REC,1}$	$p_{ev,1}$ [bar]	$p_{cond,1}$ [bar]	T_3 [°C]	$E_{REC,2}$	$p_{ev,2}$ [bar]	$p_{cond,2}$ [bar]	η_{th} [-]	η_{ex} [-]	I^{PORC} [-]
Esano	/	69,92	0,15	14,03	2,78	184,85	0,8	2,41	1,22	0,133	0,2	0,004
Ciclopentano	/	68,13	0,27	21,7	4,57	187,85	0,54	3,98	2,19	0,139	0,19	0,036
C1CC6	/	59,36	0,12	5,43	1,26	176,85	0,47	1,1	0,47	0,133	0,18	0,023
Toluene	/	59,01	0	3,11	0,76	161,85	0,63	0,63	0,37	0,112	0,16	0,13
Cicloesano	/	58,76	0,25	10,11	2,67	185,85	0,16	2,29	0,85	0,143	0,17	0,024
Esano-Ciclopentano	0,70	74,19	0,1	19,9	3,78	197,85	0,8	3,39	1,52	0,142	0,204	-0,084
Esano-Toluene	0,80	71,52	0	11,45	2,73	190,85	0,8	2,33	0,9	0,137	0,196	0,050
Esano-Cicloesano	0,86	70,54	0,33	10,87	2,67	172,85	0,32	2,31	1,14	0,129	0,194	-0,184
C1CC6-Esano	0,32	70,04	0,36	11,57	2,94	189,85	0,65	2,58	0,83	0,147	0,192	-0,040
C1CC6-Ciclopentano	0,32	68,74	0,28	14,35	5,03	188,85	0,55	4,62	1,31	0,146	0,189	-0,144
Cicloesano-Ciclopentano	0,70	68,43	0,1	16,18	4,33	186,85	0,2	3,92	1,68	0,137	0,188	-0,116
Cicloesano-Toluene	0,64	63,28	0	8,65	2,89	188,85	0,63	2,56	0,53	0,153	0,1737	0,033
C1CC6-Toluene	0,74	61,69	0	6,99	2,21	188,78	0,76	1,95	0,44	0,1928	0,169	0,020
C1CC6-cyclohex	0,30	59,42	0,4	11,43	2,37	202,85	0,4	2,1	0,74	0,155	0,163	-0,150

Esano-Ciclopentano

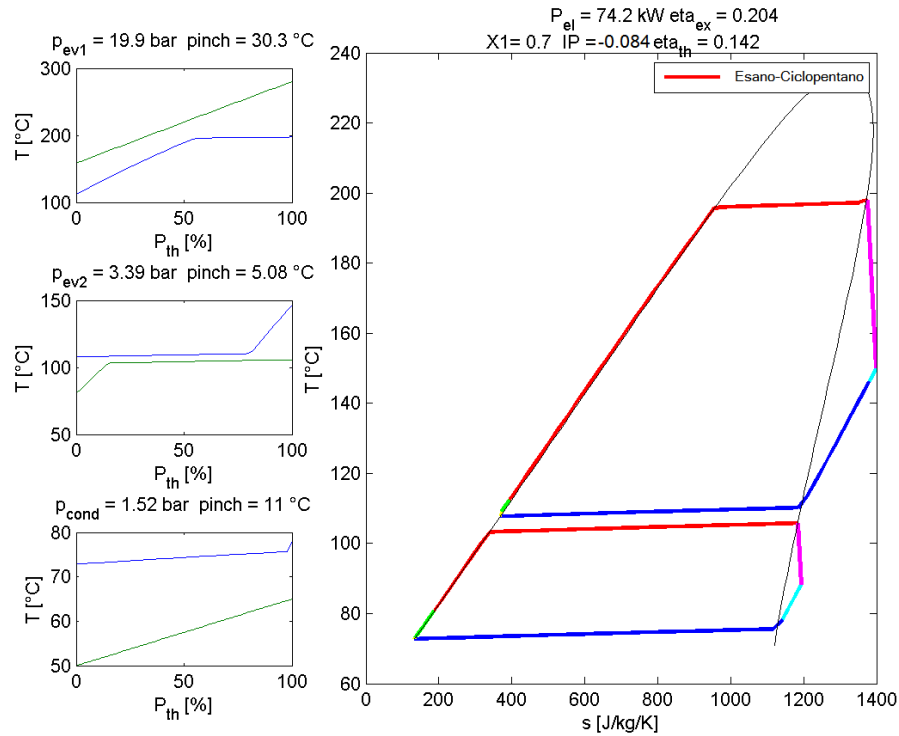


Figura 5.1: Profili di scambio termico e diagramma T-s del ciclo ORC nella configurazione a cascata operante con la miscela Esano-Ciclopentano (0.70/0.30).

Fluido operativo	X_1 [-]	$P_{el, ORC, tot}$ [kW]	ΔP [%]	$p_{ev, 1}$ [bar]	$p_{cond, 2}$ [bar]	$C_{GR, ORC}$ [M\$]	VAN_{ORC} [M\$]	IP_{ORC} [-]
Esano	/	69,92	6,11	14,03	1,22	0,81	0,004	0,004
Esano-Ciclopentano	0,70	74,19	/	19,9	1,52	0,886	-0,0749	-0,084
Ciclopentano	/	68,13	8,89	21,7	2,19	0,789	0,913	0,036

La miscela Esano-Ciclopentano (0.70/0.30) consente di sviluppare la massima potenza, pari a 74.19 kW. La miscela si comporta come un fluido secco, non è previsto il surriscaldamento del vapore e i cambiamenti di fase avvengono con variazioni di temperatura molto lievi (la miscela si comporta in maniera quasi azeotropica). Le pressioni del ciclo sono relativamente elevate poiché nel ciclo ORC topping l'evaporazione avviene a 19.9 bar mentre la condensazione è a pressione maggiore della pressione atmosferica (1.52 bar). La potenza erogata dal ciclo operante a miscela è maggiore del 6.107 % rispetto a quella generata dal ciclo operante con esano e del 8.895 % rispetto a quella del ciclo operante con ciclopentano. Tutti e tre i cicli manifestano valori di IP molto bassi, che ne testimoniano la scarsa economicità. I due cicli operanti con fluido puro hanno un IP relativo ai soli cicli ORC appena

positivo (rispettivamente 0.004 per l'esano e 0.036 per il ciclopentano) mentre il ciclo operante con miscela ha un IP negativo pari a -0.084 . I valori sono così simili perché non vi è grande differenza fra i costi dell'impianto, che sono leggermente maggiori se viene utilizzata la miscela come fluido operativo.

Esano-Toluene

Fluido operativo	X_1 [-]	$P_{el,ORC,tot}$ [kW]	ΔP [%]	$p_{ev,1}$ [bar]	$p_{cond,2}$ [bar]	$C_{GR,ORC}$ [M\$]	VAN_{ORC} [M\$]	IP_{ORC} [-]
Esano	/	69,92	2,29	14,03	1,22	0,81	0,004	0,004
Esano-Toluene	0,80	71,52	/	11,45	0,9	0,754	0,038	0,050
Toluene	/	59,01	21,2	3,11	0,37	0,660	0,085	0,130

Fra le miscele il secondo miglior risultato è ottenuto dalla miscela C1CC6-Esano (0.32/0.68), che eroga una potenza di 70.04 kW. Tale potenza è del 21.2 % superiore rispetto alla potenza generata dal ciclo ottimizzato a toluene puro, il quale però opera a pressioni e temperature molto inferiori (11.43 bar contro 3.11 bar in evaporazione e 190.85 °C contro 161.85 °C per quanto riguarda la TIT del ciclo topping). L'aumento percentuale di potenza erogata è invece solo del 2.29 % rispetto al ciclo operante con esano puro, le cui pressioni e temperature operative sono ben più elevate. È da notare che l'ottimizzatore non prevede un recuperatore per il ciclo topping né nel caso della miscela né nel caso del toluene puro. Questo permette all'impianto operante a miscela di avere un costo leggermente inferiore all'impianto operante con esano puro. Il $C_{GR,ORC}$ più basso è però quello dell'impianto a toluene puro che grazie a ciò riesce ad avere valori di VAN_{ORC} e IP_{ORC} più elevati di quelli dell'impianto a miscela nonostante la minor produzione di energia elettrica.

Esano-Cicloesano

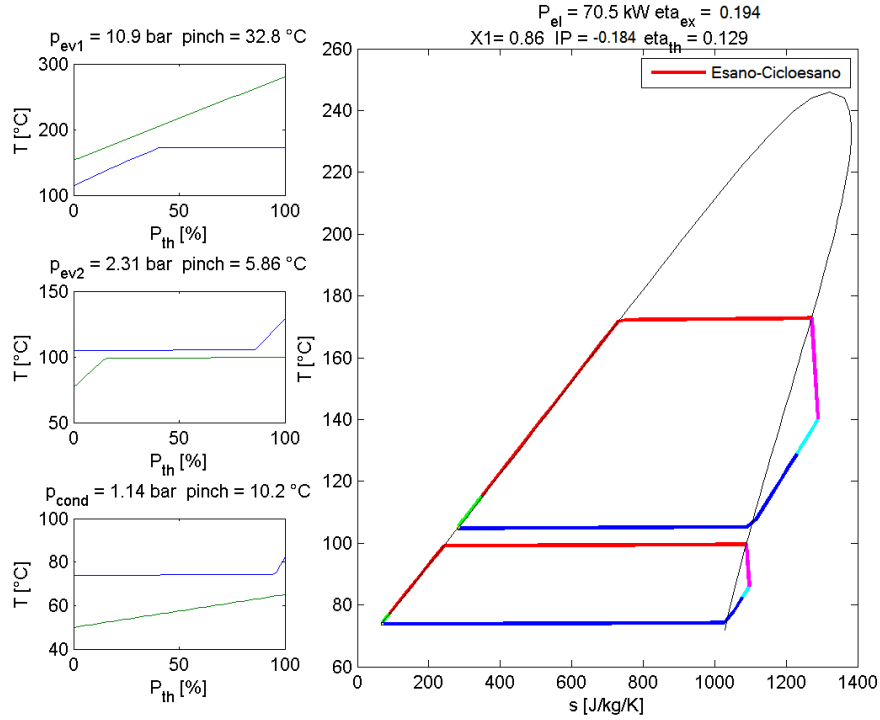


Figura 5.2: Profili di scambio termico e diagramma T-s del ciclo ORC nella configurazione a cascata operante con la miscela Esano-Cicloesano (0.86/0.14).

Fluido operativo	X_1 [-]	$P_{el,ORC,tot}$ [kW]	ΔP [%]	$p_{ev,1}$ [bar]	$p_{cond,2}$ [bar]	$C_{GR,ORC}$ [M\$]	VAN_{ORC} [M\$]	IP_{ORC} [-]
Esano	/	69,92	0,89	14,03	1,22	0,810	0,004	0,004
Esano-Cicloesano	0,86	70,54	/	10,87	1,14	0,865	-0,159	-0,184
Cicloesano	/	58,76	20,05	10,11	0,85	0,797	0,019	0,024

Il ciclo operante con la miscela Esano-Cicloesano (0.86/0.14) eroga una potenza pari a 70.54 kW. Nel diagramma T-s la pendenza della curva del vapor saturo è positiva e non è previsto il surriscaldamento del fluido prima dell'ingresso in turbina. Come nel modello del ciclo ORC semplice, la miscela Esano-Cicloesano mostra un cambiamento di fase a temperatura praticamente costante (visibile nella figura 5.2). Il ciclo ORC topping si mantiene su pressioni non eccessivamente elevate (10.87 bar in evaporazione e 2.67 bar in condensazione) mentre il processo di condensazione del ciclo bottoming arriva alla pressione di 1.14 bar. Il ciclo operante a miscela produce il 20.048 % di potenza in più rispetto al ciclo operante

con cicloesano puro mentre la produzione di potenza praticamente uguale a quella del ciclo operante con esano puro (0.887%). Nel ciclo operante con esano puro la pressione massima è più elevata (14.03 bar) mentre la TIT del ciclo topping è di ben 12 °C più elevata rispetto a quella del ciclo operante con la miscela.

C1CC6-Esano

Fluido operativo	X_1 [-]	$P_{el,ORC,tot}$ [kW]	ΔP [%]	$p_{ev,1}$ [bar]	$p_{cond,2}$ [bar]	$C_{GR,ORC}$ [M\$]	VAN_{ORC} [M\$]	IP_{ORC} [-]
C1CC6	/	59,36	17,99	5,43	0,47	0,790	0,029	0,023
C1CC6-Esano	0,32	70,04	/	11,57	0,83	0,840	-0,330	-0,040
Esano	/	69,92	0,17	14,03	1,22	0,810	0,004	0,004

Il ciclo operante con la miscela C1CC6-Esano (0.32/0.68) eroga una potenza di 70.04kW. La potenza è del 17.991% più elevata rispetto a quella erogata dal ciclo operante a C1CC6 puro. Tale ciclo opera però a pressioni e temperature minori: mentre per la miscela la pressione di evaporazione è di 11.57 bar nel caso del C1CC6 la pressione è di 5.43 bar mentre la TIT del ciclo topping è di 13 °C più bassa rispetto a quella del ciclo operante a miscela. Rispetto al ciclo operante con esano l'incremento della potenza erogata è pari al 0.172%. Le prestazioni dell'esano sono infatti le migliori fra quelle dei fluidi puri analizzati.

5.2 Discussione

Le simulazioni fatte utilizzando il modello a due cicli ORC con configurazione a cascata non hanno portato ai risultati sperati. Le miscele hanno portato a dei valori di potenza generalmente più elevati rispetto ai fluidi puri, anche se nei casi in cui la differenza di potenza percentuale era più elevata si è notato che l'ottimizzatore aveva fatto operare il ciclo che utilizzava il fluido puro a temperature e pressioni molto minori rispetto alla miscela. L'incremento di potenza media passando dai fluidi puri alle miscele è stato dello 1.74% (per ogni miscela la potenza considerata nella media è quella del componente della miscela stessa che garantisce le migliori prestazioni). Gli aumenti percentuali di potenza sono visibili nella figura ??.

Al fine di poter confrontare le prestazioni delle differenti configurazioni, la sorgente di calore (la microturbina) è la stessa che era stata scelta per il caso del ciclo ORC tradizionale ad alta temperatura. In generale, gli impianti con configurazione a cascata hanno avuto prestazioni peggiori rispetto agli impianti a configurazione

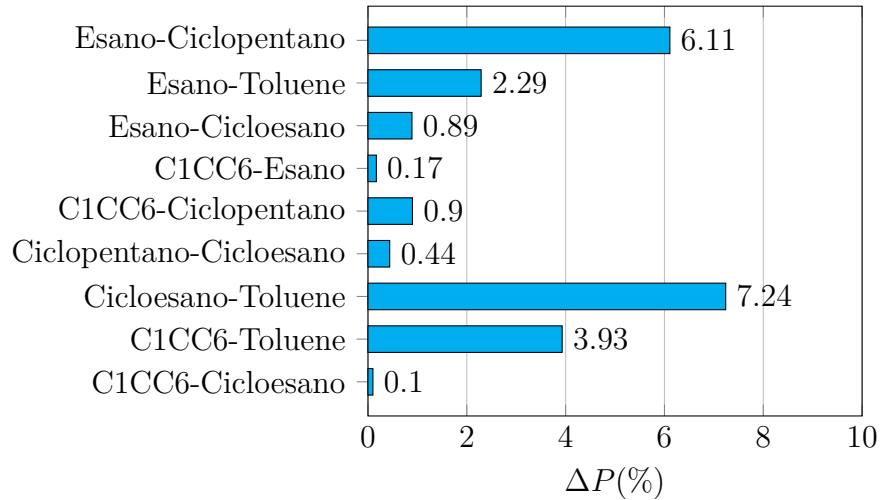


Figura 5.3: Aumento percentuale di potenza nel caso di impianto ORC con configurazione a cascata (il confronto è effettuato fra la potenza della miscela e quella del miglior fluido puro fra i suoi componenti).

standard recuperativa: mentre il miglior ciclo nella configurazione tradizionale eroga 80.99 kW, il miglior ciclo eroga solo 74.19 kW. Confrontando gli altri risultati si può affermare che mediamente il ciclo ORC semplice operante con miscele abbia prodotto in media 10.44 kW in più rispetto ai due cicli ORC in configurazione a cascata. Utilizzando due cicli ORC nello stesso intervallo di temperatura è stato possibile ridurre il valore del VFR, che è passato dal valore di 9.793 (valore medio per i cicli ORC a configurazione tradizionale recuperativa operanti con miscele) al valore di 4.257 e 3.04 (valori medi rispettivamente del VFR del ciclo topping e del ciclo bottoming per i cicli ORC con configurazione a cascata operanti con miscele). La riduzione del VFR ha portato ad un aumento medio dei valori dei rendimenti isoentropici delle turbine molto basso: il valore medio del $\eta_{is,TUR}$ è pari a 0.833 per il ciclo a configurazione semplice mentre nel caso del ciclo con configurazione a cascata i valori medi di $\eta_{is,TUR,1}$ e $\eta_{is,TUR,2}$ sono pari rispettivamente a 0.849 e 0.87. Questi piccoli aumenti di rendimento non giustificano quindi l'inserimento di uno scambiatore di calore intermedio fra i due cicli e l'incremento della complessità dell'impianto. La maggior complessità infatti non solo non porta un miglioramento alla produzione di potenza dell'impianto, ma ne peggiora grandemente l'economicità. Mentre nel caso del ciclo ORC standard i valori di IP erano sempre positivi (l'investimento era quindi in grado di generare un ritorno economico), nel caso della configurazione a cascata i valori dell'IP relativo ai soli cicli ORC sono quasi nulli se il fluido operativo è un fluido puro e sono addirittura negativi se il fluido operativo è una miscela. La vendita dell'energia elettrica generata non riesce infatti a bilanciare l'aumento dei costi dovuto all'aumentare del

numero di componenti dell'impianto.

Prendendo in analisi il caso dell'impianto con configurazione a cascata operante con la miscela Esano-Ciclopentano (0,70/0,30), mentre l'IP relativo alla sola microturbina aveva un valore di 1.691 ed un PB pari a 3.6 anni, l'IP dell'intero impianto è pari a 0.542 con un PB di 6.3 anni. Il fatto di aver aggiunto i due cicli ORC a cascata porta ad aumentare la potenza erogata da 600 kW a 674.19 kW ma peggiora la qualità dell'investimento dal punto di vista economico, portando il PB a tempi quasi doppi. Nel caso dell'impianto con configurazione tradizionale recuperativa operante con la miscela C1CC6-Ciclopentano (0.24/0.76) alimentato dai gas di scarico della medesima microturbina, l'IP relativo all'intero impianto è pari a 0.965 mentre il PB è di 4.9 anni. Rispetto alla configurazione a cascata non solo l'incremento di potenza è maggiore (da 600 kW a 680.99 kW), ma il valore dell'IP relativo all'impianto nel suo complesso è quasi doppio.

Capitolo 6

Conclusioni

Nel presente lavoro di tesi sono state testate due diverse configurazioni di impianto ORC con l'obiettivo di verificare se l'introduzione di miscele binarie come fluido operativo potesse portare ad un miglioramento delle prestazioni.

Dai risultati delle simulazioni compiute utilizzando il modello del ciclo ORC tradizionale recuperativo si è potuto concludere che l'utilizzo delle miscele ha portato ad un miglioramento alle prestazioni dell'impianto. Nel caso di impianto ORC alimentato dal calore proveniente da una sorgente ad alta temperatura, l'incremento medio di potenza generata è stato del 2.62 %, considerando come termine di paragone per ogni miscela il valore di potenza più elevato fra quelli dei fluidi puri che la compongono. In particolare il ciclo operante con la miscela C1CC6-Ciclopentano(0.24/0.76) ha erogato la potenza più elevata, pari a 80.99 kW. Il medesimo modello, testato con condizioni a contorno leggermente differenti, ha mostrato che l'incremento di potenza riscontrato passando dai fluidi puri alle miscele è maggiore nel caso in cui la sorgente utilizzata sia a bassa temperatura rispetto al caso in cui sia ad alta temperatura. Alimentando il ciclo ORC con il calore proveniente da una fonte di acqua geotermica è stato infatti possibile ottenere un incremento medio di potenza del 10.16 %. Il miglior risultato è stato ottenuto con la miscela Eptano-R365mfc (0.15/0.85), che ha prodotto 330.11 kW di potenza elettrica.

È stato poi sviluppato il modello di un impianto ORC avanzato, costruito accoppiando due differenti cicli ORC in una configurazione a cascata. Tale modello, che operava con i medesimi fluidi e la medesima fonte di calore del ciclo ORC standard nel caso della sorgente HT, ha fatto riscontrare un incremento di potenza media del 2.45 % passando dall'utilizzo di fluido puri all'utilizzo di miscele come fluido operativo. Questi impianti a configurazione avanzata hanno prodotto però meno potenza elettrica rispetto agli impianti a configurazione tradizionale. Il massimo

valore di potenza ottenuto è stato infatti di 74.19 kW, erogato dall'impianto operante con la miscela Esano-Ciclopentano (0.70/0.30).

I modelli includono un'analisi economica che seppur molto semplificata ha permesso di poter fare una valutazione di massima sull'economicità degli impianti. Il ciclo con configurazione tradizionale recuperativa alimentato dalla sorgente LT è quello che ha fatto riscontrare i valori di IP più elevati, con un valore medio di 0.79, seguito dal ciclo ORC semplice alimentato dalla sorgente HT che ha fatto registrare un IP medio di 0.26. Questi impianti possono essere considerati un investimento redditizio, al contrario degli impianti ORC con configurazione a cascata che a causa degli scarsi valori di potenza elettrica erogata e dell'elevato numero di componenti dell'impianto hanno fatto riscontrare un valore di IP negativo. Le simulazioni eseguite hanno inoltre dimostrato che l'utilizzo delle miscele al posto dei fluidi puri permette di ottenere un incremento della potenza generata a scapito di un aumento dei costi di investimento dell'impianto (dovuto principalmente all'utilizzo di scambiatori di calore di maggiori dimensioni). Mentre negli impianti alimentati dalla sorgente HT l'aumento di costi è stato contenuto, tale aumento è stato molto maggiore nel caso della sorgente LT ed ha interessato in particolare il condensatore e l'evaporatore. In questo caso gli impianti operanti a miscela hanno riportato valori di IP e VAN molto buoni ma decisamente inferiori a quelli riportati dagli impianti a fluido puro.

È d'uopo ricordare che le considerazioni economiche vengono fatte su configurazioni di impianto derivanti da un'ottimizzazione termodinamica avente come obiettivo la massimizzazione della potenza erogata: un processo di ottimizzazione termo-economica multi-obiettivo avrebbe sicuramente portato a configurazioni di impianto differenti.

Il ciclo ORC con configurazione a cascata, studiato considerando la particolare configurazione e le condizioni a contorno da noi stabilite, si è rivelato inferiore al ciclo a configurazione tradizionale. Per non complicare eccessivamente la configurazione dell'impianto in questo lavoro non sono state prese in considerazione molte soluzioni (come l'utilizzo di miscele differenti nel ciclo ORC topping e nel ciclo ORC bottoming, eventuali modifiche di configurazione e la possibilità di effettuare la cogenerazione) che potrebbero migliorare le prestazioni termodinamiche e l'economicità dell'impianto e che potrebbero quindi essere oggetto di un futuro lavoro di ricerca.

Bibliografia

- [1] Florian Heberle and Dieter Brüggemann. Thermo-economic evaluation of organic rankine cycles for geothermal power generation using zeotropic mixtures. *Energies*, 8(3):2097–2124, 2015.
- [2] Sylvain Quoilin, Martijn Van Den Broek, Sébastien Declaye, Pierre Dewallef, and Vincent Lemort. Techno-economic survey of organic rankine cycle (orc) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22:168–186, 2013.
- [3] Product specification models c600, c800, and c1000 capstone microturbine, 2009.
- [4] E Baldasso, JG Andreasen, A Modi, F Haglind, and A Stoppato. Performance analysis a of solar driven organic rankine cycle using multi-component working fluids. In *28th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*.
- [5] Jaakko Larjola. Electricity from industrial waste heat using high-speed organic rankine cycle (orc). *International journal of production economics*, 41(1):227–235, 1995.
- [6] Han Deng, Maria Fernandino, and Carlos A Dorao. Numerical study of the condensation length of binary zeotropic mixtures. *Energy Procedia*, 64:43–52, 2015.
- [7] Michael Chys, Martijn van den Broek, Bruno Vanslambrouck, and Michel De Paepe. Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic rankine cycles. *Energy*, 44(1):623–632, 2012.
- [8] Jesper Graa Andreasen, Ulrik Larsen, Thomas Knudsen, Leonardo Pierobon, and Fredrik Haglind. Selection and optimization of pure and mixed working fluids for low grade heat utilization using organic rankine cycles. *Energy*, 73:204–213, 2014.

- [9] Sotirios Karellas, Andreas Schuster, and Aris-Dimitrios Leontaritis. Influence of supercritical orc parameters on plate heat exchanger design. *Applied Thermal Engineering*, 33:70–76, 2012.
- [10] E Macchi and A Perdichizzi. Efficiency prediction for axial-flow turbines operating with nonconventional fluids. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 103(4):718–724, 1981.
- [11] Antonio Perdichizzi and Giovanni Lozza. Design criteria and efficiency prediction for radial inflow turbines. In *ASME 1987 International Gas Turbine Conference and Exhibition*, pages V001T01A086–V001T01A086. American Society of Mechanical Engineers, 1987.
- [12] Gavin Towler and Ray K Sinnott. *Chemical engineering design: principles, practice and economics of plant and process design*. Elsevier, 2012.
- [13] Fredy Vélez, José J Segovia, M Carmen Martín, Gregorio Antolín, Farid Chejne, and Ana Quijano. A technical, economical and market review of organic rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(6):4175–4189, 2012.
- [14] Van Long Le, Abdelhamid Kheiri, Michel Feidt, and Sandrine 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*, 78(C):622–638, 2014.
- [15] Bertrand F Tchanche, Gr Lambrinos, Antonios Frangoudakis, and George Papadakis. Low-grade heat conversion into power using organic rankine cycles—a review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8):3963–3979, 2011.
- [16] Tzu-Chen Hung. Waste heat recovery of organic rankine cycle using dry fluids. *Energy Conversion and Management*, 42(5):539–553, 2001.
- [17] V Maizza and A Maizza. Unconventional working fluids in organic rankine-cycles for waste energy recovery systems. *Applied thermal engineering*, 21(3):381–390, 2001.
- [18] Junjiang Bao and Li Zhao. A review of working fluid and expander selections for organic rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24:325–342, 2013.

- [19] Huijuan Chen, D Yogi Goswami, and Elias K Stefanakos. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and sustainable energy reviews*, 14(9):3059–3067, 2010.
- [20] Aleksandra Borsukiewicz-Gozdur. Pumping work in the organic rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 51(1):781–786, 2013.
- [21] Don W Green et al. *Perry’s chemical engineers’ handbook*, volume 796. McGraw-hill New York, 2008.
- [22] Costante Invernizzi, Paolo Iora, and Paolo Silva. Bottoming micro-rankine cycles for micro-gas turbines. *Applied thermal engineering*, 27(1):100–110, 2007.
- [23] ZQ Wang, NJ Zhou, Jing Guo, and XY Wang. Fluid selection and parametric optimization of organic rankine cycle using low temperature waste heat. *Energy*, 40(1):107–115, 2012.
- [24] Shigeo Kondo, Youkichi Urano, Kazuaki Tokuhashi, Akifumi Takahashi, and Katsumi Tanaka. Prediction of flammability of gases by using f-number analysis. *Journal of hazardous materials*, 82(2):113–128, 2001.
- [25] Athanasios I Papadopoulos, Mirko Stijepovic, and Patrick Linke. On the systematic design and selection of optimal working fluids for organic rankine cycles. *Applied Thermal Engineering*, 30(6):760–769, 2010.
- [26] B Saadatfar, R Fakhrai, and T Fransson. Waste heat recovery organic rankine cycles in sustainable energy conversion: A state-of-the-art review. *J MacroTrends Energy Sustain*, 1:161–188, 2013.
- [27] European Parliament and the Council of the European Union. Regulation (ec) no. 1272/2008 of the european parliament and of the council of 16 december 2008 on classification, labelling and packaging of substances and mixtures, amending and repealing directives 67/548/eec and 1999/45/ec, and amending regulation (ec) no. 1907/2006. *Official Journal of the European Union*, 353, 2008.
- [28] Sylvain Quoilin, Sébastien Declaye, Bertrand F Tchanche, and Vincent Lemort. Thermo-economic optimization of waste heat recovery organic rankine cycles. *Applied Thermal Engineering*, 31(14):2885–2893, 2011.

- [29] Sylvain Quoilin. *Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications*. PhD thesis, University of Liège (Belgium, 2011).
- [30] Brian M Fronk and Srinivas Garimella. In-tube condensation of zeotropic fluid mixtures: A review. *International Journal of Refrigeration*, 36(2):534–561, 2013.
- [31] Sylvain Quoilin and Vincent Lemort. Technological and economical survey of organic rankine cycle systems.
- [32] Qiang Liu, Yuanyuan Duan, and Zhen Yang. Effect of condensation temperature glide on the performance of organic rankine cycles with zeotropic mixture working fluids. *Applied Energy*, 115:394–404, 2014.
- [33] Carlo Rizzuto (eds.) Venkatarathnam Gadhiraaju (auth.), Klaus D. Timmerhaus. *Cryogenic Mixed Refrigerant Processes*. International Cryogenics Monograph Series. Springer-Verlag New York, 1 edition, 2008.
- [34] Wilbert F Stoecker and Wilbert F Stoecker. *Industrial refrigeration handbook*, volume 10. McGraw-Hill New York, 1998.
- [35] Leelananda Rajapaksha. Influence of special attributes of zeotropic refrigerant mixtures on design and operation of vapour compression refrigeration and heat pump systems. *Energy conversion and Management*, 48(2):539–545, 2007.
- [36] Michael Lechte. How to deal with r410a, 2002.
- [37] Huijuan Chen, D Yogi Goswami, Muhammad M Rahman, and Elias K Stefanakos. A supercritical rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power. *Energy*, 36(1):549–555, 2011.
- [38] Florian Heberle, Markus Preißinger, and Dieter Brüggemann. Zeotropic mixtures as working fluids in organic rankine cycles for low-enthalpy geothermal resources. *Renewable Energy*, 37(1):364–370, 2012.
- [39] G Angelino and P Colonna. Air cooled siloxane bottoming cycle for molten carbonate fuel cells. In *Fuel Cell Seminar, Portland, OR, October*, pages 667–670, 2000.
- [40] Alberto Cavallini and Lino Mattarolo. *Termodinamica applicata*. CLEUP, 1992.

- [41] Donghong Wei, Xuesheng Lu, Zhen Lu, and Jianming Gu. Dynamic modeling and simulation of an organic rankine cycle (orc) system for waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 28(10):1216–1224, 2008.
- [42] J Van Nuland and J Renet. Organic rankine cycle. *Computers & chemical engineering*, 11(5):547–551, 1987.
- [43] PS Bundela, Vivek Chawla, et al. Sustainable development through waste heat recovery. *American Journal of Environmental Sciences*, 6(1):83–89, 2010.
- [44] Giovanni Lozza. *Turbine a gas e cicli combinati*. Società Editrice Esculapio, 2006.
- [45] Klaus M Retzlaff and W Anthony Ruegger. Steam turbines for ultra-supercritical power plants. In *POWER-GEN*, volume 98, pages 9–11, 1996.
- [46] J De Ruyck, F Delattin, and S Bram. Co-utilization of biomass and natural gas in combined cycles through primary steam reforming of the natural gas. *Energy*, 32(4):371–377, 2007.
- [47] Vahab Hassani and Henry Price. Modular trough power plants. *Solar Engineering*, pages 437–444, 2001.
- [48] Tahsin Engin and Vedat Ari. Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems—a case study. *Energy conversion and management*, 46(4):551–562, 2005.
- [49] Stephen M Masutani and Patrick K Takahashi. Ocean thermal energy conversion. *Wiley Encyclopedia of Electrical and Electronics Engineering*, 1999.
- [50] Gerard C Nihous. An estimate of atlantic ocean thermal energy conversion (otec) resources. *Ocean Engineering*, 34(17):2210–2221, 2007.
- [51] William H Avery. Ocean thermal energy conversion. Technical report, Johns Hopkins Univ., Laurel, MD (USA). Applied Physics Lab., 1983.
- [52] A Pezzuolo, A Benato, A Stoppato, and A Mirandola. The orc-pd: a versatile tool for fluid selection and organic rankine cycle unit design. 2016.
- [53] E Lemmon, M Huber, and M McLinden. Nist standard reference database 23: Refprop version 9.0,. *Reference Fluid Thermodynamic and Transport*

Properties, "Standard Reference Data Program, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, 2010.

- [54] Carl L Yaws. *Handbook of chemical compound data for process safety : comprehensive safety and health-related data for hydrocarbons and organic chemicals : selected data for inorganic chemicals*. Library of physico-chemical property data. Gulf Pub. Co, 1997.
- [55] Gestis IFA. Substance database. 2011. *Linolic Acid. Alemanha* http://gestis-en.itrust.de/nxt/gateway.dll/gestis_en/l/014230.xml.
- [56] European Parliament and the Council of the European Union. Regulation (eu) no 517/2014 of the european parliament and of the council of 16 april 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing regulation (ec) no 842/2006. *Official Journal of the European Union*, 2014.
- [57] Ian H Bell, Jorrit Wronski, Sylvain Quoilin, and Vincent Lemort. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. *Industrial & engineering chemistry research*, 53(6):2498–2508, 2014.
- [58] Andrea Lazzaretto and Giovanni Manente. A new criterion to optimize orc design performance using efficiency correlations for axial and radial turbines. *International Journal of Thermodynamics*, 17(3):192–200, 2014.
- [59] Luca Da Lio, Giovanni Manente, and Andrea Lazzaretto. New efficiency charts for the optimum design of axial flow turbines for organic rankine cycles. *Energy*, 77:447–459, 2014.
- [60] Emilie Sauret and Andrew S Rowlands. Candidate radial-inflow turbines and high-density working fluids for geothermal power systems. *Energy*, 36(7):4460–4467, 2011.
- [61] Andrea Toffolo, Andrea Lazzaretto, Giovanni Manente, and Marco Paci. A multi-criteria approach for the optimal selection of working fluid and design parameters in organic rankine cycle systems. *Applied Energy*, 121:219–232, 2014.
- [62] Richard Turton, Richard C Bailie, Wallace B Whiting, and Joseph A Shaeiwitz. *Analysis, synthesis and design of chemical processes*. Pearson Education, 2008.