

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea Magistrale in
Ingegneria Energetica



Ottimizzazione di cicli ORC per il recupero termico da motori a combustione interna di grande taglia: fluidi puri vs. miscele

Relatore: Prof. Emanuele Martelli

Correlatori: Prof. Costante Invernizzi, Roberto Scaccabarozzi

Tesi di Laurea di:

Michele Tavano

800846

Anno Accademico 2015 - 2016

Ringraziamenti

Innanzitutto desidero ringraziare la mia famiglia, il cui sostegno è stato fondamentale per arrivare alla fine del mio percorso di studi.

Naturalmente voglio ringraziare anche il Professor Martelli per avermi dato fiducia assegnandomi un lavoro così interessante e per essersi sempre reso disponibile nei momenti di bisogno.

Infine un sentito ringraziamento va a Roberto Scaccabarozzi ed al Professor Costante Invernizzi per i preziosi consigli elargiti durante lo svolgimento del lavoro.

Indice

Indice	III
Lista delle figure	V
Lista delle tabelle	IX
Sommario	XIII
Capitolo 1. Introduzione	1
1.1 Miscele binarie per ORC indagate in letteratura	6
Capitolo 2. Motori a combustione interna	9
2.1 Man B&W 5S60MC6	11
2.2 Wärtsilä 9L46DF	15
2.3 Ricostruzione dei bilanci di energia delle sorgenti dei motori	17
2.3.1 Gas combusti	17
2.3.2 Aria e jacket water	19
2.3.3 Circuito di olio diatermico	22
Capitolo 3. Fluidi di lavoro per cicli ORC	25
3.1 Criteri generali di scelta nei cicli Rankine	30
3.2 Criteri di scelta dei fluidi puri	35
3.3 Criteri di scelta delle miscele	40
Capitolo 4. Problema di ottimizzazione	43
4.1 Modellizzazione del ciclo	47
4.1.1 Modello del ciclo	48
4.1.2 REFPROP	52
4.2 Energy targeting	54
4.2.1 Introduzione all'energy targeting	55

4.2.2	Pinch Analysis	57
4.2.3	Mathematical Programming Methods	63
4.3	Valutazione del rendimento exergetico	64
4.4	Algoritmo di ottimizzazione dei parametri del ciclo ORC	68
4.4.1	Problemi di ottimizzazione di tipo black-box	68
4.4.2	Algoritmo PGS-COM.....	69
Capitolo 5.	Codice di ottimizzazione sviluppato	71
5.1	Istruzioni PGS-COM	71
5.2	Funzione obiettivo “costo”	73
5.3	Funzione “Heat Cascade” di energy targeting.....	77
Capitolo 6.	Risultati.....	83
6.1	Tabelle estese dei risultati.....	86
6.2	Panoramica dei migliori fluidi puri.....	99
6.2.1	Diagrammi relativi ai migliori fluidi puri non infiammabili	104
6.2.2	Diagrammi relativi ai migliori fluidi puri infiammabili	108
6.3	Panoramica delle migliori miscele.....	112
6.3.1	Diagrammi relativi alle migliori miscele binarie non infiammabili	116
6.3.2	Diagrammi relativi alle migliori miscele binarie infiammabili	120
6.4	Confronto fluidi puri-miscele più performanti	124
6.5	Analisi critica dei risultati delle ottimizzazioni	126
6.5.1	Cicli con espansione bifase in turbina	126
6.5.2	Limitazione delle prestazioni legata a T_{max} properties	129
Capitolo 7.	Conclusioni e sviluppi futuri	131
Bibliografia	138

Lista delle figure

Figura 1.1 - Tecnologie di generazione elettrica [1]	1
Figura 1.2 - Bilancio di energia di un motore diesel 2 tempi ad alta efficienza [2]	3
Figura 1.3 - Costi specifici al kW elettrico prodotto per MCI [3].....	4
Figura 1.4 - Schema di un ipotetico impianto con 4 MCI alimentati a biogas e integrati con un ciclo ORC [3]	5
Figura 2.1 - Curve di prestazione del motore diesel due tempi lento Man 5S60MC6 [5] ..	12
Figura 2.2 - Schemi dell'impianto di raffreddamento del motore Man 5S60MC6 [5]	14
Figura 2.3 - Composizione assunta per i gas esausti di entrambi i motori analizzati [8]....	18
Figura 2.4 - Ricostruzione in Aspen Plus® (V8.8) del bilancio di energia per i gas combusti del Man 5S60MC6	18
Figura 2.5 - Ricostruzione in Aspen Plus® (V8.8) del bilancio di energia per i gas combusti del Wärtsilä 9L46DF	19
Figura 2.6 - Ricostruzione in Aspen Plus® (V8.8) del bilancio di energia per l'aria di sovralimentazione del Man 5S60MC6.....	20
Figura 2.7 - Ricostruzione in Aspen Plus® (V8.8) del bilancio di energia dell'aria di sovralimentazione del Wärtsilä 9L46DF.....	20
Figura 2.8 - Ricostruzione in Aspen Plus® (V8.8) del bilancio di energia per la jacket water del Man 5S60MC6	21
Figura 3.1 - Campana di saturazione di un fluido bagnato (o umido).....	26
Figura 3.2 - Campana di saturazione di un fluido secco	27
Figura 3.3 - Confronto dei profili di temperatura in evaporazione tra un fluido complesso (organico) e un fluido semplice (acqua).....	28
Figura 3.4 - Campana di saturazione di un fluido isoentropico	29
Figura 3.5 - Evoluzione nel tempo dei fluidi refrigeranti [16]	37
Figura 4.1 - ΔT di glide per una miscela zeotropica durante la fase di condensazione	44
Figura 4.2 - Diagramma di equilibrio liquido-vapore per una miscela binaria di componenti (A, B) e rappresentazione dei punti sul piano T-s.....	44
Figura 4.3 - Schema a blocchi semplificato del processo di ottimizzazione black-box utilizzato	46

Figura 4.4 - Modellizzazione del ciclo	48
Figura 4.5 - Schema a blocchi della procedura di calcolo dei punti del ciclo operante a fluido puro.....	50
Figura 4.6 - Schema a blocchi riassuntivo delle differenze di calcolo nel caso di ciclo operante a miscela	51
Figura 4.7 - Esempio di costruzione della curva composta di tre flussi caldi	57
Figura 4.8 - Grafico delle curve composite calda e fredda per un recupero ottimale del calore sotto un certo ΔT_{min} [27]	58
Figura 4.9 - Trade-off al variare del ΔT_{min} del costo d'investimento e del costo d'esercizio	59
Figura 4.10 - Rappresentazione dei flussi (con le rispettive temperature reali) negli intervalli di temperatura shiftati con $\Delta T_{min} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ [33]	59
Figura 4.11 - Cascata del calore (sx) e grande curva composta (dx). In evidenza la temperatura di pinch ($145\text{ }^{\circ}\text{C}$), dove si annulla la cascata [27]	60
Figura 4.12 - Diagramma delle curve composite shiftate. In evidenza il punto di contatto in corrispondenza della temperatura di pinch [33].....	61
Figura 4.13 - Scomposizione dell'accoppiamento termico per effetto del pinch [33]	62
Figura 4.14 - Rappresentazione semplificata del funzionamento del metodo di integrazione del calore adottato	64
Figura 5.1 - Esempio di discretizzazione (con $m=4$ punti) di una utility e di un flusso di portata nota.....	76
Figura 5.2 - Operazione di traslazione dei flussi	77
Figura 5.3 - Esempio di collocazione dei sette flussi del caso cogenerativo.....	78
Figura 5.4 - Schema a blocchi dettagliato del processo di ottimizzazione black box realizzato	82
Figura 6.1 - Esempio di curva di convergenza. Sull'asse delle ascisse è riportato il numero di iterazioni effettuate, mentre sull'asse delle ordinate la progressiva diminuzione del costo (- exergia totale) ottenuta durante il processo di ottimizzazione.....	84
Figura 6.2 - Grafici relativi al fluido puro R1233zde nel caso del motore Man in assetto elettrico.....	104
Figura 6.3 - Grafici relativi al fluido puro RE245cb2 nel caso del motore Man in assetto cogenerativo	105

Figura 6.4 - Grafici relativi al fluido puro R1233zde nel caso del motore Wärtsilä in assetto elettrico.....	106
Figura 6.5 - Grafici relativi al fluido puro R1233zde nel caso del motore Wärtsilä in assetto cogenerativo	107
Figura 6.6 - Grafici relativi al fluido puro RE245fa2 nel caso del motore Man in assetto elettrico.....	108
Figura 6.7 - Grafici relativi al fluido puro DME (dimetiletere) nel caso del motore Man in assetto cogenerativo	109
Figura 6.8 - Grafici relativi al fluido puro ciclopentano nel caso del motore Wärtsilä in assetto elettrico.....	110
Figura 6.9 - Grafici relativi al fluido puro ammoniaca nel caso del motore Wärtsilä in assetto cogenerativo	111
Figura 6.10 - Grafici relativi alla miscela R1233zde/R134a nel caso del motore Man in assetto elettrico.....	116
Figura 6.11 - Grafici relativi alla miscela R1233zde/R134a nel caso del motore Man in assetto cogenerativo	117
Figura 6.12 - Grafici relativi alla miscela R1233zde/R134a nel caso del motore Wärtsilä in assetto elettrico.....	118
Figura 6.13 - Grafici relativi alla miscela R1233zde/R134a nel caso del motore Wärtsilä in assetto cogenerativo	119
Figura 6.14 - Grafici relativi alla miscela isobutano/pentano nel caso del motore Man in assetto elettrico.....	120
Figura 6.15 - Grafici relativi alla miscela isobutano/pentano nel caso del motore Man in assetto cogenerativo	121
Figura 6.16 - Grafici relativi alla miscela ciclopentano/cis-butene nel caso del motore Wartsila in assetto elettrico	122
Figura 6.17 - Grafici relativi alla miscela ciclopentano/eptano nel caso del motore Wartsila in assetto cogenerativo	123
Figura 6.18 - Problema di espansione con attraversamento della campana (ciclopentano)	126
Figura 6.19 - Cicli ottimizzati originari dell'acetone (sx) e dell'etanolo (dx) in assetto elettrico con il motore Wärtsilä.....	127

Figura 6.20 - Cicli ottimizzati originali dell'acetone (sx) e dell'etanolo (dx) in assetto cogenerativo con il motore Wärtsilä	127
Figura 6.21 - Cicli ottimizzati corretti dell'acetone (sx) e dell'etanolo (dx) in assetto elettrico con il motore Wartsila	128
Figura 6.22 - Cicli ottimizzati corretti dell'acetone (sx) e dell'etanolo (dx) in assetto cogenerativo con il motore Wartsila	128

Lista delle tabelle

Tabella 2.1 - Parametri caratteristici del Man S60MC6 nel punto NMCR [5]	11
Tabella 2.2 - Dati relativi all'efficienza del motore Man S60MC6 [5]	13
Tabella 2.3 - Dati utili per la ricostruzione dei bilanci di energia dei flussi del Man S60MC6 per il recupero termico del ciclo ORC [5]. In grassetto è riportata l'assunzione relativa al raffreddamento dei gas combusti	15
Tabella 2.4 - Massima potenza erogabile a 600 rpm (NMCR) nelle varie configurazioni del Wärtsilä 46DF [6].....	16
Tabella 2.5 - Parametri caratteristici del Wärtsilä 46DF nel punto NMCR [6].....	16
Tabella 2.6 - Dati utili per la ricostruzione dei bilanci di energia dei flussi del Wärtsilä 46DF per il recupero termico del ciclo ORC [6]. In grassetto è riportata l'assunzione relativa al raffreddamento dei gas combusti	17
Tabella 2.7 - Dati per il recupero di calore dai gas combusti dei due motori.....	19
Tabella 2.8 - Dati per il recupero di calore dall'aria di sovralimentazione dei due motori.	20
Tabella 2.9 - Dati per il recupero di calore dalla jacket water dei due motori	21
Tabella 2.10 - Scelte progettuali relative all'accoppiamento tra sorgenti ricche di ossigeno e olio diatermico.....	22
Tabella 3.1 - Fluidi puri utilizzati come fluido di lavoro per il ciclo ORC in accoppiamento al motore Man. Le informazioni relative ai parametri ambientali e all'infiammabilità sono tratti da [11] [12] [17] [18] [19].....	38
Tabella 3.2 - Fluidi puri utilizzati come fluido di lavoro per il ciclo ORC in accoppiamento al motore Wärtsilä. Le informazioni relative ai parametri ambientali e all'infiammabilità sono tratti da [11] [12] [17] [18] [19] [20]	38
Tabella 3.3 - Miscele utilizzate come fluido di lavoro per il ciclo ORC in accoppiamento al motore Man [21].....	41
Tabella 3.4 - Miscele utilizzate come fluido di lavoro per il ciclo ORC in accoppiamento al motore Wärtsilä [21]	42
Tabella 4.1 - Assunzioni per l'acqua calda prodotta in assetto cogenerativo.....	47
Tabella 4.2 - Assunzioni per l'acqua fredda refrigerante in assetto elettrico e cogenerativo	47

Tabella 5.1 - LB e UB nei casi a fluido puro.....	72
Tabella 5.2 - LB e UB nei casi a fluido puro.....	72
Tabella 5.3 - Struttura di dettaglio dei flussi (i valori di temperatura indicati si riferiscono al motore Man).....	75
Tabella 5.4 - Discretizzazione del generico flusso j-esimo	76
Tabella 6.1 - Dati di riepilogo relativi ad alcune grandezze fondamentali dei flussi (escluso fluido ORC).....	85
Tabella 6.2 - Risultati. Fluidi puri. Casi non infiammabili. Motore Man. Assetto elettrico. La voce “costo” equivale in modulo alla potenza elettrica netta prodotta	87
Tabella 6.3 - Risultati. Fluidi puri. Casi non infiammabili. Motore Man. Assetto cogenerativo. La voce “costo” in modulo equivale alla somma della potenza elettrica netta prodotta e dell’equivalente exergetico del calore recuperato	88
Tabella 6.4 - Risultati. Fluidi puri. Casi non infiammabili. Motore Wärtsilä. Assetto elettrico. La voce “costo” equivale in modulo alla potenza elettrica netta prodotta	89
Tabella 6.5 - Risultati. Fluidi puri. Casi non infiammabili. Motore Wärtsilä. Assetto cogenerativo. La voce “costo” in modulo equivale alla somma della potenza elettrica netta prodotta e dell’equivalente exergetico del calore recuperato	90
Tabella 6.6 - Risultati. Fluidi puri. Casi infiammabili. Motore Man. Assetto elettrico. La voce “costo” equivale in modulo alla potenza elettrica netta prodotta	91
Tabella 6.7 - Risultati. Fluidi puri. Casi infiammabili. Motore Man. Assetto cogenerativo. La voce “costo” in modulo equivale alla somma della potenza elettrica netta prodotta e dell’equivalente exergetico del calore recuperato	92
Tabella 6.8 - Risultati. Fluidi puri. Casi infiammabili. Motore Wärtsilä. Assetto elettrico. La voce “costo” equivale in modulo alla potenza elettrica netta prodotta	93
Tabella 6.9 - Risultati. Fluidi puri. Casi infiammabili. Motore Wärtsilä. Assetto cogenerativo. La voce “costo” in modulo equivale alla somma della potenza elettrica netta prodotta e dell’equivalente exergetico del calore recuperato	94
Tabella 6.10 - Risultati. Miscele binarie. Motore Man. Assetto elettrico. In blu i casi non infiammabili. La voce “costo” equivale in modulo alla potenza elettrica netta prodotta	95

Tabella 6.11 - Risultati. Miscele binarie. Motore Man. Assetto cogenerativo. In blu i casi non infiammabili. La voce “costo” in modulo equivale alla somma della potenza elettrica netta prodotta e dell’equivalente exergetico del calore recuperato	96
Tabella 6.12 - Risultati. Miscele binarie. Motore Wärtsilä. Assetto elettrico. In blu i casi non infiammabili. La voce “costo” equivale in modulo alla potenza elettrica netta prodotta	97
Tabella 6.13 - Risultati. Miscele binarie. Motore Wärtsilä. Assetto cogenerativo. In blu i casi non infiammabili. La voce “costo” in modulo equivale alla somma della potenza elettrica netta prodotta e dell’equivalente exergetico del calore recuperato	98
Tabella 6.14 - Tabella di riepilogo con i tre migliori fluidi puri per l'accoppiamento ottimizzato con entrambi i motori in assetto elettrico. In grassetto quelli che hanno raggiunto le migliori prestazioni	99
Tabella 6.15 - Tabella di riepilogo con i tre migliori fluidi puri per l'accoppiamento ottimizzato con entrambi i motori in assetto cogenerativo. In grassetto quelli che hanno raggiunto le migliori prestazioni	100
Tabella 6.16 - Differenza di prestazioni in ciascun caso tra il miglior fluido puro infiammabile e non.....	100
Tabella 6.17 - Parametri ambientali dei fluidi emersi come promettenti nei casi di cicli ottimizzati operanti a fluido puro	102
Tabella 6.18 - Tabella di riepilogo con le tre migliori miscele binarie per l'accoppiamento ottimizzato con entrambi i motori in assetto elettrico. In grassetto quelle che hanno raggiunto le migliori prestazioni	112
Tabella 6.19 - Tabella di riepilogo con le tre migliori miscele binarie per l'accoppiamento ottimizzato con entrambi i motori in assetto cogenerativo. In grassetto quelle che hanno raggiunto le migliori prestazioni	113
Tabella 6.20 - Differenza di prestazioni in ciascun caso tra la migliore miscela binaria infiammabile e non.....	114
Tabella 6.21 - Riepilogo dei migliori fluidi di lavoro (sia puri che miscele) per ciascun caso. In rosso quelli infiammabili	124
Tabella 6.22 - Differenza di prestazioni in ciascun caso tra la migliore miscela binaria ed il miglior fluido puro	124

Tabella 7.1 – Riepilogo dei risultati ottenuti per ciascun caso con il miglior fluido di lavoro e variazione di prestazioni ottenibile con il sistema combinato MCI+ORC. In rosso sono evidenziati i fluidi di lavoro infiammabili 132

Sommario

Il lavoro di tesi consiste nell'ottimizzazione di cicli ORC per il recupero di calore da motori a combustione interna di grande taglia. L'analisi non si limita all'ottimizzazione delle variabili del ciclo termodinamico (pressioni e temperature) ma include anche la scelta del fluido di lavoro. Oltre ai fluidi puri recentemente sviluppati, come HCFO-1233zd(E) e HFO-1336mz(Z), sono state considerate anche miscele zeotropiche binarie in virtù dei vantaggi termodinamici che potrebbero avere grazie al glide termico in cambio di fase. L'ottimizzazione della scelta del fluido e del ciclo ORC è stata ripetuta per due motori navali di architettura differente da circa 10 MW ciascuno, uno a 2 tempi con temperatura dei fumi di scarico di circa 250°C ed uno a 4 tempi con temperatura dei fumi di circa 350°C. Per ciascun motore sono stati valutati due possibili assetti di ciclo ORC: uno per la sola generazione di energia elettrica (assetto solo elettrico), l'altro cogenerativo in cui si produce anche acqua calda a 80°C. L'ottimizzazione delle variabili del ciclo (pressioni e temperature) e la composizione delle miscele è stata svolta mediante un algoritmo sviluppato ad hoc che combina PGS-COM, un algoritmo evolutivo di ottimizzazione, con un codice di integrazione termica (Pinch Analysis). L'ottimizzazione del problema di integrazione termica tra i flussi caldi e freddi è necessaria per massimizzare il recupero di calore dalle sorgenti disponibili, quali fumi, aria di sovralimentazione, acqua di raffreddamento del motore e rigeneratore del ciclo. Dai risultati ottenuti emerge che i cicli più performanti sono supercritici e operanti con fluidi isoentropici o debolmente secchi, in particolare il motore 2 tempi si accoppia bene con alcuni refrigeranti (HCFO-1233zde in primis), mentre il motore 4 tempi si abbina bene in particolar modo con il ciclopentano ed anche con HCFO-1233zde. Le miscele seguono lo stesso trend: quelle a base di HCFO-1233zde e di ciclopentano raggiungono le prestazioni maggiori. L'adozione delle miscele ha sempre consentito di aumentare le prestazioni, in alcuni casi in maniera più apprezzabile di altri. Nel caso migliore il rendimento exergetico del ciclo ORC ottimizzato sale di circa 3 punti percentuali, mentre nel caso peggiore solamente di circa 0.3 punti percentuali. L'aumento di potenza elettrica prodotta oscilla invece tra 9.88 % e 0.72 %, rispettivamente nel caso migliore e peggiore.

Capitolo 1. Introduzione

Oggi giorno le tecnologie di generazione elettrica sono assai diversificate ed è possibile scegliere quella più adatta per un preciso range di potenza (taglia dell'impianto) e caratterizzata da valori tipici del rendimento di conversione. Alcune delle tecnologie oggi disponibili per la produzione di energia elettrica sono mostrate in Figura 1.1.

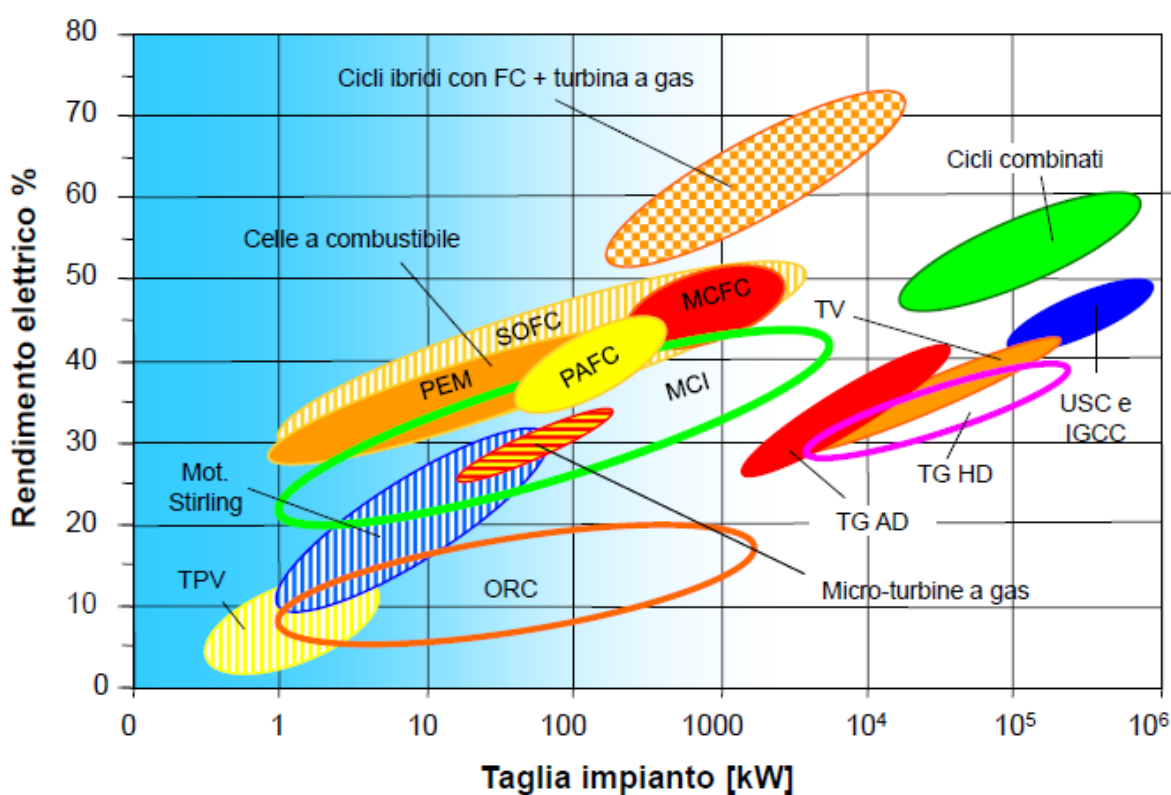


Figura 1.1 - Tecnologie di generazione elettrica [1]

La maggior parte della produzione di energia elettrica prodotta nel mondo è basata sull'utilizzo di combustibili fossili (carbone e gas naturale). La diversificazione dello sfruttamento delle fonti di energia primaria, cioè quelle fonti naturalmente presenti in natura che non derivano da altre conversioni, è cruciale per motivi di natura:

- Etica e ambientale: l'impiego sfrenato dei combustibili fossili iniziato nel '800 porta all'impovertimento del pianeta, le cui risorse sono certamente enormi ma pur sempre limitate e, soprattutto, non rinnovabili, oltre che a ripercussioni negative sulla "salute" del pianeta (riscaldamento globale ed inquinamento)
- Economica: le variazioni incontrollabili del prezzo dei combustibili fossili mette a rischio la stabilità dell'economia mondiale
- Geopolitica: le risorse non sono equamente distribuite sul pianeta ma sono concentrate in zone, alcune delle quali sono costantemente a forte rischio geopolitico e verso le quali c'è naturalmente dipendenza

In un contesto energetico e sociale caratterizzato da una crescente richiesta di energia e da una sempre maggiore attenzione alla sostenibilità, appare chiaro che i concetti di efficienza e risparmio energetico, che mirano ad utilizzare al meglio le risorse energetiche per soddisfare i fabbisogni dell'umanità, diventano sempre più preponderanti. I cicli a recupero nascono proprio per rispondere a questa esigenza: aumentare l'output di un impianto a parità di combustibile impiegato (o equivalentemente ridurre il consumo di combustibile a parità di output), recuperando il calore di scarto dei processi che altrimenti verrebbe scaricato in ambiente, costituendo uno spreco di risorse energetiche ancora sfruttabili e aggravando il problema connesso all'impatto ambientale.

I cicli ORC sono stati sviluppati con l'idea di sfruttare la tecnologia dei cicli Rankine, ampiamente diffusa in impianti di grande potenza e operanti a vapore ad altissima temperatura, anche in applicazioni di taglia minore e con sorgenti di calore a media/bassa temperatura, situazione in cui l'adozione dell'acqua come fluido di lavoro, oltre ad essere antieconomica risulta poco performante per le ragioni esposte nella sezione 3.1. Invece la vastità del numero di fluidi organici, che tra l'altro è continuo aumento perché le conoscenze in campo scientifico permettono di svilupparne di nuovi e sempre più complessi, soprattutto per rispondere ad esigenze di tematica ambientale, rende possibile selezionare quello che meglio si addice al campo di applicazione e risponde ai requisiti richiesti, che siano progettuali o di altra natura.

Unendo la tecnologia dei cicli ORC al concetto di recupero, è naturale pensare di impiegarli in cascata a motori a combustione interna, realizzando, almeno concettualmente, quanto è già stato fatto con i cicli combinati, dove il contenuto entalpico residuo nei gas combusti alla fine dell'espansione nella turbina a gas viene sfruttato per produrre vapore in un apposito ciclo sottoposto a recupero. Nella stessa maniera un sistema combinato composto da un motore a combustione interna e un ciclo ORC in cascata consente di aumentare il rendimento complessivo di generazione dell'energia elettrica, e diventa ancora più efficiente qualora venga anche cogenerato calore per altri scopi, come mostrato nei risultati del presente lavoro.

La quantità di energia potenzialmente recuperabile dai flussi di un motore a combustione interna è significativa. A parte le dispersioni radiative, che comunque rappresentano una quota trascurabile, è pensabile di recuperare calore dai gas combusti, dall'aria di sovralimentazione, dall'acqua di raffreddamento (jacket water) e, infine, anche dall'olio lubrificante. La somma di questi contributi, nell'esempio mostrato in Figura 1.2, consiste in circa il 50 % dell'energia entrante con il combustibile. Questa quantità se non venisse recuperata producendo effetti utili, verrebbe dissipata in ambiente costituendo un forte spreco.

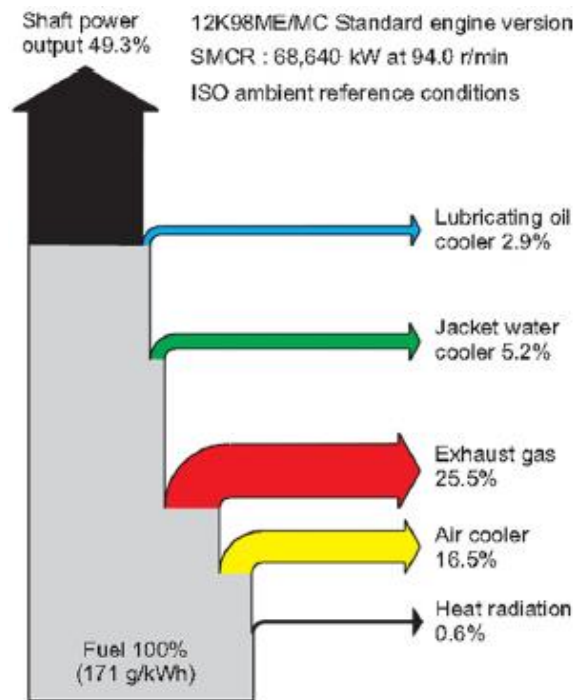


Figura 1.2 - Bilancio di energia di un motore diesel 2 tempi ad alta efficienza [2]

I vantaggi connessi con l'utilizzo di motori a combustione interna per la produzione di energia elettrica sono molteplici [3]:

- 1) La tecnologia è matura e collaudata
- 2) Elevate affidabilità e flessibilità di esercizio
- 3) Buoni rendimenti di conversione (40 ÷ 50 %)
- 4) Contenuti costi d'investimento, che diminuiscono al crescere della taglia, come mostrato in Figura 1.3

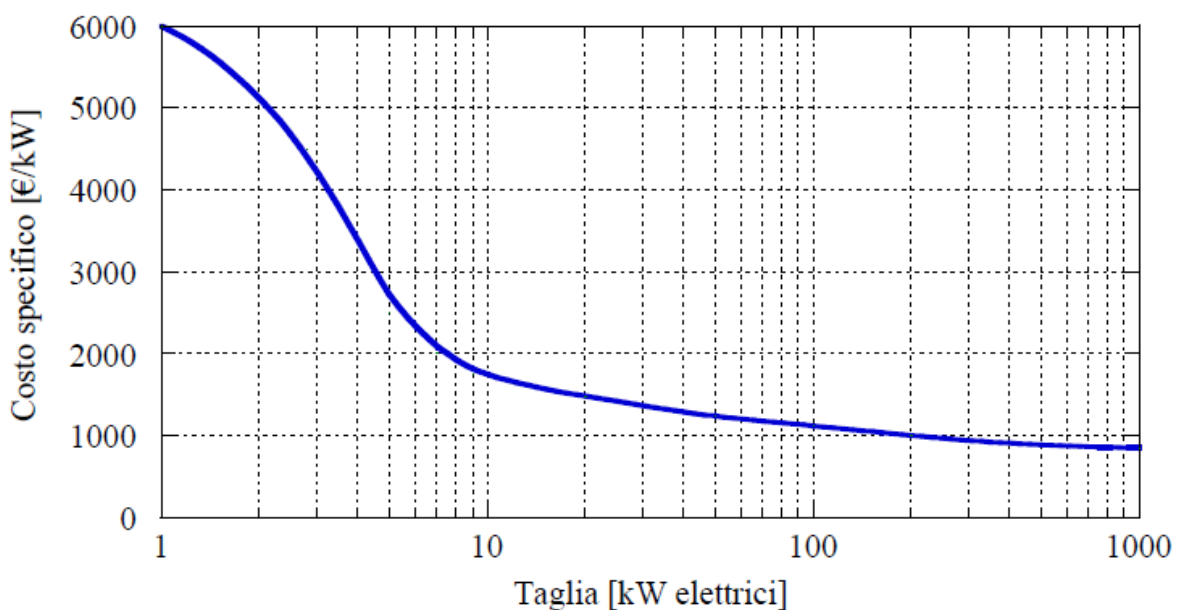


Figura 1.3 - Costi specifici al kW elettrico prodotto per MCI [3]

Per aumentare la taglia dell'impianto, mantenendo un'elevata flessibilità di esercizio (buoni rendimenti a carico parziale), è possibile pensare di utilizzare più unità in parallelo, da spegnere al ridursi del carico così da mantenere le restanti unità in servizio in condizioni di pieno carico e massima efficienza. Lo schema di un'eventuale soluzione di questo tipo è mostrata in Figura 1.4, dove i motori sono alimentati a biogas generato da coltivazioni di mais.

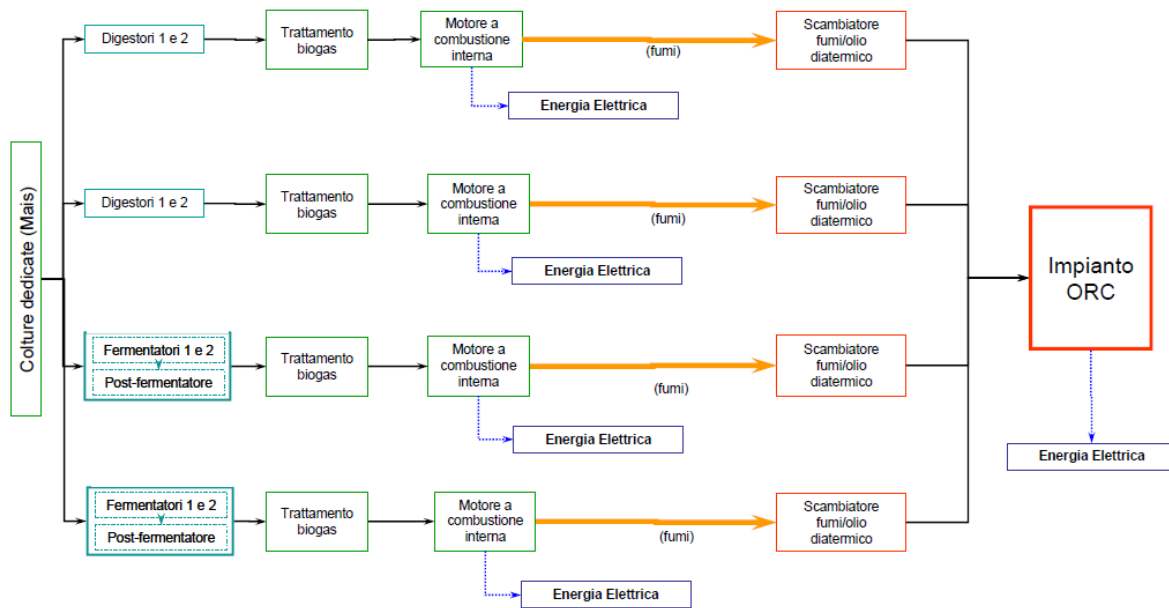


Figura 1.4 - Schema di un ipotetico impianto con 4 MCI alimentati a biogas e integrati con un ciclo ORC [3]

La scelta del fluido di lavoro nei cicli ORC è di fondamentale importanza perché le sue proprietà influenzano fortemente non solo le prestazioni conseguibili, ad esempio determinando l'adesione dei profili di temperatura a quelli delle sorgenti/pozzi, ma anche le condizioni operative (pressioni massime e minime del ciclo) e i componenti principali dell'impianto (scambiatori di calore e turbina), in termini di efficienza e dimensioni e, in ultima analisi, costo. La scelta è però difficilissimo perché non si limita a considerare solo questi aspetti (economici e di prestazioni conseguibili), ma ne considera tanti altri legati alla disponibilità ed al costo del fluido di lavoro, alla sicurezza (infiammabilità, tossicità, corrosività), alla stabilità termochimica (per molti fluidi organici, specie nelle applicazioni ad alta temperatura, questo è un fattore critico) e alla riduzione dell'impatto ambientale, in termini di limitazione dell'effetto serra provocato da attività antropiche e di salvaguardia dello strato di ozono presente in atmosfera, il quale è indispensabile per il sostentamento della vita sul pianeta.

Dato l'elevato numero di requisiti che un fluido di lavoro organico deve contemporaneamente soddisfare e di possibili applicazioni per cui è destinato (impianti a biomassa, geotermici, solari, WHR, ecc...), ognuno con le proprie caratteristiche, praticamente accade che non è possibile individuare un fluido universale. La scelta deve

quindi essere valutata caso per caso come risultato di un'ottimizzazione tecnico-economica. Anche restringendo l'analisi in un preciso campo di applicazione come il recupero di calore da grandi motori a combustione interna, non è possibile individuare un fluido migliore di altri perché è sufficiente che cambi la temperatura delle sorgenti del motore per modificare il fluido di lavoro ottimale per l'accoppiamento con essi.

Per questo motivo è stato compiuto uno screening molto vasto di potenziali fluidi di lavoro per cicli ORC a recupero da due motori a combustione interna di grande taglia con caratteristiche differenti.

1.1 Miscele binarie per ORC indagate in letteratura

Mentre la maggior parte delle attività di ricerca si sono concentrate sullo studio di sostanze pure per cicli ORC (Vélez et al., 2012, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*), solo pochi studi hanno investigato le potenzialità delle miscele (Invernizzi et al., 2012, *J. Power and Energy*). A differenza dei fluidi puri tipicamente utilizzati negli ORC, le miscele zeotropiche sono caratterizzate da un glide di temperatura durante la transizione di fase che permette un migliore accoppiamento con i profili di temperatura della sorgente/pozzo di calore nell'evaporatore/condensatore. Questo fenomeno riduce le irreversibilità di scambio termico nella fase di assorbimento/cessione di calore al/dal ciclo permettendo di raggiungere valori di efficienza termodinamica superiori rispetto ai fluidi puri. Inoltre è possibile ottimizzare la composizione della miscela al fine di ridurre l'infiammabilità, la tossicità e gli indici di impatto ambientale (OPD e GWP). Le principali miscele zeotropiche finora studiate per cicli ORC a bassa temperatura sono miscele di idrocarburi alcani e refrigeranti (R245fa, R123, etc.) per ridurre il rischio di infiammabilità (Chys et al., 2012, *Energy*). Per cicli ORC in impianti geotermici binari sono state studiate miscele di isobutano e isopentano (Heberle et al., 2012, *Renewable Energy*). Per i cicli ORC a medio-alta temperatura sono state identificate come promettenti miscele di silossani con idrocarburi leggeri (Liu et al., 2014, *Applied Energy*). È importante notare che negli studi sopra citati, a causa della mancanza di dati sperimentali di equilibrio liquido-vapore delle miscele considerate, le equazioni di stato utilizzate per la valutazione delle proprietà termodinamiche non sono state validate. Un altro

aspetto trascurato negli studi citati è la riduzione delle proprietà di scambio termico delle miscele zeotropiche in fase di evaporazione e condensazione. Infatti, le miscele zeotropiche, durante lo scambio termico bifase, introducono una resistenza addizionale al trasporto di massa; ne risulta un coefficiente di scambio termico inferiore rispetto a quello che ci si aspetterebbe dall'interpolazione dei due fluidi puri (Azzolin et al., 2016 - in press, Heat Transf. Eng.). Diventa quindi fondamentale valutare questa penalizzazione, prevedere il comportamento della miscela nel circuito e progettare gli scambiatori in modo da limitare il possibile shift di composizione dovuto alla differenza di temperatura tra punto di rugiada e punto di bolla.

Infine è importante notare che nessuno dei lavori in letteratura ha eseguito uno screening sistematico e completo di tutte le miscele utilizzabili.

Capitolo 2. Motori a combustione interna

I motori a combustione interna sono macchine motrici termiche, cioè convertono energia termica in energia meccanica. Appartengono alla categoria delle macchine volumetriche alternative, in cui gli scambi di energia avvengono facendo variare il volume occupato dal fluido di lavoro all'interno del cilindro con il moto alternato di un pistone. Il cinematismo biella-manovella trasferisce l'energia meccanica raccolta dal pistone dopo che il fluido, a seguito della combustione, si è espanso, all'albero del motore sotto forma di energia cinetica di rotazione.

Coprono un vastissimo range di potenze e di possibili applicazioni, dalla propulsione stradale, ferroviaria e navale alla generazione elettrica e cogenerativa stazionaria, e convertono il calore in lavoro meccanico con un rendimento che può variare da un minimo del 25÷35 %, tipico dei piccoli motori Otto due tempi motociclistici, fino ad un massimo del 50÷60 % nei grandi motori Diesel due tempi, impiegati nella propulsione navale [4].

I motori a combustione interna, così come le turbine a gas, sono macchine in cui il rilascio del calore avviene internamente alla stessa. Pertanto, rispetto a sistemi a combustione esterna, presentano alcuni vantaggi:

- Non necessitano di scambiatori di calore esterni, consentendo una semplificazione dell'impianto, oltre che una riduzione di peso ed ingombri
- Viene a mancare la perdita di exergia dovuta al trasferimento di calore in uno scambiatore sotto ΔT finito tra il fluido di lavoro e la sorgente/pozzo di energia
- Tramite un adeguato sistema di raffreddamento esterno, internamente è possibile raggiungere temperature, e quindi rendimenti, superiori. Nei sistemi a combustione esterna, invece, la resistenza termica dei materiali dello scambiatore pone un limite alla massima temperatura raggiungibile all'interno della macchina stessa e al rendimento di conversione

I motori a combustione interna possono essere classificati secondo diversi criteri, i più comunemente usati sono:

- Secondo la modalità di innesco della combustione. Si distinguono motori ad accensione comandata, da una scintilla (motore Otto) e ad accensione spontanea, per compressione (motore Diesel)
- Secondo il numero di corse (tempi) del pistone. Nel caso dei 2T il ciclo di lavoro si completa ad ogni giro dell'albero (due corse del pistone), nei 4T ogni due giri dell'albero (4 corse del pistone)

Nell'ambito della propulsione navale, i motori a combustione interna impiegati sono diesel e possono essere classificati anche in base al loro regime di rotazione, in particolare si suddividono in motori:

- lenti (low speed) (50-300 rpm)
- a media velocità (medium speed) (300-1000 rpm)
- veloci (high speed) (1000-3000 rpm)

Generalmente i motori di dimensioni e potenza maggiori sono lenti, al fine di limitare le inerzie in gioco, e funzionanti secondo un ciclo due tempi con un buon sistema di lavaggio per incrementare il rendimento, e ridurre perciò il consumo di combustibile. Ne è un esempio il Wärtsilä -Sulzer RT-flex96C, installato sulla Emma Mærsk, una delle più grandi navi portacontainer del mondo, il quale è un diesel due tempi lento e supera il 50% di rendimento. Questa tipologia di motori trova quindi la loro naturale applicazione nel settore navale di grande tonnello (petroliere, portacontainer, metaniere, portarinfuse, ecc...) e in impianti fissi, cioè in settori dove i fattori peso, ingombro, rumorosità non rappresentano un problema ed è invece prioritario minimizzare il costo di esercizio.

I diesel quattro tempi invece sono generalmente più piccoli e appartenenti alle categorie dei medium/high speed e il loro campo di applicazione si estende anche al settore ferroviario.

Nel presente lavoro sono stati analizzati due motori navali di grande taglia di architettura differente al fine di valutare come cambia la scelta del fluido di lavoro ottimale da accoppiare per un recupero termico efficiente. La potenza delle due unità è circa la stessa (10 MW), ma è diversa la temperatura dei flussi caldi da sfruttare, in particolare quella dei gas combusti e dell'aria compressa di sovralimentazione. In entrambi i motori inoltre viene recuperato calore anche dalla jacket water, che è l'acqua di raffreddamento delle parti calde del motore. Per semplicità il contributo ricavabile dal raffreddamento dell'olio lubrificante viene trascurato, oltretutto un fluido di questo tipo non è presente nel database di REFPROP.

2.1 Man B&W 5S60MC6

Si tratta una famiglia di diesel navali due tempi in configurazione da 5 a fino ad 8 cilindri e potenze crescenti da 10200 a 16320 kW. La configurazione presa in esame è quella a 5 cilindri, capace di erogare 10200 kW a pieno carico, cioè alla velocità nominale di rotazione di 105 giri al minuto, nel cosiddetto punto NMCR (*Nominal Maximum Continuous Rating*).

Tabella 2.1 - Parametri caratteristici del Man S60MC6 nel punto NMCR [5]

N° cilindri	5
Alesaggio (D) [cm]	60
Corsa (C) [cm]	229.2
C/D	3.82
V_{cil} [litri]	648.05
V_{tot} [litri]	3240.24
Velocità media pistone \bar{u}_p [m/s]	8
$P_{spec, cil}$ [kW]	2040
Pressione media effettiva (PME) [bar]	18
Velocità del motore [rpm]	105

I principali parametri geometrici del motore ed alcune caratteristiche di funzionamento in condizioni nominali sono riportati in Tabella 2.1. In Figura 2.1 sono invece fornite le curve di prestazione del motore, da cui è possibile trarre informazioni anche sul funzionamento a carico parziale.

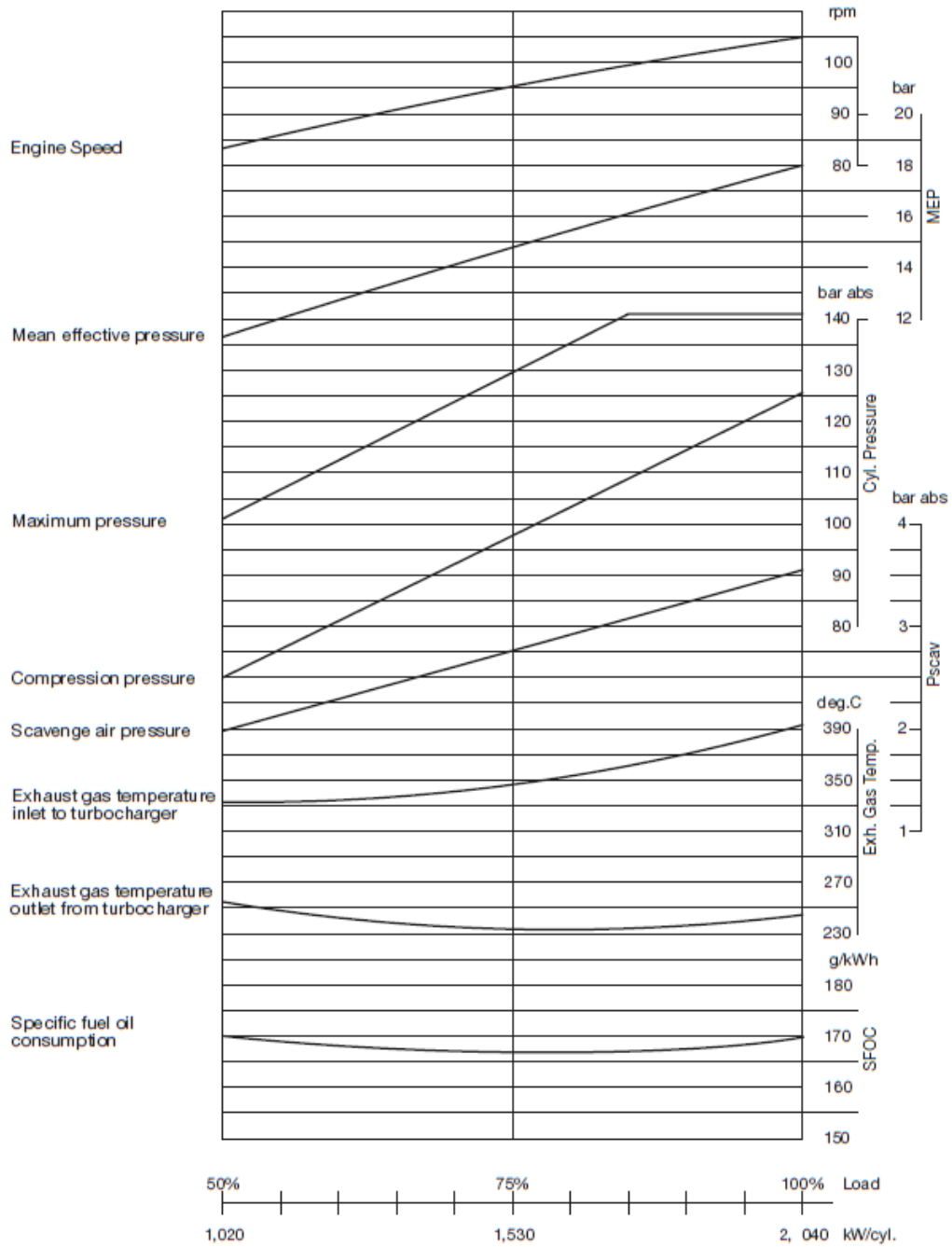


Figura 2.1 - Curve di prestazione del motore diesel due tempi lento Man 5S60MC6 [5]

Viene dichiarato nel documento tecnico del motore, ed è anche indicato in Figura 2.1, che il consumo specifico di combustibile a pieno carico è pari a 170 g/kWh. È possibile quindi catalogare la famiglia di diesel 2 tempi Man S60MC6 come motori ad alta efficienza dato che il loro BSFC (Brake Specific Fuel Consumption) è minore di 200 g/kWh. Altri dati utili relativi all'efficienza del motore in questione sono riportati in Tabella 2.2.

Tabella 2.2 - Dati relativi all'efficienza del motore Man S60MC6 [5]

BSFC [g/kWh]	170
PCI [MJ/kg] (ISO 15550)	42.7
η (efficienza al freno) [%]	49.59
\dot{Q}_{fuel} [kW]	20567.17

L'elevata efficienza di questo motore è confermata dal valore di rendimento ottenuto, che raggiunge quasi il 50 %.

Per il raffreddamento della jacket water (*jacket water cooler*), dell'olio lubrificante (*lubricating oil cooler*) e dell'aria di sovralimentazione, che nel 2 tempi assolve anche alla funzione di lavaggio dei cilindri (*scavenge air cooler*), sono previste due possibili soluzioni impiantistiche, schematizzate in Figura 2.2: una con raffreddamento ad acqua di mare (*seawater cooling system*) ed un'altra con un sistema di raffreddamento centrale (*central cooling water system*). Nella prima viene aspirata acqua di mare a 32 °C che, dopo aver raffreddato tutti i componenti, viene semplicemente riscaricata in mare, nella seconda invece il raffreddamento dei componenti avviene con circuito chiuso percorso da acqua inizialmente a 36 °C, la quale, alla fine del processo, viene a sua volta refrigerata ancora tramite acqua di mare a 32 °C.

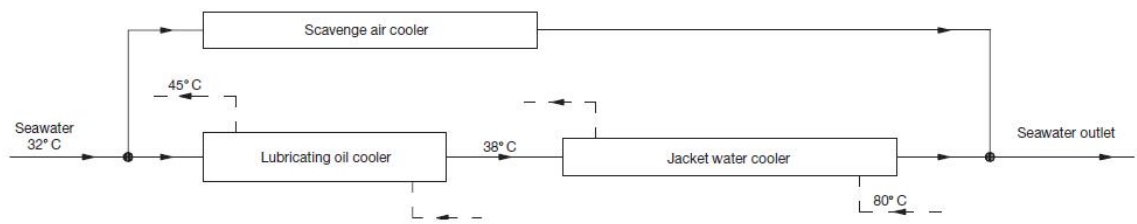


Diagram for seawater cooling system

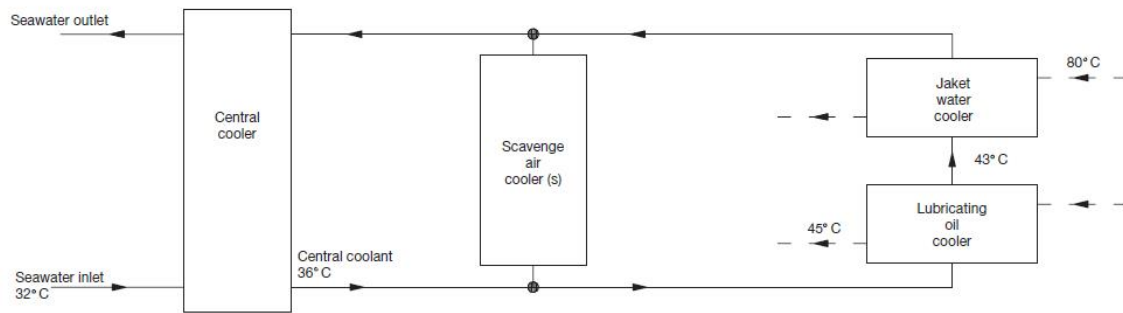


Diagram for central cooling water system

Figura 2.2 - Schemi dell'impianto di raffreddamento del motore Man 5S60MC6 [5]

Alcuni parametri di funzionamento cambiano a seconda di quale turbocompressore e di quale impianto di raffreddamento si adotti. Nel presente lavoro è stato arbitrariamente scelto di fare riferimento allo schema di raffreddamento centralizzato in circuito chiuso e ad un turbocompressore ad alto efficienza.

Dalla Figura 2.2 è possibile innanzitutto notare la temperatura di ingresso della jacket water, pari a 80 °C. La sua temperatura di uscita, incognita, viene ricavata ricostruendo il bilancio di energia con i valori la portata e di potenza scambiata dalla stessa. Per quanto riguarda invece il raffreddamento dell'aria di lavaggio, l'unica informazione disponibile dalla Figura 2.2 riguarda la temperatura di ingresso dell'acqua refrigerante pari a 36 °C. Nel documento tecnico [5] è specificato che il ΔT di approach point sul lato freddo è pari a 12 °C, pertanto la temperatura a cui deve essere portata l'aria prima che venga immessa nei cilindri è pari a 48 °C. La sua temperatura di uscita viene determinata con la stessa procedura adottata per la jacket water, ossia ricostruendo il bilancio di energia nello scambiatore. I dati necessari per la ricostruzione dei bilanci sono stati estratti dal documento tecnico del motore e sono riassunti in Tabella 2.3.

Tabella 2.3 - Dati utili per la ricostruzione dei bilanci di energia dei flussi del Man S60MC6 per il recupero termico del ciclo ORC [5]. In grassetto è riportata l'assunzione relativa al raffreddamento dei gas combusti

	\dot{m} [kg/s]	\dot{V} [m ³ /h]	T _{max} [°C]	T _{min} [°C]	\dot{Q} [kW]
Exhaust gas	26.53	-	245	120	Da ricavare
Scavenge air	26.00	-	Da ricavare	48	3970
Jacket water	-	78	80	Da ricavare	1490

2.2 Wärtsilä 9L46DF

Si tratta di una famiglia di motori diesel 4 tempi medium speed di tipo *dual fuel* (DF), ovvero possono essere alimentati con combustibili liquidi, quali gasolio (MDF – *Marine Diesel Fuel*) e olio combustibile (HFO – *Heavy Fuel Oil*) oppure solo con gas naturale con l'aggiunta di una piccola percentuale di gasolio (1 ÷ 10 %) come iniezione pilota per provocare l'autoaccensione della carica.

Sono adatti per la propulsione di una vasta gamma di imbarcazioni: navi da crociera, metaniere (*LNG carriers*), RO-RO/PAX (traghetti per il trasporto di auto e mezzi pesanti con o senza passeggeri a bordo), grandi navi off-shore.

Trattandosi di motori a media velocità possono essere collegati direttamente all'elica mediante un riduttore di giri e fungere loro stessi da motori propulsivi a velocità variabile oppure possono generare energia elettrica a velocità costante collegandoli ad un alternatore, lasciando che la propulsione sia affidata a motori elettrici.

Le varie configurazioni del Wärtsilä 46DF sono indicate in Tabella 2.4: da 6 cilindri in linea (L) fino a 16 cilindri a V. Quella presa in esame nel presente lavoro ha 9 cilindri in linea ed è capace di sviluppare 10305 kW a 600 rpm.

Tabella 2.4 - Massima potenza erogabile a 600 rpm (NMCR) nelle varie configurazioni del Wärtsilä 46DF [6]

Cylinder configuration	IMO Tier 2	
	kW	bhp
W 6L46DF	6870	9340
W 7L46DF	8015	10900
W 8L46DF	9160	12450
W 9L46DF	10305	14010
W 12V46DF	13740	18680
W 14V46DF	16030	21790
W 16V46DF	18320	24910

Le specifiche riportate in Tabella 2.5 si riferiscono alla condizione di funzionamento da motore primo alimentato a diesel, assunta arbitrariamente come base di calcolo.

Tabella 2.5 - Parametri caratteristici del Wärtsilä 46DF nel punto NMCR [6]

N° cilindri	9
Alesaggio (D) [cm]	46
Corsa (C) [cm]	58
C/D	1.26
V_{cil} [litri]	96.40
V_{tot} [litri]	867.60
Velocità media pistone \bar{u}_p [m/s]	11.6
$P_{spec, cil}$ [kW]	1145
Pressione media effettiva (PME) [bar]	23.8
Velocità del motore [rpm]	600
BSFC [g/kWh]	186
PCI [MJ/kg] (ISO 15550)	42.7
η (efficienza al freno) [%]	45.33
\dot{Q}_{fuel} [kW]	22734.55

Dalla Tabella 2.5 si può notare che anche questo motore è ad alta efficienza, in quanto il consumo specifico dichiarato di gasolio è pari a 186 g/kWh, a cui corrisponde un rendimento del 45.33 %, inferiore rispetto a quello dell'altro motore ma comunque elevato.

I dati relativi ai gas di scarico, all'aria di sovralimentazione e alla jacket water sono stati estrapolati dal documento tecnico e sono indicati in Tabella 2.6.

Tabella 2.6 - Dati utili per la ricostruzione dei bilanci di energia dei flussi del Wärtsilä 46DF per il recupero termico del ciclo ORC [6]. In grassetto è riportata l'assunzione relativa al raffreddamento dei gas combusti

	\dot{m} [kg/s]	T_{\max} [°C]	T_{\min} [°C]	\dot{Q} [kW]
Exhaust gas	19	354	120	Da ricavare
Scavenge air	18.4	Da ricavare	50	3789
Jacket water	-	91	74	1656

2.3 Ricostruzione dei bilanci di energia delle sorgenti dei motori

I bilanci di energia sono stati ricostruiti e le relative grandezze incognite determinate all'interno del software Aspen Plus[®] (V8.8) [7], utilizzando il modello di scambiatore "Heater" e l'equazione di stato ritenuta più appropriata.

2.3.1 Gas combusti

Per entrambi i motori è stato arbitrariamente scelto di raffreddare i gas combusti fino alla temperatura di 120 °C, per evitare l'eventuale problema derivante da condense acide. La potenza resa disponibile dal raffreddamento dei gas combusti è calcolabile una volta che è definita la loro composizione. Poiché informazioni a riguardo non sono disponibili nei documenti tecnici dei motori, è stata assunta una composizione tipica di motori diesel navali, riportata in Figura 2.3.

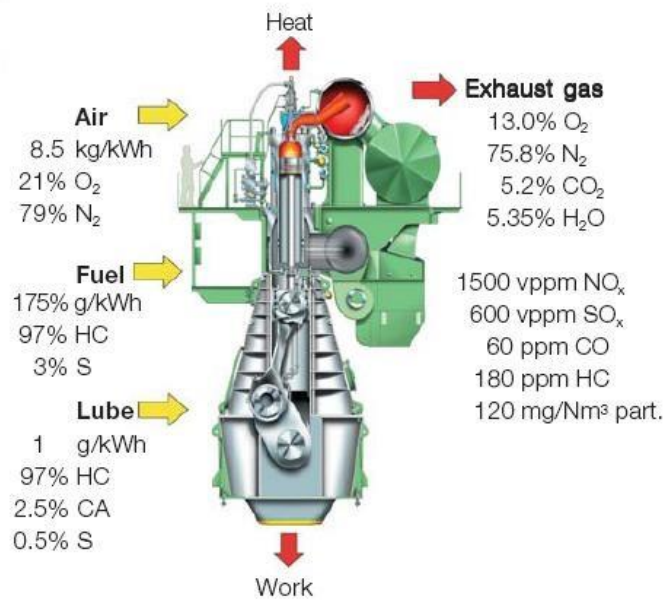


Figura 2.3 - Composizione assunta per i gas esausti di entrambi i motori analizzati [8]

Per il calcolo della potenza recuperabile dai gas combusti di composizione riportata in Figura 2.3, è stato impostato il modello ideale di equazione di stato. Poiché la pressione ridotta dei gas all'uscita del turbo è estremamente bassa, la scelta di usare il modello di gas ideale è lecita. In Figura 2.4 e Figura 2.5 sono mostrati i valori di potenza termica ricavati in Aspen Plus® (V8.8), rispettivamente per il motore Man e per il motore Wärtsilä.

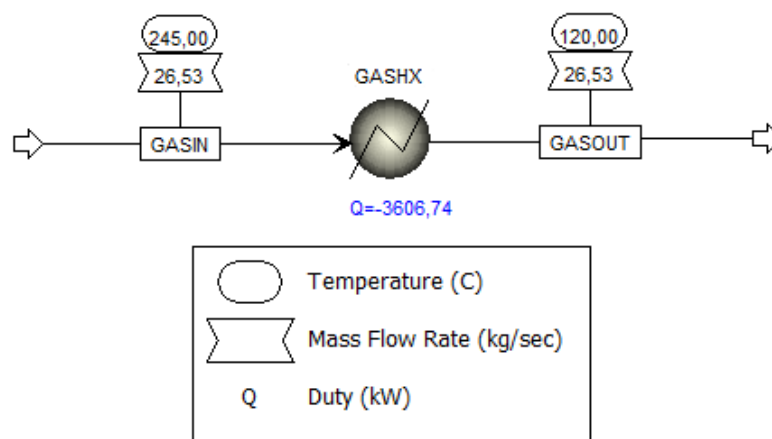


Figura 2.4 - Ricostruzione in Aspen Plus® (V8.8) del bilancio di energia per i gas combusti del Man 5S60MC6

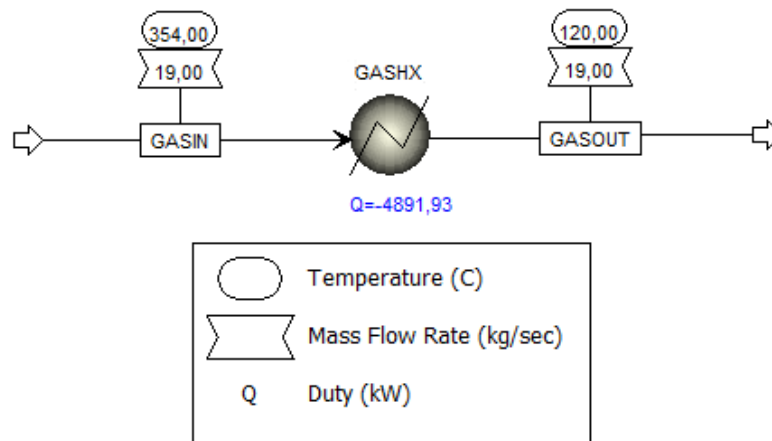


Figura 2.5 - Ricostruzione in Aspen Plus® (V8.8) del bilancio di energia per i gas combusti del Wärtsilä 9L46DF

Per semplicità i valori ottenuti sono stati approssimati, come mostrato in Tabella 2.6.

Tabella 2.7 - Dati per il recupero di calore dai gas combusti dei due motori

Exhaust gas	T_{\max} [°C]	T_{\min} [°C]	\dot{Q} [kW]
Man	245	120	3607
Wärtsilä	354	120	4892

2.3.2 Aria e jacket water

Dell'aria di sovralimentazione si conoscono le condizioni di ingresso nei cilindri ma non quelle a monte di uscita dal compressore. Poiché sono note, per entrambi i motori, le relative portate, la temperatura fino a cui queste devono essere raffreddate e la potenza termica da asportare, è possibile ricavare la temperatura di mandata del compressore. Anche per l'aria è stato utilizzato il modello di gas ideale per le stesse considerazioni fatte per i gas combusti. I risultati forniti da Aspen Plus® (V8.8) sono riportati in Figura 2.6 e Figura 2.7.

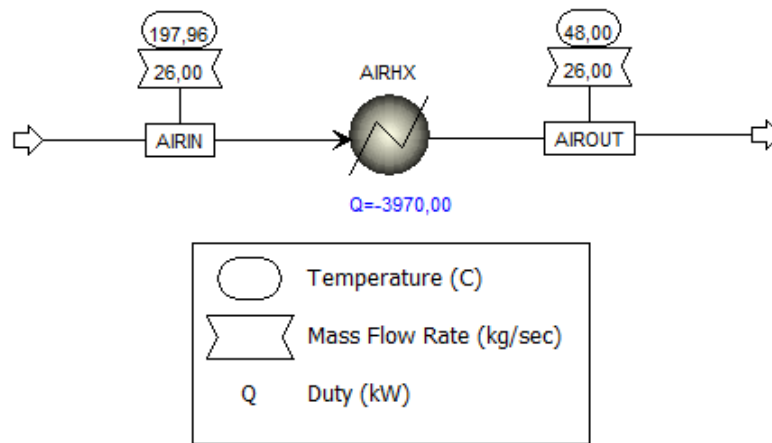


Figura 2.6 - Ricostruzione in Aspen Plus® (V8.8) del bilancio di energia per l'aria di sovralimentazione del Man 5S60MC6

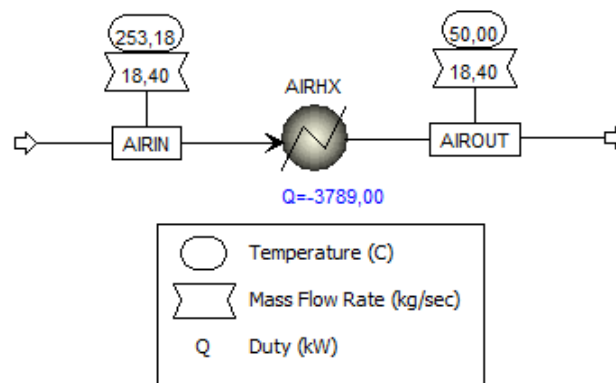


Figura 2.7 - Ricostruzione in Aspen Plus® (V8.8) del bilancio di energia dell'aria di sovralimentazione del Wärtsilä 9L46DF

I valori ottenuti sono stati approssimati per semplicità e sono riepilogati in Tabella 2.8.

Tabella 2.8 - Dati per il recupero di calore dall'aria di sovralimentazione dei due motori

Scavenge air	T_{\max} [°C]	T_{\min} [°C]	\dot{Q} [kW]
Man	198	48	3970
Wärtsilä	253	50	3789

Infine, solo per il motore Man, si è reso necessario ricostruire il bilancio per trovare la temperatura della jacket water in ingresso al motore. In questo caso è stato adottato il modello IAPWS-95, lo standard per il calcolo delle proprietà termodinamiche dell'acqua [7], impostando la pressione al valore riportato nel rispettivo documento tecnico (3 bar). Il risultato è mostrato in Figura 2.8.

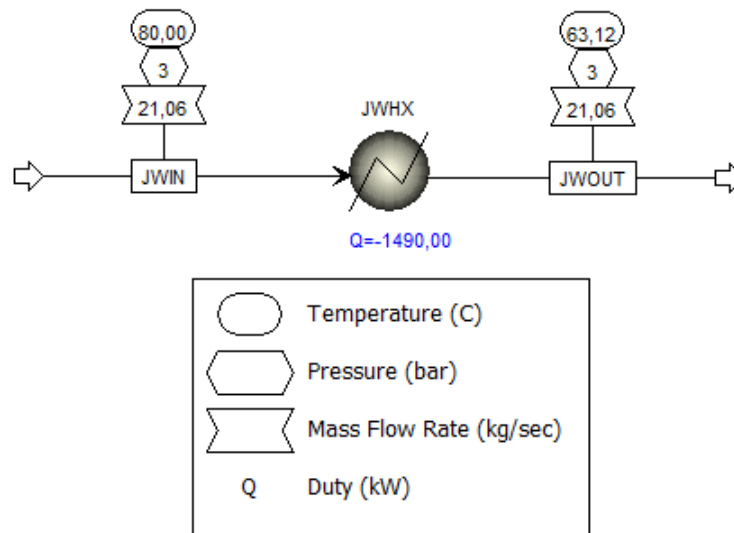


Figura 2.8 - Ricostruzione in Aspen Plus® (V8.8) del bilancio di energia per la jacket water del Man 5S60MC6

Anche in questo caso, per semplicità, i valori della jacket water sono stati approssimati e sono riepilogati in Tabella 2.9.

Tabella 2.9 - Dati per il recupero di calore dalla jacket water dei due motori

Jacket water	T_{\max} [°C]	T_{\min} [°C]	\dot{Q} [kW]
Man	80	63	1490
Wärtsilä	91	74	1656

2.3.3 Circuito di olio diatermico

Le ottimizzazioni riguardanti numerosi fluidi o miscele infiammabili sono state realizzate inserendo un circuito intermedio percorso da olio diatermico al fine di disaccoppiare lo scambio termico tra le sorgenti del motore contenenti ossigeno (gas esausti e aria di sovralimentazione) ed il fluido di lavoro e tenere quindi in considerazione il pericolo derivante da eventuali perdite che possono mettere a contatto i flussi caldi ricchi di ossigeno con fluidi altamente infiammabili, provocando incendi e/o esplosioni. In particolare a tale scopo è stato selezionato il DOWTHERM™ Q, prodotto dalla Dow Chemical Company. Si tratta di un fluido termovettore a base di difeniletano e aromatici alchilati. Secondo le specifiche del produttore è dotato di elevata stabilità termica ed è adatto per impieghi ad alta temperatura (fino a 330 °C) [9] [10].

Per lo scambio termico dell'olio diatermico con i gas combusti e l'aria di sovralimentazione è stato assunto un $\Delta T_{\text{approach}}$ di 20 °C sia dal lato caldo che freddo dello scambiatore, solo nel caso del motore Wärtsilä il ΔT tra fumi e olio è stato aumentato a 24 °C per non superare la massima temperatura consigliata di utilizzo dell'olio (330 °C). I dati relativi all'accoppiamento, ritenuto idealmente privo di dispersioni termiche, sono riportati in Tabella 2.10.

Tabella 2.10 - Scelte progettuali relative all'accoppiamento tra sorgenti ricche di ossigeno e olio diatermico

	Accoppiamento	\dot{Q} [kW]	T_{max} [°C]	T_{min} [°C]	Hot/cold $\Delta T_{\text{approach}}$ [°C]
Man	Fumi - Olio	3607	245 - 225	120 - 100	20
	Aria - Olio	3970	198 - 178	48 - 28	20
Wärtsilä	Fumi - Olio	4892	354 - 330	120 - 96	24
	Aria - Olio	3789	253 - 233	50 - 30	20

La pressione dell'olio diatermico è stata assunta pari a 4 bar. Tenendo conto che la pressione di saturazione dell'olio diatermico valutata alla massima temperatura di utilizzo (330 °C) vale circa 3 bar, con questa scelta si garantisce che l'olio sia sempre in fase liquida.

Invece nel caso di fluidi non infiammabili, quali acqua, alcuni fluidi frigoriferi di classe 1 ed un fluido complesso appositamente sviluppato per applicazioni ORC (Novec™ 649 prodotto dalla 3M™ [11]), le ottimizzazioni sono state rieseguite anche senza circuito dell'olio, in modo da valutare il guadagno di prestazioni ottenibile.

Capitolo 3. Fluidi di lavoro per cicli ORC

Un fluido organico è per definizione un fluido che ha in molecola uno o più atomi di carbonio. Sono esempi di fluidi organici gli idrocarburi, contenenti solo atomi di carbonio e idrogeno, ed i refrigeranti, che a seconda della tipologia possono contenere anche atomi di fluoro, cloro e/o ossigeno. Una possibile classificazione dei fluidi di lavoro per cicli ORC può essere fatta osservando la campana di saturazione di tali sostanze sul piano (T, s). Un parametro utile a darne informazioni è la complessità molecolare σ , definita come [13]:

$$(1) \quad \sigma = \frac{T_{critica}}{R} \cdot \left(\frac{ds}{dT} \right)_{vapore\ saturo @ T_{ridotta}=0.7} \quad [-]$$

Dove R indica la costante universale dei gas. La complessità molecolare è un indice della complessità geometrica della molecola del fluido. Questa cresce all'aumentare del numero di atomi e quanto più la loro distribuzione spaziale si allontana dalla linearità. È possibile quindi suddividere i fluidi secondo la complessità molecolare nel modo seguente:

- $\sigma < -4$ per fluidi bagnati (o umidi) (*wet*) a molecola semplice. La pendenza curva della curva del vapore è negativa (Figura 3.1). Esempi sono l'acqua, l'ammoniaca, l'etanolo e il metanolo
- $\sigma > 4$ per fluidi secchi (*dry*) a molecola complessa. La pendenza curva della curva del vapore è positiva (Figura 3.2). Esempi sono i silossani e gli alcani a lunga catena (esano, eptano, ottano, nonano, ecc...)
- $-4 < \sigma < 4$ per fluidi isoentropici (*isoentropic*). La curva del vapore è quasi verticale (Figura 3.4). Esempi sono il refrigerante R-134a, l'acetone e gli alcani tipo butano/butene e i loro isomeri

La maggior parte dei fluidi organici rientra nelle ultime due categorie.

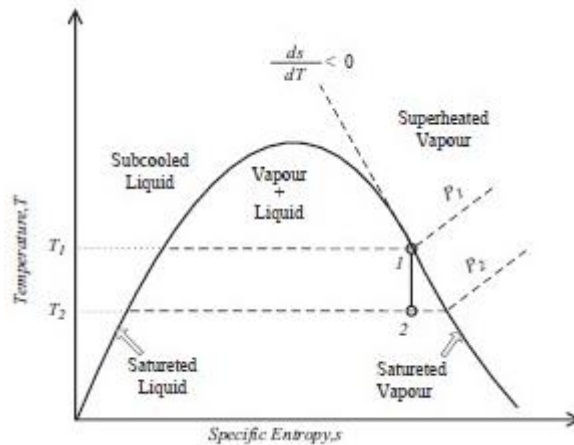


Figura 3.1 - Campana di saturazione di un fluido bagnato (o umido)

Dalla Figura 3.1 si deduce che per i fluidi umidi, un'espansione che parte dal punto di vapore saturo termina all'interno della campana di saturazione, cioè nella zona di coesistenza della fase liquida e della fase vapore. Emerge già una prima peculiarità di questo tipo di fluidi: durante l'espansione si ha una progressiva formazione di goccioline di liquido, che possono provocare danni alle pale della turbina a causa della loro azione erosiva. Pertanto l'adozione di fluidi umidi comporta necessariamente l'impiego di scambiatori aggiuntivi per il surriscaldamento del vapore saturo, in modo da far terminare l'espansione in una zona in cui il titolo di vapore allo scarico sia accettabile (tipicamente maggiore di 0.85). I fluidi che manifestano questo comportamento sono in generale sostanze semplici (a molecola semplice) e leggere (a bassa massa molecolare), quali ad esempio acqua ed ammoniaca. Il calore specifico molare di una sostanza dalla struttura semplice è in generale basso, poiché questa ha pochi gradi di libertà (intesi come traslazionali, rotazionali e vibrazionali), cioè ha pochi modi di immagazzinare o rilasciare energia prima che si verifichi una variazione di temperatura. Questa caratteristica si ripercuote anche sulla pendenza delle isobare sul piano (T, s):

$$(2) \quad \left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_{p \text{ cost}} = \frac{T}{c_p} \quad \frac{\text{mol} \cdot \text{K}^2}{\text{J}}$$

che per fluidi umidi è più elevata dato che il calore specifico molare si trova al denominatore. Diverso è il discorso se si introduce la massa molecolare. Il calore specifico massico è

fortemente influenzato dalla massa molecolare a praticamente accade che fluidi leggeri sono caratterizzati da calore specifico massico elevato. La caduta di temperatura che si registra a cavallo di una turbomacchina, ad esempio la turbina a vapore di un ciclo Rankine, dipende, oltre che dal rapporto di espansione, anche dalla natura (semplice/complessa) del fluido elaborato. Fluidi semplici hanno una grande variazione di temperatura tra ingresso e uscita. Gli effetti combinati del calore specifico massico e della variazione di temperatura fanno sì che per fluidi semplici il Δh specifico massico smaltito da una turbomacchina sia molto grande ($\Delta h = c_p \cdot \Delta T$).

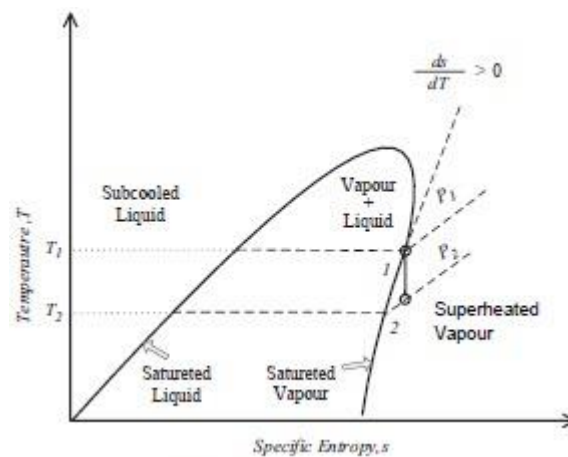


Figura 3.2 - Campana di saturazione di un fluido secco

La Figura 3.2 invece mostra che per un fluido secco la stessa espansione termina nella regione del vapore surriscaldato (da cui il termine secco). Un fluido secco rappresenta l'antitesi di un fluido umido e le considerazioni preliminari svolte valgono in maniera opposta. Innanzitutto la natura secca del fluido non pone problemi di erosione alle palettature della turbina perché non si formano goccioline di liquido durante l'espansione e quindi non necessita neppure del surriscaldamento. La struttura complessa implica un calore specifico molare elevato, in quanto sono numerosi i gradi di libertà della molecola e le sue possibilità di immagazzinare/rilasciare energia prima di osservare una variazione di temperatura. Le isobare inoltre sono più schiacciate. Poiché generalmente fluidi complessi sono connotati da una elevata massa molecolare, il calore specifico massico è più basso di quello di un fluido umido e, unitamente al fatto che la caduta di temperatura a cavallo di una turbomacchina è minore, accade che la variazione di entalpia ($c_p \cdot \Delta T$) di un fluido secco è minore di quella di

un fluido umido. Questo aspetto avvantaggia il dimensionamento delle turbomacchine perché servono meno stadi e può anche essere ridotta la velocità periferica di rotazione della macchina stessa ($\Delta h \propto u^2$), consentendo di adottare un riduttore di giri per l'accoppiamento con l'alternatore o, al limite, utilizzare anche l'accoppiamento diretto. Viene in questo modo aumentata l'affidabilità del gruppo turbo-alternatore e vengono diminuite le dissipazioni meccaniche e le sollecitazioni meccaniche della turbina.

Un altro vantaggio dei fluidi secchi è che, essendo caratterizzati da valori del Δh di transizione di fase più bassi rispetto ai fluidi umidi, è possibile realizzare un accoppiamento termico migliore con sorgenti a temperatura variabile, ad esempio in applicazioni WHR (come quella valutata nel presente lavoro). Lo scambio termico è maggiormente a temperatura variabile, il che permette di seguire meglio la curva di raffreddamento delle sorgenti riducendo le irreversibilità di scambio, come mostrato in Figura 3.3.

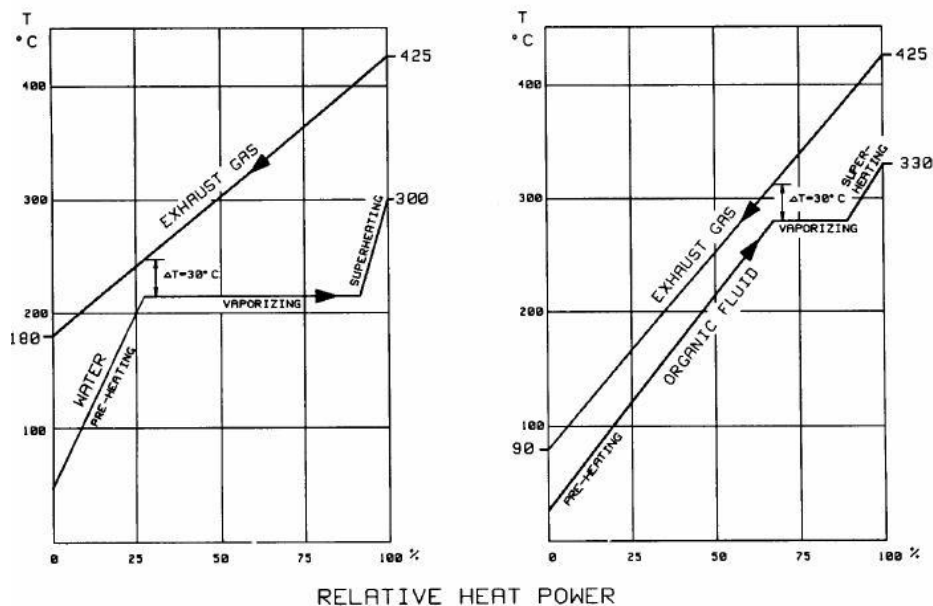


Figura 3.3 - Confronto dei profili di temperatura in evaporazione tra un fluido complesso (organico) e un fluido semplice (acqua)

Un aspetto negativo dei fluidi secchi però è proprio il limitato salto di temperatura a cavallo dell'espansione: il fluido termina nella zona di vapore surriscaldato con una temperatura che è significativa. Per impedire che una rilevante quota di calore venga scaricata al pozzo a

temperatura elevata, situazione che farebbe crollare l'efficienza del ciclo, si rende necessaria l'adozione del recuperatore (scambiatore rigenerativo), che ha la funzione di recuperare in maniera utile una parte del calore preriscaldando il liquido in uscita dalla pompa di alimento. Tuttavia, poiché uno dei due flussi è in fase vapore, e a questa competono coefficienti convettivi di scambio termico inferiori a quelli della fase liquida, sono necessarie elevate superfici di scambio. Pertanto il recuperatore è un componente costoso dalle dimensioni ragguardevoli.

Infine un altro svantaggio dei fluidi a espansione secca è che sono caratterizzati da coefficienti convettivi di scambio termico minori rispetto ai fluidi umidi, penalizzando di conseguenza il dimensionamento degli scambiatori.

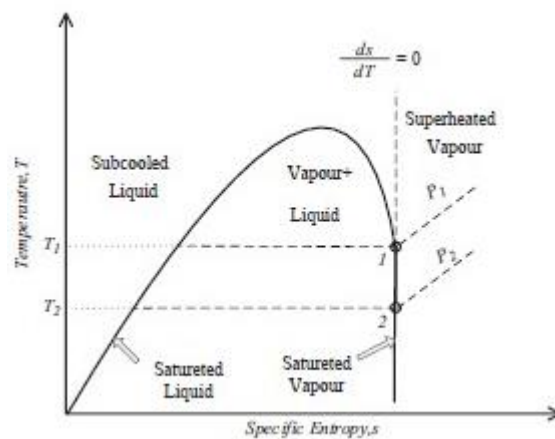


Figura 3.4 - Campana di saturazione di un fluido isoentropico

Infine per i fluidi isoentropici, l'espansione dalla condizione di vapore saturo, raffigurata in Figura 3.4, dovrebbe (almeno teoricamente) sovrapporsi alla curva limite superiore, consentendo, con le sorgenti opportune, di realizzare cicli supercritici di forma quasi triangolare come il ciclo ideale di Lorentz, quindi ad alta efficienza. Le considerazioni sulle proprietà dei fluidi isoentropici sono intermedie a quelle già discusse per fluidi umidi e secchi. Comunque la caratteristica principale dei fluidi isoentropici è che non presentano formazione di liquido durante l'espansione (come i fluidi secchi) ma, al tempo stesso, sono

meno problematici degli stessi riguardo l'impiego del recuperatore (perché l'espansione termina più vicino alla curva del vapore saturo).

3.1 Criteri generali di scelta nei cicli Rankine

In generale, le caratteristiche desiderabili che deve avere un fluido di lavoro da impiegare in un ciclo Rankine, sono:

1. Alti coefficienti di scambio termico in fase liquida e in fase vapore per contenere le superfici, e dunque il costo, degli scambiatori di calore
2. Buon accoppiamento termico con il profilo di temperatura della sorgente e del pozzo di calore per limitare le irreversibilità dovute ai ΔT di scambio termico
3. Pressione massima del ciclo limitata (entro i 100 bar), per contenere il costo delle tubazioni a causa dell'elevato spessore richiesto per resistere a pressioni così alte
4. Pressione di condensazione possibilmente maggiore della pressione atmosferica per evitare infiltrazioni d'aria ed il conseguente impiego del degasatore. Per limitare i costi comunque non dovrebbe essere inferiore a 0.1 bar e non dovrebbe in alcun modo essere inferiore a 0.03 bar, che rappresenta il limite tecnologico attuale
5. Elevata stabilità termochimica alle condizioni di esercizio e compatibilità con i materiali con cui entra in contatto
6. Buona combinazione dei valori di Δh_{eva} , ρ_{vap} , $\Delta h_{is,tot,espansione}$ per avvantaggiare l'efficienza della turbina ed il suo dimensionamento (sia frontale che longitudinale). Il Δh totale di espansione della turbina, come già accennato in precedenza, ha una diretta ripercussione sul numero di stadi richiesti della turbina e quindi anche sul suo costo. Il carico smaltibile da un singolo stadio è fissato sulla base di considerazioni fluidodinamiche (avere rendimenti accettabili della schiera) e strutturali (limitare gli

sforzi provocati dalla rotazione della macchina e dall'azione del fluido). Ipotizzando stadi di alta pressione ad azione ($K_{is} = 4$) che ruotano alla massima velocità periferica di 255 m/s si ottiene:

$$(3) \quad \Delta h_{is,max,stadio} = \frac{K_{is}}{2} \cdot \frac{u_p^2}{1000} \cong 130 \frac{kJ}{kg}$$

$$(4) \quad N_{stadi,min} = \frac{\Delta h_{is,tot,espansione}}{\Delta h_{is,max,stadio}}$$

Da cui si può notare come fluidi semplici e leggeri, caratterizzati da elevati salti entalpici totali di espansione, necessitino di un numero di stadi maggiore rispetto a quelli complessi e pesanti. È bene precisare però che il numero di stadi non dipende solo dalla variazione di entalpia a cavallo della turbina, ma anche dal rapporto volumetrico di espansione VR (*Volumetric Ratio*), definito come:

$$(5) \quad VR = \frac{\dot{V}_{out,is,turb}}{\dot{V}_{in,turb}} \propto \beta_{esp}^{\frac{1}{\gamma}} \quad \text{con} \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v}$$

$$(6) \quad \begin{cases} \gamma \cong 1.67 & (\text{gas monoatomici}) \\ \gamma \rightarrow 1 & (\text{sostanze complesse}) \end{cases}$$

Il parametro VR è proporzionale al rapporto di espansione e dipende, tramite γ , solo dalla natura (semplice/complessa) del fluido, non dalla sua massa molecolare. A pari β , un fluido complesso (secco) subisce una maggiore variazione di portata volumetrica tra ingresso e uscita della macchina. Il rapporto di espansione è comunque imposto dal legame, tipico di ogni fluido, che intercorre tra le temperature di evaporazione e condensazione scelte e le rispettive pressioni di saturazione. Se il rapporto VR eccede il limite $VR_{lim} = 15$, allora è necessario suddividere l'espansione in più stadi per evitare che il rendimento crolli. Quindi il minimo numero di stadi di una turbina a vapore è stimato come:

$$(7) \quad N_{stadi,min} = \frac{\ln VR_{tot}}{\ln VR_{lim}}$$

Per quanto riguarda invece le grandezze Δh_{eva} e ρ_{vap} , si osserva che:

$$(8) \quad \dot{m}_{fluido\ di\ lavoro} \propto \frac{\dot{Q}_{in}}{\Delta h_{eva}}$$

$$(9) \quad \dot{m}_{fluido\ di\ lavoro} = (\rho_{vap} \cdot v_{vap} \cdot A)_{in,turbina}$$

Quindi si può scrivere:

$$(10) \quad \text{sezione di ingresso in turbina } A \propto \frac{\dot{Q}_{in}}{\rho_{vap} \cdot v_{vap} \cdot \Delta h_{eva}}$$

La relazione (10) permette di concludere che le grandezze Δh_{eva} e ρ_{vap} influenzano le sezioni frontali delle tubazioni e anche della turbina. Particolare importanza riveste, a proposito, il rapporto h/D_m (altezza di pala su diametro medio), che deve rimanere nel range $0.05 \div 0.33$ per non esaltare le perdite fluidodinamiche legate agli effetti 3D. In particolare negli impianti di grande potenza ($P_{el} \geq 10$ MW), la potenza in ingresso al ciclo \dot{Q}_{in} è elevata, quindi è bene avere fluidi densi e con un elevato calore latente di evaporazione per ridurre la portata di fluido di lavoro generato e contenere perciò le dimensioni frontali dei componenti (pur stando attenti che il rapporto h/D_m non scenda a valori inferiori a 0.05). Invece negli impianti di piccola taglia ($P_{el} \leq 1$ MW) è preferibile il contrario, cioè avere fluidi con Δh_{eva} e ρ_{vap} bassi per generare portate tali che il rapporto h/D_m cada nell'intervallo ottimale [42].

7. Minimo impatto ambientale, in termini di ODP, GWP e ALT
8. Caratteristiche benevoli inerenti alla sicurezza (no infiammabilità, no tossicità, no corrosività)
9. Economico e con elevata disponibilità

Un fluido organico in grado di soddisfare tutti questi requisiti ad oggi non è ancora stato scoperto.

Si potrebbe semplicemente pensare di utilizzare acqua, dati gli enormi vantaggi di cui dispone: è non infiammabile, non tossica, non corrosiva, non presenta alcun problema di impatto ambientale, è stabile alle alte temperature, è il fluido più economico e disponibile che esiste, ha coefficienti di scambio termico elevati. Tuttavia gli svantaggi che possiede negli impianti di piccola e media taglia, in presenza di sorgenti a medio-bassa temperatura, sono tali da sconsigliarne l'impiego, sia dal punto di vista economico che prestazionale. Infatti, trattandosi di un fluido leggero ($MM = 18 \text{ kg/kmol}$), comporta che [14]:

- Per smaltire il grande salto entalpico è necessaria la giusta combinazione in termini di numero di stadi di turbina e velocità periferica di rotazione della stessa. Di fatto entrambi devono essere elevati al fine di avere rendimenti isoentropici accettabili. Una velocità periferica elevata comporta inoltre forti stress meccanici per la macchina
- Per limitare le dimensioni radiali della macchina è necessaria una elevata velocità angolare di rotazione, la quale richiede l'impiego di inverter (costosi) per disaccoppiare la frequenza dell'albero dalla frequenza dell'alternatore oppure configurazioni multi-albero con riduttori di giri

Invece la sua natura di fluido semplice (è una molecola triatomica) si ripercuote negativamente nei seguenti punti:

- L'espansione è umida, quindi è contraddistinta dall'indesiderata formazione di liquido nella parte terminale, la quale diviene ancora più intensa all'aumentare della temperatura di evaporazione, un effetto che si cerca di perseguire dato che permette di ottenere rendimenti di conversione superiori. Si rendono pertanto necessari il surriscaldamento del vapore e a volte anche il suo risurriscaldamento

- Il calore latente di evaporazione è molto grande, per cui gran parte della fase di introduzione di calore nel ciclo avviene a temperatura costante. Se questo rappresenta un vantaggio in caso di sorgenti a temperatura costanti (es. centrali nucleari), nelle applicazioni ORC, che dispongono tipicamente di sorgenti a temperatura variabile, è invece penalizzante perché non viene realizzato un buon accoppiamento dei profili di temperatura (Figura 3.3)
- La sua pressione critica è molto elevata (circa 220 bar), per cui in applicazioni ORC ad alta temperatura, il ricorso a temperature di evaporazione molto spinte si traduce in pressioni massime di esercizio molto elevate, dato il legame esponenziale che intercorre tra p e T in saturazione
- Se si volesse preriscaldare il liquido al fine di aumentare l'efficienza per due aspetti, cioè ridurre l'eventuale consumo di combustibile se l'impianto lo prevede e utilizzare calore a temperatura più appropriata (più bassa), si dovrebbe inevitabilmente ricorrere a spillamenti rigenerativi, in quanto la caduta di temperatura a cavallo della turbina, diversamente dai fluidi secchi, è elevata e non consente l'adozione di scambiatori recuperativi. La configurazione impiantistica sarebbe dunque più complessa e costosa

I motivi sopra esposti chiariscono come mai l'impiego di acqua come fluido di lavoro in impianti di piccola taglia è sconsigliato. Tutte queste problematiche si attenuano al crescere della potenza dell'impianto, tipicamente per taglie superiori ai 10 MW, l'acqua diviene la scelta principale in virtù di tutte le altre caratteristiche benefiche che possiede [14].

Invece la forza dei fluidi organici risiede nella loro grande varietà e capacità di adattarsi al meglio al caso preso in esame, oltre che nelle caratteristiche termodinamiche più adatte per applicazioni di piccola taglia.

Con tale idea in mente, nel presente lavoro è stato compiuto un vasto screening di potenziali fluidi di lavoro, sia puri che miscele binarie zeotropiche, per cercare quello che nel ciclo ORC a recupero ottimizzato con le sorgenti a disposizione raggiunge le massime prestazioni.

3.2 Criteri di scelta dei fluidi puri

Tutti i fluidi puri sono stati tratti dal database di REFPROP, in modo da sfruttare i modelli più accurati attualmente disponibili di equazioni di stato per il calcolo delle proprietà termodinamiche.

Durante lo svolgimento delle ottimizzazioni si è potuto constatare che la temperatura critica del fluido di lavoro esercita una certa influenza sulle prestazioni conseguibili. Siccome la temperatura delle sorgenti messe a disposizione dai due motori è differente, altrettanto diversi devono essere gli intervalli di temperatura critica da cui attingere i fluidi di lavoro. A parte acqua ed ammoniacca, che sono state provate in ogni caso per confronto, per ciascun motore è stato individuato un range ottimale di temperatura critica:

$$(11) \quad 125 \text{ }^{\circ}\text{C} \leq T_{cr} \leq 200 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \text{per il motore Man}$$

$$(12) \quad 165 \text{ }^{\circ}\text{C} \leq T_{cr} \leq 320 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \text{per il motore Wärtsilä}$$

Nel caso del motore Man adottare fluidi con temperatura critica oltre i 200 °C non avrebbe avuto senso perché le prestazioni sarebbero decadute, in quanto i cicli risultanti sarebbero divenuti via via subcritici. Le stesse considerazioni sono state fatte per il Wärtsilä, fermando le ottimizzazioni al toluene ($T_{cr} \approx 318 \text{ }^{\circ}\text{C}$). I limiti inferiori sono stati invece fissati in maniera tale da limitare il numero di ottimizzazioni, assegnando a ciascun motore più o meno lo stesso numero di fluidi.

Poiché in REFPROP, nel range assunto per il motore Man, sono presenti molti refrigeranti, il loro numero è stato ridotto inserendo un vincolo: sono stati completamente esclusi tutti i CFC (clorofluorocarburi) e gli HCFC (idroclofluorocarburi), in quanto, contenendo atomi di cloro, sono molto dannosi per lo strato di ozono presente in atmosfera. Oltretutto l'impiego dei CFC è vietato da tempo, mentre per gli HCFC il Protocollo di Montréal ha fissato entro il 2030 la totale dismissione nei Paesi sviluppati e la riduzione del 97,5 % nei

Paesi in via di sviluppo, mentre nell'Unione Europea sono già banditi dal 2015 [15]. Sono stati esclusi anche i PFC (perfluorocarburi) poiché sono potentissimi gas serra, il cui impatto è quantificato dall'indice GWP.

L'indice ODP (*Ozone Depletion Potential*) è un parametro che indica la pericolosità di una sostanza nei confronti dello strato di ozono, indispensabile per il mantenimento della vita sul pianeta perché assorbe le radiazioni ultraviolette. È un termine relativo compreso tra zero e uno, dove uno esprime la massima pericolosità ed è convenzionalmente assegnato al fluido R-11, appartenente alla famiglia dei CFC, ormai dismessi.

Il parametro GWP (*Global Warming Potential*) indica invece il potenziale impatto, su un certo arco temporale (tipicamente 100 anni), che una sostanza ha sul riscaldamento globale relativamente all'effetto serra provocato dalla CO₂ (GWP = 1 come riferimento). Ad esempio se una sostanza possiede GWP = 1000 significa ha lo stesso impatto sull'effetto serra di 1000 kg di anidride carbonica.

Quindi l'analisi dei refrigeranti è stata ristretta alle seguenti famiglie, tutte contraddistinte da indice ODP nullo:

- HFC (idrofluorocarburi). Sono formati da carbonio, idrogeno e fluoro. Possiedono valori significativi di GWP, pertanto sono stati presi in esame, negli intervalli considerati, solo quelli con GWP < 1000. In un solo caso si è reso necessario utilizzare un HFC che non rispettasse questa condizione, per la precisione l'R-134a (GWP = 1300), in miscela con un altro fluido refrigerante, in quanto era l'unico in grado di formare una miscela non infiammabile dotata di glide apprezzabile
- HFE (idrofluoroeteri). Contengono atomi di carbonio, idrogeno, fluoro ed ossigeno. Rispetto agli HFC hanno in generale indice GWP inferiore, ma ancora significativo
- HFO: idrofluoro-olefine. Rappresentano l'ultima evoluzione nel campo dei refrigeranti e possiedono valori di GWP molto bassi. Sono composti chimici a base di carbonio, idrogeno e fluoro ma, a differenza degli HFC, i legami sono insaturi

Il refrigerante R-1233zde (trans-1-chloro-3,3,3-trifluoro-1-propene) è spesso classificato come HFO, tuttavia, poiché contiene un atomo di cloro, è più corretto citarlo come HCFO (idroclofluoro-olefina). Nonostante contenga cloro, ha un impatto irrilevante nei confronti dello strato di ozono. Non è un gas serra ed è inoltre non infiammabile e non tossico [43].

In Figura 3.5 è mostrata l'evoluzione nel tempo dei refrigeranti in base ai loro requisiti.

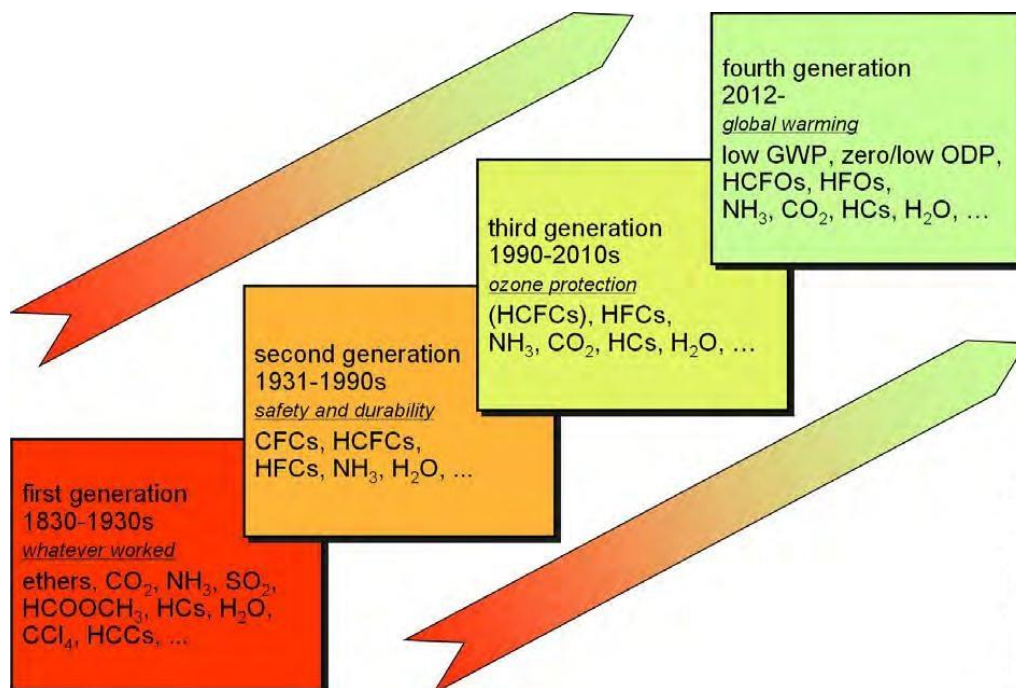


Figura 3.5 - Evoluzione nel tempo dei fluidi refrigeranti [16]

Il range adottato per il motore Wärtsilä invece è povero di refrigeranti, contiene soprattutto idrocarburi, i quali, a parte l'infiammabilità, non presentano particolari problemi dal punto di vista ambientale, sia in termini di ODP che di GWP.

In Tabella 3.1 e Tabella 3.2 sono elencati i fluidi puri utilizzati per l'accoppiamento rispettivamente con il motore Man ed il Wärtsilä.

Tabella 3.1 - Fluidi puri utilizzati come fluido di lavoro per il ciclo ORC in accoppiamento al motore Man. Le informazioni relative ai parametri ambientali e all'infiammabilità sono tratti da [11] [12] [17] [18] [19]

famiglia	nome	formula molecolare	numero CAS	tipo di fluido	MM [kg/kmol]	pcr [bar]	Tcr [°C]	GWP (100ys)	ODP	ALT [anni]
inorganico	ACQUA	H ₂ O	7732-18-5	wet	18,02	220,64	373,95	-	-	-
HC	PENTANO	C ₅ H ₁₂	109-66-0	dry	72,15	33,70	196,55	<20	0	0,009
HC	ISOPENTANO	C ₅ H ₁₂	78-78-4	dry	72,15	33,78	187,20	<20	0	0,009
HFC	R365mfc	C ₄ H ₅ F ₅	406-58-6	dry	148,07	32,66	186,85	804	0	8,7
HFC	R245ca	C ₃ H ₃ F ₅	679-86-7	dry	134,05	39,41	174,42	716	0	6,5
HFE	RE245fa2	C ₃ H ₃ F ₅ O	1885-48-9	dry	150,05	34,33	171,73	812	0	5,5
HFO	R1336mzz	C ₄ H ₂ F ₆	692-49-9	dry	164,06	29,01	171,27	2	0	22 giorni
chetoni fluor.	NOVEC 649	C ₆ F ₁₂ O	756-13-8	dry	316,04	18,69	168,66	1	0	0,014
HCFO	R1233zde	C ₃ H ₂ ClF ₃	102687-65-0	is	130,50	36,24	166,45	1	0	26 giorni
HFE	RE347mcc	C ₄ H ₃ F ₇ O	375-03-1	dry	200,05	24,76	164,55	530	0	5,0
HC	CIS-BUTENE	C ₄ H ₈	590-18-1	is	56,11	42,26	162,60	n.d.	0	n.d.
HC	NEOPENTANO	C ₅ H ₁₂	463-82-1	dry	72,15	31,96	160,59	n.d.	0	n.d.
HC	TRANS-BUTENE	C ₄ H ₈	624-64-6	is	56,11	40,27	155,46	n.d.	0	n.d.
HFC	R245fa	C ₃ H ₃ F ₅	460-73-1	is	134,05	36,51	154,01	858	0	7,7
HC	BUTANO	C ₄ H ₁₀	106-97-8	is	58,12	37,96	151,98	<20	0	0,018
HFO	R1234zez	C ₃ H ₂ F ₄	29118-25-0	is	114,04	35,33	150,12	1	0	16,4 giorni
HC	BUTENE	C ₄ H ₈	106-98-9	is	56,11	40,05	146,14	n.d.	0	n.d.
HC	ISOBUTENE	C ₄ H ₈	115-11-7	is	56,11	40,10	144,94	n.d.	0	n.d.
HC	ISOBUTANO	C ₄ H ₁₀	75-28-5	is	58,12	36,29	134,66	<20	0	0,016
HFE	RE245cb2	C ₃ H ₃ F ₅ O	22410-44-2	dry	150,05	28,86	133,66	654	0	4,9
inorganico	AMMONIACA	NH ₃	7664-41-7	wet	17,03	113,33	132,25	0	0	<0,02
eteri	DIMETILETERE	C ₂ H ₆ O	115-10-6	wet	46,07	53,37	127,23	1	0	0,015
HC	CICLOPROPANO	C ₃ H ₆	75-19-4	wet	42,08	55,80	125,15	<20	0	0,44

Tabella 3.2 - Fluidi puri utilizzati come fluido di lavoro per il ciclo ORC in accoppiamento al motore Wartsilä. Le informazioni relative ai parametri ambientali e all'infiammabilità sono tratti da [11] [12] [17] [18] [19] [20]

famiglia	nome	formula molecolare	numero CAS	tipo di fluido	MM [kg/kmol]	pcr [bar]	Tcr [°C]	GWP 100ys	ODP	ALT [anni]
inorganico	ACQUA	H ₂ O	7732-18-5	wet	18,02	220,64	373,95	-	0	-
HC	TOLUENE	C ₇ H ₈	108-88-3	dry	92,14	41,26	318,60	2,7	0	n.d.
silossani	D4	C ₈ H ₂₄ O ₄ Si ₄	556-67-2	dry	296,62	13,32	313,34	n.d.	0	n.d.
HC	METILCICLOESANO	C ₇ H ₁₄	108-87-2	dry	98,19	34,70	299,05	n.d.	0	n.d.
silossani	MDM	C ₈ H ₂₄ O ₂ Si ₃	107-51-7	dry	236,53	14,15	290,94	n.d.	0	n.d.
carbonati	DIMETILCARBONATO	C ₃ H ₆ O ₃	616-38-6	dry	90,08	49,09	283,85	n.d.	0	n.d.
HC	CICLOESANO	C ₆ H ₁₂	110-82-7	dry	84,16	40,81	280,45	n.d.	0	n.d.
HC	ISOTTANO	C ₈ H ₁₈	540-84-1	dry	114,23	25,72	270,85	n.d.	0	n.d.
HC	EPTANO	C ₇ H ₁₆	142-82-5	dry	100,20	27,36	266,98	n.d.	0	n.d.
silossani	MM	C ₆ H ₁₈ O ₅ Si ₂	107-46-0	dry	162,38	19,39	245,55	n.d.	0	n.d.
alcoli	ETANOLO	C ₂ H ₆ O	64-17-5	wet	46,07	62,68	241,56	n.d.	0	n.d.
alcoli	METANOLO	C ₁ H ₄ O	67-56-1	wet	32,04	82,16	240,23	3	0	n.d.
HC	CICLOPENTANO	C ₅ H ₁₀	287-92-3	is	70,13	45,71	238,57	<11	0	n.d.
chetoni	ACETONE	C ₃ H ₆ O	67-64-1	is	58,08	47,00	234,95	<1	0	n.d.
HC	ESANO	C ₆ H ₁₄	110-54-3	dry	86,18	30,34	234,67	n.d.	0	n.d.
HC	ISOESANO	C ₆ H ₁₄	107-83-5	dry	86,18	30,40	224,55	n.d.	0	n.d.
HC	PENTANO	C ₅ H ₁₂	109-66-0	dry	72,15	33,70	196,55	<20	0	0,009
HC	ISOPENTANO	C ₅ H ₁₂	78-78-4	dry	72,15	33,78	187,20	<20	0	0,009
HFC	R365mfc	C ₄ H ₅ F ₅	406-58-6	dry	148,07	32,66	186,85	804	0	8,7
HFC	R245ca	C ₃ H ₃ F ₅	679-86-7	dry	134,05	39,41	174,42	716	0	6,5
HFE	RE245fa2	C ₃ H ₃ F ₅ O	1885-48-9	dry	150,05	34,33	171,73	812	0	5,5
HFO	R1336mzz	C ₄ H ₂ F ₆	692-49-9	dry	164,06	29,01	171,27	2	0	22 giorni
chetoni fluor.	NOVEC 649	C ₆ F ₁₂ O	756-13-8	dry	316,04	18,69	168,66	1	0	0,014
HCFO	R1233zde	C ₃ H ₂ ClF ₃	102687-65-0	is	130,50	36,24	166,45	1	0	26 giorni
HFE	RE347mcc	C ₄ H ₃ F ₇ O	375-03-1	dry	200,05	24,76	164,55	530	0	5,0
inorganico	AMMONIACA	NH ₃	7664-41-7	wet	17,03	113,33	132,25	0	<0,02	0

Alcuni dei fluidi candidati validi secondo i criteri di selezione sono stati esclusi con considerazioni di altra natura. In particolare per entrambi i motori è stato scartato l'etere dietilico ($C_4H_{10}O$) a causa della sua temperatura di auto ignizione molto bassa ($160\text{ }^\circ\text{C}$) [18].

Tra i fluidi candidati per il motore Man sono stati aggiuntivamente esclusi il propino (C_3H_4) in quanto si decompone violentemente se sottoposto a pressioni a partire da 5 atm [18] e il diossido di zolfo (SO_2) perché è estremamente velenoso; invece relativamente al motore Wäertsilä sono stati eliminati il benzene (C_6H_6) perché è un accertato cancerogeno e l'ottano poiché è caratterizzato da pressioni di condensazione molto basse (a $35\text{ }^\circ\text{C}$ la pressione di saturazione vale circa 0.03 bar, che è il limite tecnologico attuale), oltretutto impiegare quest'ultimo sarebbe stato superfluo dato il gran numero di idrocarburi più idonei già considerati.

Una nota va detta, infine, a proposito dell'infiammabilità del'HFE-245fa2 ($C_3H_3F_5O$): non sono state trovate informazioni a riguardo, tuttavia nel presente lavoro è stato ipotizzato come tale, in quanto la sua variante HFE-245cb2 ($C_3H_3F_5O$) e l'HFC-245fa ($C_3H_3F_5$) non sono infiammabili [17].

3.3 Criteri di scelta delle miscele

Le miscele binarie da impiegare nel ciclo ORC a recupero sono state selezionate con i seguenti criteri:

1. Il glide di temperatura doveva essere apprezzabile in modo da poter differenziare le miscele dai fluidi puri, specialmente in fase di condensazione. La verifica è stata fatta in REFPROP 9.1 [21] effettuando un grafico (x, T) per diversi valori di pressione di condensazione (da 0.5 a 5 bar). Se effettuando questa verifica non era possibile distinguere la linea di bolla da quella di rugiada, allora la miscela veniva scartata
2. I fluidi puri sono stati miscelati fra loro cercando di ottenere una miscela la cui temperatura critica cadesse negli intervalli (11) e (12) specificati
3. È stata data preferenza alle miscele di cui REFPROP possiede i parametri di interazione binaria, al fine di ottenere risultati più attendibili
4. In alcuni casi particolari (specificati in Tabella 3.3 e Tabella 3.4) sono state usate miscele che non dispongono dei parametri di interazione binaria calibrati sui dati sperimentali, ma sono stati stimati con il modello predittivo previsto da REFPROP (si veda la sezione 4.1.2). In particolare si fa riferimento a miscele contenenti:
 - a. Silossani
Sono fluidi ad elevata massa molecolare ed elevata complessità contenenti carbonio, idrogeno, ossigeno e silicio, a struttura sia ciclica che lineare. Sono stati indagati in quanto citati in letteratura come fluidi di lavoro potenziali per cicli ORC [22] [23]
 - b. Ciclopentano
Questo fluido ha raggiunto prestazioni notevoli in accoppiamento al motore Wärsilä, pertanto sono state indagate sue miscele in grado di migliorarle ulteriormente

c. Refrigeranti non infiammabili di nuova generazione

HCFO-1233zde e HFO-1336mzz sono stati selezionati in quanto presentano molteplici aspetti positivi. Nei cicli operanti a fluido puro si sono rivelati molto performanti (stilando una classifica almeno uno dei due rientra nelle prime tre posizioni). Sono inoltre i fluidi più desiderabili nell'ottica di riduzione dell'impatto ambientale e tra i pochi non infiammabili. La temperatura critica simile (circa 165 °C) li rende ideali per l'accoppiamento con il motore Man e, nel gruppo dei refrigeranti, sono comunque tra quelli con temperatura critica maggiore, più indicata per l'abbinamento con il motore Wärtsilä

Fa eccezione la miscela acqua/ammoniaca, nel senso che si è scelto di utilizzarla in ogni caso presentato.

In Tabella 3.3 e Tabella 3.4 sono elencati le miscele utilizzate per l'accoppiamento rispettivamente con il motore Man ed il Wärtsilä.

Tabella 3.3 - Miscele utilizzate come fluido di lavoro per il ciclo ORC in accoppiamento al motore Man [21]

numero miscele	fluido 1	fluido 2	formula molecolare 1	formula molecolare 2	infiammabilità	equazione di stato	parametri di interazione
1	AMMONIACA	ACQUA	NH_3	H_2O	si	PENG-ROB	-
2	HFO-1233zde	HFC-134a	$C_3H_2ClF_3$	$C_2H_2F_4$	no	REFPROP	no (stimati)
3	HFO-1336mzz	HFC-134a	$C_4H_2F_6$	$C_2H_2F_4$	no	REFPROP	no (stimati)
4	DME	ISOPENTANO	C_2H_6O	C_5H_{12}	si	REFPROP	si
5	DME	PENTANO	C_2H_6O	C_5H_{12}	si	REFPROP	si
6	DME	ETANOLO	C_2H_6O	C_2H_6O	si	REFPROP	si
7	DME	TOLUENE	C_2H_6O	C_7H_8	si	REFPROP	si
8	DME	METANOLO	C_2H_6O	C_2H_4O	si	REFPROP	si
9	DME	DMC	C_2H_6O	$C_3H_6O_3$	si	REFPROP	si
10	BUTANO	ISOPENTANO	C_4H_{10}	C_5H_{12}	si	REFPROP	si
11	BUTANO	PENTANO	C_4H_{10}	C_5H_{12}	si	REFPROP	si
12	BUTANO	CICLOESANO	C_4H_{10}	C_6H_{12}	si	REFPROP	si
13	BUTANO	ESANO	C_4H_{10}	C_6H_{14}	si	REFPROP	si
14	ISOBUTANO	ISOPENTANO	C_4H_{10}	C_5H_{12}	si	REFPROP	si
15	ISOBUTANO	PENTANO	C_4H_{10}	C_5H_{12}	si	REFPROP	si
16	ISOBUTANO	CICLOESANO	C_4H_{10}	C_6H_{12}	si	REFPROP	si
17	ISOBUTANO	ESANO	C_4H_{10}	C_6H_{14}	si	REFPROP	si
18	CICLOESANO	BUTENE	C_6H_{12}	C_4H_8	si	REFPROP	si
19	CICLOESANO	ISOBUTENE	C_6H_{12}	C_4H_8	si	REFPROP	si

Tabella 3.4 - Miscele utilizzate come fluido di lavoro per il ciclo ORC in accoppiamento al motore Wärtsilä [21]

numero miscele	fluido 1	fluido 2	formula molecolare 1	formula molecolare 2	infiammabilità	equazione di stato	parametri interazione
1	AMMONIACA	ACQUA	NH_3	H_2O	si	PENG-ROB	-
2	HFO-1233zde	HFC-134a	$C_3H_2ClF_3$	$C_2H_2F_4$	no	REFPROP	no (stimati)
3	HFO-1336mzz	HFC-134a	$C_4H_2F_6$	$C_2H_2F_4$	no	REFPROP	no (stimati)
4	CICLOPENTANO	CISBUTENE	C_5H_{10}	C_4H_8	si	REFPROP	no (stimati)
5	CICLOPENTANO	EPTANO	C_5H_{10}	C_7H_{16}	si	REFPROP	no (stimati)
6	CICLOPENTANO	ISOOTTANO	C_5H_{10}	C_8H_{18}	si	REFPROP	no (stimati)
7	MM	D4	$C_6H_{18}OSi_2$	$C_8H_{24}O_4Si_4$	si	REFPROP	no (stimati)
8	MM	MDM	$C_6H_{18}OSi_2$	$C_8H_{24}O_2Si_3$	si	REFPROP	no (stimati)
9	ACQUA	METANOLO	H_2O	CH_4O	si	REFPROP	si
10	ACETONE	DMC	C_3H_6O	$C_3H_6O_3$	si	REFPROP	si
11	ISOPENTANO	CICLOESANO	C_5H_{12}	C_6H_{12}	si	REFPROP	si
12	ISOPENTANO	ESANO	C_5H_{12}	C_6H_{14}	si	REFPROP	si
13	ISOPENTANO	METILCICLOESANO	C_5H_{12}	C_7H_{14}	si	REFPROP	si
14	PENTANO	CICLOESANO	C_5H_{12}	C_6H_{12}	si	REFPROP	si
15	PENTANO	ESANO	C_5H_{12}	C_6H_{14}	si	REFPROP	si
16	PENTANO	METILCICLOESANO	C_5H_{12}	C_7H_{14}	si	REFPROP	si
17	PENTANO	EPTANO	C_5H_{12}	C_7H_{16}	si	REFPROP	si
18	PENTANO	TOLUENE	C_5H_{12}	C_7H_8	si	REFPROP	si
19	CICLOESANO	TOLUENE	C_6H_{12}	C_7H_8	si	REFPROP	si
20	ESANO	OTTANO	C_6H_{14}	C_8H_{18}	si	REFPROP	si

Si precisa che le miscele non infiammabili impiegate per entrambi i motori, sono le stesse e sono soltanto due, a causa dell'impossibilità di reperirne altre nel database di REFPROP sottostando ai criteri di selezione precedentemente elencati. In particolare per le due miscele a base di HCFO-1233zde e HFO-1336mzz, è stato scelto dopo un'accurata selezione il fluido HFC-134a poiché, all'interno delle famiglie di refrigeranti valutate (HFC, HFE, HFO), è quello con temperatura critica più elevata in grado di formare con miscele non infiammabili dotate di glide apprezzabile con entrambi. Nonostante il suo GWP piuttosto elevato (1300) l'effetto è attenuato dalla composizione ottimizzata che emerge dai risultati, la quale è favorevolmente più sbilanciata verso gli altri due fluidi di nuova generazione, che sono a minimo impatto ambientale.

Capitolo 4. Problema di ottimizzazione

Obiettivo del lavoro è stata la ricerca del miglior fluido di lavoro, puro o come miscela binaria, da impiegare in un ciclo ORC a recupero da motori a combustione interna. Per miglior fluido di lavoro si intende quello che raggiunge le prestazioni più elevate in termini di rendimento exergetico del ciclo, sia in assetto elettrico che in assetto cogenerativo.

Al fine di non entrare nel dettaglio delle irreversibilità, dei costi e dei limiti tecnologici dei singoli componenti, l'analisi è stata condotta esclusivamente per cicli ideali, cioè caratterizzati da:

- Perdite di carico e dispersioni termiche nulle
- Rendimenti isoentropico, organico ed elettrico delle turbomacchine unitari

Per perseguire l'obiettivo devono essere ottimizzati alcuni parametri che descrivono il ciclo. Nel caso di fluidi puri questi sono:

- Temperatura di evaporazione, che equivale a fissare la pressione massima del ciclo
- Temperatura di condensazione, cui corrisponde la pressione minima del ciclo
- ΔT di surriscaldamento del vapore in ingresso alla turbina

Nel caso di miscele binarie zeotropiche non è possibile riferirsi ad un'unica temperatura di evaporazione perché la transizione di fase a pressione costante, a differenza di quanto accade per un fluido puro, non è isoterma. Per ogni generica composizione (y_1, y_2) della miscela, si manifesta una differenza di temperatura, detta ΔT di glide, tra il punto di liquido saturo

(*bubble point*) e quello di vapore saturo (*dew point*). La temperatura di vapore saturo è detta temperatura di rugiada, mentre quella di liquido saturo è definita temperatura di bolla. La Figura 4.1 e la Figura 4.2 permettono di visualizzare questo aspetto.

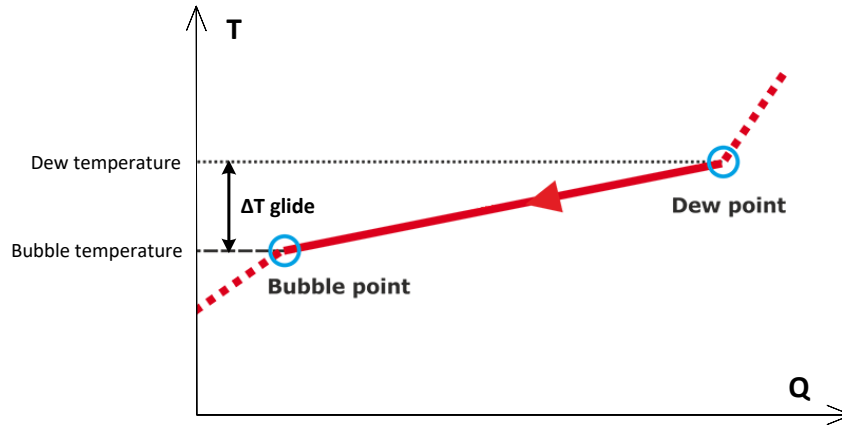


Figura 4.1 - ΔT di glide per una miscela zeotropica durante la fase di condensazione

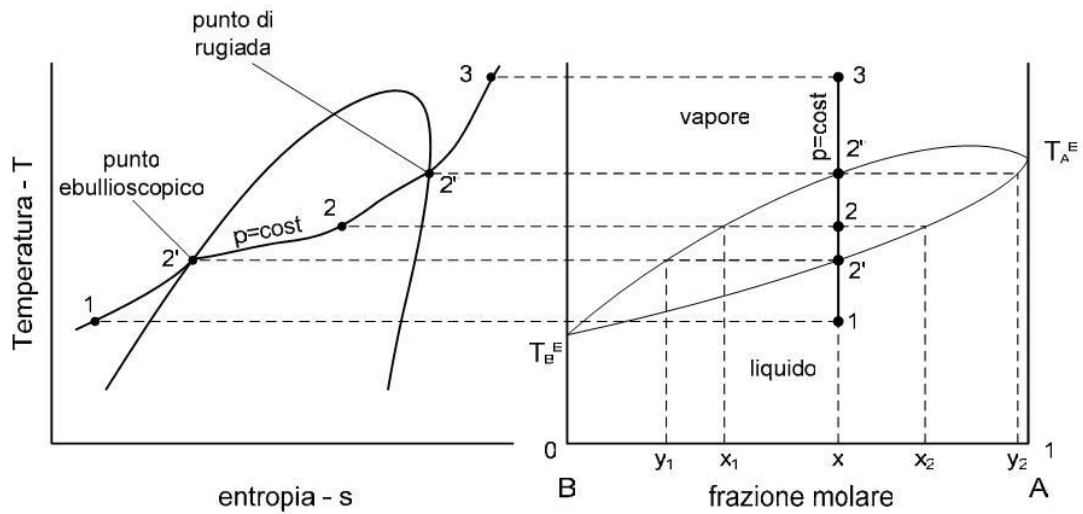


Figura 4.2 - Diagramma di equilibrio liquido-vapore per una miscela binaria di componenti (A, B) e rappresentazione dei punti sul piano T-s

Pertanto è stato arbitrariamente scelto di ottimizzare i valori di temperatura in corrispondenza del punto di liquido saturo ad alta e a bassa pressione. Oltre ai parametri del ciclo, è stata contemplata la possibilità di ottimizzare anche la composizione della miscela stessa. Dunque le variabili di ottimizzazione diventano quattro:

- Temperatura di bolla ad alta pressione
- Temperatura di bolla a bassa pressione
- ΔT di surriscaldamento del vapore in ingresso alla turbina
- Frazione massica y_1 della prima componente della miscela (la frazione dell'altra costituente è automaticamente determinata come $y_2 = 1 - y_1$)

Per il calcolo delle proprietà termodinamiche dei fluidi puri e delle miscele si è fatto ricorso al software REFPROP (versione 9.1), il cui database è stato collegato a Matlab® (R2105b) e la valutazione delle proprietà richieste è stata effettuata con la funzione “refpropm”. Per la sola miscela acqua/ammoniaca, dato che REFPROP non è in grado di analizzarla, si è fatto ricorso al software Aspen Plus® (V8.8) e all'equazione di Peng-Robinson. La libreria open-source Coolprop (6.1.0) [24], che fa uso degli stessi modelli di equazione di stato di REFPROP, basati sul potenziale di Helmholtz, è stata invece utilizzata per calcolare le proprietà dell'olio diatermico scelto, il quale non è disponibile in REFPROP. La valutazione delle sue proprietà è stata fatta con la funzione “PropsSI”, invocata da Matlab® (R2105b).

Un aspetto molto importante, che emerge dopo che sono stati fissati il fluido di lavoro e i parametri del ciclo, è l'ottimizzazione dell'accoppiamento termico di tutti i flussi caldi e freddi a disposizione, sotto un certo ΔT minimo progettuale di scambio, al fine di massimizzare il recupero di calore (o equivalentemente di minimizzare l'impiego di acqua refrigerante al pozzo). Oltre ai flussi del motore (gas esausti, aria compressa di sovralimentazione e jacket water) nel processo di recupero termico viene sfruttato anche il calore ricavabile dal raffreddamento del fluido ORC allo scarico della turbina.

Combinando insieme la teoria della Pinch Analysis (PA) con metodi di ricerca operativa, è stato possibile perseguire quest'ultimo obiettivo, avendo assunto in tutte le ottimizzazioni un ΔT minimo di scambio tra i flussi caldi e freddi pari a 5 °C.

Riassumendo, i problemi di ottimizzazione affrontati sono due e sono connessi. Uno, più esterno, che consiste nell'ottimizzazione di alcuni parametri che individuano univocamente

la forma del ciclo nel piano T-s. Un altro, che si genera a cascata dal primo, che consiste nella ricerca dell'accoppiamento termico fra tutti i flussi caldi e freddi che riduce al minimo le irreversibilità. Entrambi remano nella stessa direzione, cioè verso la massimizzazione del rendimento exergetico del ciclo.

Lo schema a blocchi che rappresenta sinteticamente i due processi di ottimizzazione è riportato in Figura 4.3.

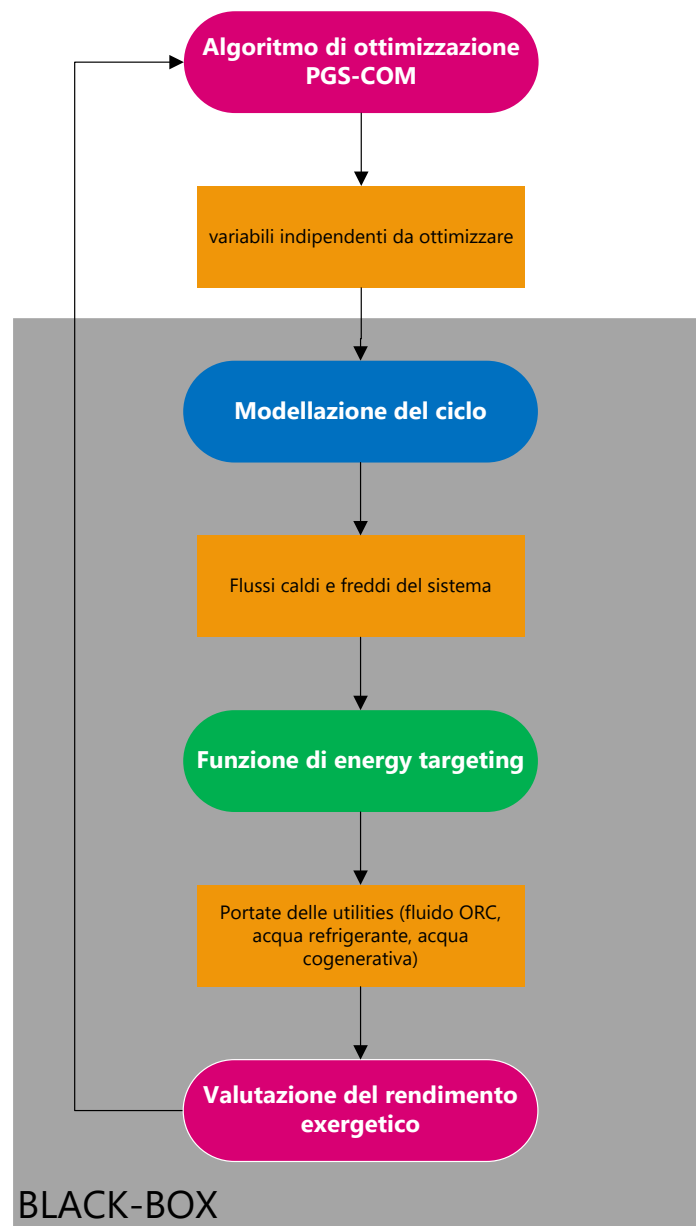


Figura 4.3 - Schema a blocchi semplificato del processo di ottimizzazione black-box utilizzato

4.1 Modellizzazione del ciclo

La natura dei cicli a fluido o a miscela organici considerati nel presente lavoro è ideale. Questo significa che sono nulle le perdite di carico in tutti gli scambiatori dell'impianto e le turbomacchine compiono trasformazioni isoentropiche (adiabatiche reversibili). Inoltre vengono trascurate tutte le dispersioni termiche e le perdite di natura meccanica ed elettrica (rendimenti organici ed elettrici unitari).

In tutte le ottimizzazioni compiute il ΔT di sotto raffreddamento del fluido di lavoro in aspirazione alla pompa è stato fissato ad 1 °C.

In Tabella 4.1 e in Tabella 4.2 sono indicati i valori di temperatura assunti in ingresso e in uscita per le portate incognite di acqua calda prodotta e acqua fredda refrigerante. Per entrambi i flussi è stata ipotizzata una pressione di 4 bar.

Tabella 4.1 - Assunzioni per l'acqua calda prodotta in assetto cogenerativo

COGENERATIVE WATER			
T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	\bar{c}_p [kJ/kgK]	Δh [kJ/kg]
60	80	4.1897	83.794

Tabella 4.2 - Assunzioni per l'acqua fredda refrigerante in assetto elettrico e cogenerativo

	REFRIGERANT WATER			
	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	\bar{c}_p [kJ/kgK]	Δh [kJ/kg]
Assetto elettrico	15	35	4.1813	83.626
Assetto cogenerativo	10	15	4.1905	20.953

4.1.1 Modello del ciclo

Lo schema semplificato dell'impianto, non comprensivo della rete di scambio termico (H.E.N. – *Heat Exchanger Network*) necessaria a realizzare l'accoppiamento ottimale dei flussi, è riportato in Figura 4.4. Tutti i flussi caldi e freddi dell'impianto sono convogliati all'interno dell'H.E.N., la cui struttura, differente da caso a caso, non è fornita dalla metodologia utilizzata e non è dunque rappresentabile.

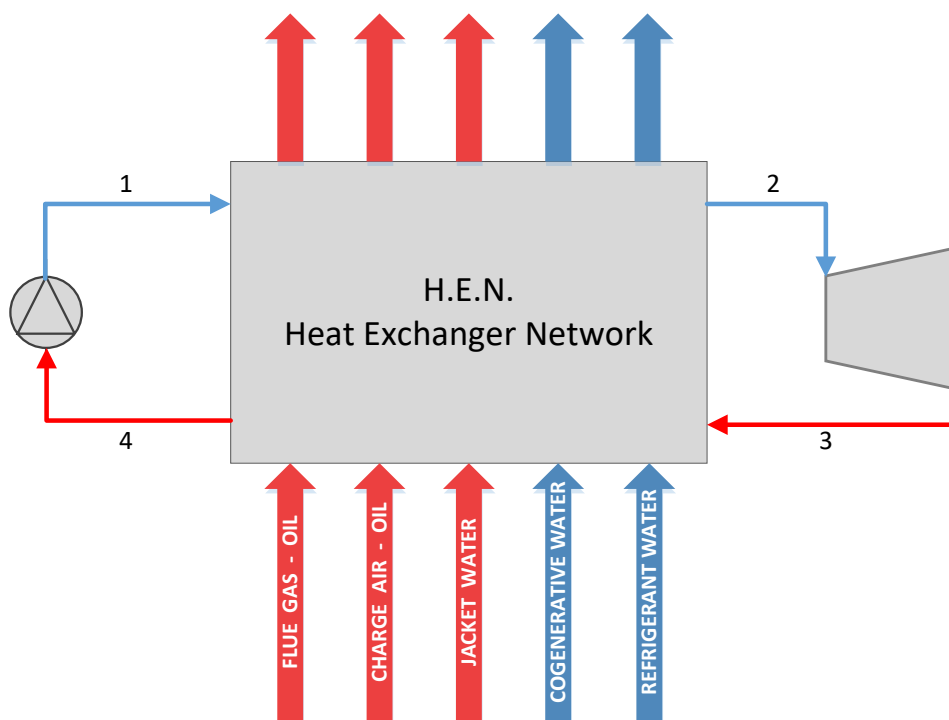


Figura 4.4 - Modellizzazione del ciclo

Dopo che l'algoritmo di ottimizzazione ha stabilito dei valori per i parametri del ciclo, è possibile ricavare, in termini di pressione, temperatura ed entalpia, i quattro punti fondamentali indicati in Figura 4.4.

- 1) Mandata della pompa
- 2) Ingresso in turbina

3) Scarico della turbina

4) Aspirazione della pompa

La procedura di calcolo, relativa ai fluidi puri, è riportata in Figura 4.5.

Al fine di ottenere risultati più attendibili, sono state scartati tutti in casi in cui l'algoritmo di ottimizzazione sceglieva un valore di temperatura di evaporazione appartenente all'intorno matematico ($T_{cr} - 5 \text{ °C}$, $T_{cr} + 5 \text{ °C}$), a causa dell'incertezza nel calcolo delle proprietà in prossimità del punto critico. Sono stati quindi valutati cicli sia subcritici che supercritici, operativamente l'unica differenza consiste nel calcolo della pressione di evaporazione.

Ulteriori criteri di invalidazione delle iterazioni sono:

$$(13) \quad T_{in,turbina} > T_{max,prop}$$

dove $T_{max,prop}$ è la massima temperatura fino a cui REFPROP riesce a stimare accuratamente le proprietà termodinamiche del fluido analizzato.

$$(14) \quad (T_{max,olio\ diatermico} - T_{in,turbina}) < \Delta T_{min,scambio}$$

ovvero quando la differenza di temperatura nel punto più caldo del ciclo è minore del ΔT minimo di scambio scelto.

$$(15) \quad x_{out,turbina} < x_{limite}$$

cioè quando il titolo di vapore allo scarico della turbina è inferiore ad un valore soglia, assunto pari a 0.88. A differenza delle altre, questa condizione interviene solo nelle simulazioni di fluidi caratterizzati da una pendenza negativa della curva limite superiore del vapore.

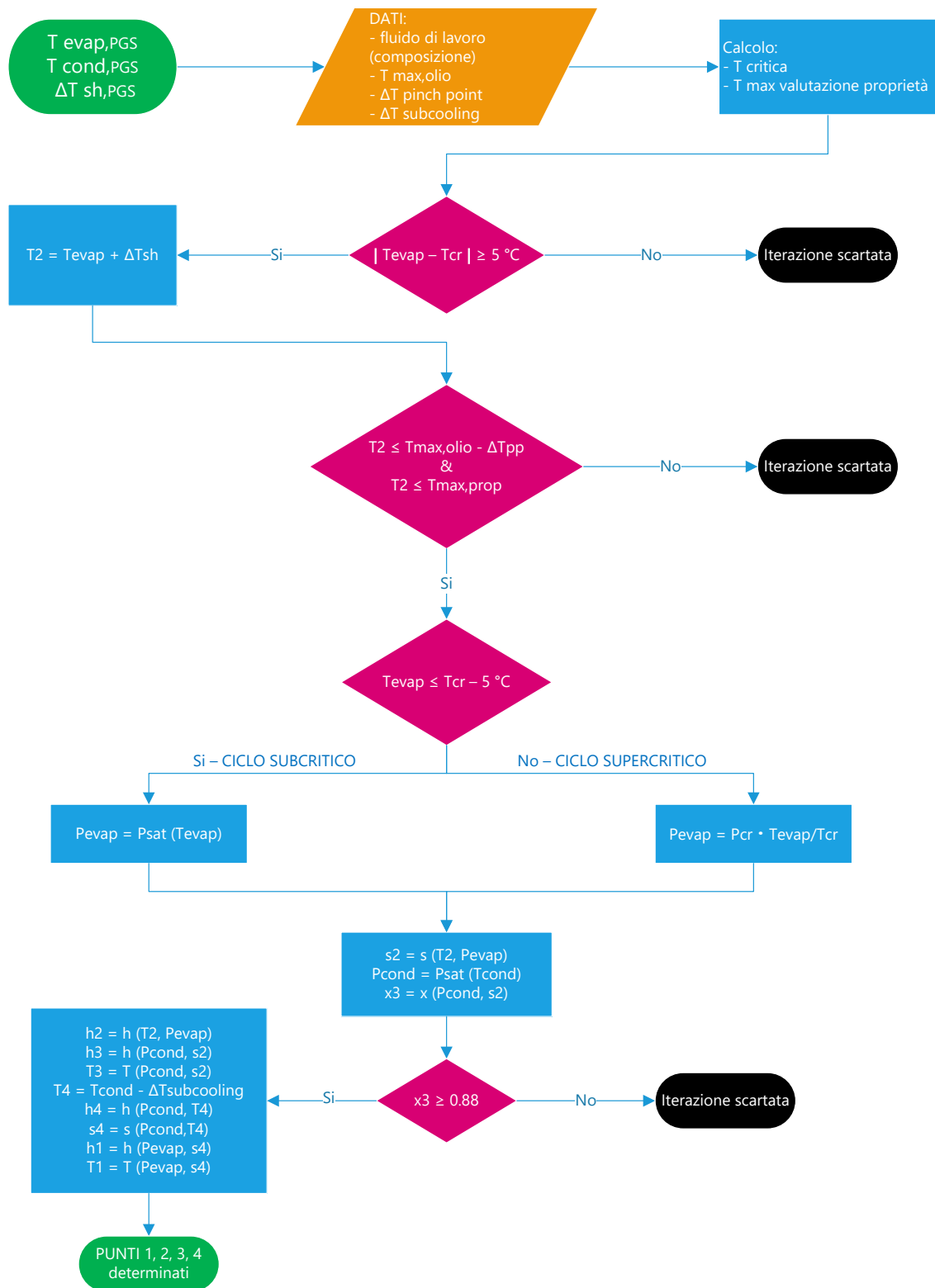


Figura 4.5 - Schema a blocchi della procedura di calcolo dei punti del ciclo operante a fluido puro

Nello schema di calcolo delle miscele cambia la disposizione iniziale delle if-clauses che determinano l'avanzamento o l'annullamento dell'iterazione corrente, a causa della presenza del glide che modifica il calcolo della temperatura di ingresso in turbina tra i casi subcritico e supercritico. Le differenze sono illustrate in Figura 4.6.

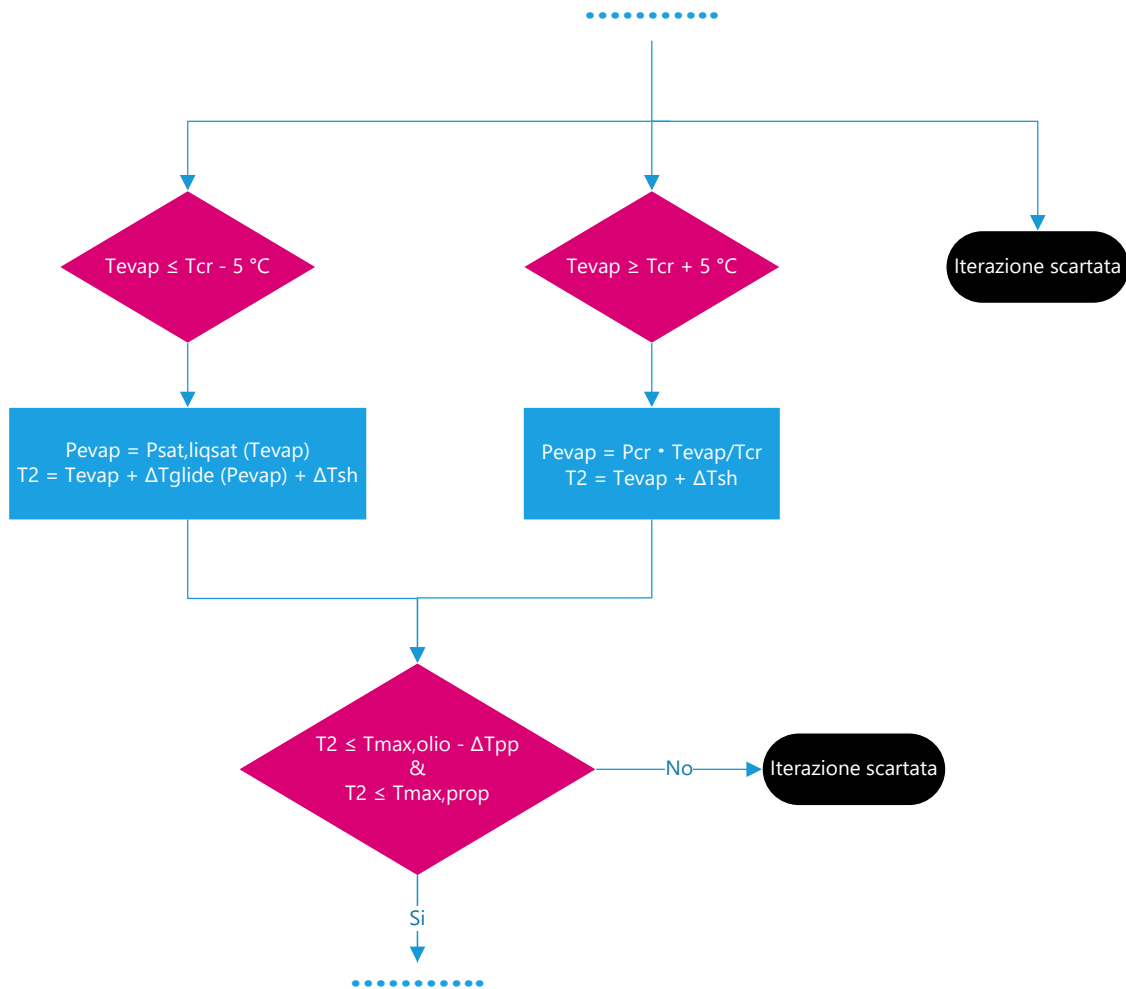


Figura 4.6 - Schema a blocchi riassuntivo delle differenze di calcolo nel caso di ciclo operante a miscela

Il resto dello schema rimane invariato, bisogna solo considerare che le proprietà del fluido di lavoro in questo caso sono funzione anche della composizione e che la pressione di condensazione è calcolata in corrispondenza del punto di liquido saturo, coerentemente con l'assunzione fatta. Si noti che le portate incognite del ciclo vengono calcolate con l'algoritmo di ottimizzazione di accoppiamento termico, esposto nella sezione 4.2.

4.1.2 REFPROP

REFPROP è l'acronimo di REFerence fluid PROPERTIES. Il programma, sviluppato dal National Institute of Standards and Technology (NIST), offre un database di fluidi e miscele molto ampio, principalmente idrocarburi e refrigeranti, di cui è possibile calcolare le proprietà termodinamiche e di trasporto, secondo i modelli più accurati attualmente disponibili. In particolare per i fluidi puri sono implementati:

- Le equazioni di stato esplicite dell'energia libera di Helmholtz
- L'equazione di stato modificata di Benedict-Webb-Rubin (mBWR) (1973)
- Un modello esteso del principio degli stati corrispondenti (ECS model)

I modelli per le miscele sono anch'essi basati su espressioni esplicite dell'energia libera di Helmholtz, in cui le regole di miscelazione dei componenti sono applicate nel termine residuale dell'energia di Helmholtz (*departure function*), che tiene conto dello scostamento dalla condizione di miscela ideale [21].

In particolare viene adottato il modello di Lemmon-Jacobsen (L-J) [25] per calcolare le proprietà termodinamiche di miscele di fluidi criogenici, idrocarburi e refrigeranti. Esso applica le regole di miscelazione all'energia di Helmholtz ridotta della miscela di n costituenti, secondo la relazione (16):

$$(16) \quad \alpha_{mix} = \sum_{j=1}^n [x_j(\alpha_j^{id} + \alpha_j^r) + x_j \ln x_j] + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n x_i x_j F_{ij} \alpha_{ij}^{excess}$$

La prima sommatoria descrive il comportamento ideale della miscela, e si compone di una parte di gas ideale (apice *id*) e una parte residuale di fluido reale (apice *r*), i termini $x_j \ln x_j$ sono associati all'aumento di entropia dovuto al miscelamento delle n costituenti. La doppia sommatoria finale invece tiene conto dell'energia di Helmholtz in eccesso e in essa sono inseriti gli effetti di miscela reale. In particolare il termine α_{ij}^{excess} è una funzione

generalizzata di scostamento (*departure function*), applicabile ad un'ampia classe di fluidi e calibrata sulla base di dati sperimentali. I termini F_{ij} , che combinano a coppie tutti le componenti, costituiscono il primo gruppo di parametri di interazione binaria. Ad esempio nel caso di miscela ternaria si hanno tre parametri (F_{12} , F_{13} , F_{23}), mentre in una miscela binaria, come tutte quelle considerate nel presente lavoro, le due componenti sono legate dall'unico parametro F_{12} .

L'equazione (16) dell'energia libera di Helmholtz è detta in forma ridotta perché è valutata alle condizioni di temperatura e densità ridotte, $\tau = \frac{T^*}{T_{mix}}$ e $\delta = \frac{\rho_{mix}}{\rho^*}$, dove:

$$(17) \quad T^* = \sum_{i=1}^n x_i T_i^{crit} + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n x_i x_j \zeta_{ij}$$

$$(18) \quad \rho^* = \left[\sum_{i=1}^n \frac{x_i}{\rho_i^{crit}} + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n x_i x_j \xi_{ij} \right]^{-1}$$

Le relazioni (16) (17) (18) contengono gli altri due gruppi di parametri di interazione binaria, rappresentati dai termini ζ_{ij} e ξ_{ij} , i quali insieme al gruppo F_{ij} formano l'insieme delle informazioni che descrivono l'interazione in miscela di ciascuna coppia di componenti e che devono essere dedotte dai dati sperimentali, se questi sono disponibili. Dei tre, ζ_{ij} è il più importante, in quanto da solo è in grado di prevedere l'eventuale comportamento azeotropico della miscela e descrivere il VLE con risultati non troppo dissimili da quelli ottenibili con il modello completo. Gli altri due parametri apportano informazioni soprattutto nel calcolo delle densità.

Laddove ci sia carenza di dati sperimentali, è possibile continuare ad usare il modello proposto, impostando a zero il valore di ξ_{ij} e F_{ij} , e adottando un valore per ζ_{ij} che viene stimato secondo lo schema empirico predittivo riportato di seguito:

$$(19) \quad \zeta_{ij} \frac{T_1^{crit}}{T_2^{crit}} = 40.4 - 25.03 \cdot 2 \frac{T_1^{crit} p_2^{crit} \omega_2}{T_2^{crit} p_1^{crit} \omega_1}$$

Dove ω indica il fattore acentrico ed il pedice 1 è assegnato al fluido che presenta il valore minore del momento di dipolo o, nel caso fosse uguale, al fluido per il quale il rapporto $\frac{T_{cr}}{p_{cr} \cdot \omega}$ è maggiore.

Secondo gli autori lo schema predittivo (19) produce risultati attendibili per miscele di fluidi che manifestano comportamento simile, soprattutto nel campo dei refrigeranti, generando valori di ζ_{ij} compresi tra - 106 e + 11 (un valore pari a zero indica una miscela ideale). Produce invece parametri di interazione troppo grandi, portando a risultati distorti, nel caso di miscele di fluidi eccessivamente non affini. Gli autori affermano che la deviazione assoluta media complessiva è pari al 4.5% nel calcolo della pressione di bolla e al 1.7% in quello delle densità.

Al fine di ottenere risultati più attendibili, si è quindi cercato di privilegiare miscele che dispongono di dati sperimentali e per le quali è possibile ricorrere al modello L-J completo. In tal caso i parametri di miscelazione sono stati automaticamente selezionati ed inseriti dal software REFPROP all'atto di creazione della miscela. Tuttavia alcune miscele di fluidi puri emersi come promettenti e/o diffusi nell'ambito delle applicazioni ORC, non dispongono di dati sperimentali da cui è possibile dedurre i parametri d'interazione. Si è proceduto comunque alle ottimizzazioni, lasciando che REFPROP inserisse parametri stimati con il modello predittivo (19).

4.2 Energy targeting

Nel presente lavoro è stata usata una metodologia di energy targeting allo scopo di ottenere il massimo recupero termico e la massima portata di fluido di lavoro generabile accoppiando ottimamente i flussi del ciclo ORC indicati in Figura 4.4.

4.2.1 Introduzione all'energy targeting

L'utilizzo efficiente delle risorse, sia fisiche che immateriali (energia), è una tematica di fondamentale importanza, sia etica che economica, e di diffusione sempre crescente nei più disparati settori industriali: estrattivo, chimico, petrolchimico, meccanico, energetico, elettronico, farmaceutico, alimentare, tessile, ecc...

In tutti questi ambiti si cercano di perseguire, come indicato dagli studi di Keller e Bryan [26], i seguenti obiettivi:

- Riduzione del costo delle materie prime
- Riduzione dell'investimento di capitale
- Riduzione dell'uso dell'energia
- Riduzione dell'impatto ambientale
- Aumento della flessibilità dei processi e riduzione delle scorte
- Maggiore attenzione alla sicurezza dei processi
- Maggiore attenzione al controllo qualità

Focalizzando l'attenzione sul tema specifico del più efficiente impiego dell'energia, in questo lavoro è stato sviluppato un modello di analisi basato sulle metodologie di *energy targeting*, le quali, in generale, mirano ad identificare ed integrare fra loro i processi energetici, conducendo ad un'ottimizzazione del sistema generale in cui sono inseriti.

La ricerca della configurazione ottimale dei cicli ORC, con ogni fluido di lavoro, è stata perseguita proprio in questo modo, cercando di integrare nella maniera più opportuna tutti i flussi caldi e freddi rappresentati in Figura 4.4, al fine di massimizzare il recupero termico e quindi minimizzare il consumo energetico legato alle risorse esterne (*external utilities*), nella fattispecie l'acqua refrigerante.

L'insieme e la disposizione degli scambiatori di calore che consente di raggiungere questo risultato viene detta rete M.E.R. (*Maximum Energy Recovery* o, equivalentemente, *Minimum Energy Requirement*). Essa è costituita da numerosi scambiatori in cui i flussi caldi e freddi, dopo essere stati ripartiti da una serie di diramazioni, possono trasmettersi vicendevolmente

energia in maniera ottimale. Ne deriva un layout che può essere molto complesso, che dipende dal numero di correnti coinvolte e dalla termodinamica stessa del problema.

Le metodologie di integrazione di processo (*PI - process integration*) e più dettagliatamente di integrazione del calore (*HI - heat integration*) hanno cominciato ad emergere di pari passo a partire dagli anni '70, per rispondere ai cambiamenti industriali e sociali suscitati dalle crisi petrolifere verificatesi in quel periodo, le quali hanno condotto necessariamente ad una politica di migliore gestione delle risorse [27].

Negli anni sono state sviluppate varie metodologie per risolvere il problema di integrazione del calore (HI) e fornire supporto alla progettazione delle reti di recupero termico. Tralasciando il metodo euristico, dettato dall'intuizione e dall'esperienza accumulata in campo ingegneristico, tali metodologie si basano sostanzialmente su due approcci:

- fisico, fondato sulle leggi della termodinamica (*PA – Pinch Analysis*)
- matematico, secondo metodi MP (*mathematical programming*)

Il primo pionieristico lavoro è di E. C. Hohmann [28], il quale con la sua tesi di dottorato nel 1971 ha fondato le basi della PA, riuscendo a valutare la richiesta minima di energia esterna in una rete di scambio termico (H.E.N.). A tal proposito egli nel suo lavoro afferma:

“one can compute the least amount of hot and cold utilities required for a process without knowing the heat exchanger network that could accomplish it. One can also estimate the heat exchange area required”

Ma è con i lavori di B. Linnhoff e J. R. Flower [29] [30] [31] nel biennio 1978-79 che la Pinch Analysis ha iniziato ad avere maggiore diffusione fino alla pubblicazione del primo libro in materia nel 1982 [32], ristampato e aggiornato per la seconda volta nel 2007 ad opera di I. C. Kemp [33].

4.2.2 Pinch Analysis

Entrando più nel dettaglio, la Pinch Analysis è metodo grafico efficace nell'analisi energetica di processi che coinvolgono numerosi flussi caldi e freddi di cui si hanno informazioni complete, cioè tutti i valori di portata e di temperatura.

Mira, per un arbitrario ΔT minimo di scambio, alla realizzazione dell'accoppiamento termodinamico più idoneo di tali flussi, al fine di massimizzare il recupero termico e ridurre in questo modo il carico esterno di riscaldamento e/o raffreddamento.

Costituisce l'ossatura delle metodologie di integrazione del calore e si fonda su alcune rappresentazioni chiave:

- curve composite calda e fredda
- temperatura e ΔT di pinch
- “cascata del calore” (*heat cascade*)
- grande curva composta, nota anche come diagramma dell'heat surplus

Le curve composite calda e fredda sono la rappresentazione sul piano T-Q della temperatura in funzione del calore scambiato, raggruppando il contributo di tutti i flussi che si trovano alla stessa temperatura, come mostrato in Figura 4.7.

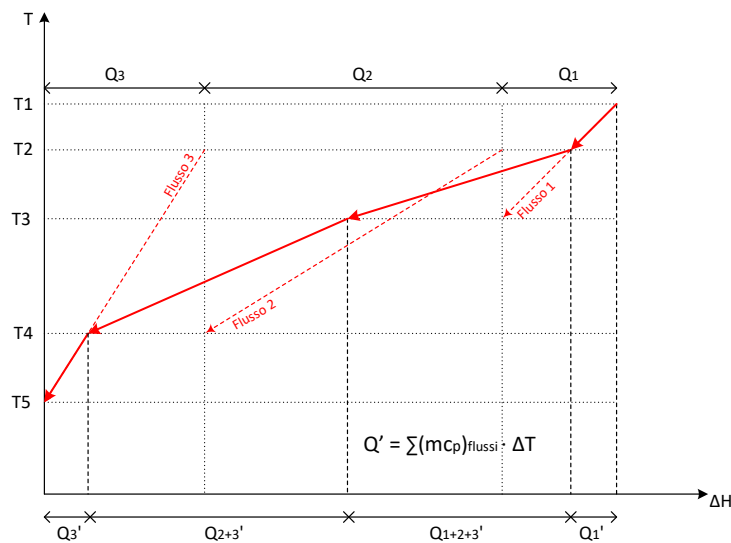


Figura 4.7 - Esempio di costruzione della curva composta di tre flussi caldi

Ponendo entrambe le curve sullo stesso piano, e spostandole se necessario lungo l'asse orizzontale per evitare l'incrocio, è possibile visualizzare il pinch point, ossia il punto in cui si registra la minima differenza di temperatura, il quale generalmente si pone in una sezione intermedia. In Figura 4.8 è anche possibile notare le zone del piano in cui le curve non sono sovrapposte, in corrispondenza delle quali è richiesto quindi l'impiego di utilities esterne per completare il raffreddamento e/o il riscaldamento delle correnti.

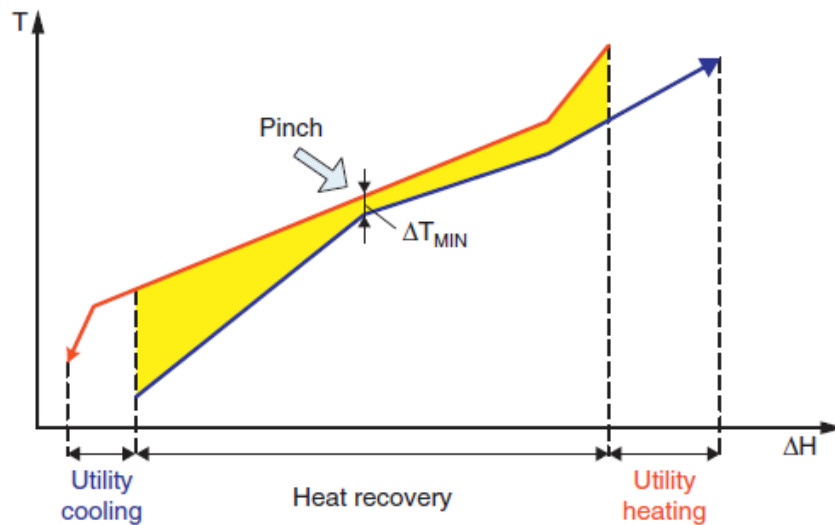


Figura 4.8 - Grafico delle curve composite calda e fredda per un recupero ottimale del calore sotto un certo ΔT_{min} [27]

Tale metodo grafico basato sulle curve composite è tuttavia poco pratico e scarsamente utilizzato, ma consente comunque di fare un'importante osservazione: se si riduce il ΔT_{min} , avvicinando le due curve con una traslazione orizzontale, il recupero di calore aumenta (area gialla in Figura 4.8) e, di conseguenza, diminuisce la richiesta di utilities esterne. Dal punto di vista energetico ciò è conveniente, di contro una riduzione di ΔT_{min} comporta un incremento dell'area di scambio necessaria ad effettuare il recupero termico. La minima differenza di temperatura è pertanto un parametro di progetto molto importante perché influenza il costo di investimento, legato agli scambiatori, ed il costo operativo dell'impianto, in termini di consumi energetici esterni.

Questo trade-off tra le due voci fa sì che esista un valore ottimale di ΔT_{min} che minimizza il costo complessivo, come mostrato in Figura 4.9.

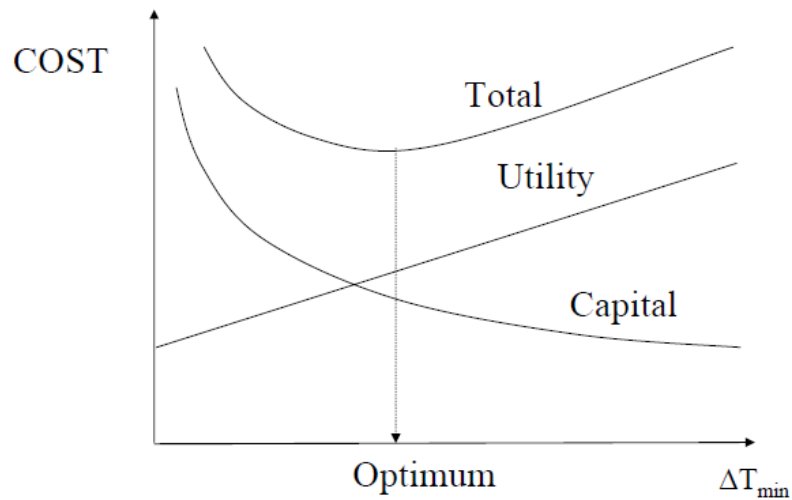


Figura 4.9 - Trade-off al variare del ΔT_{min} del costo d'investimento e del costo d'esercizio

Esiste un altro metodo della PA, più schematico, che non prevede il disegno grafico delle curve composite. Si compone delle seguenti operazioni:

1. Spostare sull'asse delle temperature i flussi caldi di una quantità pari a $-\Delta T_{min}/2$ e quelli freddi di $+\Delta T_{min}/2$ (operazione illustrata in Figura 4.10)

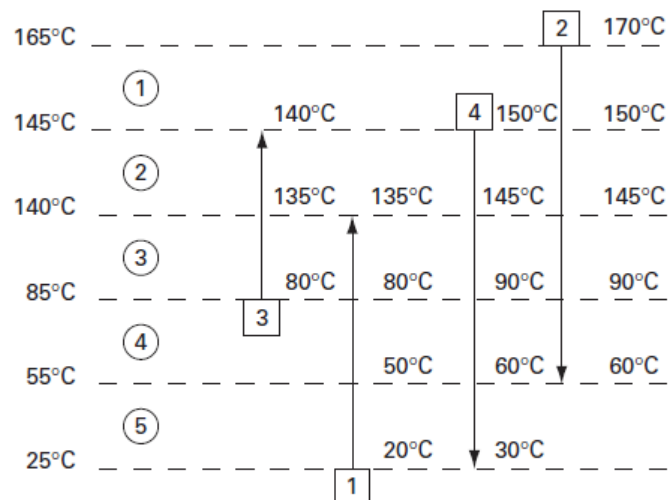


Figura 4.10 - Rappresentazione dei flussi (con le rispettive temperature reali) negli intervalli di temperatura shiftati con $\Delta T_{min} = 10^\circ\text{C}$ [33]

- Valutare la quota di surplus/deficit di ciascun intervallo traslato come:

$$\sum [(\dot{m}c_p)_{hot} - (\dot{m}c_p)_{cold}] \cdot \Delta T$$

- Realizzare la “cascata del calore” partendo con un contributo dell’utility calda pari a zero kW e avanzare sommando di volta in volta i valori di surplus/deficit appena calcolati
- Alla fine verificare che nessun deficit venga passato in cascata (il che equivarrebbe a dire che una quota di calore dovrebbe risalire la cascata, cioè da zone a temperatura inferiore verso zone a temperatura maggiore, in violazione del 2° principio della termodinamica). Per correggere l’eventuale cascata infattibile basta aggiungere una quantità positiva di calore a monte (hot utility) pari al deficit registrato di maggiore entità
- Ricalcolare la cascata

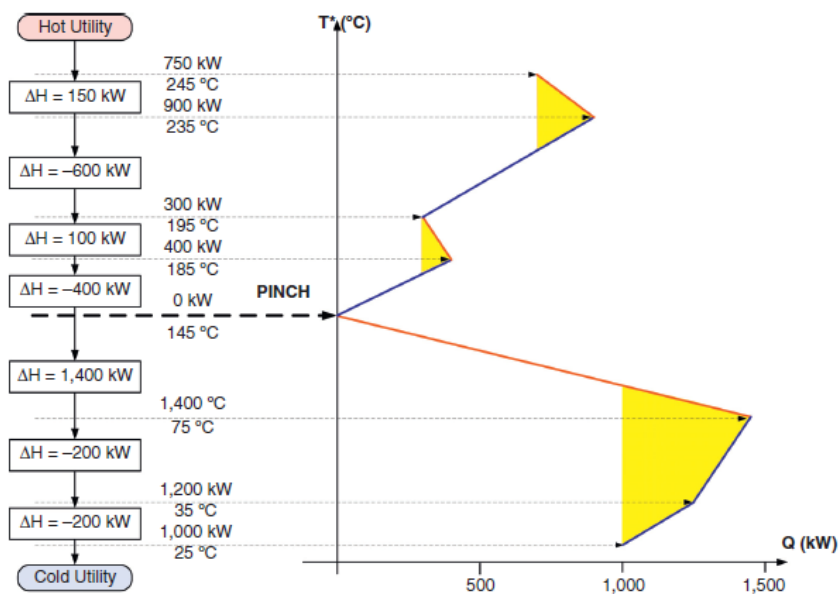


Figura 4.11 - Cascata del calore (sx) e grande curva composta (dx). In evidenza la temperatura di pinch (145 °C), dove si annulla la cascata [27]

Come si evince dalla Figura 4.11 la creazione della cascata del calore conduce al tracciamento della grande curva composta (GCC), ovvero la rappresentazione della temperatura dei flussi in funzione della quota di calore in surplus che scende in cascata da un intervallo al sottostante. È importante sottolineare che se non fosse presente il contributo a monte di 750 kW fornito dall'utility calda, si otterrebbe in un punto della cascata un deficit pari a -750 kW, rendendola di fatto irrealizzabile perché violerebbe il II° principio della termodinamica.

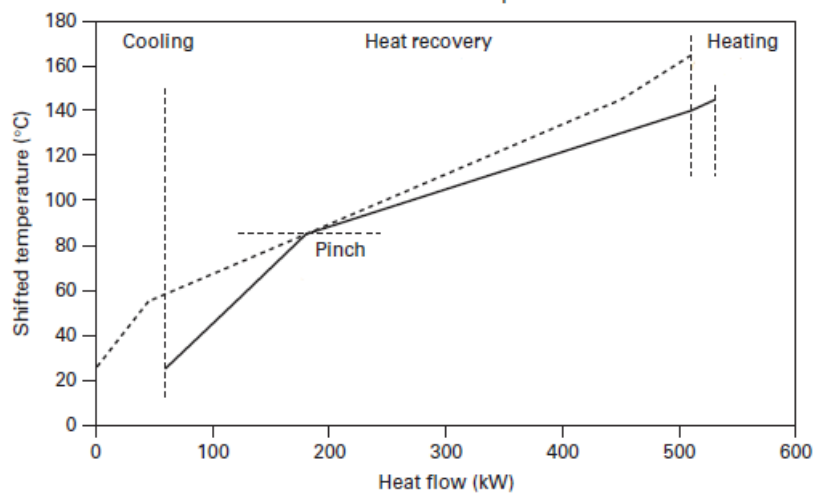


Figura 4.12 - Diagramma delle curve composite shiftate. In evidenza il punto di contatto in corrispondenza della temperatura di pinch [33]

Se dopo aver risolto la cascata si riesegue il grafico delle curve composite si ottiene la situazione mostrata in Figura 4.12.

Tale rappresentazione è resa possibile proprio dall'operazione iniziale di traslazione dei flussi e permette di notare chiaramente il punto di contatto tra le curve traslate, in corrispondenza della cosiddetta temperatura di pinch, dove realmente si registra la minima differenza di temperatura.

L'aspetto fondamentale di questo tipo di analisi è la scomposizione dell'intero processo di recupero in due parti: una regione di surplus di calore posta sopra la temperatura di pinch, nella quale possono essere utilizzate solo utilities di riscaldamento, ed una di deficit, situata al di sotto, in cui sono ammesse solo utilities di raffreddamento. Attraverso il pinch, che

rappresenta il punto di disgiunzione tra le due zone, il flusso netto si deve annullare. Diversamente, come esposto in Figura 4.13, un flusso di calore che attraversa il pinch si traduce in un pari aumento del consumo di utilities, causando una minore efficienza del sistema [33].

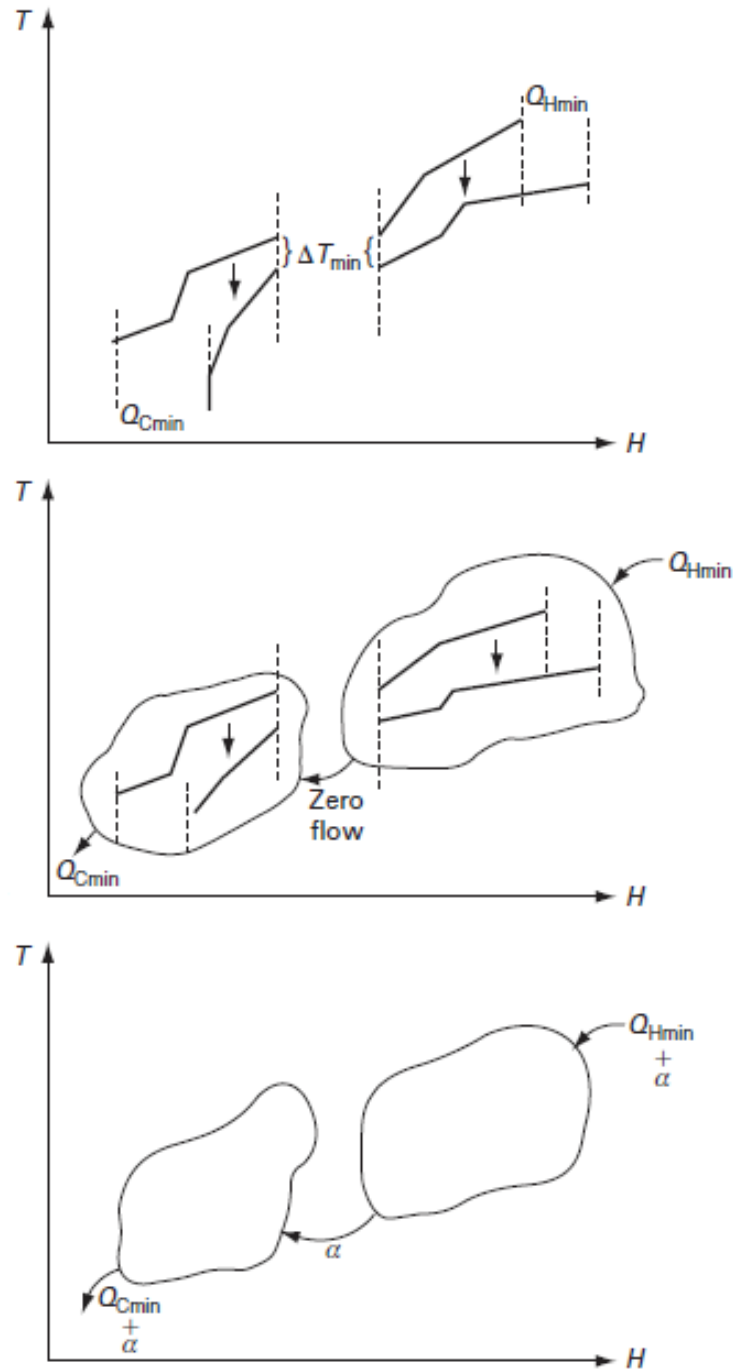


Figura 4.13 - Scomposizione dell'accoppiamento termico per effetto del pinch [33]

4.2.3 Mathematical Programming Methods

Il limite della Pinch Analysis è che si tratta di un metodo grafico non adatto alla massimizzazione del recupero termico (o minimizzazione del consumo energetico legato alle utilities esterne) nel caso di flussi di portata e/o con valori di temperatura incogniti. In tal caso, o anche per riuscire a generare automaticamente la ripartizione dei flussi con il conseguente layout di rete, oppure per la ricerca del minimo numero di accoppiamenti a consumo di utilities fissato, o ancora per la minimizzazione del costo legato alle superfici di scambio [27], sono state sviluppate negli anni metodologie basate su tecniche di programmazione matematica (MP), che consentono di affrontare i problemi di ottimizzazione LP (Linear Programming), MILP (Mixed Integer Linear Programming), NLP (Non Linear Programming) e MINLP (Mixed Integer Non Linear Programming) che nascono dagli obiettivi di fondo.

I metodi MP sono quindi forme matematiche fenomenicamente differenti, ma tutte riconducibili al modello fisico teorico della Pinch Analysis, sul quale si fondano.

Uno dei primi lavori inerenti a queste nuove tecniche è il “Transshipment Model” (1983) di S. A. Papoulias e I. E. Grossman [34] [35], in cui le portate dei flussi sono variabili continue nel processo di ottimizzazione, mentre le temperature possono assumere solo valori discreti in un set preimpostato. Il problema è dunque di tipo MILP.

Invece nel 1986 il lavoro di M. A. Duran e I. E. Grossman [36] utilizza una descrizione NLP al fine di poter considerare anche le temperature come variabili continue da ottimizzare. Tuttavia il problema che nasce è non lineare e pertanto è più difficile da risolvere rispetto all’ottimo globale.

Un ulteriore contributo allo sviluppo di nuove metodologie in questo ambito è dato nel 1998 da F. Maréchal e B. Kalitventzeff con il loro metodo “Heat Cascade” [37], in cui valori continui di portate, pressioni e/o temperature dei flussi possono essere ottimizzate dall’esterno, in uno schema di tipo black-box, ricorrendo ad un algoritmo evolutivo.

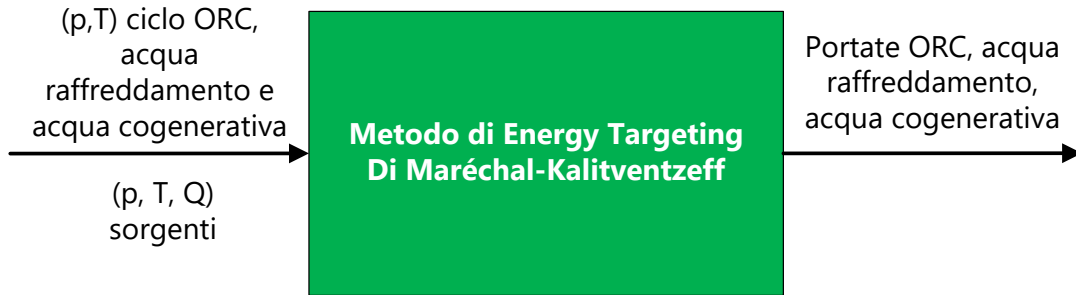


Figura 4.14 - Rappresentazione semplificata del funzionamento del metodo di integrazione del calore adottato

Nel presente lavoro è stato utilizzato il metodo di Maréchal-Kalitventzeff. Consente di fare quanto illustrato sinteticamente nella Figura 4.14, cioè di ricevere risolvere il problema di integrazione del calore tra molteplici flussi caldi e freddi (alcuni di portata nota e altri no), determinando le portate incognite che massimizzano il recupero termico e le prestazioni del ciclo ORC a recupero. La sua descrizione dettagliata viene affrontata nel Capitolo 5.

4.3 Valutazione del rendimento exergetico

L'algoritmo di ottimizzazione cerca di minimizzare la funzione "costo". Il suo modulo fisicamente rappresenta l'exergia utile totale in uscita dall'impianto, indicata in (20). Nei casi di ciclo in assetto solo elettrico la (20) si semplifica perché viene a mancare l'effetto cogenerativo e la massimizzazione delle prestazioni consiste semplicemente nella massimizzazione della potenza elettrica dell'impianto.

$$(20) \quad \dot{E}X_{tot,impianto} = |costo| = P_{el,impianto} + \dot{E}X_{cog} \quad [kW]$$

dove:

$$(21) \quad P_{el,impianto} = P_{el,ciclo} - P_{el,pompaggio,refr} = P_{el,ciclo} - \dot{m}_{refr} \cdot v\Delta p \quad [kW]$$

Per il caso cogenerativo l'exergia del calore utile recuperato è definita come:

$$(22) \quad \dot{E}X_{cog} = \dot{Q}_{cog} \cdot \left(1 - \frac{T_{mln,acqua,refr}}{T_{mln,acqua,cog}}\right) = \dot{m}_{cog} \cdot \Delta h_{cog} \cdot \eta_{lorenz,cog} \quad [kW]$$

Definendo l'exergia delle sorgenti esterne di calore per il ciclo come:

$$(23) \quad \dot{E}X_{fumi} = \dot{Q}_{fumi} \cdot \left(1 - \frac{T_{mln,acqua,refr}}{T_{mln,fumi}}\right) \quad [kW]$$

$$(24) \quad \dot{E}X_{aria} = \dot{Q}_{aria} \cdot \left(1 - \frac{T_{mln,acqua,refr}}{T_{mln,aria}}\right) \quad [kW]$$

$$(25) \quad \dot{E}X_{jacket\ water} = \dot{Q}_{jacket\ water} \cdot \left(1 - \frac{T_{mln,acqua,refr}}{T_{mln,jacket\ water}}\right) \quad [kW]$$

$$(26) \quad \dot{E}X_{tot,sorgenti} = \dot{E}X_{fumi} + \dot{E}X_{aria} + \dot{E}X_{jacket\ water} \quad [kW]$$

si tiene conto anche dell'exergia distrutta nel processo di scambio termico sotto differenza di temperatura finita tra fumi-olio ed aria-olio nei casi in cui il fluido di lavoro è infiammabile.

A questo punto è possibile quindi valutare il rendimento exergetico dell'impianto come:

$$(27) \quad \eta_{ex,impianto} = \frac{|costo|}{\dot{E}X_{tot,sorgenti}} = \frac{\dot{E}X_{tot,impianto}}{\dot{E}X_{tot,sorgenti}} \quad [kW]$$

Poiché l'exergia totale delle sorgenti esterne è una costante (sono costanti tutti i valori di temperatura e di potenza scambiata) si può notare dall'espressione (27) come la minimizzazione della funzione obiettivo si traduca nella massimizzazione del rendimento exergetico.

Alla fine di ciascun processo di ottimizzazione devono essere rispettati i bilanci di energia nel ciclo e nella rete di scambio termico, indicati rispettivamente in (28) e (29) e riferiti al

caso più generale, ossia quello cogenerativo. Le considerazioni possono essere comunque estese al caso elettrico, eliminando i termini che fanno riferimento all'effetto cogenerativo.

- Bilancio di energia al ciclo

$$(28) \quad \dot{W}_{pump} + \dot{Q}_{evap} - \dot{W}_{turb} - \dot{Q}_{cond} = 0 \quad [kW]$$

- Bilancio di energia all'H.E.N.

$$(29) \quad \dot{Q}_{fumi} + \dot{Q}_{aria} + \dot{Q}_{jacket\ water} + \dot{Q}_{cond} - \dot{Q}_{evap} - \dot{Q}_{cog} - \dot{Q}_{refr} = 0 \quad [kW]$$

Combinando insieme i bilanci (28) e (29), e tenendo presente che per un ciclo ideale $P_{el,ciclo} \equiv \dot{W}_{turb} - \dot{W}_{pump} = \dot{Q}_{evap} - \dot{Q}_{cond}$ si ottiene un'interessante relazione:

$$(30) \quad P_{el,ciclo} + \dot{Q}_{cog} + \dot{Q}_{refr} = \dot{Q}_{fumi} + \dot{Q}_{aria} + \dot{Q}_{jacket\ water} = costante \quad [kW]$$

la quale indica che la potenza termica messa a disposizione dalle sorgenti esterne di portata nota si distribuisce tra potenza elettrica del ciclo e calore da asportare, una parte per via cogenerativa (effetto utile) ed un'altra di raffreddamento, indesiderata ma comunque necessaria.

L'equazione (30) diviene ancora più interessante se il primo membro viene manipolato esprimendo $P_{el,ciclo}$ tramite le relazioni (20) e (21). Si giunge alla formulazione seguente:

$$(31) \quad |costo| + \dot{m}_{cog} \cdot \Delta h_{cog} \cdot (1 - \eta_{lorenz,cog}) + \dot{m}_{refr} \cdot \Delta h_{refr} = costante \quad [kW]$$

dove in Δh_{refr} è compreso sia il contributo termico ($c_p \Delta T$) che quello di pompaggio ($v \Delta p$).

La relazione (31) è di importanza fondamentale perché permette di giustificare i risultati ottenuti, esposti nel capitolo 6. Tutti i termini che la compongono sono costanti, ad eccezione della voce "costo" e dei due valori di portata, precisamente di acqua calda prodotta e di acqua fredda refrigerante. Il primo membro deve mantenersi costante in ogni situazione (motore

Man o Wärtsilä, operante a fluido puro o miscela, in configurazione ottimizzata o meno), dunque se il processo di ottimizzazione punta alla massimizzazione del modulo di “costo”, di conseguenza le uniche due variabili libere devono essere necessariamente minimizzate. È lecito attendersi inoltre che la priorità di minimizzazione, tra le due, spetti alla portata che non realizza un effetto utile, cioè l’acqua fredda refrigerante. Quanto detto trova conferma nei risultati ottenuti per i casi cogenerativi, di entrambi i motori, operanti sia a fluido puro che a miscela: la portata fredda refrigerante assume sempre lo stesso valore, ossia il minimo indispensabile per completare il raffreddamento delle sorgenti, coerentemente, appunto, col fatto di essere un’utility esterna del sistema il cui impiego, secondo la PA, deve essere ridotto al minimo.

Dunque in configurazione cogenerativa ottimizzata numericamente si rileva che \dot{m}_{refr} è costante, quindi l’espressione (30) può essere riadattata:

$$(32) \quad P_{el,impianto} + \dot{Q}_{cog} = costante \quad [kW]$$

La relazione (32) comporta che tra i casi cogenerativi ottimizzati la somma degli effetti utili è sempre la stessa: un aumento/diminuzione di potenza elettrica netta si traduce in un pari decremento/incremento di calore recuperato. Questo implica che il rendimento globale di I° principio dell’impianto, indicato in (33), è costante.

$$(33) \quad \eta_{glob,imp} = \eta_{el,imp} + \eta_{th,imp} = \frac{P_{el,imp} + \dot{Q}_{cog}}{\dot{Q}_{fumi} + \dot{Q}_{aria} + \dot{Q}_{jacket\ water}} = costante \quad [kW]$$

Tuttavia le prestazioni migliori (η_{ex}) spettano ai cicli nei quali la produzione elettrica è privilegiata rispetto a quella termica, in quanto nella definizione di “costo” l’effetto utile cogenerativo è pesato con il rendimento di conversione di Lorentz (< 1), come meglio evidenziato se si riordina la relazione (20) e la si esprime in forma variazionale:

$$(34) \quad \Delta|costo| = \Delta P_{el,impianto} + \Delta \dot{Q}_{cog} \cdot \eta_{lorentz} \quad [kW]$$

Nel caso di cicli in assetto elettrico si osserva semplicemente che al crescere della generazione elettrica ($|\text{costo}| \uparrow$) la portata di acqua fredda refrigerante deve via via ridursi (espressione (31) senza il termine cogenerativo).

Quindi, concludendo, entrambi gli algoritmi di ottimizzazione, sia quello esterno dei parametri del ciclo che quello più interno di Maréchal-Kalitventzeff, relativo all'integrazione termica dei flussi, vanno a ricercare per ciascun fluido di lavoro provato le massime prestazioni del ciclo in termini di produzione di energia elettrica, anche nei casi cogenerativi. Coerentemente con quanto affermato dalla teoria della Pinch Analysis, si assiste ad una minimizzazione dell'utility esterna di raffreddamento.

4.4 Algoritmo di ottimizzazione dei parametri del ciclo ORC

Il modello del ciclo, integrato con l'algoritmo di energy targeting, costituiscono una funzione black-box che riceve in input i parametri del ciclo (e la composizione del fluido di lavoro se questo è una miscela) e restituisce in output le portate che si generano e il rendimento exergetico del ciclo a recupero. Pertanto per ottimizzare i parametri del ciclo ORC è opportuno pertanto utilizzare un metodo di ottimizzazione per funzioni black-box.

4.4.1 Problemi di ottimizzazione di tipo black-box

Molti problemi ingegneristici prevedono di massimizzare o minimizzare una funzione obiettivo, la quale può essere discontinua, non differenziabile e soggetta a vincoli.

Un problema di questo tipo è definito in inglese *constrained non-smooth black-box optimization problem* e la sua formulazione può essere espressa nel seguente modo:

$$\min f(\mathbf{x})$$

$$\text{soggetto a } \left\{ \begin{array}{l} \mathbf{Ax} \leq \mathbf{b} \\ \mathbf{g}(\mathbf{x}) \leq \mathbf{0} \\ \mathbf{LB} \leq \mathbf{x} \leq \mathbf{UB} \\ \mathbf{x} \in \mathbb{R}^n \end{array} \right\}$$

dove f è la funzione obiettivo che si vuole minimizzare, \mathbf{x} è il vettore delle variabili indipendenti, le quali possono assumere tutti i valori reali compresi nell'intervallo delimitato dai vettori **LB** (*lower bound*) e **UB** (*upper bound*). I vincoli lineari di disuguaglianza sono descritti dalla matrice A dei coefficienti e dal vettore \mathbf{b} dei termini noti, mentre i vincoli non lineari di disuguaglianza sono raccolti nel vettore \mathbf{g} .

I vincoli (*constraints*) del problema possono essere distinti in due gruppi: uno definito *relaxable constraints* ed un altro detto *unrelaxable constraints*. Il primo raccoglie tutti quei vincoli che ammettono una lieve violazione e non pregiudicano la corretta valutazione della funzione obiettivo (ad esempio vincoli inerenti a prestazioni e costo).

L'altro invece è costituito dai vincoli che devono essere rigorosamente soddisfatti, perché garantiscono la fattibilità tecnica ed il rispetto delle leggi fisiche, ed una loro violazione impedirebbe la corretta valutazione della funzione obiettivo.

4.4.2 Algoritmo PGS-COM

Uno strumento molto utile, sviluppato appositamente per problemi di ottimizzazione black-box, è l'algoritmo genetico PGS-COM, acronimo di Particle Generating Set – Complex [38]. Si tratta di un algoritmo ibrido sviluppato con l'intento di combinare le caratteristiche positive di altri metodi, quali il Constrained Particle Swarm Optimizer (CPSO) [39], Generating Set Search (GSS) [40] e Complex [41].

Ciascuna iterazione dell'algoritmo PGS-COM si compone di tre passi:

- Un passo di ricerca corrispondente ad un aggiornamento della popolazione, effettuato con una versione modificata (“Truncated”) del metodo CPSO (TCPSO)
- Un passo facoltativo (che viene saltato se TCPSO perfeziona ulteriormente la migliore soluzione finora trovata) con il metodo GSS. Quest’ultimo esplora lo “spazio” intorno all’attuale miglior soluzione con un insieme di direzioni tali da rispettare alcune proprietà matematiche che garantiscono la convergenza verso un punto stazionario
- Un altro passo facoltativo (che viene tralasciato se i passi 1 e 2 non hanno condotto ad una soluzione migliore) con il metodo Complex

L'algorithmo si arresta quando la dimensione dello sciame (definita come la distanza massima tra miglior particella e le rimanenti particelle), la dimensione del passo di esplorazione del metodo GSS e la dimensione della popolazione utilizzata dal metodo Complex diventano inferiori a una soglia prefissata, oppure quando viene raggiunto il numero massimo di valutazioni della funzione obiettivo.

L'idea alla base dell'algorithmo PGS-COM è quella di sfruttare dapprima l'efficacia del metodo CPSO, basato sulla popolazione, per identificare rapidamente le regioni più promettenti dell'insieme delle soluzioni ammissibili, per poi affidare una ricerca più approfondita nelle zone selezionate al metodo Complex. Il metodo GSS viene utilizzato per generare le soluzioni di partenza per il metodo Complex e per migliorare la robustezza dell'algorithmo nei confronti dell'incertezza numerica nella funzione obiettivo.

Una descrizione più approfondita del funzionamento dell'algorithmo PGS-COM esula dallo scopo del presente lavoro e non verrà pertanto affrontata.

Capitolo 5. Codice di ottimizzazione sviluppato

Il codice necessario all'esecuzione delle ottimizzazioni è stato interamente implementato in Matlab® (R2105b) ed è scomponibile in sequenza nei seguenti punti:

1. Istruzioni PGS-COM
2. Funzione obiettivo “costo”
3. Funzione “Heat Cascade” di energy targeting

Ognuno di questi viene ora approfondito per spiegare bene il funzionamento del processo di ottimizzazione compiuto.

5.1 Istruzioni PGS-COM

L'algoritmo PGS-COM ha il compito di minimizzare la funzione obiettivo “costo”, variando un set di parametri che ne influenzano il valore con un certo numero di iterazioni, che nel presente lavoro è stato impostato a duemila. Quando la f.o. “costo” assume il minimo valore il ciclo corrispondente ha il rendimento exergetico maggiore. In particolare per i fluidi puri l'algoritmo va ricercare la terna ottimale:

$$X_{fluido\ puro,ott} = [T_{evap,ott} \quad T_{cond,ott} \quad \Delta T_{sh,ott}]$$

Mentre per le miscele la quaterna:

$$X_{miscela,ott} = [T_{bolla,AP,ott} \quad T_{bolla,BP,ott} \quad \Delta T_{sh,ott} \quad y_{1,ott}]$$

Gli intervalli di variazione dei parametri sono definiti all'interno del codice tramite i vettori LB (lower bounds) e UB (upper bounds), che contengono rispettivamente i limiti inferiori e superiori. Deve inoltre essere inserito manualmente il vettore di partenza X_0 con cui l'algoritmo compie la prima delle duemila iterazioni effettuate. Poi per le successive iterazioni l'algoritmo procede autonomamente scegliendo valori differenti per ciascun parametro, selezionati secondo la sua logica nel tentativo di migliorare la funzione obiettivo. La Tabella 5.1 e la Tabella 5.2 sottostanti riportano le assunzioni relative agli intervalli di manipolazione delle variabili.

Tabella 5.1 - LB e UB nei casi a fluido puro

FLUIDI PURI					
motore	Caso	T _{evap} [°C]		T _{cond} [°C]	
		min	max	min	max
Man	Assetto elettrico	90	T _{max, sorg} - ΔT_{pp} - 1 oppure T _{maxprop} - 1	25	45
	Assetto cogenerativo	120		65	90
Wärtsilä	Assetto elettrico	100		25	45
	Assetto cogenerativo	140		65	90

Tabella 5.2 - LB e UB nei casi a fluido puro

MISCELE					
motore	caso	T _{evap} [°C]		T _{cond} [°C]	
		min	max	min	max
Man	Assetto elettrico	120	T _{max, sorg} - ΔT_{pp} - 1	21	40
	Assetto cogenerativo	140		60	85
Wärtsilä	Assetto elettrico	130	270 (324 solo H ₂ O/NH ₃)	21	40
	Assetto cogenerativo	150	280 (324 solo H ₂ O/NH ₃)	60	85

Nelle ottimizzazioni dei cicli a miscela la frazione massica della prima componente è stata fatta variare tra 0 ed 1. In tutti i casi ΔT di surriscaldamento è stato fatto variare tra 1 °C e 75 °C.

5.2 Funzione obiettivo “costo”

Ad ogni iterazione l’algoritmo comunica i valori dei parametri del ciclo presi in esame alla funzione obiettivo “costo”, all’interno della quale è specificato il fluido di lavoro scelto, sono inseriti i dati relativi alle specifiche del motore e alle scelte progettuali e viene modellizzato il ciclo (procedimento illustrato in Figura 4.5 e Figura 4.6)

Viene inoltre definito il costo specifico (per unità di massa) delle utilities. Quest’ultime sono i flussi di portata incognita a cui è associato un costo per l’impianto, in termini di prestazioni. Se il costo è positivo si tratta di flussi che incidono sfavorevolmente, se è negativo allora sottintendono un effetto utile. Facendo riferimento al caso più generale, ossia quello cogenerativo, è possibile individuare tre utilities, quali il fluido di lavoro, l’acqua calda prodotta e l’acqua fredda refrigerante necessaria a completare il raffreddamento delle correnti di olio diatermico. Di seguito sono elencati i relativi costi:

$$(35) \quad \text{costo}_{\text{fluido ORC}} = -l_{el,netto,ciclo} = -l_{el,netto,turb} + l_{el,pompa} \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$(36) \quad \text{costo}_{\text{acqua,cog}} = -ex_{\text{acqua,cog}} = -\Delta h_{\text{acqua,cog}} \left(1 - \frac{T_{mln,acqua,refr}}{T_{mln,acqua,cog}} \right) \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$(37) \quad \text{costo}_{\text{acqua,refr}} = l_{el,pompaggio,refr} \equiv \Delta h_{\text{pompaggio,refr}} = v\Delta p = \text{cost} \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Il lavoro elettrico netto del ciclo è espresso in (35), nel caso ideale coincide con la differenza tra il Δh della turbina e il Δh della pompa.

In (36) viene definita l’exergia specifica dell’acqua calda prodotta. Poiché calore ed energia meccanica (o elettrica) non sono confrontabili dal punto di vista della loro “qualità”, è necessario ricorrere al concetto di exergia per attribuire il giusto peso alla cogenerazione e

poterla confrontare con la produzione elettrica. Bisogna dunque immaginare di convertire il calore recuperato in lavoro con un ciclo di Carnot, cioè il ciclo ideale che opera con il massimo rendimento tra una sorgente e un pozzo, entrambi a temperatura costante. In questo caso però l'ipotetico ciclo è inserito tra due correnti fluide a temperatura variabile, quali l'acqua calda cogenerativa e l'acqua fredda refrigerante. Si può tuttavia dimostrare che queste sono termodinamicamente equivalenti ad una sorgente e ad un pozzo a temperatura costante, pari alla temperatura media logaritmica calcolata tra le loro condizioni di ingresso e uscita. Un ciclo di questo tipo prende il nome di ciclo di Lorentz ed il suo rendimento è indicato tra parentesi in (36).

Per semplicità, il lavoro elettrico di pompaggio dell'acqua refrigerante espresso in (37) è assunto costante in tutti i casi analizzati, fissando una caduta di pressione di 0.5 bar ed un volume specifico di $10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$.

Complessivamente il costo del ciclo, indicativo delle prestazioni, è formulato come:

$$(38) \quad \text{costo} = \sum_{i=1}^{n \text{ utilities}} \dot{m}_i * \text{costo}_i \quad [kW]$$

Espandendo l'espressione (38) si può notare come il costo dipenda da quattro grandezze: le tre portate incognite delle utilities, che discendono dal problema di integrazione termica esposto in 5.3, ed il lavoro elettrico netto del ciclo, che dipende dalle proprietà del fluido di lavoro nei punti del ciclo fissati da PGS-COM.

Poi, all'interno della funzione obiettivo "costo", tutti i flussi termici vengono dettagliati in una struttura di tipo "cell", come mostrato nella Tabella 5.3. Dettagliare un flusso significa numerarlo, specificare la sua natura (caldo o freddo), indicare la temperatura di ingresso e di uscita e assegnargli un numero identificativo.

Tabella 5.3 - Struttura di dettaglio dei flussi (i valori di temperatura indicati si riferiscono al motore Man)

	Flusso 1	Flusso 2	Flusso 3	Flusso 4	Flusso 5	Flusso 6	Flusso 7
nome	flue gas - oil	charge air - oil	jacket water	ORC evap	ORC cond	cogen water	refr water
tipo	caldo	caldo	caldo	freddo	caldo	freddo	freddo
T_{in}	225	178	80	T_1	T_3	60	10
T_{out}	100	28	63	T_2	T_4	80	15
U_{id}	0	0	0	1	1	2	3

Il numero identificativo (U_{id}) è molto importante perché permette al codice di gestire ciascun flusso nella maniera opportuna. Alle correnti di portata nota, ossia le due di olio diatermico e la jacket water, è assegnato un valore $U_{id} = 0$. I restanti sono numerati in maniera crescente da uno fino al numero di utilities presenti (nel caso cogenerativo sono tre, in assetto solo elettrico sono due). Il fluido ORC compie due passaggi (un flusso caldo al condensatore e uno freddo all'evaporatore), ma dato che la portata corrispondente è la medesima, i flussi sono connotati dalla stessa U_{id} .

Le correnti di olio diatermico e il fluido di lavoro sono discretizzati a causa della grande variazione del calore specifico tra le condizioni di ingresso e uscita. Cioè vengono generati m valori di temperatura equidistanti comprensivi degli estremi T_{in} e T_{out} noti. Per ciascuno degli $m-1$ intervalli definiti, viene calcolato il calore specifico medio se il flusso è una utility ($U_{id} \neq 0$), altrimenti viene fornita la capacità termica di portata (prodotto $m \cdot c_p$).

Quest'operazione è schematizzata in Figura 5.1 e nella Tabella 5.4.

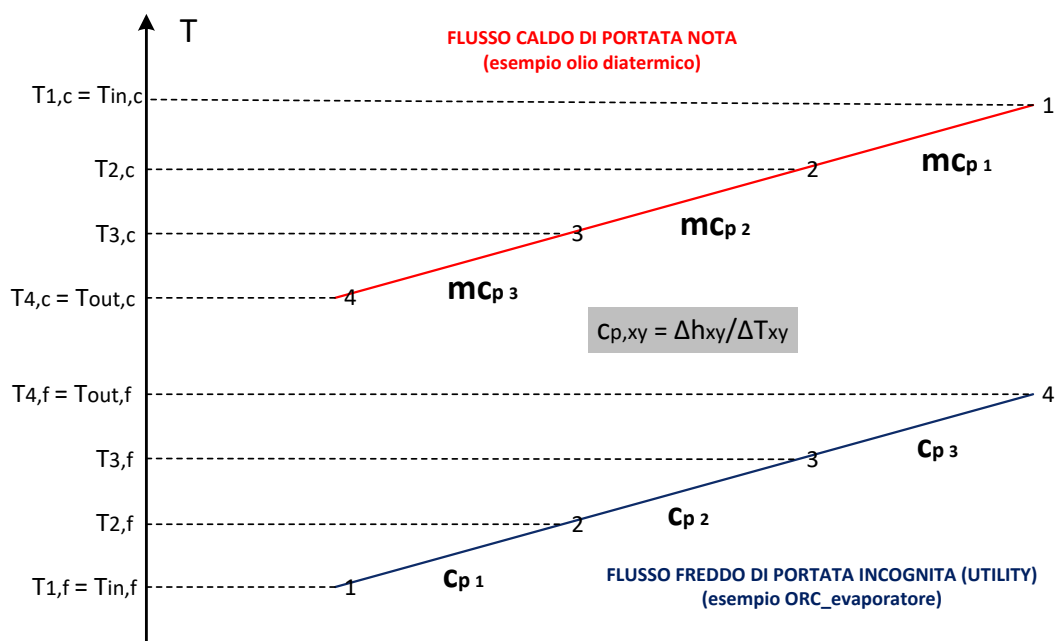


Figura 5.1 - Esempio di discretizzazione (con $m=4$ punti) di una utility e di un flusso di portata nota

Tabella 5.4 - Discretizzazione del generico flusso j -esimo

	$T_{in,intervallo}$	$T_{out,intervallo}$	cp (oppure $m \cdot cp$)	Flusso
Intervallo 1	$T_1 = T_{in,flusso j}$	T_2	cp_1	j
Intervallo 2	T_2	T_3	cp_2	j
Intervallo 3	T_3	T_4	cp_3	j
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
Intervallo i	T_i	T_{i+1}	cp_i	j
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
Intervallo $m-1$	T_{m-1}	$T_m = T_{out,flusso j}$	cp_{m-1}	j

Al fine di ridurre la dimensione del problema e quindi i tempi di calcolo, i restanti flussi d'acqua (3,6,7) non sono suddivisi e la grandezza d'interesse è calcolata nell'intero intervallo. Di contro l'accuratezza dei risultati diminuisce, anche se lievemente poiché la

variazione di calore specifico dell'acqua negli intervalli considerati è molto modesta (nel caso peggiore la variazione percentuale del c_p è inferiore allo 0,35 %).

Per tutte le simulazioni è stato assunto un parametro m di discretizzazione pari a 100.

5.3 Funzione “Heat Cascade” di energy targeting

Il nucleo del modello con cui sono state effettuate tutte le ottimizzazioni è la funzione “Heat Cascade”, con la quale viene prima impostato il problema di integrazione del calore con la teoria della PA e poi viene risolto utilizzando tecniche MP. In particolare è stato usato il metodo di Maréchal-Kalitventzeff.

La funzione “Heat Cascade”, invocata all'interno della f.o. “costo”, riceve come input la struttura di dettaglio riportata in Tabella 5.3, il ΔT_{pp} di progetto, il costo specifico delle utilities e infine tutti i flussi nella forma esposta in Tabella 5.4.

La prima operazione da svolgere è lo spostamento dei flussi sull'asse delle temperature, come mostrato in Figura 5.2.

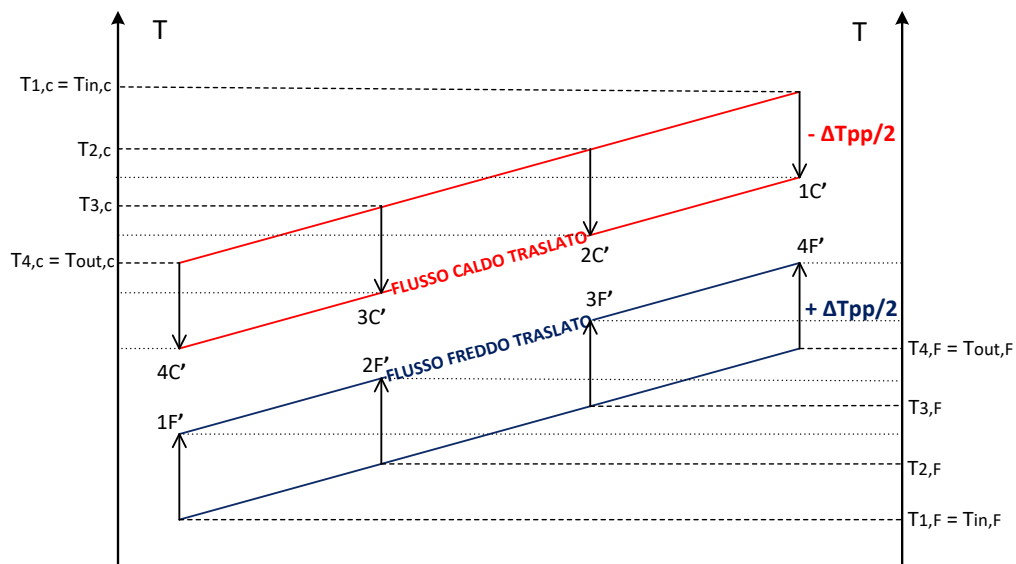


Figura 5.2 - Operazione di traslazione dei flussi

Dalla discretizzazione dei flussi sono originati NT valori di temperatura, legati al numero di flussi coinvolti ed al parametro m di discretizzazione tramite la seguente relazione:

$$(39) \quad NT = (m - 2) \cdot N_{flussi,discret} + 2 \cdot N_{flussi,tot}$$

Il loro ordinamento dal maggiore al minore consente di definire NI intervalli di temperatura:

$$(40) \quad NI = NT - 1$$

In ognuno di questi bisogna controllare quali flussi esistono e di che tipo (caldo/freddo), ossia bisogna identificare quelli che possono partecipare allo scambio termico.

La Figura 5.3 traduce graficamente quanto appena detto: viene visualizzata la collocazione dei flussi caldi e freddi negli intervalli di temperatura traslati. Inoltre, a margine della figura, sono rappresentati NQ flussi di calore di cui dopo verrà chiarito il significato, con:

$$(41) \quad NQ = NI - 1 = NT - 2$$

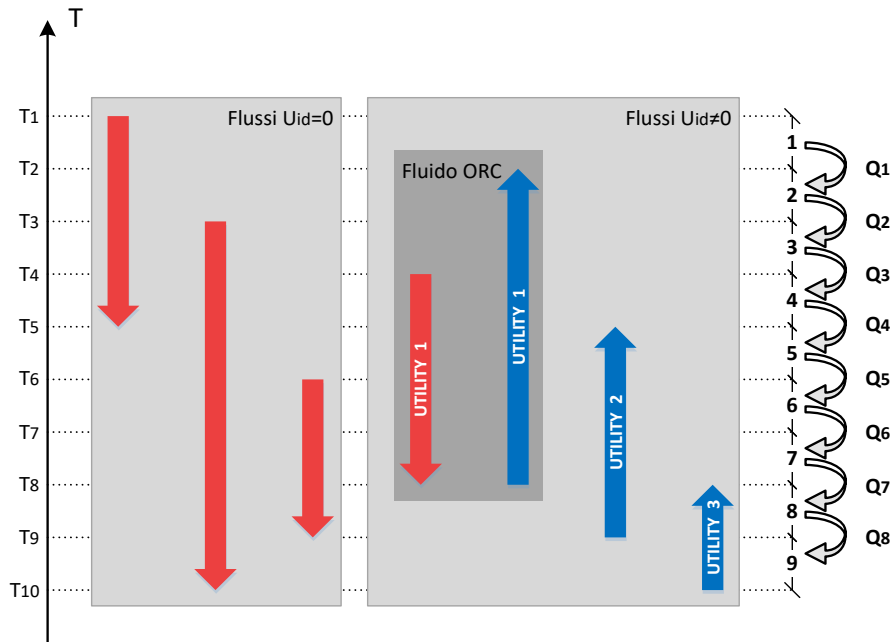


Figura 5.3 - Esempio di collocazione dei sette flussi del caso cogenerativo

A questo punto è possibile scrivere il bilancio dell'energia in ciascun intervallo come:

$$(42) \quad \sum_{j=1}^{n \text{ flussi } U_{id} \neq 0} (\dot{m}_j q_j) + \dot{Q}_{i, \text{ noto}} + \dot{Q}_{i-1, \text{ migr}} - \dot{Q}_{i, \text{ migr}} = 0 \quad \forall i = 1, \dots, NI \quad [kW]$$

Il significato di ciascun termine viene chiarito di seguito.

Gli ultimi due elementi dell'equazione (42) sono indicati a margine di Figura 5.3 e rappresentano i flussi di energia in eccesso che un generico intervallo riceve dal soprastante e cede al sottostante. Sono incogniti ed in numero pari a NQ.

$$(43) \quad \dot{Q}_{i, \text{ migr}} \geq 0 \quad \forall i = 1, \dots, NQ \quad \dot{Q}_{0, \text{ migr}} = 0 \quad \dot{Q}_{NI, \text{ migr}} = 0 \quad [kW]$$

Il relativo vincolo di non negatività espresso in (43) indica, per come è stata impostata l'equazione (42), che tali flussi possono esclusivamente propagarsi verso zone a temperatura inferiore, nel rispetto dunque del II° principio della termodinamica. Primo ed ultimo intervallo sono corredati di un'informazione aggiuntiva: il primo può solo cedere il surplus di calore, mentre l'ultimo può solo riceverlo.

$$(44) \quad \sum_{j=1}^{n \text{ flussi } U_{id} \neq 0} (\dot{m}_j q_j) \quad \forall i = 1, \dots, NI \quad [kW]$$

$$(45) \quad \dot{m}_j \geq 0 \quad \forall j = 1, \dots, n \text{ utilities} \quad \left[\frac{kg}{s} \right]$$

L'equazione (44) esprime la somma algebrica (con segno), estesa a tutte le utilities ($U_{id} \neq 0$), dei valori di potenza termica che queste scambiano nell'intervallo i-esimo. Il suo valore è incognito perché sono incogniti i valori di portata delle utilities, indicati, col rispettivo vincolo di non negatività, in (45).

$$(46) \quad \dot{Q}_{i, \text{ noto}} = \sum_{j=1}^{n \text{ flussi } U_{id} = 0} \dot{Q}_j \quad \forall i = 1, \dots, NI \quad [kW]$$

L'espressione (46) invece rappresenta invece la potenza termica netta nota del generico intervallo, comprensiva cioè del contributo (con segno) fornito da ciascun flusso di portata nota ($U_{id}=0$).

$$(47) \quad |q_j| = c_{p,j}^{intervallo\ i} \cdot (T_i - T_{i+1}) \quad \forall i = 1, \dots, NI \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$(48) \quad |\dot{Q}_j| = (\dot{m}c_p)_j^{intervallo\ i} \cdot (T_i - T_{i+1}) \quad \forall i = 1, \dots, NI \quad [kW]$$

$$(49) \quad \left. \begin{matrix} sgn(\dot{Q}_j) \\ sgn(q_j) \end{matrix} \right\} = \begin{cases} 1 & \text{se il flusso è caldo} \\ -1 & \text{se il flusso è freddo} \end{cases} \quad \forall j = 1, \dots, n \text{ flussi}$$

Le relazioni (47) e (48) indicano il modulo rispettivamente della potenza termica per unità di massa delle utilities in (44) e della potenza termica dei flussi di portata nota in (46). La convenzione del segno adottata (49) è la stessa.

L'insieme delle equazioni di conservazione dell'energia di ogni intervallo costituisce un sistema lineare, il quale può essere formulato più sinteticamente con la notazione matriciale:

$$(50) \quad \mathbf{Ax} = \mathbf{b} \quad [kW]$$

in cui \mathbf{A} è la matrice rettangolare ($NI, NQ+N_{utilities}$) dei coefficienti del sistema, \mathbf{x} è il vettore ($NQ+N_{utilities}, 1$) delle incognite, ovvero i flussi di calore e le portate delle utilities indicati rispettivamente in (43) e (45), \mathbf{b} è il vettore ($NI, 1$) dei termini noti, riportati in (46).

Il numero di incognite è superiore al numero di equazioni a disposizione, pertanto il problema ammette $\infty^{n \text{ incognite} - \text{rango}(\mathbf{A})} = \infty^{n \text{ utilities} - 1}$ soluzioni. Nel caso cogenerativo le utilities sono tre, quindi sono ammesse ∞^2 soluzioni, in assetto solo elettrico invece sono due e le soluzioni possibili scendono a ∞^1 .

Tuttavia l'unica soluzione di interesse è quella che risolve il problema di ottimizzazione vincolata:

$$(51) \quad \begin{array}{l} \text{soggetto a} \\ \left\{ \begin{array}{l} Ax = \mathbf{b} \\ x \geq \mathbf{0} \end{array} \right. \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{(I° principio della termodinamica)} \\ \text{(II° principio della termodinamica)} \end{array}$$

$$\min \mathbf{c}' \cdot \mathbf{x}$$

dove \mathbf{c} è un vettore colonna della stessa dimensione di \mathbf{x} e ha la funzione di attribuire un costo a ciascuna incognita. Ai flussi di calore in surplus che migrano verso gli intervalli inferiori viene corrisposto un costo nullo, perché non sottintendono né un effetto utile né una spesa energetica per l'impianto, mentre alle portate delle utilities viene associato il rispettivo costo enunciato nelle espressioni (35), (36) e (37).

Il problema di ottimizzazione vincolata (51) relativo all'integrazione termica è risolto con il comando "linprog". Ricombinando in maniera ottimale i valori incogniti indicati in (43), vengono determinate le portate incognite delle utilities in (45) che minimizzano lo scalare $\mathbf{c}' \cdot \mathbf{x}$, realizzando, di fatto, l'accoppiamento termico che massimizza il recupero di calore e il rendimento exergetico.

La funzione "Heat Cascade" a questo punto è in grado di restituire i valori di portata delle utilities alla f.o. "costo", in cui viene calcolato con la formulazione (38) il costo della configurazione del ciclo, equivalente in modulo all'exergia utile totale (equazione (20)). Il risultato viene inviato a PGS-COM, che lo memorizza e procede all'iterazione successiva, ripetendo l'intero procedimento con dei nuovi valori delle variabili di ottimizzazione.

In Figura 5.4 è riportato lo schema a blocchi dettagliato dell'intero processo di ottimizzazione, che riepiloga quanto esposto.

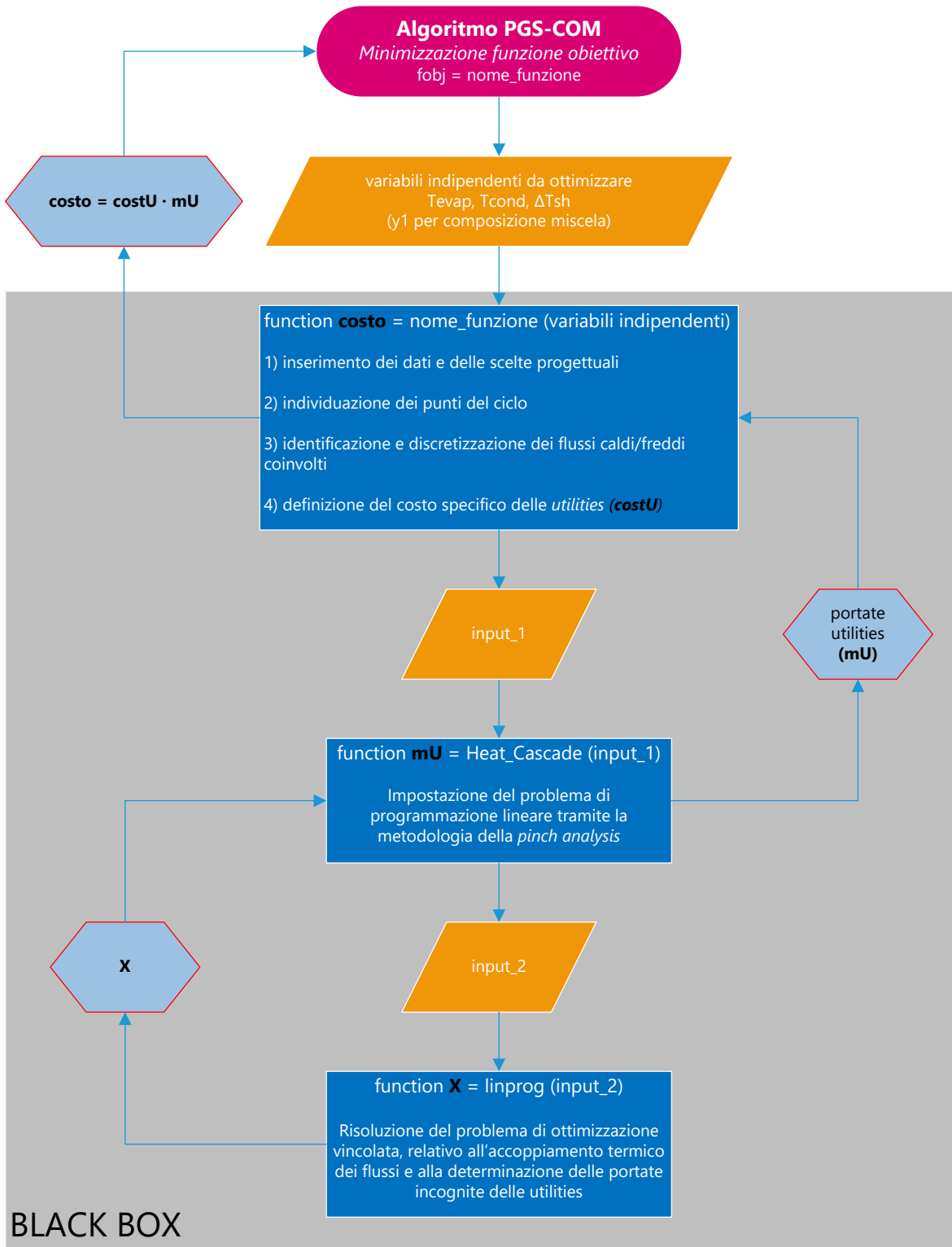


Figura 5.4 - Schema a blocchi dettagliato del processo di ottimizzazione black box realizzato

Capitolo 6. Risultati

Le ottimizzazioni sono state effettuate mediante un notebook Acer modello Aspire 5750G, dotato di 4 GB di memoria RAM e un processore Intel(R) Core(TM) i3-2350M CPU @ 2.30GHz, 2300 Mhz, 2 core, 4 processori logici.

Quelle riguardanti i fluidi puri sono avanzate in maniera più fluida rispetto a quelle delle miscele, in quanto il calcolo delle proprietà termodinamiche, per questioni probabilmente legate alla convergenza, si è rivelato più semplice, quindi hanno richiesto meno tempo per il loro completamento. Mediamente si può stimare in 30 minuti la durata di ciascuna ottimizzazione. Molto più onerose sono state le ottimizzazioni riguardanti la miscela acqua/ammoniaca, in totale sono quattro ed ognuna di esse ha impiegato circa 24 ore. Ciò è da imputare al meno agevole metodo di calcolo delle proprietà, che non è stato basato su REFPROP, bensì sul software Aspen Plus® (V8.8). Inoltre in seguito ad errori imprevedibili e inevitabili, sempre inerenti al calcolo delle proprietà, si è reso necessario rilanciare numerose ottimizzazioni, con conseguente aumento del tempo impiegato.

Generalmente, a prescindere dai valori inseriti manualmente nel vettore \mathbf{X}_0 di partenza, la scelta di far compiere duemila iterazioni all'algoritmo PGS-COM si è rivelata più che sufficiente per convergere verso il punto di ottimo, come mostrato in Figura 6.1.

In alcuni casi però, il grafico di convergenza ha evidenziato che l'algoritmo non era ancora giunto nella regione di ottimo globale, in questo caso le ottimizzazioni sono state rilanciate, impostando l'ultima migliore soluzione trovata come punto di partenza iniziale per la nuova ottimizzazione.

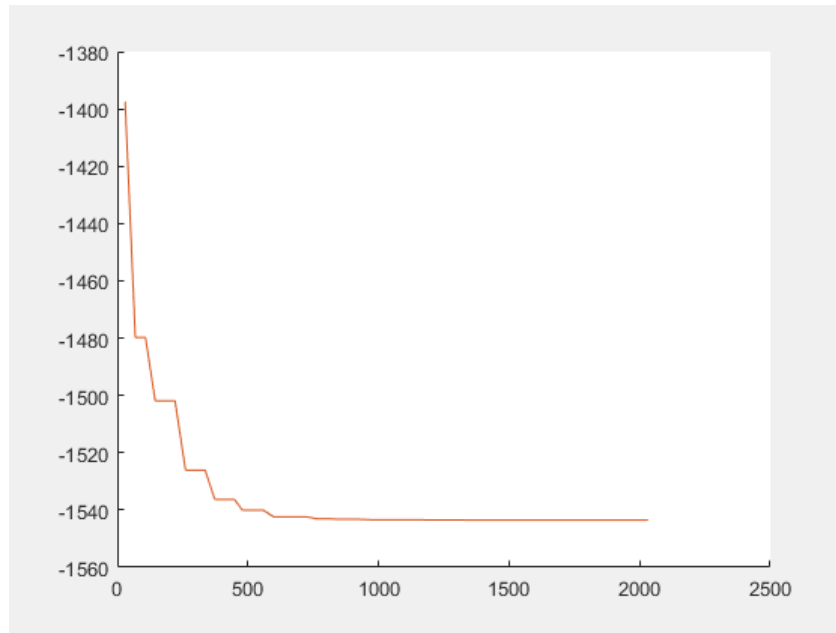


Figura 6.1 - Esempio di curva di convergenza. Sull'asse delle ascisse è riportato il numero di iterazioni effettuate, mentre sull'asse delle ordinate la progressiva diminuzione del costo (- exergia totale) ottenuta durante il processo di ottimizzazione

Per ciascuna ottimizzazione i risultati sono stati automaticamente salvati in vari file Excel e sono stati eseguiti aggiuntivamente:

- Il grafico delle curve composite calda e fredda sul piano (T, Q) , rappresentativo dello scambio termico tra tutti i flussi caldi e freddi considerati
- Il grafico delle curve composite calda e fredda sul piano $\left(1 - \frac{T_0}{T}, Q\right)$. L'area del piano compresa tra le due curve composite rappresenta la quota di exergia distrutta durante il processo di scambio termico a ΔT finito tra i flussi caldi e quelli freddi. T_0 è stata assunta pari alla temperatura di ingresso dell'acqua refrigerante
- La rappresentazione sul piano (T, s) del ciclo ottenuto

Prima di esporre tutti i risultati raccolti, vengono riepilogati alcuni dati comuni in Tabella 6.1, utili per verificarne la correttezza.

Tabella 6.1 - Dati di riepilogo relativi ad alcune grandezze fondamentali dei flussi (escluso fluido ORC)

Motore/assetto	correnti	\dot{Q} [kW]	T _{in} [°C]	T _{out} [°C]	T _{mln} [K]	$\dot{E}X$ [kW]
Man / elettr	Fumi	3607	245	120	452.78	1232.72
	Aria	3970	198	48	391.37	946.75
	Olio (fumi)	3607	225	100	432.64	1122.23
	Olio (aria)	3970	178	28	371.11	781.71
	Jacket water	1490	80	63	344.58	201.25
	Acqua refrigerante	/	15	35	298.04	/
	Totale sorgenti motore	9067	/	/	/	2380.72
Man / cogen	Fumi	3607	245	120	452.78	1331,46
	Aria	3970	198	48	391.37	1072.49
	Olio (fumi)	3607	225	100	432.64	1225.57
	Olio (aria)	3970	178	28	371.11	914.31
	Jacket water	1490	80	63	344.58	254.85
	Acqua cogenerativa	/	60	80	343.05	/
	Acqua refrigerante	/	10	15	285.64	/
	Totale sorgenti motore	9067	/	/	/	2658.80
Wärtsilä / elettr	Fumi	4892	354	120	501.08	1982.26
	Aria	3789	253	50	416.44	1077.26
	Olio (fumi)	4892	330	96	476.61	1832.92
	Olio (aria)	3789	233	30	396.02	937.43
	Jacket water	1656	91	74	355.58	267.99
	Acqua refrigerante	/	15	35	298.04	/
	Totale sorgenti motore	10337	/	/	/	3327.51
Wärtsilä / cogen	Fumi	4892	354	120	501.08	2103.28
	Aria	3789	253	50	416.44	1190.04
	Olio (fumi)	4892	330	96	476.61	1960.15
	Olio (aria)	3789	233	30	396.02	1056.03
	Jacket water	1656	91	74	355.58	325.72
	Acqua cogenerativa	/	60	80	343.05	/
	Acqua refrigerante	/	10	15	285.64	/
	Totale sorgenti motore	10337	/	/	/	3619.04

6.1 Tabelle estese dei risultati

I risultati delle ottimizzazioni effettuate sono raccolti nelle successive tabelle, elencate con il seguente ordine per organizzare al meglio l'impaginazione:

- ❖ Fluidi puri (casi non infiammabili)
 - Motore Man
 - Assetto elettrico
 - Assetto cogenerativo
 - Motore Wärtsilä
 - Assetto elettrico
 - Assetto cogenerativo
- ❖ Fluidi puri (casi infiammabili)
 - Motore Man
 - Assetto elettrico
 - Assetto cogenerativo
 - Motore Wärtsilä
 - Assetto elettrico
 - Assetto cogenerativo
- ❖ Miscele binarie (casi infiammabili e non)
 - Motore Man
 - Assetto elettrico
 - Assetto cogenerativo
 - Motore Wärtsilä
 - Assetto elettrico
 - Assetto cogenerativo

Per favorire un'immediata comprensione, è stata evidenziata in giallo la riga associata alla voce "costo", che sintetizza le prestazioni. Il suo modulo (produzione elettrica netta + exergia da calore) diminuisce scorrendo le colonne da sinistra verso destra.

Tabella 6.2 - Risultati. Fluidi puri. Casi non infiammabili. Motore Man. Assetto elettrico. La voce "costo" equivale in modulo alla potenza elettrica netta prodotta

FLUIDO	HCFO-1233zde	HFE-245fa2	HFO-1336mzz	HFE-347mcc	HFE-245cb2	NOVEC 649	HFC-245fa	ACQUA
p evap ridotta	1,07	1,05	1,05	1,06	1,04	1,02	1,03	0,01
complessità σ	1,794	6,651	5,991	13,089	5,827	28,641	2,133	-11,146
MM [kg/kmol]	130,50	150,05	164,06	200,05	150,05	316,04	134,05	18,02
p cr [bar]	36,24	34,33	29,01	24,76	28,86	18,69	36,51	220,64
T cr [°C]	166,45	171,73	171,27	164,55	133,66	168,66	154,01	373,95
costo	-1802,45	-1795,92	-1790,06	-1743,99	-1729,46	-1687,59	-1653,93	-1380,90
m orc [kg/s]	28,13	27,74	30,48	35,59	30,71	51,98	31,80	2,33
p evap [bar]	38,61	36,17	30,52	26,28	30,15	19,06	37,52	2,25
p cond [bar]	1,75	1,19	1,02	0,95	2,51	0,55	2,16	0,05
beta	22,07	30,43	29,91	27,61	12,03	34,70	17,35	44,85
T evap [°C]	195,28	195,53	194,34	191,45	151,86	177,46	165,85	124,00
T cond [°C]	33,62	33,54	33,57	32,49	30,95	32,53	35,62	32,95
sh [°C]	1,03	2,33	1,04	1,02	74,99	1,00	1,00	75,00
T1 [°C]	34,06	33,65	33,65	32,39	31,17	32,14	35,92	31,95
T2 [°C]	196,31	197,86	195,38	192,47	226,85	178,46	166,85	199,00
T3 [°C]	81,62	100,33	100,21	118,82	160,46	119,97	66,65	32,95
T4 [°C]	32,62	32,54	32,57	31,49	29,95	31,53	34,62	31,95
h1 [kJ/kg]	242,21	245,40	242,17	240,05	241,05	235,79	247,98	134,09
h2 [kJ/kg]	536,24	558,29	528,02	509,96	582,35	442,06	516,01	2867,49
h3 [kJ/kg]	469,06	490,84	466,96	459,01	523,69	408,34	461,18	2271,54
h4 [kJ/kg]	239,26	242,85	239,99	238,23	238,85	234,62	245,30	133,87
titolo scarico	1	1	1	1	1	1	1	0,88
V2 [m3/s]	0,14	0,12	0,14	0,16	0,23	0,17	0,13	2,22
V3 is [m3/s]	3,50	4,72	5,51	5,96	2,87	9,63	2,94	57,50
Δ histurb [kJ/kg]	67,18	67,45	61,06	50,94	58,66	33,72	54,84	595,95
VR turbina	25,88	39,43	38,99	36,76	12,49	56,62	23,09	25,85
SP turbina	0,12	0,13	0,15	0,16	0,11	0,23	0,11	0,27
n.min.stadi	2	2	2	2	1	2	2	5
Q eva [kW]	8271,10	8679,73	8711,33	9606,59	10481,52	10721,68	8523,25	6357,08
W turb [kW]	1889,86	1871,12	1860,81	1813,20	1801,43	1752,66	1743,78	1386,01
Q cond [kW]	6464,31	6879,46	6916,93	7858,23	8747,67	9029,68	6864,89	4971,59
W pomp [kW]	83,07	70,85	66,41	64,84	67,58	60,66	85,42	0,51
m refrig [kg/s]	86,82	86,90	86,97	87,52	87,69	88,19	88,59	91,86
Q refrig [kW]	7260,21	7266,73	7272,60	7318,64	7333,15	7375,00	7408,64	7681,51
P el aux [kW]	4,34	4,34	4,35	4,38	4,38	4,41	4,43	4,59
P el ciclo [kW]	1806,79	1800,27	1794,40	1748,36	1733,85	1692,00	1658,36	1385,49
η el ciclo [%]	21,84	20,74	20,60	18,20	16,54	15,78	19,46	21,79
P el tot [kW]	1802,45	1795,92	1790,06	1743,99	1729,46	1687,59	1653,93	1380,90
η el tot [%]	19,88	19,81	19,74	19,23	19,07	18,61	18,24	15,23
η ex tot [%]	75,71	75,44	75,19	73,25	72,64	70,89	69,47	58,00
η II ORC+MCI [%]	58,36	58,33	58,30	58,07	58,00	57,80	57,64	56,31

Tabella 6.3 - Risultati. Fluidi puri. Casi non infiammabili. Motore Man. Assetto cogenerativo. La voce "costo" in modulo equivale alla somma della potenza elettrica netta prodotta e dell'equivalente exergetico del calore recuperato

FLUIDO	HFE-245cb2	HFE-245fa2	HFO-1366mzz	HCFO-1233zde	HFE-347mcc	NOVEC 649	HFC-245fa	ACQUA
p evap ridotta	1,21	1,03	1,03	1,05	1,03	1,01	0,91	0,02
complessità σ	5,827	6,651	5,991	1,794	13,089	28,641	2,133	-11,146
MM [kg/kmol]	150,05	150,05	164,06	130,50	200,05	316,04	134,05	18,02
p cr [bar]	28,86	34,33	29,01	36,24	24,76	18,69	36,51	220,64
T cr [°C]	133,66	171,73	171,27	166,45	164,55	168,66	154,01	373,95
costo	-2259,95	-2252,99	-2250,04	-2246,05	-2196,04	-2161,39	-2124,47	-2040,75
m orc [kg/s]	38,66	32,46	35,63	31,99	41,30	57,12	34,22	1,69
m cog [kg/s]	89,25	89,35	89,40	89,45	90,17	90,67	91,20	92,39
p evap [bar]	34,87	35,33	29,77	37,90	25,51	18,90	33,34	5,28
p cond [bar]	9,72	5,36	4,59	7,05	4,28	2,75	8,49	0,44
beta	3,59	6,59	6,48	5,38	5,96	6,88	3,93	11,97
T evap [°C]	218,32	184,70	182,94	186,58	177,84	173,66	149,01	153,86
T cond [°C]	80,60	82,57	82,44	82,86	81,07	81,26	82,92	78,20
sh [°C]	1,29	1,01	1,00	1,04	1,01	1,00	17,84	73,56
T1 [°C]	81,75	83,12	82,91	83,88	81,31	81,16	83,49	77,23
T2 [°C]	219,61	185,71	183,94	187,62	178,85	174,66	166,85	227,42
T3 [°C]	180,32	118,83	119,09	112,89	129,05	134,05	113,60	78,20
T4 [°C]	79,60	81,57	81,44	81,86	80,07	80,26	81,92	77,20
h1 [kJ/kg]	310,62	313,57	304,89	305,12	302,23	290,88	314,22	323,78
h2 [kJ/kg]	568,92	537,99	510,03	523,54	489,71	436,26	526,41	2912,79
h3 [kJ/kg]	540,48	504,71	479,94	489,73	465,41	419,52	499,54	2470,64
h4 [kJ/kg]	308,31	311,13	302,81	302,35	300,52	289,74	312,09	323,28
titolo scarico	1	1	1	1	1	1	1	0,93
V2 [m3/s]	0,23	0,12	0,15	0,14	0,17	0,17	0,18	0,72
V3 is [m3/s]	0,91	1,19	1,39	0,98	1,47	2,07	0,85	5,71
Δ histurb [kJ/kg]	28,44	33,28	30,09	33,81	24,30	16,74	26,87	442,15
VR turbina	3,92	9,59	9,40	6,82	8,80	11,90	4,78	7,89
SP turbina	0,07	0,08	0,09	0,07	0,10	0,13	0,07	0,09
n.min.stadi	1	1	1	1	1	1	1	4
Q eva [kW]	9985,07	7285,18	7308,59	6986,68	7742,41	8304,45	7262,32	4375,99
W turb [kW]	1099,34	1080,47	1071,88	1081,46	1003,50	956,13	919,76	747,33
Q cond [kW]	8975,33	6283,79	6310,75	5993,63	6809,41	7413,08	6415,29	3629,51
W pompa [kW]	89,60	79,09	74,04	88,41	70,51	64,76	72,74	0,84
m refrig [kg/s]	27,61	27,61	27,61	27,61	27,61	27,61	27,61	27,61
Q refrig [kW]	578,42	578,42	578,42	578,42	578,42	578,42	578,42	578,42
P el aux [kW]	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38
P el ciclo [kW]	1009,74	1001,39	997,85	993,05	932,99	891,37	847,03	746,49
η el ciclo [%]	10,11	13,75	13,65	14,21	12,05	10,73	11,66	17,06
Q cog [kW]	7478,84	7487,19	7490,73	7495,53	7555,59	7597,21	7641,55	7742,09
EX cog [kW]	1251,59	1252,99	1253,58	1254,38	1264,43	1271,40	1278,82	1295,64
P el tot [kW]	1008,36	1000,01	996,47	991,67	931,61	889,99	845,65	745,11
η el tot [%]	11,12	11,03	10,99	10,94	10,27	9,82	9,33	8,22
η th tot [%]	82,48	82,58	82,62	82,67	83,33	83,79	84,28	85,39
η tot [%]	93,61	93,61	93,61	93,61	93,61	93,61	93,61	93,61
η ex tot [%]	85,00	84,74	84,63	84,48	82,60	81,29	79,90	76,75
η II ORC+MCI [%]	60,58	60,55	60,53	60,51	60,27	60,10	59,92	59,52

Tabella 6.4 - Risultati. Fluidi puri. Casi non infiammabili. Motore Wartsila. Assetto elettrico. La voce "costo" equivale in modulo alla potenza elettrica netta prodotta

FLUIDO	HCFO-1233zde	HFE-245fa2	HFO-1366mzz	HFE-347mcc	NOVEC 649	ACQUA
p evap ridotta	1,20	1,12	1,12	1,14	1,06	0,01
complessita σ	1,79	6,65	5,99	13,09	28,64	-11,15
MM [kg/kmol]	130,50	150,05	164,06	200,05	316,04	18,02
p cr [bar]	36,24	34,33	29,01	24,76	18,69	220,64
T cr [°C]	166,45	171,73	171,27	164,55	168,66	373,95
costo	-2420,18	-2357,38	-2346,48	-2275,17	-2244,37	-1805,08
m orc [kg/s]	28,82	32,00	34,57	40,01	55,84	3,06
p evap [bar]	43,56	38,51	32,57	28,23	19,78	2,43
p cond [bar]	1,69	1,19	1,01	0,94	0,52	0,06
beta	25,80	32,25	32,12	30,07	37,77	42,20
T evap [°C]	255,31	225,85	225,85	225,85	194,35	126,41
T cond [°C]	32,56	33,66	33,40	32,12	31,32	35,37
sh [°C]	1,03	1,00	1,00	1,00	32,50	74,99
T1 [°C]	33,18	33,85	33,55	32,08	30,95	34,38
T2 [°C]	256,34	226,85	226,85	226,85	226,85	201,40
T3 [°C]	141,23	131,33	134,01	154,52	173,31	35,37
T4 [°C]	31,56	32,66	32,40	31,12	30,32	34,37
h1 [kJ/kg]	241,30	245,74	242,11	239,72	234,50	144,25
h2 [kJ/kg]	612,20	600,17	571,01	556,08	502,21	2871,54
h3 [kJ/kg]	524,71	523,63	500,66	497,13	460,72	2280,60
h4 [kJ/kg]	237,96	243,01	239,77	237,76	233,28	144,02
titolo scarico	1	1	1	1	1	0,88
V2 [m3/s]	0,17	0,16	0,19	0,21	0,28	2,73
V3 is [m3/s]	4,41	5,90	6,91	7,46	12,41	66,83
Δ histurb [kJ/kg]	87,49	76,54	70,34	58,95	41,49	590,94
VR turbina	25,75	37,11	36,79	35,02	44,86	24,46
SP turbina	0,12	0,15	0,16	0,18	0,25	0,29
n.min.stadi	2	2	2	2	2	5
Q eva [kW]	10688,11	11342,39	11370,32	12656,52	14949,81	8357,63
W turb [kW]	2521,33	2449,34	2431,81	2358,43	2316,82	1810,91
Q cond [kW]	8263,20	8980,24	9019,07	10376,53	12700,60	6547,45
W pomp [kW]	96,42	87,19	80,56	78,44	67,61	0,73
m refrig [kg/s]	94,61	95,36	95,49	96,35	96,71	101,96
Q refrig [kW]	7912,09	7974,85	7985,75	8057,01	8087,79	8526,82
P el aux [kW]	4,73	4,77	4,77	4,82	4,84	5,10
P el ciclo [kW]	2424,91	2362,15	2351,25	2279,99	2249,21	1810,18
η el ciclo [%]	22,69	20,83	20,68	18,01	15,05	21,66
P el tot [kW]	2420,18	2357,38	2346,48	2275,17	2244,37	1805,08
η el tot [%]	23,41	22,81	22,70	22,01	21,71	17,46
η ex tot [%]	72,73	70,85	70,52	68,37	67,45	54,25
η II ORC+MCI [%]	55,97	55,70	55,65	55,34	55,20	53,27

Tabella 6.5 - Risultati. Fluidi puri. Casi non infiammabili. Motore Wärtsilä. Assetto cogenerativo. La voce "costo" in modulo equivale alla somma della potenza elettrica netta prodotta e dell'equivalente exergetico del calore recuperato

FLUIDO	HCFO-1233zde	NOVEC 649	HFE-347mcc	HFE-245fa2	HFO-1336mzz	ACQUA
p evap ridotta	1,25	1,13	1,14	1,12	1,12	0,06
complessità σ	1,79	28,64	13,09	6,65	5,99	-11,15
MM [kg/kmol]	130,50	316,04	200,05	150,05	164,06	18,02
p cr [bar]	36,24	18,69	24,76	34,33	29,01	220,64
T cr [°C]	166,45	168,66	164,55	171,73	171,27	373,95
costo	-3108,66	-2953,37	-2948,13	-2935,30	-2926,32	-2806,26
m orc [kg/s]	31,66	68,60	48,67	35,59	38,24	2,24
m cog [kg/s]	100,14	102,37	102,44	102,63	102,76	104,48
p evap [bar]	45,26	21,11	28,23	38,44	32,57	12,33
p cond [bar]	6,18	2,54	4,05	4,90	4,16	0,41
beta	7,33	8,30	6,97	7,84	7,84	30,14
T evap [°C]	275,85	225,85	225,85	224,96	225,85	189,19
T cond [°C]	77,44	78,51	78,94	79,15	78,64	76,40
sh [°C]	1,00	1,00	1,00	1,89	1,00	72,25
T1 [°C]	78,82	78,51	79,31	79,81	79,22	75,46
T2 [°C]	276,85	226,85	226,85	226,85	226,85	261,43
T3 [°C]	200,07	191,26	180,50	163,52	165,27	76,40
T4 [°C]	76,44	77,51	77,94	78,15	77,64	75,40
h1 [kJ/kg]	298,58	287,85	299,62	308,89	300,06	316,93
h2 [kJ/kg]	636,81	500,97	556,08	600,25	571,01	2960,22
h3 [kJ/kg]	579,51	477,54	523,08	555,49	529,83	2358,92
h4 [kJ/kg]	295,13	286,56	297,69	306,19	297,74	315,70
titolo scarico	1	1	1	1	1	0,88
V2 [m3/s]	0,20	0,31	0,26	0,18	0,21	0,43
V3 is [m3/s]	1,47	3,16	2,15	1,65	1,93	7,69
Δ histurb [kJ/kg]	57,29	23,43	33,00	44,76	41,18	601,30
VR turbina	7,52	10,20	8,28	9,33	9,27	17,93
SP turbina	0,08	0,14	0,11	0,09	0,10	0,10
n.min.stadi	1	1	1	1	1	5
Q eva [kW]	10709,54	14620,59	12481,62	10369,75	10361,82	5910,40
W turb [kW]	1814,11	1607,15	1606,20	1592,91	1574,74	1344,51
Q cond [kW]	9004,59	13102,14	10969,45	8873,00	8875,85	4568,63
W pompa [kW]	109,16	88,70	94,04	96,15	88,77	2,73
m refriger [kg/s]	11,49	11,49	11,49	11,49	11,49	11,49
Q refriger [kW]	240,81	240,81	240,81	240,81	240,81	240,81
P el aux [kW]	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57
P el ciclo [kW]	1704,96	1518,45	1512,17	1496,76	1485,97	1341,78
η el ciclo [%]	15,92	10,39	12,12	14,43	14,34	22,70
Q cog [kW]	8391,23	8577,74	8584,02	8599,43	8610,22	8754,41
EX cog [kW]	1404,28	1435,49	1436,54	1439,12	1440,93	1465,06
P el tot [kW]	1704,38	1517,87	1511,59	1496,18	1485,40	1341,20
η el tot [%]	16,49	14,68	14,62	14,47	14,37	12,97
η th tot [%]	81,18	82,98	83,04	83,19	83,30	84,69
η tot [%]	97,66	97,66	97,66	97,66	97,66	97,66
η ex tot [%]	85,90	81,61	81,46	81,11	80,86	77,54
η II ORC+MCI [%]	59,00	58,32	58,30	58,24	58,20	57,67

Tabella 6.6 - Risultati. Fluidi puri. Casi infiammabili. Motore Man. Assetto elettrico. La voce "costo" equivale in modulo alla potenza elettrica netta prodotta

FLUIDO	HFE-245fa2	HFO-1336mzz	TRANSBUTENE	HCFO-1233zde	BUTANO	HFC-245fa	BUTENE	HFE-347mcc	ISOBUTENE	NEOPENTANO	DIMETILETERE	CISBUTENE	CICLOPROPANO	HFC-245ca	HFO-1234zez	ISOBUTANO	AMMONIACA	NOVEC 649	HFE-245cb2	HFC-365mfc	ISOPENTANO	PENTANO	ACQUA
p evap ridotta	0,92	0,92	1,02	0,92	1,04	1,03	1,06	1,01	1,06	1,02	1,15	0,92	1,15	0,80	0,91	1,09	1,12	0,91	1,09	0,44	0,48	0,38	0,01
complessità σ	6,651	5,991	0,065	1,794	1,964	2,133	-0,390	13,089	0,149	6,270	-4,121	-0,908	-5,429	4,251	-0,943	1,312	-10,117	28,641	5,827	8,868	6,607	6,736	-11,146
MM [kg/kmol]	150,05	164,06	56,11	130,50	58,12	134,05	56,11	200,05	56,11	72,15	46,07	56,11	42,08	134,05	114,04	58,12	17,03	316,04	150,05	148,07	72,15	72,15	18,02
p cr [bar]	34,33	29,01	40,27	36,24	37,96	36,51	40,05	24,76	40,10	31,96	53,37	42,26	55,80	39,41	35,33	36,29	113,33	18,69	28,86	32,66	33,78	33,70	220,64
T cr [°C]	171,73	171,27	155,46	166,45	151,98	154,01	146,14	164,55	144,94	160,59	127,23	162,60	125,15	174,42	150,12	134,66	132,25	168,66	133,66	186,85	187,20	196,55	373,95
costo	-1585,18	-1582,47	-1572,16	-1560,35	-1555,53	-1550,53	-1549,80	-1546,21	-1545,65	-1543,53	-1541,83	-1538,91	-1530,67	-1510,45	-1505,26	-1492,83	-1475,07	-1473,58	-1472,49	-1442,43	-1441,55	-1400,48	-1149,03
m orc [kg/s]	30,06	32,92	15,55	31,34	14,65	29,47	15,18	35,82	14,72	16,32	13,21	15,65	12,78	26,53	29,27	15,11	4,52	48,97	33,34	26,99	15,08	14,14	2,05
p evap [bar]	31,43	26,59	41,17	33,22	39,46	37,52	42,29	25,11	42,68	32,63	61,20	38,95	63,95	31,66	32,25	39,71	127,46	17,02	31,41	14,21	16,17	12,67	1,70
p cond [bar]	1,24	1,06	3,24	1,89	3,16	2,10	3,90	0,97	3,92	2,21	7,47	3,04	8,90	1,42	2,55	4,39	12,85	0,54	2,67	0,79	1,22	0,92	0,05
beta	25,35	25,04	12,72	17,54	12,50	17,89	10,84	25,89	10,90	14,76	8,20	12,83	7,18	22,23	12,65	9,04	9,92	31,71	11,75	18,01	13,25	13,77	36,97
T evap [°C]	166,73	166,27	164,96	161,32	168,82	165,85	169,59	170,67	171,88	169,68	185,99	157,36	183,38	161,79	145,08	173,05	182,80	163,66	169,59	140,86	141,62	137,32	115,20
T cond [°C]	34,70	34,67	35,66	36,01	33,65	34,73	34,28	33,00	33,52	33,20	33,39	36,38	32,85	34,41	35,94	32,95	33,26	31,95	32,97	33,42	33,32	33,26	31,42
sh [°C]	1,74	1,44	1,01	3,22	1,22	1,00	1,00	1,60	1,02	1,67	1,02	3,97	1,00	1,00	11,77	1,00	37,20	1,00	1,04	1,00	1,00	1,00	75,00
T1 [°C]	34,67	34,61	36,39	36,27	34,30	35,02	35,19	32,86	34,37	33,52	34,99	36,99	34,97	34,31	36,26	33,83	35,43	31,49	33,26	32,83	32,88	32,67	30,42
T2 [°C]	168,47	167,70	165,97	164,54	170,04	166,85	170,60	172,27	172,90	171,35	187,01	161,33	184,38	162,79	156,85	174,05	220,00	164,66	170,63	141,86	142,62	138,32	190,20
T3 [°C]	66,78	67,47	50,92	48,25	72,66	65,88	67,45	94,01	73,78	86,73	74,84	39,11	77,95	59,64	52,68	93,45	33,26	105,36	99,56	73,14	71,23	68,80	31,42
T4 [°C]	33,70	33,67	34,66	35,01	32,65	33,73	33,28	32,00	32,52	32,20	32,39	35,38	31,85	33,41	34,94	31,95	32,26	30,95	31,97	32,42	32,32	32,26	30,42
h1 [kJ/kg]	246,62	243,24	84,18	244,73	284,77	246,78	96,07	240,59	98,42	57,21	142,50	76,46	284,57	247,94	245,94	282,57	515,17	235,02	243,83	245,20	12,82	-7,07	127,66
h2 [kJ/kg]	511,86	486,13	584,86	491,72	820,86	516,01	608,92	478,55	629,17	553,18	721,82	561,94	874,80	529,61	513,79	821,84	1929,27	425,75	503,80	533,58	519,07	519,00	2852,51
h3 [kJ/kg]	456,77	436,04	477,06	439,26	707,93	460,56	499,91	433,51	517,18	453,07	596,55	457,41	745,71	470,30	459,74	716,24	1582,51	394,53	457,20	478,88	420,72	417,73	2289,95
h4 [kJ/kg]	244,41	241,35	77,74	242,21	278,35	244,10	89,46	238,86	91,76	51,95	134,27	70,52	275,58	245,73	243,46	276,09	495,91	233,98	241,53	244,12	10,36	-8,98	127,49
titolo scarico	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0,96	1	1	1	1	1	0,89
V2 [m3/s]	0,11	0,13	0,13	0,13	0,13	0,12	0,14	0,13	0,14	0,13	0,13	0,13	0,13	0,12	0,16	0,16	0,07	0,15	0,17	0,31	0,31	0,39	2,55
V3 is [m3/s]	4,41	5,16	2,13	3,19	2,16	2,81	1,82	5,48	1,80	2,93	1,02	2,19	0,91	3,70	2,52	1,69	0,43	8,92	2,46	6,49	4,74	5,89	55,58
Δ histurb [kJ/kg]	55,09	50,09	107,80	52,46	112,93	55,45	109,01	45,03	111,98	100,12	125,27	104,53	129,10	59,31	54,05	105,60	346,76	31,22	46,60	54,70	98,35	101,27	562,55
VR turbina	41,71	41,08	17,00	25,09	16,19	23,78	13,02	41,70	12,95	21,80	8,02	17,02	7,12	31,54	15,72	10,53	6,54	58,11	14,38	20,63	15,33	15,01	21,78
SP turbina	0,14	0,15	0,08	0,12	0,08	0,11	0,07	0,16	0,07	0,10	0,05	0,08	0,05	0,12	0,10	0,07	0,03	0,22	0,11	0,17	0,12	0,14	0,27
n.min.stadi	2	2	2	2	2	2	1	2	1	2	1	2	1	2	2	1	3	2	1	2	2	2	5
Q eva [kW]	7974,08	7996,48	7787,55	7739,82	7851,56	7934,98	7784,60	8522,38	7811,80	8093,75	7653,95	7600,12	7544,37	7473,08	7841,14	8146,96	6388,74	9340,04	8668,24	7782,38	7634,54	7439,26	5590,15
W turb [kW]	1656,09	1649,20	1676,76	1643,88	1653,93	1634,19	1654,70	1612,95	1648,25	1633,83	1655,03	1636,35	1650,09	1573,56	1582,30	1595,31	1566,63	1528,97	1553,66	1476,14	1483,17	1432,11	1154,10
Q cond [kW]	6384,43	6409,54	6210,91	6174,98	6291,54	6379,97	6230,31	6971,67	6261,66	6545,72	6107,63	6056,71	6009,20	5958,11	6331,36	6649,61	4909,14	7861,92	7191,22	6335,39	6188,43	6034,19	4436,39
W pomp [kW]	66,44	62,25	100,12	79,05	93,91	79,17	100,41	62,24	98,10	85,80	108,71	92,94	114,92	58,59	72,52	97,95	87,02	50,85	76,63	29,15	37,07	27,05	0,34
m refrig [kg/s]	89,41	89,45	89,57	89,71	89,77	89,83	89,84	89,88	89,89	89,91	89,93	89,97	90,07	90,31	90,37	90,52	90,73	90,75	90,76	91,12	91,13	91,62	94,63
Q refrig [kW]	7477,35	7480,05	7490,36	7502,16	7506,98	7511,98	7512,71	7516,29	7516,86	7518,97	7520,68	7523,59	7531,83	7552,03	7557,22	7569,65	7587,40	7588,88	7589,97	7620,01	7620,90	7661,94	7913,24
P el aux [kW]	4,47	4,47	4,48	4,49	4,49	4,49	4,49	4,49	4,49	4,50	4,50	4,50	4,50	4,52	4,52	4,53	4,54	4,54	4,54	4,56	4,56	4,58	4,73
P el ciclo [kW]	1589,65	1586,95	1576,64	1564,84	1560,02	1555,02	1554,29	1550,71	1550,14	1548,03	1546,32	1543,41	1535,17	1514,97	1509,78	1497,35	1479,60	1478,12	1477,03	1446,99	1446,10	1405,06	1153,76
η el ciclo [%]	19,94	19,85	20,25	20,22	19,87	19,60	19,97	18,20	19,84	19,13	20,20	20,31	20,35	20,27	19,25	18,38	23,16	15,83	17,04	18,59	18,94	18,89	20,64
P el tot [kW]	1585,18	1582,47	1572,16	1560,35	1555,53	1550,53	1549,80	1546,21	1545,65	1543,53	1541,83	1538,91	1530,67	1510,45	1505,26	1492,83	1475,07	1473,58	1472,49	1442,43	1441,55	1400,48	1149,03
η el tot [%]	17,48	17,45	17,34	17,21	17,16	17,10	17,09	17,05	17,05	17,02	17,00	16,97	16,88	16,66	16,60	16,46	16,27	16,25	16,24	15,91	15,90	15,45	12,67
η ex tot [%]	66,58	66,47	66,04	65,54	65,34	65,13	65,10	64,95	64,92	64,83	64,76	64,64	64,29	63,45	63,23	62,70	61,96	61,90	61,85	60,59	60,55	58,83	48,26
η II ORC+MCI [%]	57,30	57,29	57,24	57,18	57,16	57,13	57,13	57,11	57,11	57,10	57,09	57,08	57,04	56,94	56,91	56,85	56,77	56,76	56,75	56,61	56,60	56,40	55,18

Tabella 6.8 - Risultati. Fluidi puri. Casi infiammabili. Motore Wärtsilä. Assetto elettrico. La voce "costo" equivale in modulo alla potenza elettrica netta prodotta

FLUIDO	CICLOPENTANO	AMMONIACA	ESANO	ISOESANO	EPTANO	PENTANO	CICLOESANO	METILCICLOESANO	HCFO-1233zde	ISOPENTANO	ACETONE	ISOOTTANO	MM	HFE-245fa2	HFO-1366mzz	DMC	TOLUENE	HFE-347mcc	ETANOLO	NOVEC 649	METANOLO	ACQUA
p evap ridotta	0,93	1,47	0,93	1,01	0,45	1,04	0,27	0,20	1,16	1,05	0,56	0,48	0,92	1,11	1,10	0,20	0,13	1,10	0,26	1,05	0,28	0,01
complessità σ	3,08	-10,12	11,95	12,03	17,56	6,74	9,84	16,48	1,79	6,61	-2,27	23,42	28,14	6,65	5,99	5,59	9,04	13,09	-8,34	28,64	-12,10	-11,15
MM [kg/kmol]	70,13	17,03	86,18	86,18	100,20	72,15	84,16	98,19	130,50	72,15	58,08	114,23	162,38	150,05	164,06	90,08	92,14	200,05	46,07	316,04	32,04	18,02
p cr [bar]	45,71	113,33	30,34	30,40	27,36	33,70	40,81	34,70	36,24	33,78	47,00	25,72	19,39	34,33	29,01	49,09	41,26	24,76	62,68	18,69	82,16	220,64
T cr [°C]	238,57	132,25	234,67	224,55	266,98	196,55	280,45	299,05	166,45	187,20	234,95	270,85	245,55	171,73	171,27	283,85	318,60	164,55	241,56	168,66	240,23	373,95
costo	-2456,50	-2443,12	-2337,56	-2283,93	-2263,17	-2231,03	-2223,52	-2208,31	-2186,68	-2176,26	-2170,92	-2163,70	-2150,98	-2131,64	-2121,41	-2103,78	-2093,33	-2027,54	-1974,62	-1964,67	-1899,40	-1628,12
m orc [kg/s]	14,84	5,04	14,44	14,66	13,65	14,88	14,47	15,10	27,86	15,67	11,33	14,35	18,62	29,28	32,34	13,71	13,58	38,31	5,69	55,79	4,53	2,75
p evap [bar]	42,70	166,93	28,29	30,71	12,19	35,11	11,21	7,05	41,97	35,54	26,13	12,29	17,92	38,01	31,86	9,76	5,21	27,12	16,36	19,64	22,82	2,30
p cond [bar]	0,62	13,16	0,28	0,37	0,08	0,91	0,19	0,09	1,67	1,19	0,46	0,08	0,07	1,14	0,98	0,11	0,06	0,92	0,12	0,53	0,24	0,05
beta	69,09	12,68	101,39	82,17	145,17	38,63	58,46	78,59	25,16	29,78	56,68	149,85	263,51	33,43	32,52	86,70	90,63	29,40	135,93	37,03	96,96	44,08
T evap [°C]	233,56	324,00	229,67	229,58	212,99	216,18	188,73	187,85	235,94	211,24	196,64	219,44	240,55	219,43	214,95	182,45	180,34	206,25	171,33	191,13	171,75	124,67
T cond [°C]	34,97	34,11	32,69	31,97	31,60	32,91	33,89	33,00	32,21	32,65	34,77	29,66	29,18	32,34	32,47	33,85	33,27	31,64	32,54	31,64	31,43	33,63
sh [°C]	1,98	1,00	1,05	1,01	1,00	1,04	1,00	1,00	1,03	1,00	14,43	1,00	1,00	1,00	1,09	1,00	1,00	1,00	75,00	1,00	74,86	75,00
T1 [°C]	35,26	37,34	32,51	31,87	30,91	33,07	33,18	32,16	32,76	32,90	34,46	28,97	28,64	32,49	32,58	33,04	32,38	31,56	31,82	31,27	30,84	32,64
T2 [°C]	235,54	325,00	230,72	230,59	213,99	217,22	189,73	188,85	236,97	212,24	211,07	220,44	241,55	220,43	216,04	183,45	181,34	207,25	246,33	192,13	246,60	199,67
T3 [°C]	68,01	70,91	108,79	116,93	120,10	108,99	89,40	103,20	122,42	112,49	35,51	138,64	146,13	123,72	122,15	60,97	66,66	134,22	32,55	135,69	31,43	33,63
T4 [°C]	33,97	33,11	31,69	30,97	30,60	31,91	32,89	32,00	31,21	31,65	33,77	28,66	28,18	31,34	31,47	32,85	32,27	30,64	31,54	30,64	30,43	32,63
h1 [kJ/kg]	-23,29	525,86	-83,29	-63,69	-161,28	-4,24	-94,80	-142,84	240,74	14,45	-45,71	-158,85	-142,19	243,92	240,89	-107,69	-145,19	239,06	-124,56	234,85	-88,82	136,96
h2 [kJ/kg]	588,24	2252,00	583,89	599,02	534,54	652,72	529,09	474,22	588,68	647,65	673,72	507,74	397,07	591,19	556,70	495,02	460,03	530,21	1138,31	459,98	1392,14	2868,63
h3 [kJ/kg]	416,65	1740,07	417,37	438,18	366,56	496,88	373,67	326,75	506,80	502,80	478,40	354,85	278,94	515,52	488,68	340,31	304,95	475,28	788,12	423,48	968,46	2274,11
h4 [kJ/kg]	-29,03	500,01	-87,60	-68,40	-163,07	-9,80	-96,24	-143,76	237,52	8,81	-49,02	-160,63	-144,55	241,24	238,62	-108,61	-145,79	237,18	-126,64	233,64	-91,70	136,73
titolo scarico	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0,91	0,88
V2 [m3/s]	0,09	0,08	0,11	0,11	0,32	0,14	0,47	0,70	0,16	0,15	0,20	0,29	0,12	0,14	0,17	0,50	0,94	0,19	0,30	0,21	0,24	2,58
V3 is [m3/s]	9,54	0,59	18,90	14,62	52,87	7,07	26,86	53,47	4,11	5,70	10,51	52,30	58,63	5,56	6,48	37,39	72,26	6,91	25,86	11,16	13,48	65,57
Δhisturb [kJ/kg]	171,59	511,93	166,52	160,84	167,98	155,84	155,42	147,47	81,88	144,85	195,32	152,89	118,13	75,66	68,02	154,71	155,08	54,93	350,20	36,51	423,68	594,52
VR turbina	107,03	7,61	177,09	137,16	167,57	51,66	57,06	76,55	25,96	38,82	51,99	181,06	471,39	39,17	38,49	74,23	77,21	36,45	86,25	52,66	55,65	25,45
SP turbina	0,15	0,03	0,22	0,19	0,36	0,13	0,26	0,37	0,12	0,12	0,15	0,37	0,41	0,14	0,16	0,31	0,43	0,17	0,21	0,24	0,14	0,29
n.min.stadi	2	4	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	3	2	2	2	2	2	3	2	4	5
Q eva [kW]	9075,14	8692,69	9634,01	9714,85	9495,87	9773,94	9028,71	9318,28	9694,02	9920,20	8152,16	9566,53	10041,50	10166,65	10213,83	8263,94	8220,67	11154,84	7181,58	12561,45	6702,52	7507,54
W turb [kW]	2546,42	2578,01	2404,59	2357,74	2292,46	2318,52	2249,16	2227,00	2281,22	2269,34	2213,29	2194,14	2199,78	2215,18	2199,94	2121,26	2106,43	2104,56	1991,46	2036,77	1917,51	1633,95
Q cond [kW]	6613,93	6244,85	7291,67	7426,11	7227,87	7538,07	6800,34	7105,12	7502,46	7739,07	5976,36	7397,95	7885,63	8030,10	8087,51	6155,24	6122,41	9122,33	5201,97	10591,78	4798,08	5874,21
W pomp [kW]	85,20	130,18	62,25	69,00	24,46	82,64	20,79	13,84	89,67	88,21	37,50	25,56	43,91	78,64	73,62	12,57	8,17	72,06	11,84	67,10	13,07	0,62
m refrig [kg/s]	94,18	94,34	95,60	96,24	96,49	96,87	96,96	97,15	97,40	97,53	97,59	97,68	97,83	98,06	98,18	98,39	98,52	99,31	99,94	100,06	100,84	104,08
Q refrig [kW]	7875,79	7889,17	7994,66	8048,26	8069,00	8101,12	8108,63	8123,84	8145,45	8155,87	8161,20	8168,42	8181,13	8200,46	8210,68	8228,30	8238,74	8304,49	8357,38	8367,33	8432,56	8703,67
P el aux [kW]	4,71	4,72	4,78	4,81	4,82	4,84	4,85	4,86	4,87	4,88	4,88	4,89	4,89	4,90	4,92	4,93	4,97	5,00	5,00	5,04	5,04	5,20
P el ciclo [kW]	2461,21	2447,83	2342,34	2288,74	2268,00	2235,88	2228,37	2213,16	2191,55	2181,13	2175,80	2168,58	2155,87	2136,54	2126,32	2108,70	2098,26	2032,51	1979,62	1969,67	1904,44	1633,33
η el ciclo [%]	27,12	28,16	24,31	23,56	23,88	22,88	24,68	23,75	22,61	21,99	26,69	22,67	21,47	21,02	20,82	25,52	25,52	18,22	27,57	15,68	28,41	21,76
P el tot [kW]	2456,50	2443,12	2337,56	2283,93	2263,17	2231,03	2223,52	2208,31	2186,68	2176,26	2170,92	2163,70	2150,98	2131,64	2121,41	2103,78	2093,33	2027,54	1974,62	1964,67	1899,40	1628,12
η el tot [%]	23,76	23,63	22,61	22,09	21,89	21,58	21,51	21,36	21,15	21,05	21,00	20,93	20,81	20,62	20,52	20,35	20,25	19,61	19,10	19,01	18,37	15,75
η ex tot [%]	73,82	73,42	70,25	68,64	68,01	67,05	66,82	66,37	65,72	65,40	65,24	65,02	64,64	64,06	63,75	63,22	62,91	60,93	59,34	59,04	57,08	48,93
η II ORC+MCI [%]	56,13	56,07	55,61	55,37	55,28	55,14	55,11	55,04	54,95	54,90	54,88	54,84	54,79	54,70	54,66	54,58	54,54	54,25	54,01	53,97	53,68	52,49

Tabella 6.9 - Risultati. Fluidi puri. Casi infiammabili. Motore Wärtsilä. Assetto cogenerativo. La voce "costo" in modulo equivale alla somma della potenza elettrica netta prodotta e dell'equivalente exergetico del calore recuperato

FLUIDO	AMMONIACA	CICLOPENTANO	ESANO	HCFO-1233zde	ISOESANO	ACETONE	EPTANO	MM	ISOOTTANO	PENTANO	CICLOESANO	METILCICLOESANO	ISOPENTANO	DMC	HFE-347mcc	NOVEC 649	D4	HFE-245fa2	TOLUENE	MDM	HFO-1336mzz	ETANOLO	METANOLO	ACQUA
p evap ridotta	1,47	0,93	1,01	1,20	1,01	0,88	0,49	0,92	0,52	1,06	0,36	0,26	1,08	0,28	1,14	1,13	0,20	1,12	0,18	0,29	1,12	0,42	0,43	0,05
compressità σ	-10,12	3,08	11,95	1,79	12,03	-2,27	17,56	28,14	23,42	6,74	9,84	16,48	6,61	5,59	13,09	28,64	51,89	6,65	9,04	48,44	5,99	-8,34	-12,10	-11,15
MM [kg/kmol]	17,03	70,13	86,18	130,50	86,18	58,08	100,20	162,38	114,23	72,15	84,16	98,19	72,15	90,08	200,05	316,04	296,62	150,05	92,14	236,53	164,06	46,07	32,04	18,02
p cr [bar]	113,33	45,71	30,34	36,24	30,40	47,00	27,36	19,39	25,72	33,70	40,81	34,70	33,78	49,09	24,76	18,69	13,32	34,33	41,26	14,15	29,01	62,68	82,16	220,64
T cr [°C]	132,25	238,57	234,67	166,45	224,55	234,95	266,98	245,55	270,85	196,55	280,45	299,05	187,20	283,85	164,55	168,66	313,34	171,73	318,60	290,94	171,27	241,56	240,23	373,95
costo	-2965,08	-2955,80	-2890,51	-2860,99	-2852,88	-2851,14	-2838,43	-2809,26	-2797,42	-2791,19	-2790,79	-2774,19	-2754,12	-2735,53	-2734,76	-2734,59	-2734,47	-2729,99	-2727,08	-2721,49	-2719,40	-2715,24	-2676,25	-2577,79
m orc [kg/s]	5,36	14,82	13,62	26,94	14,76	11,16	13,19	18,90	13,97	14,58	12,88	13,57	15,05	11,98	41,12	57,68	22,73	30,37	11,71	20,56	32,57	4,97	3,94	1,94
m cog [kg/s]	97,49	97,62	98,56	98,98	99,10	99,12	99,30	99,72	99,89	99,98	99,99	100,23	100,51	100,78	100,79	100,79	100,79	100,86	100,90	100,98	101,01	101,07	101,63	103,04
p evap [bar]	166,93	42,70	30,64	43,33	30,76	41,20	13,46	17,92	13,28	35,59	14,63	8,97	36,42	13,54	28,23	21,11	2,63	38,51	7,35	4,16	32,57	26,15	35,69	10,64
p cond [bar]	39,30	2,53	1,29	5,84	1,68	2,14	0,50	0,44	0,47	3,43	0,91	0,48	4,19	0,65	3,81	2,38	0,03	4,63	0,34	0,07	3,93	0,90	1,55	0,38
beta	4,25	16,85	23,66	7,42	18,30	19,26	26,79	40,62	28,08	10,39	16,05	18,54	8,68	20,87	7,42	8,89	100,97	8,32	21,74	60,18	8,30	29,01	23,05	27,78
T evap [°C]	324,00	233,56	239,67	252,52	230,42	226,16	219,18	240,55	224,50	222,83	205,33	201,94	223,12	200,33	225,85	225,85	217,11	225,85	198,83	216,38	225,85	193,37	193,66	182,58
T cond [°C]	77,60	80,21	76,74	75,22	77,03	79,75	76,21	74,25	74,37	77,19	77,23	76,65	76,45	76,73	76,61	76,11	73,76	77,00	76,00	73,64	76,51	75,48	75,66	74,82
sh [°C]	1,00	2,04	1,00	24,33	1,00	8,57	1,00	1,00	1,00	1,13	1,00	1,00	1,02	2,59	1,00	1,00	1,00	1,00	2,60	1,00	1,00	74,96	74,89	74,98
T1 [°C]	82,90	80,80	76,85	76,45	77,18	80,16	75,62	73,86	73,77	77,72	76,67	75,89	77,10	76,06	76,96	76,09	72,84	77,63	75,19	72,77	77,06	75,02	75,42	73,87
T2 [°C]	325,00	235,60	240,67	276,85	231,42	234,74	220,18	241,55	225,51	223,95	206,33	202,94	224,14	202,92	226,85	226,85	218,11	226,85	201,43	217,38	226,85	268,33	268,55	257,57
T3 [°C]	166,65	110,52	148,30	200,41	146,81	79,76	152,04	168,90	166,32	148,08	133,20	142,05	155,65	112,51	179,32	190,37	175,00	162,04	119,00	175,95	163,93	110,71	75,66	74,82
T4 [°C]	76,60	79,21	75,74	74,22	76,03	78,75	75,21	73,25	73,37	76,19	76,23	75,65	75,45	75,73	75,61	75,11	72,76	76,00	75,00	72,64	75,51	74,48	74,66	73,82
h1 [kJ/kg]	748,86	66,48	22,19	295,48	43,69	56,85	-56,02	-53,33	-59,71	105,04	-7,60	-54,16	121,33	-26,62	296,54	285,08	-176,08	305,80	-68,12	-159,89	297,25	-8,06	33,86	310,11
h2 [kJ/kg]	2252,00	588,63	613,52	638,17	602,91	664,39	545,22	397,07	517,50	675,08	556,28	500,27	684,87	519,67	556,08	500,97	193,14	600,17	489,56	261,90	571,01	1171,69	1415,95	2957,55
h3 [kJ/kg]	1929,26	475,61	497,83	580,14	498,83	527,97	433,43	319,88	415,48	574,06	446,49	398,15	589,71	407,91	521,97	476,74	134,67	554,09	376,55	197,82	528,64	906,91	1093,64	2370,70
h4 [kJ/kg]	724,31	60,63	17,36	292,19	38,85	51,45	-58,06	-55,78	-61,69	99,39	-9,49	-55,34	115,60	-27,92	294,60	283,78	-176,38	303,08	-68,98	-160,43	294,92	-11,47	29,25	309,06
titolo scarico	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0,98	0,89
V2 [m3/s]	0,08	0,09	0,10	0,18	0,11	0,10	0,27	0,13	0,26	0,14	0,31	0,49	0,15	0,32	0,22	0,26	1,00	0,15	0,58	0,68	0,18	0,17	0,14	0,43
V3 is [m3/s]	0,26	2,52	4,15	1,33	3,43	2,42	9,11	9,56	9,32	1,96	5,56	9,72	1,67	6,48	1,93	2,85	109,25	1,49	12,12	46,81	1,74	3,75	2,12	7,14
Δhisturb [kJ/kg]	322,74	113,02	115,69	58,03	104,08	136,42	111,80	77,19	102,02	101,02	109,79	102,12	95,16	111,76	34,11	24,23	58,47	46,09	113,01	64,08	42,37	264,79	322,31	586,84
VR turbina	3,20	28,29	40,72	7,56	31,42	23,54	33,80	75,75	36,45	13,86	17,67	19,86	11,05	20,48	8,81	10,93	109,21	9,90	21,06	69,18	9,81	22,59	15,69	16,61
SP turbina	0,02	0,09	0,11	0,07	0,10	0,08	0,17	0,19	0,17	0,08	0,13	0,17	0,07	0,14	0,10	0,14	0,67	0,08	0,19	0,43	0,09	0,09	0,06	0,10
n.min.stadi	3	2	2	1	2	2	2	2	2	1	2	2	1	2	1	1	2	1	2	2	1	3	3	5
Q eva [kW]	8062,06	7738,45	8052,83	9230,30	8252,73	6781,70	7927,85	8510,88	8066,13	8310,98	7264,30	7525,62	8481,54	6546,30	10671,66	12452,52	8393,05	8939,02	6531,40	8674,02	8917,24	5864,40	5448,62	5126,04
W turb [kW]	1731,02	1675,02	1575,53	1562,95	1535,97	1522,76	1474,10	1458,54	1425,63	1472,90	1414,41	1386,08	1432,21	1339,19	1402,49	1397,34	1329,06	1399,45	1323,58	1317,76	1380,11	1316,23	1270,66	1136,26
Q cond [kW]	6462,71	6150,25	6543,03	7755,96	6788,13	5319,19	6480,60	7098,67	6668,14	6920,47	5874,27	6155,52	7135,55	5222,64	9348,93	11129,99	7070,66	7622,01	5217,89	7367,22	7612,94	4565,10	4196,15	3991,81
W pompa [kW]	131,67	86,82	65,73	88,61	71,37	60,26	26,85	46,33	27,65	82,39	24,39	15,98	86,22	15,53	79,76	74,81	6,67	82,43	10,07	10,96	75,81	16,92	18,19	2,04
m refrig [kg/s]	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14
Q refrig [kW]	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66
P el aux [kW]	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36
P el ciclo [kW]	1599,35	1588,20	1509,80	1474,34	1464,60	1462,51	1447,25	1412,21	1397,99	1390,51	1390,03	1370,10	1345,99	1323,66	1322,74	1322,53	1322,39	1317,01	1313,51	1306,80	1304,30	1299,30	1252,47	1134,23
η el ciclo [%]	19,84	20,52	18,75	15,97	17,75	21,57	18,26	16,59	17,33	16,73	19,14	18,21	15,87	20,22	12,39	10,62	15,76	14,73	20,11	15,07	14,63	22,16	22,99	22,13
Q cog [kW]	8168,99	8180,14	8258,54	8294,00	8303,74	8305,83	8321,09	8356,13	8370,35	8377,83	8378,31	8398,24	8422,35	8444,68	8445,60	8445,81	8445,95	8451,32	8454,83	8461,54	8464,04	8469,04	8515,87	8634,11
EX cog [kW]	1367,09	1368,95	1382,07	1388,01	1389,64	1389,99	1392,54	1398,40	1400,78	1402,04	1402,12	1405,45	1409,49	1413,22	1413,38	1413,41	1413,44	1414,34	1414,92	1416,04	1416,46	1417,30	1425,14	1444,92
P el tot [kW]	1597,99	1586,84	1508,44	1472,98	1463,24	1461,15	1445,89	1410,86	1396,63	1389,15	1388,67	1368,74	1344,63	1322,30	1321,38	1321,17	1321,03	1315,66	1312,15	1305,44	1302,94	1297,95	1251,11	1132,87
η el tot [%]	15,46	15,35	14,59	14,25	14,16	14,14	13,99	13,65	13,51	13,44	13,43	13,24	13,01	12,79	12,78	12,78	12,78	12,73	12,6					

Tabella 6.10 - Risultati. Miscele binarie. Motore Man. Aspetto elettrico. In blu i casi non infiammabili. La voce "costo" equivale in modulo alla potenza elettrica netta prodotta

FLUIDO 1	HCFO-1233zde	HFO-1336mzz	ISOBUTANO	ISOBUTANO	BUTANO	ISOBUTENE	BUTANO	BUTENE	DME	BUTANO	HCFO-1233zde	DME	ISOBUTANO	BUTANO	DME	ISOBUTANO	HFO-1336mzz	DME	DME	DME	AMMONIACA
FLUIDO 2	HFC-134a	HFC-134a	PENTANO	ISOPENTANO	ESANO	CICLOESANO	CICLOESANO	CICLOESANO	ISOPENTANO	PENTANO	HFC-134a	PENTANO	CICLOESANO	ISOPENTANO	ETANOLO	ESANO	HFC-134a	METANOLO	TOLUENE	DMC	ACQUA
p evap ridotta	1,11	1,06	1,01	1,01	1,01	1,02	1,01	1,02	1,07	0,94	1,03	1,08	1,02	0,93	1,03	1,03	0,94	1,11	1,10	1,12	1,15
y1	0,90	0,97	0,56	0,42	0,87	0,88	0,92	0,90	0,58	0,63	0,87	0,75	0,82	0,54	0,96	0,76	0,97	0,95	0,96	0,92	0,99
y2	0,10	0,03	0,44	0,58	0,13	0,12	0,08	0,10	0,42	0,37	0,13	0,25	0,18	0,46	0,04	0,24	0,03	0,05	0,04	0,08	0,01
MM [kg/kmol]	126,99	161,16	63,61	65,52	60,79	58,43	59,60	57,95	54,22	62,59	125,99	50,61	61,47	63,80	46,07	62,99	160,65	45,06	46,95	47,90	17,04
p cr [bar]	37,99	29,79	38,16	37,13	39,25	43,96	40,66	43,17	48,57	37,76	38,44	53,63	43,10	37,23	60,29	40,04	29,92	52,25	57,06	51,63	113,93
T cr [°C]	158,39	168,00	164,02	166,36	164,27	161,59	163,93	159,47	145,98	169,04	156,09	142,55	163,31	168,20	140,74	160,69	167,42	130,75	135,68	129,95	135,03
costo	-1867,79	-1827,47	-1694,70	-1687,32	-1685,41	-1679,23	-1678,10	-1676,41	-1668,80	-1666,57	-1662,76	-1654,84	-1636,33	-1635,14	-1625,29	-1619,66	-1618,72	-1615,53	-1614,72	-1607,16	-1581,34
m orc [kg/s]	27,20	30,47	16,13	15,78	15,31	15,85	15,40	16,10	14,75	15,33	30,83	14,37	15,82	15,64	13,84	15,67	32,86	13,00	13,93	13,74	4,80
p evap [bar]	42,17	31,55	38,60	37,57	39,70	44,64	41,27	44,15	52,07	35,38	39,70	58,17	44,16	34,68	62,24	41,15	28,04	58,25	62,88	58,06	130,63
p cond [bar]	1,99	1,05	2,14	2,00	2,25	2,87	2,44	2,95	4,11	1,94	2,20	5,07	2,88	2,06	6,21	2,68	1,12	5,82	6,50	6,09	11,83
beta	21,23	30,13	18,06	18,82	17,64	15,56	16,90	14,97	12,67	18,23	18,04	11,48	15,33	16,82	10,02	15,34	24,97	10,01	9,68	9,54	11,05
T liq.sat.AP [°C]	205,85	194,07	169,02	171,64	169,32	168,34	170,39	169,33	176,14	163,92	170,13	177,75	174,07	162,95	154,09	172,69	162,39	177,16	177,38	180,08	194,88
T vap.sat.AP [°C]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	166,05	-	-	-	164,55	-	-	164,75	-	-	-	-
ΔT glide AP [°C]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2,13	-	-	-	1,60	-	-	2,36	-	-	-	-
T vap.sat.BP [°C]	33,86	33,01	37,75	34,94	41,79	49,11	44,46	46,80	40,71	35,70	35,85	45,75	56,96	35,28	51,07	51,89	34,69	46,89	58,77	53,07	71,35
T liq.sat.BP [°C]	21,00	21,00	21,00	22,66	25,60	25,83	27,06	27,02	22,02	26,35	21,03	24,32	22,96	29,07	28,26	22,03	21,21	26,92	29,16	27,62	31,11
ΔT glide BP [°C]	12,85	12,01	16,75	12,29	16,19	23,29	17,40	19,78	18,70	9,35	14,82	21,43	34,01	6,21	22,81	29,86	13,48	19,96	29,61	25,45	40,24
sh [°C]	1,00	1,00	1,00	1,35	2,45	3,36	1,00	1,00	1,00	2,32	1,00	1,09	1,00	2,56	22,01	1,00	2,77	1,50	3,32	1,08	24,55
T1 [°C]	21,48	21,03	21,44	23,06	26,11	26,55	27,63	27,82	23,01	26,65	21,43	25,56	23,70	29,38	29,69	22,65	21,13	28,11	30,68	28,86	33,66
T2 [°C]	206,85	195,07	170,02	172,99	171,78	171,69	171,40	170,33	177,14	168,37	171,13	178,83	175,07	167,11	176,10	173,69	167,52	178,66	180,70	181,15	219,43
T3 [°C]	94,33	98,75	59,74	66,19	59,80	52,50	57,06	48,97	63,94	58,15	54,85	60,11	66,38	62,02	51,17	71,41	67,21	54,33	58,81	63,33	35,71
T4 [°C]	20,00	20,00	20,00	21,66	24,60	24,83	26,06	26,02	21,02	25,35	20,03	23,32	21,96	28,07	27,26	21,03	20,21	25,92	28,16	26,62	30,11
h1 [kJ/kg]	229,11	227,81	128,43	103,78	216,90	58,87	238,19	62,37	73,39	161,82	229,46	91,85	194,50	151,02	123,51	173,08	228,01	118,26	121,57	111,40	-4031,13
h2 [kJ/kg]	552,88	528,62	652,32	630,85	752,45	573,68	766,58	565,70	629,02	691,92	502,07	654,04	717,55	668,19	693,81	705,76	487,98	722,34	684,81	685,16	-2599,27
h3 [kJ/kg]	480,90	466,29	540,80	517,65	635,67	460,64	650,75	454,53	508,09	577,21	445,04	530,49	606,87	557,83	567,62	595,49	436,62	589,93	560,11	560,25	-2951,68
h4 [kJ/kg]	225,95	225,59	122,23	97,78	210,47	52,03	231,59	55,57	65,91	156,12	226,50	83,76	187,52	145,49	115,03	166,44	226,05	110,44	113,11	103,81	-4053,25
titolo scarico	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0,92
V2 [m3/s]	0,14	0,14	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,12	0,12	0,12	0,11	0,10	0,12	0,12	0,11	0,13	0,13	0,12	0,13	0,07
V3 is [m3/s]	3,18	5,44	3,12	3,25	2,94	2,39	2,74	2,35	1,73	3,31	2,86	1,43	2,38	3,15	1,18	2,51	4,96	1,23	1,15	1,21	0,51
Δhisturb [kJ/kg]	71,98	62,32	111,53	113,20	116,78	113,03	115,83	111,18	120,93	114,70	57,03	123,55	110,68	110,36	126,19	110,26	51,36	132,41	124,70	124,91	352,42
VR turbina	23,14	38,52	28,63	29,34	26,54	21,88	25,44	20,67	14,63	28,06	23,46	12,54	22,65	25,72	10,10	22,25	39,12	9,73	9,78	9,49	7,52
SP turbina	0,11	0,15	0,10	0,10	0,09	0,08	0,09	0,08	0,07	0,10	0,11	0,06	0,08	0,10	0,06	0,09	0,15	0,06	0,06	0,06	0,03
n.min.stadi	2	2	2	2	2	2	2	2	1	2	2	1	2	2	1	2	2	2	1	1	3
Q eva [kW]	8808,06	9167,18	8451,05	8317,43	8201,07	8161,97	8139,10	8106,02	8194,85	8125,85	8405,63	8079,25	8275,70	8088,74	7895,62	8348,50	8542,24	7854,45	7845,44	7881,66	6874,49
W turb [kW]	1958,10	1899,28	1799,04	1786,39	1788,32	1792,06	1784,17	1790,46	1783,64	1758,29	1758,34	1775,48	1751,22	1726,05	1747,08	1728,14	1687,51	1721,70	1736,95	1715,92	1691,97
Q cond [kW]	6935,97	7335,38	6751,94	6625,71	6511,25	6478,32	6456,59	6425,18	6521,63	6454,86	6738,44	6419,99	6634,93	6449,15	6265,89	6724,38	6919,07	6234,47	6226,27	6270,04	5288,68
W pompa [kW]	86,01	67,48	99,93	94,66	98,50	108,42	101,66	109,63	110,42	87,30	91,16	116,22	110,45	86,47	117,35	104,03	64,34	101,72	117,77	104,31	106,16
m refrig [kg/s]	86,04	86,52	88,11	88,19	88,22	88,29	88,30	88,32	88,42	88,44	88,49	88,58	88,80	88,82	88,94	89,00	89,01	89,05	89,06	89,15	89,46
Q refrig [kW]	7194,91	7235,21	7367,90	7375,27	7377,18	7383,36	7384,49	7386,17	7393,78	7396,01	7399,81	7407,74	7426,23	7427,42	7437,27	7442,89	7443,83	7447,02	7447,83	7455,39	7481,19
P el aux [kW]	4,30	4,33	4,41	4,41	4,41	4,41	4,42	4,42	4,42	4,42	4,42	4,43	4,44	4,44	4,45	4,45	4,45	4,45	4,45	4,46	4,47
P el ciclo [kW]	1872,09	1831,79	1699,10	1691,73	1689,82	1683,64	1682,51	1680,83	1673,22	1670,99	1667,19	1659,26	1640,77	1639,58	1629,73	1624,11	1623,17	1619,98	1619,17	1611,61	1585,81
η el ciclo [%]	21,25	19,98	20,11	20,34	20,60	20,63	20,67	20,74	20,42	20,56	19,83	20,54	19,83	20,27	20,64	19,45	19,00	20,62	20,64	20,45	23,07
P el tot [kW]	1867,79	1827,47	1694,70	1687,32	1685,41	1679,23	1678,10	1676,41	1668,80	1666,57	1662,76	1654,84	1636,33	1635,14	1625,29	1619,66	1618,72	1615,53	1614,72	1607,16	1581,34
η el tot [%]	20,60	20,16	18,69	18,61	18,59	18,52	18,51	18,49	18,41	18,38	18,34	18,25	18,05	18,03	17,93	17,86	17,85	17,82	17,81	17,73	17,44
η ex tot [%]	78,45	76,76	71,18	70,87	70,79	70,53	70,49	70,42	70,10	70,00	69,84	69,51	68,73	68,68	68,27	68,03	67,99	67,86	67,82	67,51	66,42
η II ORC+MCI [%]	58,68	58,48	57,83	57,80	57,79	57,76	57,75	57,74	57,71	57,70	57,68	57,64	57,55	57,54	57,50	57,47	57,46	57,45	57,44	57,41	57,28

Tabella 6.11 - Risultati. Miscela binarie. Motore Man. Assetto cogenerativo. In blu i casi non infiammabili. La voce "costo" in modulo equivale alla somma della potenza elettrica netta prodotta e dell'equivalente exergetico del calore recuperato

FLUIDO 1	HCFO-1233zde	HFO-1336mzz	ISOBUTANO	DME	HCFO-1233zde	BUTANO	ISOBUTANO	ISOBUTENE	AMMONIACA	HFO-1336mzz	ISOBUTANO	ISOBUTANO	BUTANO	BUTENE	DME	DME	DME	BUTANO	DME	BUTANO	DME
FLUIDO 2	HFC-134a	HFC-134a	PENTANO	ISOPENTANO	HFC-134a	ESANO	ESANO	CICLOESANO	ACQUA	HFC-134a	CICLOESANO	ISOPENTANO	CICLOESANO	CICLOESANO	PENTANO	ETANOLO	DMC	PENTANO	TOLUENE	ISOPENTANO	METANOLO
p evap ridotta	1,14	1,04	1,01	1,02	1,19	1,01	1,01	1,02	1,20	1,01	1,02	1,01	1,02	1,02	1,05	1,07	1,17	1,01	1,10	1,01	1,15
y1	0,59	0,93	0,49	0,36	0,43	0,83	0,73	0,87	0,98	0,92	0,84	0,45	0,89	0,88	0,62	0,93	0,93	0,64	0,92	0,62	0,89
y2	0,41	0,07	0,51	0,64	0,57	0,17	0,27	0,13	0,02	0,08	0,16	0,55	0,11	0,12	0,38	0,07	0,07	0,36	0,08	0,38	0,11
MM [kg/kmol]	117,23	157,43	64,49	59,94	112,67	61,60	63,62	58,68	17,05	156,53	61,16	65,11	60,12	58,35	53,51	46,07	47,76	62,53	47,97	62,78	43,94
p cr [bar]	41,37	30,75	38,05	44,33	42,03	39,47	40,27	44,32	114,71	30,98	42,62	37,23	41,50	43,76	54,02	65,65	51,71	37,78	60,99	37,47	52,25
T cr [°C]	135,98	163,77	168,03	159,13	125,51	167,69	163,63	163,32	136,77	162,75	160,96	164,85	167,88	162,22	154,62	152,00	129,70	168,80	144,97	165,48	136,71
costo	-2342,89	-2279,81	-2070,08	-2061,28	-2054,69	-2052,99	-2049,27	-2044,05	-2043,04	-2043,38	-2042,91	-2042,76	-2040,09	-2039,55	-2038,96	-2033,82	-2025,66	-2023,51	-2016,95	-2010,74	-2010,62
m orc [kg/s]	31,49	35,75	15,71	16,94	28,55	14,90	16,65	15,31	4,65	34,64	16,52	16,39	14,23	15,44	15,24	12,90	11,38	14,32	13,20	15,10	10,19
m cog [kg/s]	88,06	88,97	84,99	85,11	85,21	85,23	85,29	85,36	85,38	85,37	85,38	85,38	85,42	85,43	85,43	85,51	85,62	85,66	85,75	85,84	85,84
p evap [bar]	47,16	32,09	38,48	45,29	50,13	40,00	40,77	45,33	137,71	31,35	43,64	37,68	42,19	44,73	56,59	70,12	60,42	38,21	66,98	37,90	59,89
p cond [bar]	12,16	5,19	6,97	9,81	15,10	7,39	8,48	9,33	36,98	5,37	9,60	7,63	7,84	9,40	13,42	17,19	18,28	7,08	17,87	7,79	15,42
beta	3,88	6,18	5,52	4,61	3,32	5,41	4,81	4,86	3,72	5,84	4,55	4,94	5,38	4,76	4,22	4,08	3,30	5,40	3,75	4,87	3,88
T evap [°C]	193,29	182,81	173,03	168,42	202,30	173,63	169,03	173,34	218,99	167,98	171,37	170,19	175,21	171,86	174,99	180,90	197,54	173,86	186,02	170,48	196,58
T vap.sat.BP [°C]	83,28	82,81	83,63	88,56	82,14	87,50	94,85	92,10	111,84	83,48	96,64	83,39	89,55	90,87	94,40	94,43	84,70	82,65	106,65	82,64	90,26
T liq.sat.BP [°C]	66,79	66,74	69,03	66,04	69,19	71,74	68,44	72,18	76,03	66,00	70,42	73,16	72,36	73,07	67,57	71,82	72,67	74,89	72,09	77,75	69,25
ΔT glide BP [°C]	16,50	16,07	14,60	22,52	12,95	15,77	26,41	19,92	35,81	17,48	26,21	10,24	17,19	17,81	26,84	22,61	12,03	7,77	34,56	4,88	21,01
sh [°C]	31,65	1,18	1,00	1,23	6,36	1,00	3,55	1,01	1,00	1,09	1,22	1,00	1,00	1,52	1,00	1,41	22,46	1,00	1,07	1,47	1,00
T1 [°C]	68,36	67,17	69,89	67,18	71,18	72,71	69,50	73,47	80,66	66,39	71,70	74,05	73,43	74,43	69,31	74,36	74,86	75,78	74,59	78,68	70,99
T2 [°C]	224,94	183,99	174,03	169,66	208,66	174,63	172,59	174,34	219,99	169,07	172,59	171,19	176,21	173,38	175,99	182,31	220,00	174,86	187,09	171,96	197,58
T3 [°C]	168,06	120,46	97,41	92,96	155,99	96,26	101,43	94,15	96,87	99,41	101,24	100,16	96,58	92,18	97,24	94,66	154,45	97,95	107,82	100,05	117,14
T4 [°C]	65,79	65,74	68,03	65,04	68,19	70,74	67,44	71,18	75,03	65,00	69,42	72,16	71,36	72,07	66,57	70,82	71,67	73,89	71,09	76,75	68,25
h1 [kJ/kg]	294,36	287,07	229,24	152,88	300,50	320,23	278,61	169,22	-3881,02	286,37	316,23	236,37	341,73	168,46	180,29	230,78	226,75	286,85	217,49	295,55	219,69
h2 [kJ/kg]	585,13	513,77	644,82	559,84	566,78	740,78	686,46	576,24	-2697,08	487,36	718,60	632,85	766,45	567,77	611,11	694,85	781,39	703,89	674,95	696,90	792,30
h3 [kJ/kg]	546,74	482,67	582,87	502,24	533,32	676,87	628,92	514,24	-2901,21	460,75	660,82	575,44	700,70	506,67	548,40	621,00	701,71	640,43	604,88	637,57	705,59
h4 [kJ/kg]	291,20	284,89	223,37	146,66	297,25	314,08	272,47	162,71	-3902,63	284,27	309,79	230,71	335,35	162,02	172,94	221,83	219,75	280,98	209,33	289,85	212,41
titolo scarico	1	1	1	1	1	1	1	1	0,96	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
V2 [m3/s]	0,19	0,15	0,11	0,11	0,16	0,10	0,11	0,10	0,06	0,12	0,11	0,11	0,10	0,11	0,10	0,09	0,13	0,10	0,10	0,11	0,11
V3 is [m3/s]	0,74	1,29	0,94	0,73	0,53	0,87	0,82	0,72	0,18	1,11	0,74	0,88	0,80	0,72	0,54	0,41	0,41	0,87	0,40	0,83	0,42
Δhisturb [kJ/kg]	38,39	31,09	61,94	57,59	33,46	63,91	57,55	62,01	204,13	26,61	57,78	57,41	65,75	61,10	62,70	73,85	79,69	63,47	70,07	59,33	86,72
VR turbina	3,99	8,40	8,89	6,62	3,43	8,47	7,34	6,93	2,92	9,25	6,67	7,76	8,20	6,70	5,26	4,46	3,29	8,46	4,04	7,45	3,90
SP turbina	0,06	0,09	0,06	0,06	0,05	0,06	0,06	0,05	0,02	0,08	0,06	0,06	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,06	0,04	0,06	0,04
n.min.stadi	1	1	1	1	1	1	1	1	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Q eva [kW]	9156,59	8103,44	6528,11	6893,17	7602,45	6264,53	6790,09	6230,63	5502,85	6962,30	6646,95	6496,86	6043,49	6166,94	6563,79	5987,32	6313,96	5973,13	6037,14	6058,65	5835,21
W turb [kW]	1209,03	1111,50	973,04	975,51	955,32	951,98	958,09	949,18	948,80	921,78	954,55	940,78	935,56	943,56	955,34	952,82	907,15	908,98	924,71	895,65	883,70
Q cond [kW]	8047,24	7069,84	5647,26	6022,90	6740,10	5404,21	5934,24	5381,04	4654,48	6113,52	5798,73	5648,83	5198,66	5322,76	5720,33	5150,03	5486,47	5148,20	5220,10	5249,06	5025,78
W pompa [kW]	99,68	77,90	92,19	105,23	92,96	91,67	102,24	99,59	100,43	73,00	106,34	92,74	90,73	99,38	111,87	115,52	79,65	84,06	107,68	86,07	74,27
m refrig [kg/s]	27,61	27,61	50,82	50,82	50,82	50,82	50,82	50,82	50,82	50,82	50,82	50,82	50,82	50,82	50,82	50,82	50,82	50,82	50,82	50,82	50,82
Q refrig [kW]	578,42	578,42	1064,74	1064,74	1064,74	1064,74	1064,74	1064,74	1064,74	1064,74	1064,74	1064,74	1064,74	1064,74	1064,74	1064,74	1064,74	1064,74	1064,74	1064,74	1064,74
P el aux [kW]	1,38	1,38	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54
P el ciclo [kW]	1109,35	1033,60	880,85	870,28	862,36	860,32	855,85	849,59	848,37	848,78	848,21	848,04	844,83	844,18	843,47	837,30	827,49	824,92	817,04	809,59	809,43
η el ciclo [%]	12,12	12,76	13,49	12,63	11,34	13,73	12,60	13,64	15,42	12,19	12,76	13,05	13,98	13,69	12,85	13,98	13,11	13,81	13,53	13,36	13,87
Q cog [kW]	7379,23	7454,98	7121,41	7131,99	7139,90	7141,95	7146,41	7152,67	7153,90	7153,48	7154,05	7154,23	7157,43	7158,08	7158,80	7164,96	7174,77	7177,34	7185,23	7192,68	7192,83
EX cog [kW]	1234,92	1247,60	1191,77	1193,54	1194,87	1195,21	1195,96	1197,00	1197,21	1197,14	1197,24	1197,26	1197,80	1197,91	1198,03	1199,06	1200,70	1201,13	1202,45	1203,70	1203,73
P el tot [kW]	1107,97	1032,22	878,31	867,74	859,82	857,78	853,31	847,05	845,83	846,24	845,67	845,50	842,29	841,64	840,93	834,76	824,95	822,38	814,50	807,04	806,89
η el tot [%]	12,22	11,38	9,69	9,57	9,48	9,46	9,41	9,34	9,33	9,33	9,33	9,32	9,29	9,28	9,27	9,21	9,10	9,07	8,98	8,90	8,90
η th tot [%]	81,39	82,22	78,54	78,66	78,75	78,77	78,82	78,89	78,90	78,90	78,90	78,90	78,94	78,95	78,95	79,02	79,13	79,16	79,25	79,33	79,33
η tot [%]	93,61	93,61	88,23	88,23	88,23	88,23	88,23	88,23	88,23	88,23	88,23	88,23	88,23	88,23	88,23	88,23	88,23	88,23	88,23	88,23	88,23
η ex tot [%]	88,12	85,75	77,86	77,53	77,28	77,21	77,07	76,88	76,84	76,85	76,84	76,83	76,73	76,71	76,69	76,49	76,19	76,11	75,86	75,63	75,62
η II ORC+MCI [%]	60,99	60,68	59,66	59,62	59,58	59,58	59,56	59,53	59,53	59,53	59,53	59,53	59,51	59,51	59,51	59,48	59,44	59,43	59,40	59,37	59,37

Tabella 6.12 - Risultati. Miscela binarie. Motore Wäertsilä. Assetto elettrico. In blu i casi non infiammabili. La voce "costo" equivale in modulo alla potenza elettrica netta prodotta

FLUIDO 1	HCFO-1233zde	HFO-1336mzz	CICLOPENTANO	CICLOPENTANO	AMMONIACA	CICLOPENTANO	PENTANO	PENTANO	ISOPENTANO	ESANO	PENTANO	ESANO	PENTANO	PENTANO	ISOPENTANO	CICLOESANO	DMC	HCFO-1233zde	MM	HFO-1336mzz	MM	ACQUA
FLUIDO 2	HFC-134a	HFC-134a	CISBUTENE	EPTANO	ACQUA	ISOOTTANO	CICLOESANO	TOLUENE	CICLOESANO	OTTANO	METILCICLOESANO	ISOPENTANO	ESANO	EPTANO	METILCICLOESANO	TOLUENE	ACETONE	HFC-134a	D4	HFC-134a	MDM	METANOLO
p evap ridotta	1,21	1,12	1,02	0,87	1,44	0,87	1,01	1,01	1,01	0,94	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	0,25	0,36	1,16	0,62	1,06	0,66	0,09
y1	0,92	0,97	0,82	0,78	0,98	0,80	0,54	0,69	0,61	0,85	0,69	0,73	0,32	0,75	0,75	0,78	0,48	0,92	0,94	0,97	0,89	0,30
y2	0,08	0,03	0,18	0,22	0,02	0,20	0,46	0,31	0,39	0,15	0,31	0,27	0,68	0,25	0,25	0,22	0,52	0,08	0,06	0,03	0,11	0,70
MM [kg/kmol]	127,50	161,03	67,05	75,02	17,05	76,11	77,17	77,36	76,42	89,47	78,60	81,88	81,11	77,49	77,26	85,82	70,02	127,62	166,63	161,43	168,40	26,03
p cr [bar]	37,75	29,83	46,03	41,90	114,65	42,34	38,69	39,78	38,90	30,62	37,38	32,49	32,33	34,54	37,79	37,64	49,28	37,69	19,10	29,72	18,79	125,47
T cr [°C]	159,57	167,84	221,89	243,19	136,65	242,95	233,77	233,25	223,37	244,27	228,12	222,66	222,73	214,90	216,08	279,38	255,17	159,84	247,70	168,30	249,24	289,34
costo	-2482,33	-2391,48	-2540,41	-2528,93	-2523,17	-2514,73	-2506,37	-2441,76	-2435,33	-2427,51	-2412,63	-2405,03	-2389,15	-2377,11	-2348,29	-2261,58	-2256,58	-2236,51	-2155,13	-2154,11	-2141,20	-1939,76
m orc [kg/s]	29,57	35,50	14,87	14,28	5,14	14,63	14,23	14,66	15,28	13,73	14,77	14,79	14,57	15,41	15,97	14,16	12,76	28,85	19,82	32,98	19,41	3,74
p evap [bar]	45,83	33,28	47,04	36,44	165,34	36,98	39,07	40,23	39,29	28,87	37,76	32,81	32,67	34,89	38,17	9,27	17,57	43,82	11,89	31,49	12,32	11,91
p cond [bar]	1,87	1,07	0,76	0,37	11,41	0,41	0,40	0,47	0,57	0,18	0,46	0,37	0,38	0,53	0,68	0,12	0,23	1,85	0,06	1,01	0,06	0,12
beta	24,49	31,24	61,73	97,31	14,49	90,30	97,82	85,66	69,02	161,51	81,30	88,15	86,65	66,44	56,14	75,79	75,79	23,75	202,85	31,10	223,67	103,32
T liq.sat.AP [°C]	252,22	218,95	232,78	231,98	317,82	232,07	238,78	238,99	228,37	239,27	233,12	227,66	227,84	219,90	221,08	183,91	186,46	230,30	216,48	194,48	220,99	154,77
T vap.sat.AP [°C]	-	-	-	234,21	-	234,24	-	-	-	241,04	-	-	-	-	-	186,83	191,34	-	218,97	-	223,77	164,12
ΔT glide AP [°C]	-	-	-	2,23	-	2,17	-	-	-	1,77	-	-	-	-	-	2,92	4,88	-	2,50	-	2,78	9,36
T vap.sat.BP [°C]	32,63	33,42	35,07	36,31	78,22	35,38	35,83	52,78	40,27	37,35	44,66	32,92	32,82	42,72	48,38	33,94	35,33	32,33	35,08	32,21	31,39	34,85
T liq.sat.BP [°C]	21,00	21,00	21,00	25,52	30,15	27,06	21,00	21,57	21,00	24,73	21,44	21,00	24,79	22,93	22,15	27,64	25,88	21,01	26,79	21,02	26,32	22,99
ΔT glide BP [°C]	11,62	12,42	14,07	10,79	48,08	8,32	14,83	31,21	19,27	12,63	23,22	11,92	8,03	19,80	26,23	6,30	9,45	11,32	8,30	11,18	5,07	11,87
sh [°C]	1,01	2,36	1,00	1,05	7,04	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,35	1,00	1,09	1,00	2,05	1,03	1,00	17,08	1,00	74,92
T1 [°C]	21,60	21,09	21,41	25,54	33,52	27,12	21,08	21,68	21,15	24,50	21,50	20,94	24,73	22,95	22,30	26,86	25,27	21,53	26,09	21,05	25,64	22,11
T2 [°C]	253,23	221,31	233,78	235,26	324,86	235,24	239,78	239,99	229,37	242,04	234,12	228,66	229,19	220,90	222,18	187,83	193,38	231,33	219,97	211,56	224,77	239,04
T3 [°C]	138,49	127,47	71,56	80,27	65,53	84,01	99,20	96,78	96,88	114,04	102,41	105,47	105,87	96,82	98,41	80,79	37,79	117,28	140,74	118,05	144,61	33,02
T4 [°C]	20,00	20,00	20,00	24,52	29,15	26,06	20,00	20,57	20,00	23,73	20,44	20,00	23,79	21,93	21,15	26,64	24,88	20,01	25,79	20,02	25,32	21,99
h1 [kJ/kg]	229,12	227,98	-29,38	-66,88	-4119,69	-60,53	-67,64	-66,03	-49,25	-121,46	-70,31	-81,60	-75,10	-62,29	-45,76	-121,00	-91,13	228,91	-151,85	227,73	-156,60	-16,89
h2 [kJ/kg]	610,19	564,59	616,70	585,20	-2357,73	577,47	619,81	605,92	603,66	588,21	604,25	599,90	606,48	595,02	588,76	513,24	580,25	583,36	369,32	552,91	373,19	1848,55
h3 [kJ/kg]	522,63	494,75	439,14	402,83	-2877,54	400,22	437,70	433,32	438,23	406,74	435,02	431,97	437,14	435,05	435,72	352,04	401,16	502,36	258,77	485,24	260,97	1326,67
h4 [kJ/kg]	225,67	225,64	-35,80	-71,86	-4148,04	-65,57	-73,25	-71,81	-54,97	-125,79	-75,91	-86,61	-80,10	-67,68	-51,49	-122,15	-93,06	225,61	-153,40	225,52	-158,23	-18,26
titolo scarico	1	1	1	1	0,98	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0,91
V2 [m3/s]	0,17	0,19	0,10	0,10	0,08	0,10	0,09	0,09	0,09	0,10	0,09	0,10	0,11	0,10	0,09	0,56	0,30	0,16	0,26	0,18	0,24	0,49
V3 is [m3/s]	4,15	6,76	8,18	14,77	0,68	13,78	14,14	12,26	10,66	27,48	12,49	15,12	14,86	11,48	9,24	39,52	20,03	3,87	69,68	6,43	72,50	27,58
Δhisturb [kJ/kg]	87,56	69,83	177,56	182,37	519,80	177,25	182,11	172,60	165,43	181,47	169,24	167,93	169,34	159,98	153,03	161,20	179,09	81,00	110,55	67,67	112,22	521,88
VR turbina	24,21	35,85	83,91	146,15	8,51	138,82	160,99	142,85	115,55	288,45	141,18	146,27	141,06	111,65	97,29	71,07	67,48	24,40	266,59	36,38	302,46	56,57
SP turbina	0,12	0,16	0,14	0,19	0,03	0,18	0,18	0,17	0,16	0,25	0,17	0,19	0,19	0,17	0,15	0,31	0,22	0,12	0,46	0,16	0,47	0,20
n.min.stadi	2	2	2	2	4	2	2	2	2	3	2	2	2	2	2	2	2	2	3	2	3	5
Q eva [kW]	11268,80	11950,39	9607,75	9313,54	9062,80	9333,61	9779,81	9854,15	9975,19	9744,40	9964,86	10079,80	9928,48	10128,14	10136,02	8981,34	8569,82	10224,66	10327,95	10725,45	10280,57	6969,75
W turb [kW]	2589,18	2479,27	2640,51	2604,72	2673,67	2593,03	2590,76	2531,20	2527,41	2491,69	2500,03	2483,77	2466,79	2464,98	2444,61	2282,69	2286,03	2336,52	2190,73	2231,92	2177,73	1949,89
Q cond [kW]	8781,78	9554,16	7062,68	6779,95	6534,96	6814,21	7268,75	7407,68	7535,14	7312,16	7547,50	7670,03	7534,58	7746,28	7782,96	6714,94	6308,41	7983,31	8167,93	8566,45	8134,48	5024,98
W pompa [kW]	102,16	83,05	95,44	71,13	145,83	73,63	79,71	84,72	87,36	59,45	82,67	74,00	72,89	83,12	91,55	16,29	24,63	95,17	30,71	72,92	31,64	5,11
m refrig [kg/s]	93,87	94,96	93,18	93,31	93,38	93,48	93,58	94,36	94,43	94,53	94,70	94,79	94,98	95,13	95,47	96,51	96,57	96,81	97,78	97,79	97,95	100,35
Q refrig [kW]	7849,98	7940,77	7791,93	7803,41	7809,16	7817,60	7825,95	7890,53	7896,95	7904,76	7919,64	7927,23	7943,10	7955,14	7983,94	8070,59	8075,60	8095,65	8176,98	8178,01	8190,91	8392,23
P el aux [kW]	4,69	4,75	4,66	4,67	4,67	4,67	4,68	4,72	4,72	4,73	4,74	4,74	4,75	4,76	4,77	4,83	4,83	4,84	4,89	4,89	4,90	5,02
P el ciclo [kW]	2487,02	2396,23	2545,07	2533,59	2527,84	2519,40	2511,05	2446,47	2440,05	2432,24	2417,36	2409,77	2393,90	2381,86	2353,06	2266,41	2261,40	2241,35	2160,02	2158,99	2146,09	1944,77
η el ciclo [%]	22,07	20,05	26,49	27,20	27,89	26,99	25,68	24,83	24,46	24,96	24,26	23,91	24,11	23,52	23,21	25,23	26,39	21,92	20,91	20,13	20,88	27,90
P el tot [kW]	2482,33	2391,48	2540,41	2528,93	2523,17	2514,73	2506,37	2441,76	2435,33	2427,51	2412,63	2405,03	2389,15	2377,11	2348,29	2261,58	2256,58	2236,51	2155,13	2154,11	2141,20	1939,76
η el tot [%]	24,01	23,14	24,58	24,46	24,41	24,33	24,25	23,62	23,56	23,48	23,34	23,27	23,11	23,00	22,72	21,88	21,83	21,64	20,85	20,84	20,71	18,77
η ex tot [%]	74,60	71,87	76,35	76,00	75,83	75,57	75,32	73,38	73,19	72,95	72,51	72,28	71,80	71,44	70,57	67,97	67,82	67,21	64,77	64,74	64,35	58,29
η II ORC+MCI [%]	56,25	55,85	56,50	56,45	56,43	56,39	56,35	56,07														

Tabella 6.13 - Risultati. Miscele binarie. Motore Würtsilä. Assetto cogenerativo. In blu i casi non infiammabili. La voce "costo" in modulo equivale alla somma della potenza elettrica netta prodotta e dell'equivalente exergetico del calore recuperato

FLUIDO 1	HCFO-1233zde	HFO-1336mzz	CICLOPENTANO	CICLOPENTANO	AMMONIACA	PENTANO	CICLOPENTANO	ESANO	PENTANO	ISOPENTANO	PENTANO	ISOPENTANO	PENTANO	PENTANO	ISOPENTANO	HCFO-1233zde	ACETONE	MM	MM	CICLOESANO	HFO-1336mzz	ACQUA
FLUIDO 2	HFC-134a	HFC-134a	EPTANO	ISOOTTANO	ACQUA	CICLOESANO	CISBUTENE	OTTANO	TOLUENE	CICLOESANO	METILCICLOESANO	ESANO	EPTANO	ESANO	METILCICLOESANO	HFC-134a	DMC	D4	MDM	TOLUENE	HFC-134a	METANOLO
p evap ridotta	1,23	1,12	0,94	0,94	1,40	0,95	1,03	0,94	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,22	0,82	0,93	0,93	0,34	1,12	0,17
y1	0,97	0,95	0,74	0,69	0,99	0,50	0,80	0,85	0,70	0,55	0,71	0,26	0,71	0,28	0,73	0,92	0,86	0,94	0,90	0,85	0,96	0,25
y2	0,03	0,05	0,26	0,31	0,01	0,50	0,20	0,15	0,30	0,45	0,29	0,74	0,29	0,72	0,27	0,08	0,14	0,06	0,10	0,15	0,04	0,75
MM [kg/kmol]	129,39	159,28	76,15	79,83	17,04	77,71	66,76	89,57	77,13	77,12	78,24	82,01	78,54	81,78	77,76	127,57	61,17	166,68	167,82	85,24	160,27	26,78
p cr [bar]	36,82	30,28	41,09	40,42	114,24	39,04	46,03	30,63	39,55	39,45	37,26	32,44	34,54	32,12	38,02	37,72	47,71	19,09	18,84	38,66	30,02	118,80
T cr [°C]	163,91	165,87	244,25	245,67	135,72	237,51	220,31	244,55	231,66	228,95	226,48	223,03	218,17	224,42	218,63	159,73	240,42	247,72	248,88	279,42	166,98	282,37
costo	-3118,92	-2956,52	-3025,37	-3016,47	-3005,60	-2997,33	-2993,30	-2965,44	-2957,55	-2946,28	-2938,08	-2916,56	-2914,35	-2908,24	-2893,67	-2887,69	-2857,27	-2823,83	-2814,64	-2812,99	-2747,84	-2699,45
m orc [kg/s]	32,66	39,72	14,04	14,31	5,43	14,37	14,59	13,71	14,81	14,98	15,05	14,66	15,50	14,43	16,17	29,01	11,17	18,58	18,40	12,66	33,77	3,39
m cog [kg/s]	99,99	102,32	96,63	96,75	96,91	97,03	97,09	97,48	97,60	97,76	97,88	98,18	98,22	98,30	98,51	98,60	99,03	99,51	99,65	99,67	100,60	101,30
p evap [bar]	45,31	33,89	38,55	38,03	159,74	37,11	47,29	28,88	39,96	39,84	37,64	32,87	34,91	32,54	38,42	45,99	39,05	17,76	17,57	13,23	33,65	20,28
p cond [bar]	6,45	4,56	1,57	1,52	35,28	1,70	3,12	0,92	2,01	2,20	2,02	1,70	2,06	1,66	2,58	6,63	1,82	0,38	0,36	0,72	4,22	0,90
beta	7,03	7,42	24,49	25,01	4,53	21,89	15,18	31,54	19,87	18,13	18,64	19,32	16,94	19,59	14,88	6,94	21,48	47,25	48,28	18,30	7,97	22,42
T liq.sat.AP [°C]	264,70	218,24	238,71	240,18	298,57	232,51	233,87	239,54	236,84	233,95	231,48	229,69	223,40	231,05	223,79	254,65	226,49	242,62	243,88	203,04	220,08	177,06
T vap.sat.AP [°C]	-	-	240,53	242,28	-	235,82	-	241,35	-	-	-	-	-	-	-	-	227,36	243,87	245,20	204,78	-	184,90
ΔT glide AP [°C]	-	-	1,82	2,10	-	3,31	-	1,82	-	-	-	-	-	-	-	-	0,87	1,25	1,32	1,73	-	7,85
T vap.sat.BP [°C]	77,71	79,15	79,91	79,52	105,47	80,09	79,88	79,83	93,62	84,57	87,20	77,69	85,65	77,59	91,22	76,30	79,55	76,80	74,89	77,16	76,84	77,47
T liq.sat.BP [°C]	73,48	66,29	69,11	68,38	73,67	66,00	66,58	68,94	66,00	66,00	66,05	67,63	66,38	71,00	66,00	66,69	76,48	70,57	70,49	72,97	66,01	67,67
ΔT glide BP [°C]	4,23	12,86	10,80	11,14	31,80	14,09	13,30	10,89	27,62	18,57	21,15	10,06	19,27	6,59	25,22	9,62	3,07	6,23	4,40	4,18	10,84	9,81
sh [°C]	7,29	3,60	1,68	1,59	26,36	1,43	1,31	1,01	1,39	1,00	1,00	1,37	1,03	1,07	1,03	9,57	5,91	1,00	1,00	1,00	2,48	75,00
T1 [°C]	74,79	66,81	69,43	68,68	79,45	66,27	67,36	68,91	66,41	66,42	66,39	67,83	66,67	71,19	66,43	67,94	76,75	70,15	70,07	72,35	66,51	66,96
T2 [°C]	271,99	221,84	242,21	243,87	324,93	237,25	235,18	242,36	238,22	234,96	232,49	231,06	224,44	232,12	224,82	264,22	233,28	244,87	246,20	205,78	222,56	259,90
T3 [°C]	196,50	160,09	121,74	129,41	153,70	130,84	117,99	144,09	129,19	132,75	132,48	140,16	130,31	140,41	130,37	188,76	79,60	171,70	173,48	129,20	159,33	76,67
T4 [°C]	72,48	65,29	68,11	67,38	72,67	65,00	65,58	67,94	65,00	65,00	65,05	66,63	65,38	70,00	65,00	65,69	75,48	69,57	69,49	71,97	65,01	66,67
h1 [kJ/kg]	294,34	285,92	16,43	10,49	-3831,14	25,86	63,42	-18,55	33,52	42,33	33,24	26,96	34,73	31,05	50,05	286,99	39,13	-66,40	-69,31	-27,42	285,15	107,33
h2 [kJ/kg]	632,03	565,86	586,68	575,19	-2306,56	609,55	626,67	588,41	604,81	608,60	603,49	610,34	597,18	613,22	590,62	623,96	642,23	393,51	394,18	546,07	566,45	1804,17
h3 [kJ/kg]	576,05	525,18	462,14	453,75	-2636,72	490,09	508,12	467,21	491,48	497,46	493,65	500,08	492,45	502,00	491,16	568,62	505,67	314,14	314,66	432,50	524,45	1423,64
h4 [kJ/kg]	290,94	283,56	10,98	5,12	-3857,70	20,44	56,83	-23,05	27,61	36,46	27,50	21,80	29,23	25,93	44,21	283,57	34,21	-68,81	-71,73	-29,10	282,79	104,95
titolo scarico	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0,96
V2 [m3/s]	0,20	0,21	0,09	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,09	0,09	0,09	0,11	0,10	0,11	0,09	0,18	0,10	0,13	0,12	0,34	0,18	0,26
V3 is [m3/s]	1,45	1,85	3,71	3,82	0,29	3,54	2,16	5,67	3,06	2,86	3,08	3,48	3,07	3,52	2,57	1,25	2,74	10,84	11,06	6,75	1,69	3,71
Δhisturb [kJ/kg]	55,98	40,68	124,55	121,44	330,16	119,46	118,55	121,20	113,32	111,14	109,84	110,26	104,72	111,22	99,47	55,34	136,57	79,37	79,53	113,58	41,99	380,53
VR turbina	7,21	8,72	42,57	45,02	3,26	38,65	21,63	59,63	35,07	32,25	33,92	32,35	29,90	32,86	27,04	7,12	26,47	86,56	89,49	19,77	9,39	14,50
SP turbina	0,08	0,10	0,10	0,10	0,02	0,10	0,08	0,13	0,10	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,09	0,07	0,09	0,20	0,20	0,14	0,09	0,08
n.min.stadi	1	1	2	2	3	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	2	2	2	2	1	3
Q eva [kW]	11030,38	11119,53	8004,84	8081,83	8275,75	8384,78	8216,98	8320,50	8458,53	8481,28	8583,41	8554,08	8720,64	8401,70	8738,98	9776,85	6733,93	8543,95	8527,68	7260,82	9498,88	5745,16
W turb [kW]	1828,62	1615,93	1748,30	1737,97	1792,20	1716,01	1729,41	1661,40	1677,87	1664,65	1653,25	1616,74	1623,69	1605,07	1607,97	1605,55	1524,81	1474,51	1463,20	1437,99	1418,08	1288,39
Q cond [kW]	9313,11	9597,29	6333,08	6420,76	6627,73	6746,69	6583,74	6720,71	6868,22	6904,51	7016,49	7013,00	7182,22	6870,61	7225,40	8270,44	5264,06	7114,23	7109,00	5844,12	8160,43	4464,82
W pompa [kW]	111,35	93,69	76,54	76,90	144,18	77,92	96,17	61,61	87,56	87,87	86,32	75,67	85,27	73,98	94,39	99,14	54,94	44,79	44,53	21,29	79,63	8,06
m refrig [kg/s]	11,49	11,49	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14	27,14
Q refrig [kW]	240,81	240,81	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66	568,66
P el aux [kW]	0,57	0,57	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36
P el ciclo [kW]	1717,27	1522,24	1671,76	1661,07	1648,02	1638,09	1633,24	1599,79	1590,31	1576,77	1566,93	1541,08	1538,42	1531,09	1513,58	1506,41	1469,87	1429,72	1418,68	1416,70	1338,45	1280,34
η el ciclo [%]	15,57	13,69	20,88	20,55	19,91	19,54	19,88	19,23	18,80	18,59	18,26	18,02	17,64	18,22	17,32	15,41	21,83	16,73	16,64	19,51	14,09	22,29
Q cog [kW]	8378,92	8573,95	8096,58	8107,27	8120,32	8130,25	8135,10	8168,55	8178,03	8191,57	8201,41	8227,26	8229,91	8237,25	8254,75	8261,93	8298,47	8338,62	8349,66	8351,64	8429,89	8488,00
EX cog [kW]	1402,22	1434,86	1354,97	1356,76	1358,94	1360,60	1361,41	1367,01	1368,60	1370,86	1372,51	1376,84	1377,28	1378,51	1381,44	1382,64	1388,75	1395,47	1397,32	1397,65	1410,75	1420,47
P el tot [kW]	1716,70	1521,67	1670,40	1659,71	1646,66	1636,73	1631,88															

6.2 Panoramica dei migliori fluidi puri

La Tabella 6.14 e la Tabella 6.15 offrono una panoramica dei tre fluidi puri che conseguono il miglior risultato per ciascun caso preso in esame, in termini di produzione elettrica, rendimento exergetico totale del ciclo ORC e rendimento di II° principio del sistema combinato ORC+MCI. Per i casi cogenerativi è fornito anche il calore recuperato in maniera utile. Sono evidenziati in grassetto quelli che hanno raggiunto le prestazioni maggiori.

Tabella 6.14 - Tabella di riepilogo con i tre migliori fluidi puri per l'accoppiamento ottimizzato con entrambi i motori in assetto elettrico. In grassetto quelli che hanno raggiunto le migliori prestazioni

	NON INFIAMMABILI	INFIAMMABILI	NON INFIAMMABILI	INFIAMMABILI
	Motore Man		Motore Wärtsilä	
1° Fluido	R-1233zde	R-245fa2	R-1233zde	Ciclopentano
$P_{el, tot}$ [kW]	1802.45	1585.18	2420.18	2456.50
$\eta_{ex ORC}$ [%]	75.71	66.58	72.73	73.82
$\eta_{II, ORC+MCI}$ [%]	58.36	57.30	55.97	56.13
2° Fluido	RE-245fa2	R-1336mzz	RE-245fa2	Ammoniaca
$P_{el, tot}$ [kW]	1795.92	1582.47	2357.38	2443.12
$\eta_{ex ORC}$ [%]	75.44	66.47	70.85	73.42
$\eta_{II, ORC+MCI}$ [%]	58.33	57.29	55.70	56.07
3° Fluido	R-1336mzz	Trans-butene	R-1336mzz	Esano
$P_{el, tot}$ [kW]	1790.06	1572.16	2346.48	2337.56
$\eta_{ex ORC}$ [%]	75.19 %	66.04	70.52	70.25
$\eta_{II, ORC+MCI}$ [%]	58.30	57.24	55.65	55.61

Tabella 6.15 - Tabella di riepilogo con i tre migliori fluidi puri per l'accoppiamento ottimizzato con entrambi i motori in assetto cogenerativo. In grassetto quelli che hanno raggiunto le migliori prestazioni

	NON INFIAMMABILI	INFIAMMABILI	NON INFIAMMABILI	INFIAMMABILI
	Motore Man		Motore Wäertsilä	
1° Fluido	RE-245cb2	Dimetiletere	R-1233zde	Ammoniaca
$P_{el, tot}$ [kW]	1008.36	790.98	1704.38	1597.99
Q_{cog} [kW]	7478.84	7208.74	8391.23	8168.99
$\eta_{ex ORC}$ [%]	85.00	75.12	85.90	81.83
$\eta_{II, ORC+MCI}$ [%]	60.58	59.31	59.00	58.37
2° Fluido	RE-245fa2	Ammoniaca	Novec™ 649	Ciclopentano
$P_{el, tot}$ [kW]	1000.01	787.98	1517.87	1586.84
Q_{cog} [kW]	7487.19	7211.74	8577.74	8180.14
$\eta_{ex ORC}$ [%]	84.74	75.03	81.61	81.67
$\eta_{II, ORC+MCI}$ [%]	60.55	59.29	58.32	58.33
3° Fluido	R-1336mzz	RE-245fa2	RE-347mcc	Esano
$P_{el, tot}$ [kW]	996.47	779.62	1511.59	1508.44
Q_{cog} [kW]	7490.73	7220.10	8584.02	8258.54
$\eta_{ex ORC}$ [%]	84.63	74.77	81.46	79.87
$\eta_{II, ORC+MCI}$ [%]	60.53	59.26	58.30	58.04

Tabella 6.16 - Differenza di prestazioni in ciascun caso tra il miglior fluido puro infiammabile e non

Fluido puro non infiammabile vs. fluido puro infiammabile ¹	Man		Wäertsilä	
	Assetto elettrico	Assetto cogenerativo	Assetto elettrico	Assetto cogenerativo
$\Delta P_{el, tot}$ [%]	+ 13.71	+ 27.48	- 1.48	+ 6.66
ΔQ_{cog} [%]	/	+ 3.75	/	+ 2.72
$\Delta \eta_{ex}$ [%]	+ 9.13	+ 9.88	- 1.09	+ 4.07
$\Delta \eta_{II, ORC+MCI}$ [%]	+ 1.06	+ 1.27	- 0.16	+ 0.63

¹ Il confronto è fatto assumendo come caso base l'adozione del fluido puro infiammabile

In generale si può constatare dalla Tabella 6.16 che i cicli più performanti operanti con fluidi non infiammabili, perché questi hanno il vantaggio di potersi accoppiare direttamente con le sorgenti il motore senza ricorrere al circuito di olio diatermico, il quale limita le temperature massime raggiungibili e, inevitabilmente, anche le prestazioni.

L'aumento di prestazioni ottenibile con fluidi non infiammabili è molto più marcato nei casi del motore Man perché i pochi fluidi non infiammabili presenti nel database di REFPROP sono maggiormente indicati per l'accoppiamento con questo motore piuttosto che con il Wärtsilä, che, disponendo di flussi a temperatura superiore, predilige fluidi con temperatura critica superiore, infatti nel suo caso relativo all'assetto elettrico il ciclopentano (infiammabile) si dimostra leggermente superiore al refrigerante non infiammabile di ultima generazione HCFO-1233zde.

Relativamente al motore 2 tempi Man, si può concludere che i fluidi più performanti, sia in assetto elettrico che cogenerativo, sono i refrigeranti, perché sono tutti, più o meno, caratterizzati da un valore di temperatura critica che li rende idonei all'accoppiamento con questo motore. In assetto elettrico tra gli infiammabili si distingue il trans-butene e poi, a seguire, fluidi della stessa famiglia (butano, butene, isobutene, cis-butene) ed il neopentano. Le prestazioni si discostano di poco: la potenza elettrica diminuisce nel caso peggiore di circa 45 kW su un ordine di grandezza di quasi 1.6 MW. In assetto cogenerativo invece emergono anche il dimetiletere e l'ammoniaca, i quali, essendo caratterizzati entrambi da una ridotta temperatura critica, generano cicli supercritici ottimizzati dall'elevato rendimento.

Per quanto riguarda invece il motore 4 tempi Wärtsilä, i refrigeranti sono ancora degni di nota in quanto tra i pochi fluidi non infiammabili disponibili nel database di REFPROP. Un altro fluido non infiammabile che emerge in assetto cogenerativo con questo motore è il Novec™ 649 [11], un fluido complesso ad elevata massa molecolare sviluppato dalla 3M™ proprio per applicazioni ORC. Invece tra gli infiammabili, sia in assetto elettrico che cogenerativo, si distinguono tre fluidi: ciclopentano, ammoniaca ed esano. Il primo si è rivelato particolarmente idoneo per l'accoppiamento con questo motore, realizzando in entrambi gli assetti cicli subcritici (la pressione ridotta di evaporazione è comunque molto

prossima ad uno). Anche l'ammoniaca ha conseguito buoni risultati in cicli supercritici, ma bisogna tenere a mente che l'ammoniaca presenta alcuni svantaggi significativi: è infiammabile, è tossica, opera a pressioni molto elevate (la pressione di evaporazione in un caso supera addirittura 165 bar) e, rispetto a idrocarburi e refrigeranti, richiede un maggior numero di stadi della turbina poiché la variazione di entalpia a cavallo dell'espansione è elevata. Infine si segnala l'esano, in assetto elettrico realizza un ciclo subcritico (anche se in prossimità del punto critico), che in configurazione cogenerativa diventa supercritico.

In Tabella 6.17 sono riportati alcuni parametri indicativi dell'impatto ambientale dei fluidi puri emersi come promettenti.

Tabella 6.17 - Parametri ambientali dei fluidi emersi come promettenti nei casi di cicli ottimizzati operanti a fluido puro

Caratteristiche ambientali fluidi puri [19]					
fluido	Numero CAS	Infiammabilità/tossicità	ODP	GWP ^{100ys}	ALT
HCFO-1233zde	102687-65-0	no	0	1	26 giorni
HFO-1336mzz	692-49-9	no	0	2	22 giorni
Novec™ 649	756-13-8	no	0	1	< 7 giorni
HFE-347mcc (Novec™ 7000)	375-03-1	no	0	530	5 anni
HFE-245cb2	22410-44-2	no	0	564	4.9 anni
HFE-245fa2	1885-48-9	no (incerta)	0	812	5.5 anni
Ammoniaca	7664-41-7	Infiammabile e tossico	0	0	< 7 giorni
Ciclopentano	287-92-3	infiammabile	0	<11	n.d.
Dimetiletere	115-10-6	infiammabile	0	1	< 7 giorni
Esano	110-54-3	infiammabile	0	n.d.	n.d.
Trans-butene	624-64-6	infiammabile	0	n.d.	n.d.

Come si può notare tutti i fluidi sono caratterizzati da ODP nullo. Gli idrocarburi e l'ammoniaca sono infiammabili, ma possiedono indici GWP e ALT benevoli. Alcuni di

questi non sono noti ma tipicamente gli idrocarburi non sono connotati da valori GWP e ALT di rilievo. Invece i refrigeranti di nuova generazione (HFE/HFO) hanno il vantaggio di non essere infiammabili, tuttavia gli HFE presentano valori di GWP e ALT non trascurabili, anche se inferiori a quelli posseduti dagli HFC attualmente in commercio (ad esempio $GWP_{R134a} = 1300$).

Complessivamente dalle ottimizzazioni effettuate, tenendo in considerazione anche gli aspetti inerenti alla sicurezza e all'impatto ambientale, emergono come molto interessanti due fluidi in particolare, entrambi appartenenti alla famiglia degli HFO (idrofluoro-olefine), l'ultima frontiera di fluidi nel campo dei refrigeranti a bassissimo impatto ambientale. Sono l'R-1233zde [43] e l'R-1336mzz [44]. Quest'ultimo è tra l'altro suggerito in uno studio come fluido di lavoro per cicli ORC in applicazioni WHR (*Waste Heat Recovery*) da motori a combustione interna navali [45].

Si conclude osservando che, come consultabile nelle tabelle estese riportate nelle pagine precedenti, il fluido puro che presenta le peggiori prestazioni, in ogni caso, è l'acqua, a conferma del fatto che per applicazioni di piccola taglia con sorgenti a medio-bassa temperatura ($100 \div 400$ °C), cioè nel campo di impiego tipico dei cicli ORC, l'acqua non è la scelta più indicata. E non solo da un punto di vista esclusivamente prestazionale, ma anche economico in quanto è il fluido che necessita del maggior numero di stadi della turbina, dato il suo elevato salto entalpico di espansione.

Nelle sottosezioni seguenti vengono riportati, per ciascun motore e in entrambi gli assetti, tutti i grafici ottenuti alla fine del processo di ottimizzazione, ma relativi esclusivamente al miglior fluido puro infiammabile e non infiammabile.

6.2.1 Diagrammi relativi ai migliori fluidi puri non infiammabili

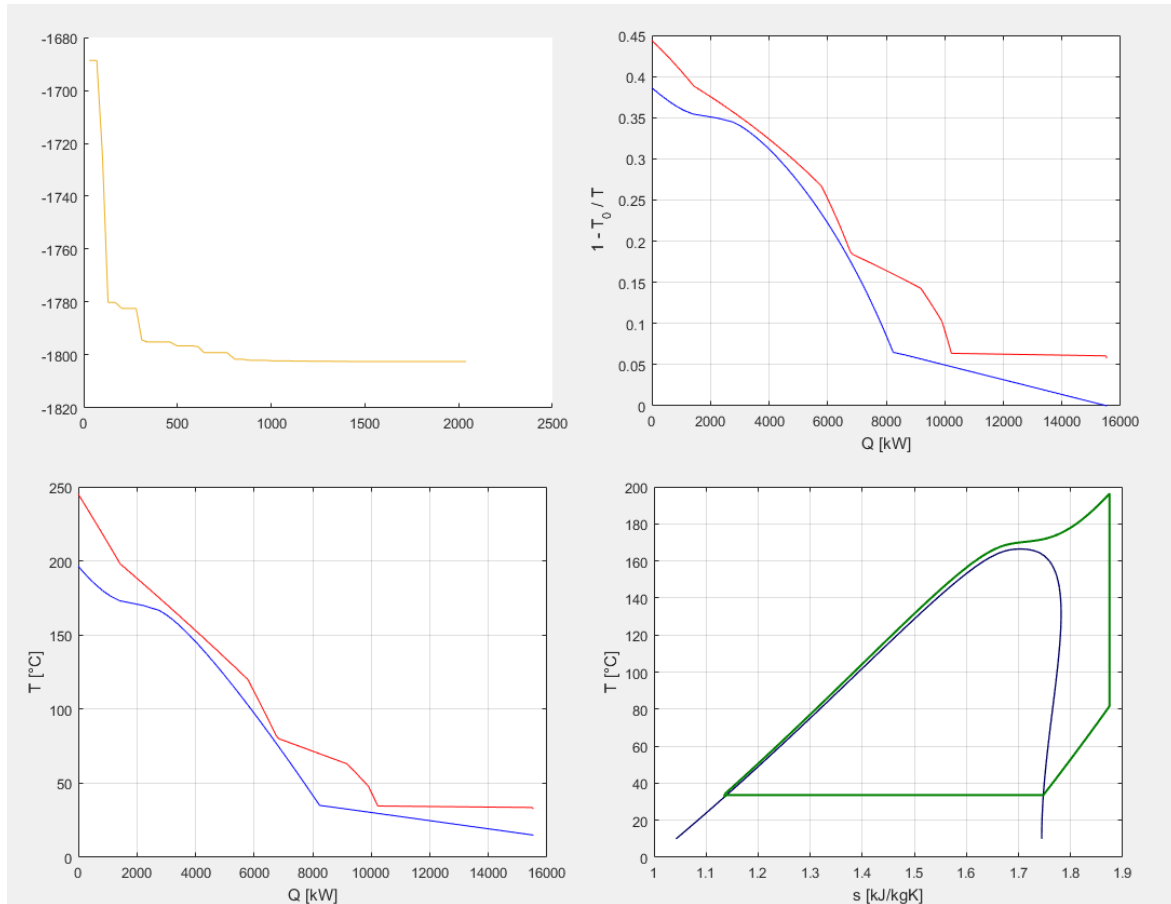


Figura 6.2 - Grafici relativi al fluido puro R1233zde nel caso del motore Man in assetto elettrico

In assetto elettrico con il motore Man, il fluido che consegue in assoluto le migliori prestazioni è il refrigerante HCFO-1233zde. Realizza un ciclo supercritico che raggiunge un rendimento exergetico del 75.71 %, con un modesto effetto rigenerativo data la temperatura di scarico della turbina di circa 80 °C. La produzione elettrica netta ammonta a 1802.45 kW. Il rapporto di espansione volumetrico ($VR - Volumetric Ratio$) tra le condizioni di uscita e ingresso della turbina vale circa 25. Poiché il limite per uno stadio è circa 15 al fine di mantenere il rendimento isoentropico di espansione entro valori accettabili, sono necessari almeno due stadi.

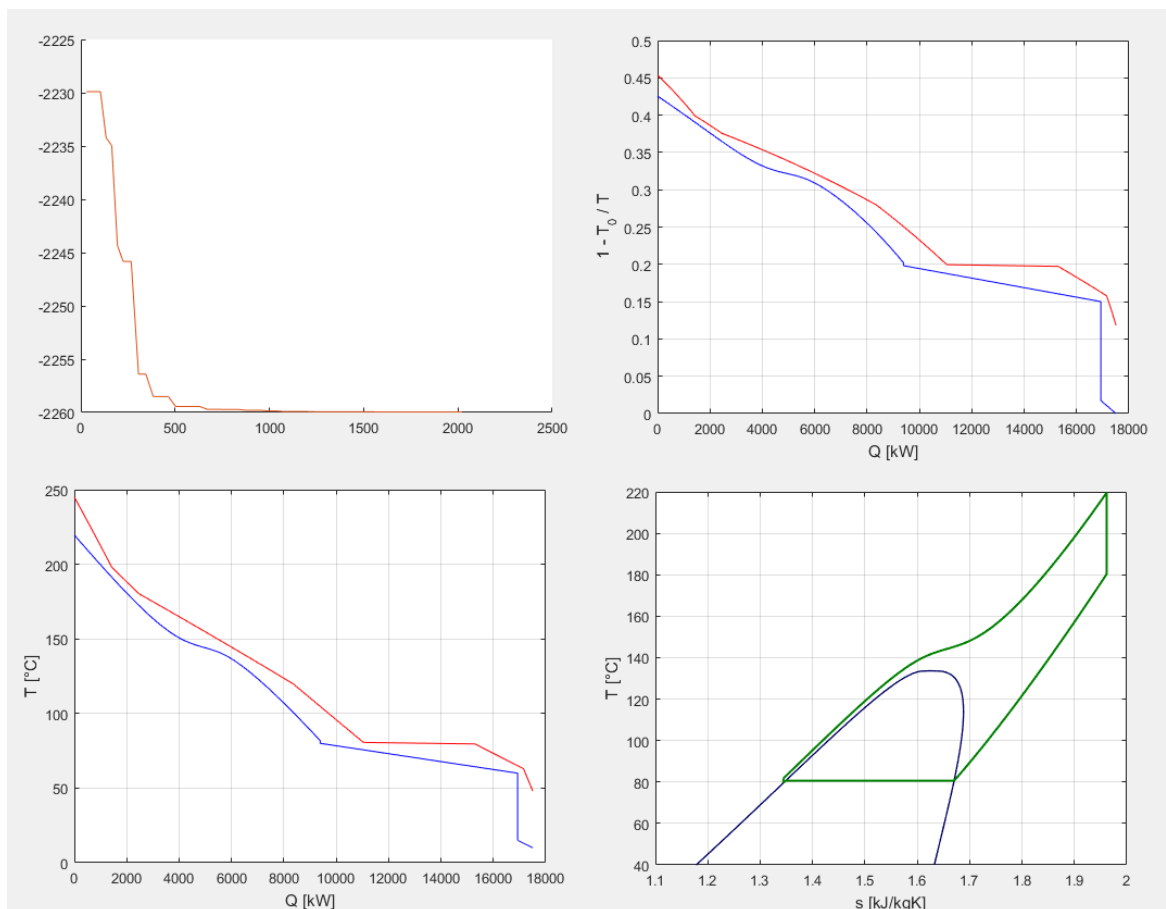


Figura 6.3 - Grafici relativi al fluido puro RE245cb2 nel caso del motore Man in assetto cogenerativo

In assetto cogenerativo con il motore Man, il fluido che, con un ciclo supercritico, in assoluto, raggiunge le migliori prestazioni è il refrigerante RE-245cb2 (indicato anche come RE-245mc), appartenente alla famiglia degli HFE (idrofluoroeteri). È indicato come non infiammabile e tra gli HFE è uno di quelli analizzati che possiede il valore più basso di GWP (564) e per questo è citato come promettente dal RITE (Research Institute of Innovative Technology for the Earth, Japan) [17]. Raggiunge un rendimento exergetico del 85.00 %, confermato dal buon accoppiamento termico visibile nei grafici, con una produzione elettrica di 1008.36 kW e un recupero di calore in via cogenerativa di 7478.84 kW. Il contributo fornito dalla rigenerazione del fluido di lavoro è enorme: la turbina scarica a circa 180 °C. Dato il modesto rapporto volumetrico di espansione della turbina (3.92), è possibile adottare una soluzione monostadio con rendimenti elevati.

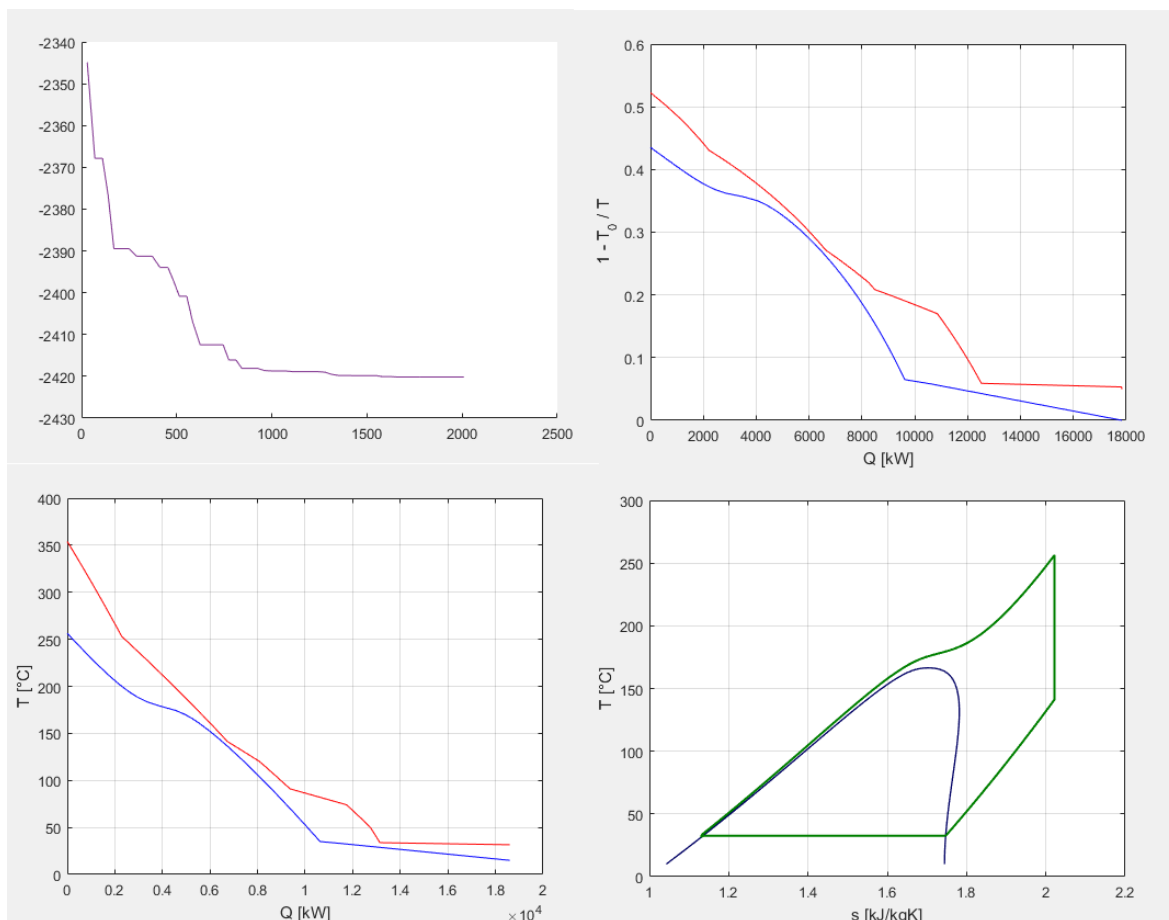


Figura 6.4 - Grafici relativi al fluido puro R1233zde nel caso del motore Wäertsilä in assetto elettrico

In questo caso il refrigerante HCFO-1233zde non ottiene lo stesso primato che ha avuto in assetto elettrico con il motore Man. È il miglior fluido tra i non infiammabili, ma non è il più performante in assoluto in questo caso. La sua ridotta temperatura critica (circa 166 °C) in relazione alle sorgenti di cui dispone il motore, fa sì che il ciclo risultante (supercritico) sia caratterizzato da condizioni sfavorevoli allo scarico della turbina, cioè il vapore è fortemente surriscaldato. Nonostante una parte del calore recuperabile costituisce effetto utile grazie alla rigenerazione, si può constatare dai grafici che in alcune zone le curve composite sono molto distanti tra loro. Quindi complessivamente le prestazioni risultano penalizzate, infatti il rendimento exergetico scende al 72.73 %. La potenza elettrica netta prodotta ammonta a 2420.18 kW. Anche in questo caso considerazioni sul rapporto di espansione volumetrico (circa 26) portano a concludere che è necessaria una turbina con almeno due stadi.

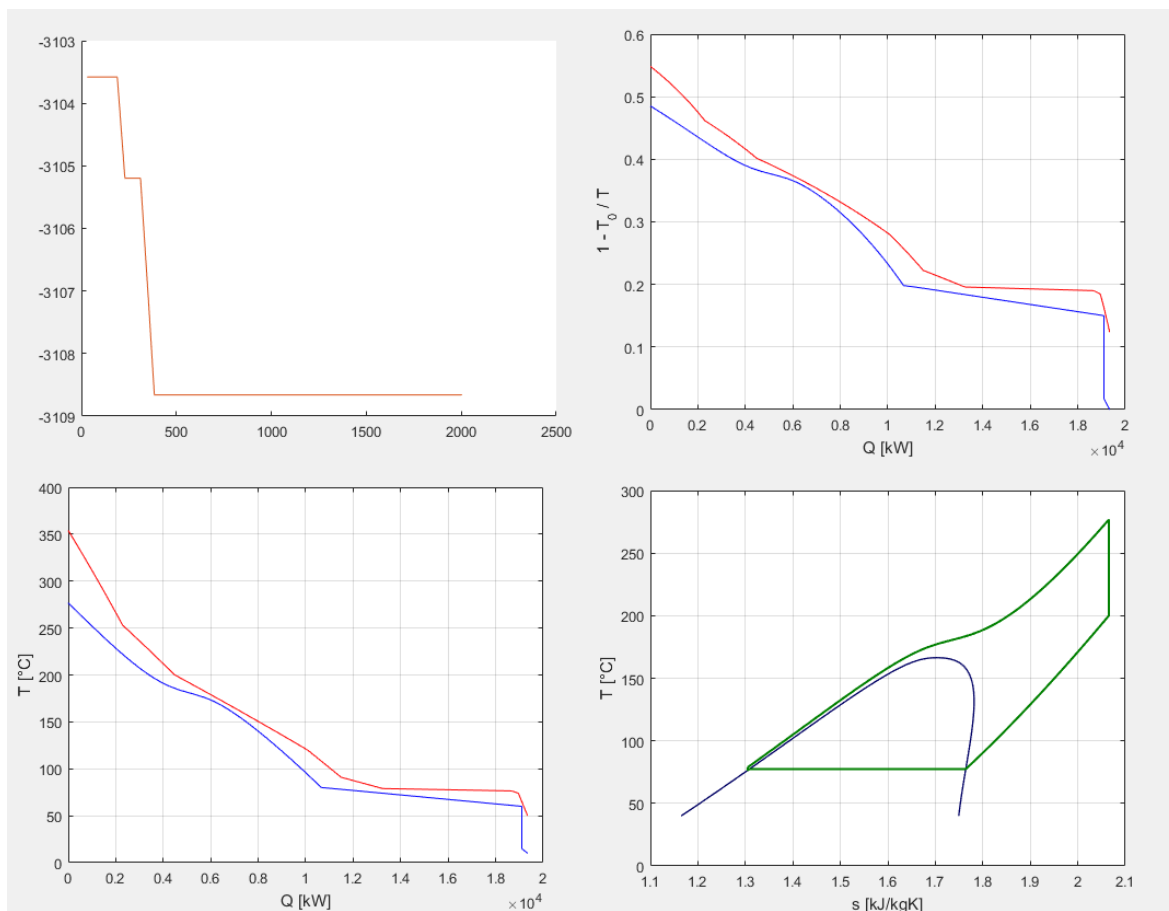


Figura 6.5 - Grafici relativi al fluido puro R1233zde nel caso del motore Wärtsilä in assetto cogenerativo

A differenza del precedente, in questo caso l'abbinamento del refrigerante HCFO-1233zde con il motore Wärtsilä, produce un accoppiamento termico più efficace, ma basato ancora fortemente sulla rigenerazione del vapore allo scarico della turbina, disponibile a circa 200 °C. Il rendimento exergetico del ciclo supercritico realizzato arriva al 85.90 %, grazie alla cogenerazione e alla bontà dell'accoppiamento termico che si instaura tra tutti i flussi (visibile nei grafici). La potenza elettrica prodotta vale 1704.38 kW, mentre il calore recuperato producendo acqua calda vale 8391.23 kW. È possibile adottare una turbina monostadio, in quanto il rapporto volumetrico di espansione VR (7.52) è minore del valore soglia di 15.

6.2.2 Diagrammi relativi ai migliori fluidi puri infiammabili

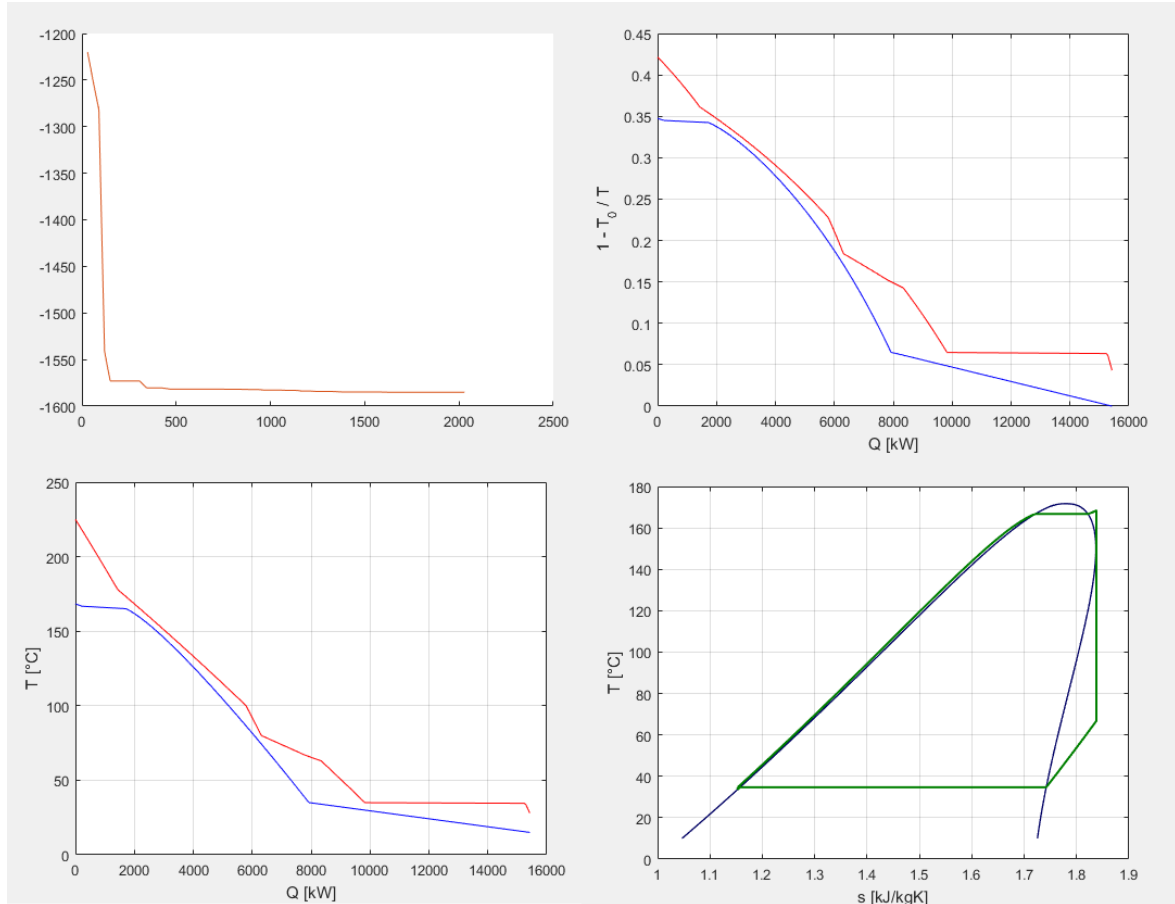


Figura 6.6 - Grafici relativi al fluido puro RE245fa2 nel caso del motore Man in assetto elettrico

Tra i fluidi infiammabili quello che in assetto elettrico con il motore Man ha raggiunto le prestazioni più elevate è il refrigerante RE-245fa2 (noto anche come RE-245mf), appartenente al gruppo degli HFE (idrofluoroeteri). È contraddistinto da un valore di GWP tra i più elevati nel gruppo degli HFE (circa 812) ed è anche uno dei refrigeranti con la temperatura critica maggiore (circa 171 °C). Questo è uno dei pochi casi in cui il ciclo ottimizzato risulta subcritico, anche se a temperatura di evaporazione molto prossima a quella critica. Non arriva alle prestazioni toccate dal HCFO-1233zde, infatti sia il rendimento exergetico che la potenza elettrica prodotta sono inferiori, rispettivamente 66.58 % e 1585.18 kW. Il rapporto VR di espansione della turbina suggerisce una soluzione bistadio.

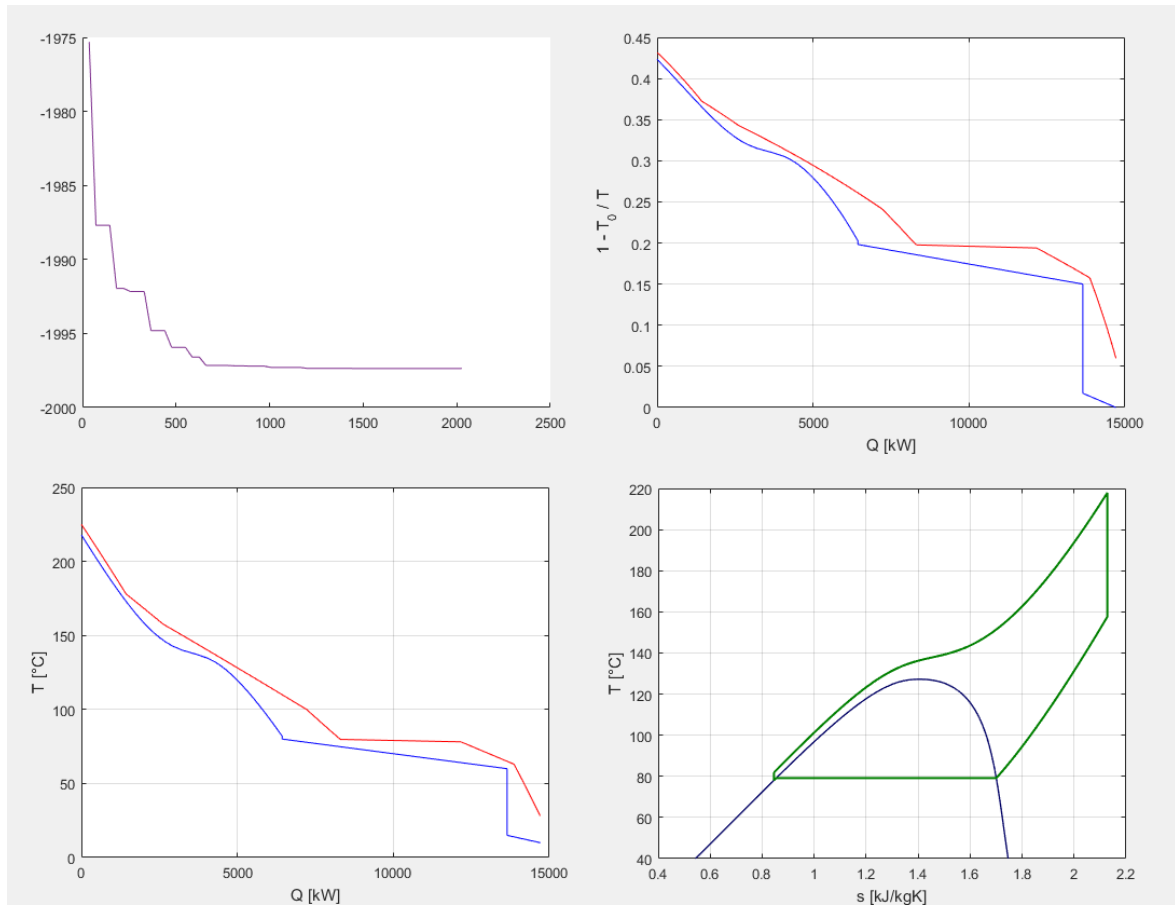


Figura 6.7 - Grafici relativi al fluido puro DME (dimetiletere) nel caso del motore Man in assetto cogenerativo

Tra i non infiammabili in assetto cogenerativo con il Man, si distingue un po' a sorpresa il dimetiletere (DME). Il dimetiletere è un fluido ad espansione umida ed è, tra i fluidi presi in esame per il motore Man, uno di quelli con la temperatura critica più bassa (circa 127 °C). Perciò realizza un ciclo supercritico fortemente rigenerativo, dato che la ridotta T_{cr} implica un vapore allo scarico della turbina fortemente surriscaldato. Come mostrato nei grafici, le curve composite, specie alle alte temperature, sono molto vicine fra loro, realizzando quindi un buon accoppiamento termico. Viene raggiunto un rendimento exergetico del 75.12 %. La potenza elettrica prodotta è di 790.98 kW mentre la potenza recuperata con la produzione di acqua calda è di 7208.74 kW. Il ridottissimo valore di VR (2.89) permette di utilizzare un solo stadio di turbina ad alto rendimento.

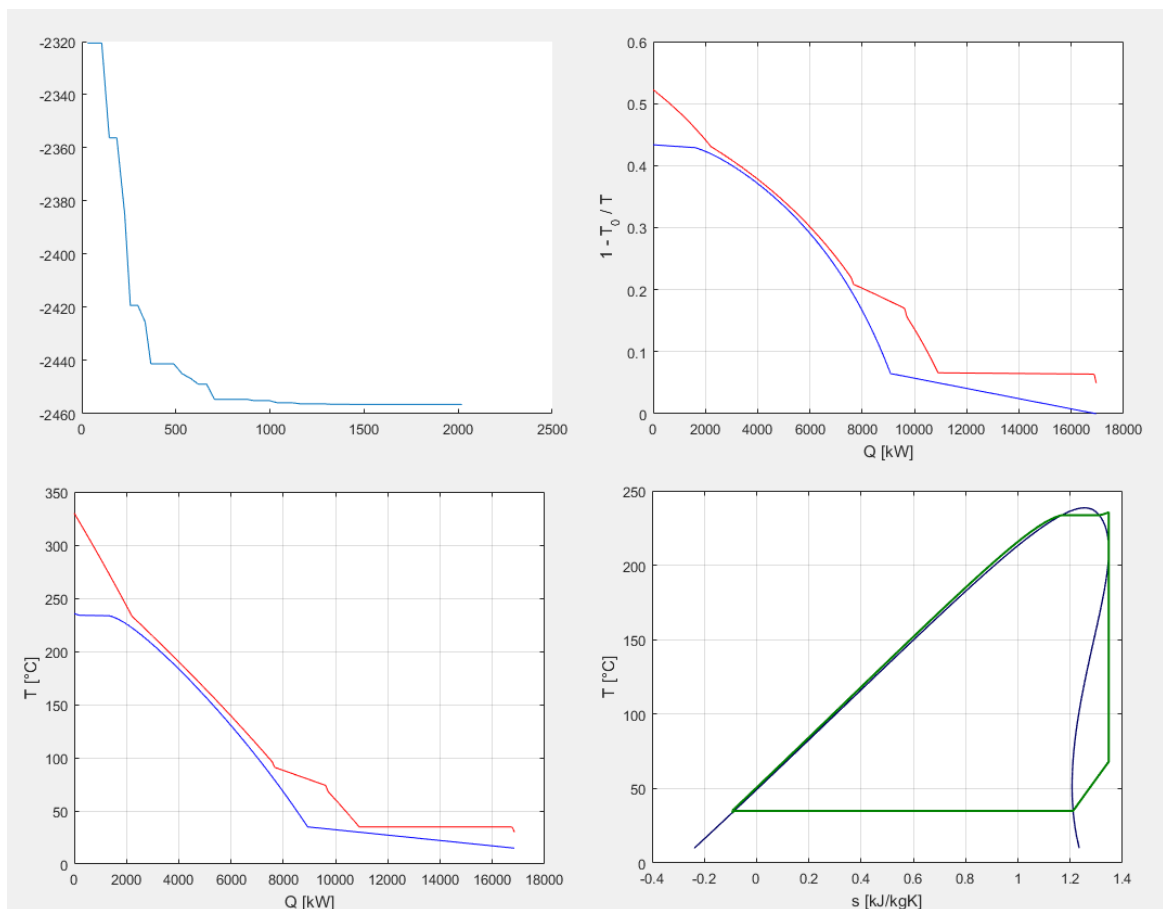


Figura 6.8 - Grafici relativi al fluido puro ciclopentano nel caso del motore Wärtsilä in assetto elettrico

Il ciclopentano, pur essendo infiammabile e dovendo quindi sottostare alla limitazione di scambiare calore con sorgenti a temperatura inferiore, riesce a conseguire prestazioni migliori rispetto al fluido non infiammabile (HCFO-1233zde) valutato nel corrispettivo caso. Il motivo è visibile nei grafici: in una vasta zona le curve composite sono molto vicine fra loro, praticamente la differenza di temperatura è quasi costante e pari al ΔT_{pp} scelto. Questo porta grandi benefici riducendo le irreversibilità di scambio termico e il rendimento exergetico raggiunge il 73.82 %. Il ciclo ottimizzato è subcritico, anche se originariamente il ciclopentano realizzava un ciclo supercritico di forma quasi triangolare con prestazioni ancora superiori, tuttavia caratterizzate dalle problematiche spiegate nella sezione 6.5.1 e quindi invalidato. La potenza elettrica in questo caso ammonta a 2456.50 kW e sono necessari almeno due stadi di espansione.

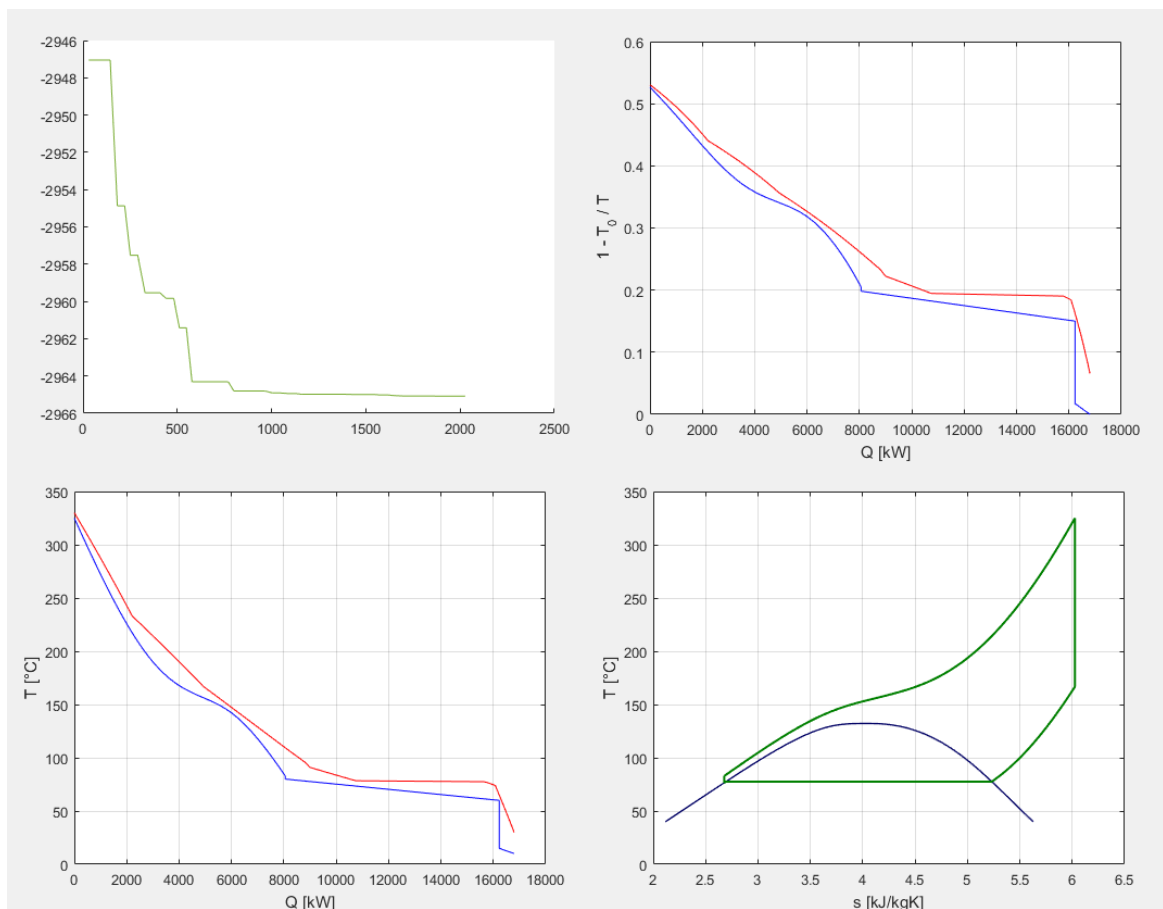


Figura 6.9 - Grafici relativi al fluido puro ammoniaca nel caso del motore Wärtsilä in assetto cogenerativo

Infine tra i fluidi puri si distingue anche l'ammoniaca, in particolare nel caso cogenerativo del motore Wärtsilä. Data la sua ridotta temperatura critica (circa 132 °C), si origina un ciclo supercritico caratterizzato da un forte contributo del rigeneratore, in quanto la turbina scarica vapore surriscaldato a circa 166 °C. L'accoppiamento termico dei flussi, visibile nei grafici, è molto buono, infatti il rendimento exergetico raggiunge l'81.93 %, il valore più elevato di tutti relativamente ai fluidi puri infiammabili. La potenza elettrica prodotta vale circa 1598 kW mentre il calore assorbito dall'acqua calda recuperata vale circa 8169 kW. Poiché l'ammoniaca è un fluido con bassa massa molecolare, il suo Δh di espansione in turbina, così come per l'acqua, è molto elevato, per la precisione circa 323 kJ/kg. Poiché il Δh massimo smaltibile da uno stadio di turbina assiale ad azione vale circa 130 kJ/kg (al fine di limitare la velocità periferica di rotazione e non penalizzare eccessivamente la fluidodinamica della schiera), è stato stimato che sono necessari almeno 3 stadi di turbina.

6.3 Panoramica delle migliori miscele

La Tabella 6.18 e la Tabella 6.19 riepilogano i risultati principali delle prime tre miscele da impiegare in cicli ottimizzati a recupero da entrambi i motori, sia in assetto elettrico che cogenerativo. Il confronto è effettuato sulla base delle grandezze più significative, cioè potenza elettrica prodotta, rendimento exergetico del ciclo ORC e rendimento di II° principio del sistema combinato ORC+MCI. Per i casi cogenerativi è fornito anche il calore recuperato in maniera utile.

Tabella 6.18 - Tabella di riepilogo con le tre migliori miscele binarie per l'accoppiamento ottimizzato con entrambi i motori in assetto elettrico. In grassetto quelle che hanno raggiunto le migliori prestazioni

	NON INFIAMMABILI	INFIAMMABILI	NON INFIAMMABILI	INFIAMMABILI
	Motore Man		Motore Wärtsilä	
1° Miscela	R-1233zde (0.9) R-134a (0.10)	Isobutano (0.56) Pentano (0.44)	R-1233zde (0.92) R-134a (0.08)	Ciclopentano (0.82) Cis-butene (0.18)
$P_{el, tot}$ [kW]	1867.79	1694.70	2482.33	2540.41
$\eta_{ex ORC}$ [%]	78.45	71.18	74.60	76.35
$\eta_{II, ORC+MCI}$ [%]	58.68	57.83	56.25	56.50
2° Miscela	R-1336mzz (0.97) R-134a (0.03)	Isobutano (0.42) Isopentano (0.58)	R-1336mzz (0.97) R-134a (0.03)	Ciclopentano (0.78) Eptano (0.22)
$P_{el, tot}$ [kW]	1827.47	1687.32	2391.48	2528.93
$\eta_{ex ORC}$ [%]	76.76	70.87	71.87	76.00
$\eta_{II, ORC+MCI}$ [%]	58.48	57.80	55.85	56.45
3° Miscela		Butano (0.87) Esano (0.13)		Ammoniaca (0.98) Acqua (0.02)
$P_{el, tot}$ [kW]		1685.41		2523.17
$\eta_{ex ORC}$ [%]		70.79		75.83
$\eta_{II, ORC+MCI}$ [%]		57.79		56.43

Tabella 6.19 - Tabella di riepilogo con le tre migliori miscele binarie per l'accoppiamento ottimizzato con entrambi i motori in assetto cogenerativo. In grassetto quelle che hanno raggiunto le migliori prestazioni

	NON INFIAMMABILI	INFIAMMABILI	NON INFIAMMABILI	INFIAMMABILI
	Motore Man		Motore Wärtsilä	
1° Miscela	R-1233zde (0.59) R-134a (0.41)	Isobutano (0.49) Pentano (0.51)	R-1233zde (0.97) R-134a (0.03)	Ciclopentano (0.74) Eptano (0.26)
$P_{el, tot}$ [kW]	1107.97	878.31	1716.70	1670.40
Q_{cog} [kW]	7379.23	7121.41	8378.92	8096.58
$\eta_{ex ORC}$ [%]	88.12	77.86	86.18	83.60
$\eta_{II, ORC+MCI}$ [%]	60.99	59.66	59.05	58.63
2° Miscela	R-1336mzz (0.93) R-134a (0.07)	Dimetiletere (0.36) Isopentano (0.64)	R-1336mzz (0.95) R-134a (0.05)	Ciclopentano (0.69) Isoottano (0.31)
$P_{el, tot}$ [kW]	1032.22	867.74	1521.67	1659.71
Q_{cog} [kW]	7454.98	7131.99	8573.95	8107.27
$\eta_{ex ORC}$ [%]	85.85	77.53	81.69	83.35
$\eta_{II, ORC+MCI}$ [%]	60.68	59.62	58.33	58.60
3° Miscela		R-1233zde (0.43) R-134a (0.57)		Ammoniaca (0.99) Acqua (0.01)
$P_{el, tot}$ [kW]		859.82		1646.66
Q_{cog} [kW]		7139.90		8120.32
$\eta_{ex ORC}$ [%]		77.28		83.05
$\eta_{II, ORC+MCI}$ [%]		59.58		58.55

Riguardo i risultati delle miscele non infiammabili, data il loro esiguo numero, c'è soltanto da segnalare che la miscela del refrigerante R-1233zde consegue risultati migliori (mediamente 2.8 punti percentuali in più) di quella a base del R-1336mzz. La miscela non infiammabile a base di R-1233zde è inoltre sempre quella che raggiunge il rendimento exergetico più elevato in ciascun caso, a parte il caso del motore Wärtsilä in assetto elettrico, dove, analogamente a quanto già accaduto per i fluidi puri, emerge una miscela infiammabile a base di ciclopentano.

Relativamente ai casi infiammabili del motore Man si può osservare che sono performanti le miscele a base di butano ed isobutano, in particolare isobutano/pentano.

Per i casi infiammabili del motore Wärtsilä si possono trarre le stesse conclusioni desunte per i corrispettivi casi a fluido puro, ossia sono degne di nota le miscele a base di ciclopentano: in assetto elettrico la presenza del cis-butene tende ad abbassare la temperatura critica della miscela risultante così da realizzare un ciclo supercritico molto performante, mentre in configurazione cogenerativa l'eptano tende ad alzarla per rispondere all'aumento di temperatura di condensazione necessario per generare acqua calda.

Per il motore Wärtsilä si segnala, infine, in entrambi gli assetti, la miscela acqua/ammoniaca. La frazione di acqua è bassissima poiché nei cicli operanti a fluido puro è meno performante dell'ammoniaca, ma la composizione così sbilanciata consente comunque di ottenere un glide in fase di condensazione molto intenso (fino a circa 48 °C).

In Tabella 6.20 è mostrata il confronto tra le migliori miscele infiammabili e non per ciascun caso.

Tabella 6.20 - Differenza di prestazioni in ciascun caso tra la migliore miscela binaria infiammabile e non

Miscela non infiammabile vs. miscela infiammabile ²	Man		Wärtsilä	
	Assetto elettrico	Assetto cogenerativo	Assetto elettrico	Assetto cogenerativo
$\Delta P_{el, tot}$ [%]	+ 10.21	+26.15	- 2.29	+ 2.77
ΔQ_{cog} [%]	/	+ 3.62	/	+ 3.49
$\Delta \eta_{ex ORC}$ [%]	+7.27	+10.26	- 1.75	+ 2.58
$\Delta \eta_{II, ORC+MCI}$ [%]	+ 0.85	+ 1.33	- 0.25	+ 0.42

Come si evince dalla Tabella 6.20 l'aumento di prestazioni ottenibile con l'impiego di miscele non infiammabili, a parte un solo caso, è netto. In particolare il caso relativo al

² Il confronto è fatto assumendo come caso base l'adozione della miscela infiammabile

motore 2 tempi Man in assetto cogenerativo presenta la massima variazione di prestazioni, soprattutto di potenza elettrica prodotta, che si ripercuote significativamente sul rendimento exergetico del ciclo ed anche sul rendimento di II° principio del sistema combinato ORC+MCI, che aumenta di ben 1.33 punti percentuali (la massima variazione).

L'unico caso in cui è conveniente adottare una miscela infiammabile è quella del motore 4 tempi Wärtsilä in assetto elettrico, così come già accaduto per il corrispettivo ciclo a fluido puro. La miscela a base di ciclopentano e cis-butene è più performante della miscela refrigerante non infiammabile composta da HCFO-1233zde e HFC-134a.

Si conclude osservando che le miscele non infiammabili a base di HCFO-1233zde registrano incrementi più marcati con il motore Man perché la temperatura critica risultante (che oscilla tra 135 °C e 160 °C circa) ben si sposa con il livello di temperatura delle sorgenti di questo motore.

Invece, con il motore Wärtsilä, le variazioni non sono così sostanziose (anzi, in un caso sono addirittura negative) perché le correnti da cui recuperare calore sono a temperatura maggiore. Per esaltarle maggiormente sarebbe richiesto l'impiego di miscele non infiammabili con temperatura critica superiore (maggiore di 200 °C). Questo non è stato possibile perché nel database di REFPROP non sono presenti fluidi in grado di originare una miscela con tali caratteristiche.

Nelle sottosezioni seguenti vengono riportati, per ciascun motore e in entrambi gli assetti, tutti i grafici ottenuti alla fine del processo di ottimizzazione, ma relativi esclusivamente alla miglior miscela infiammabile e non infiammabile.

6.3.1 Diagrammi relativi alle migliori miscele binarie non infiammabili

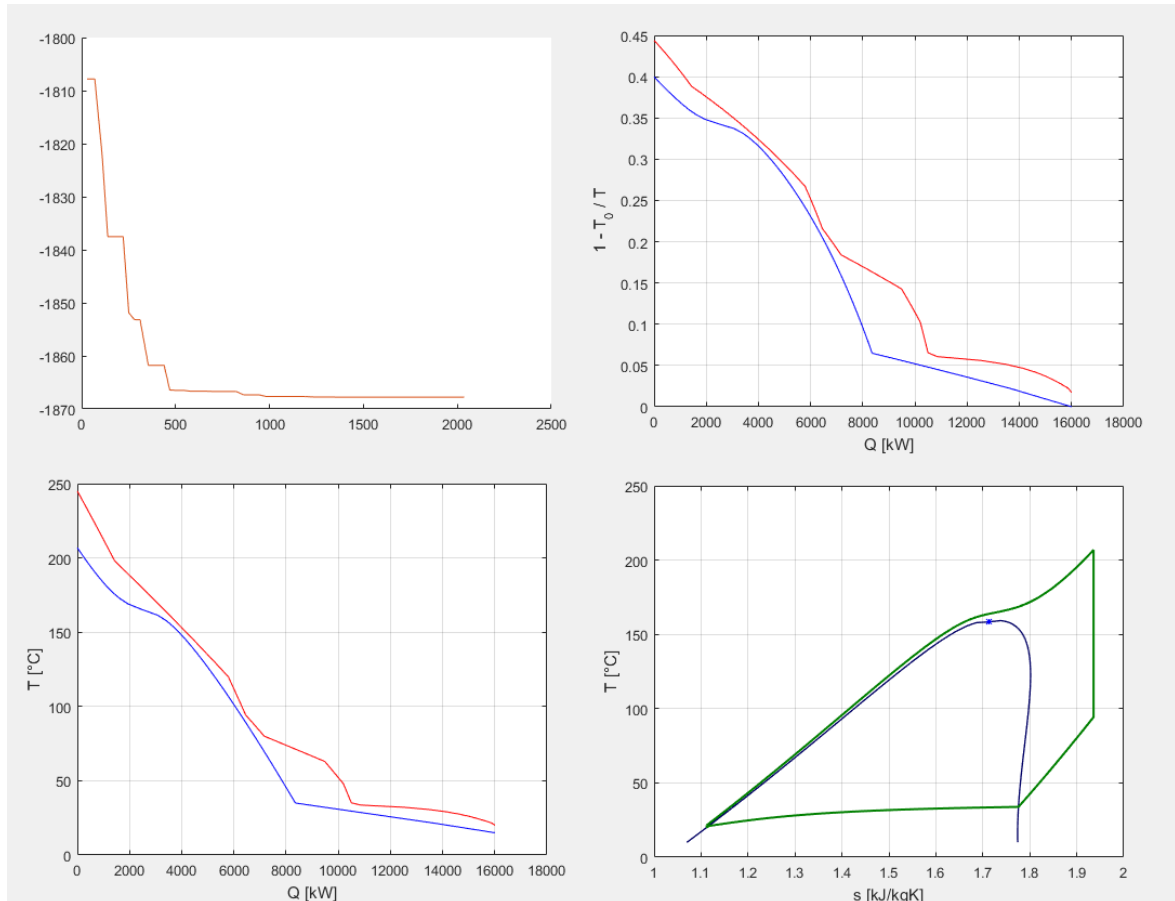


Figura 6.10 - Grafici relativi alla miscela R1233zde/R134a nel caso del motore Man in assetto elettrico

In assetto elettrico con il motore Man, la miscela tra R-1233zde (90%) e R-134a (10 %) consegue in assoluto le migliori prestazioni. Realizza un ciclo supercritico che raggiunge un rendimento exergetico del 78.45 %. La turbina scarica vapore surriscaldato a circa 100 °C, quindi è presente un certo effetto rigenerativo. Il glide in condensazione è di 12.85 °C. La produzione elettrica netta ammonta a 1867.79 kW. Il rapporto di espansione volumetrico VR vale 23.14, per cui sono necessari almeno due stadi di turbina.

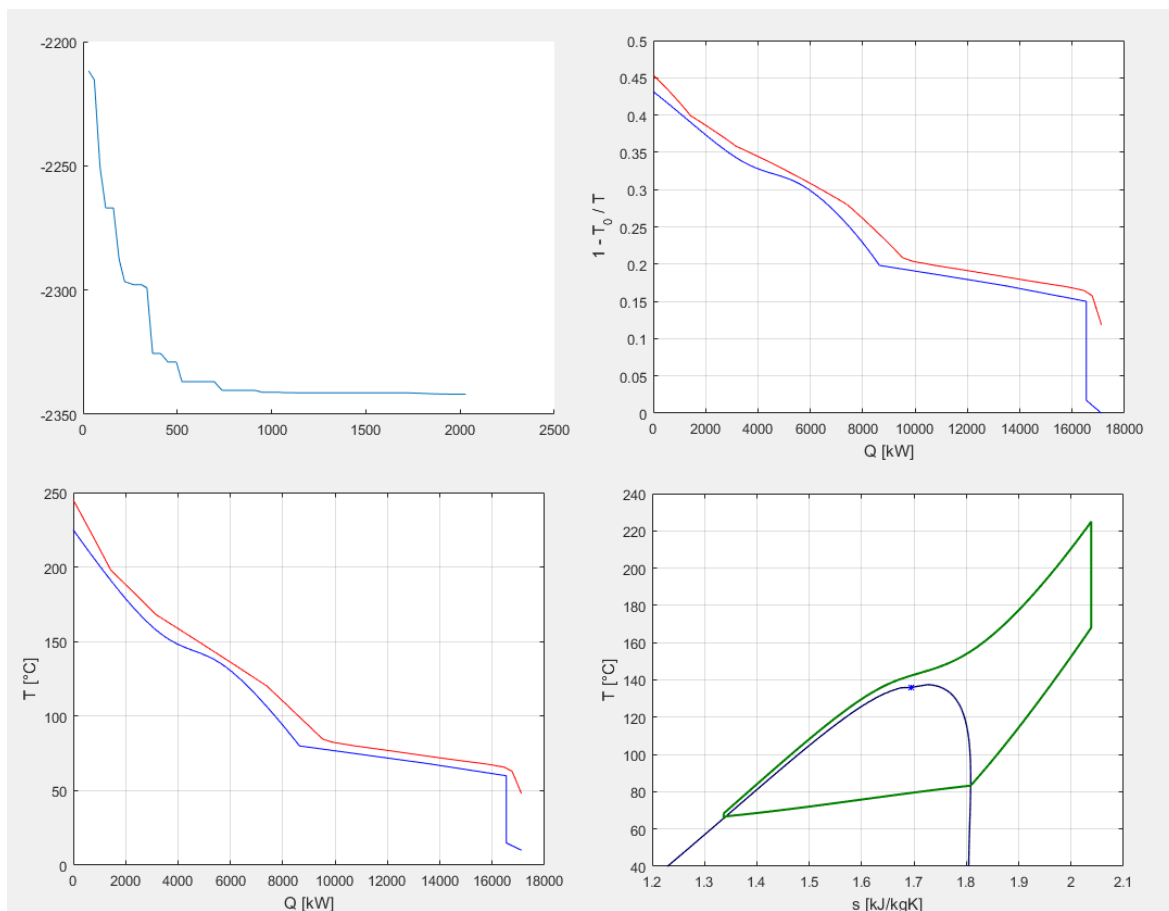


Figura 6.11 - Grafici relativi alla miscela R1233zde/R134a nel caso del motore Man in assetto cogenerativo

Questo è il caso che presenta il rendimento exergetico più elevato in assoluto (88.12 %). Il motivo può essere spiegato guardando i grafici associati allo scambio termico. Le curve composite calda e fredda, ad esclusione dell'ultimo tratto corrispondente all'azione dell'acqua refrigerante, hanno praticamente lo stesso andamento e sono molto vicine fra loro. Viene cioè realizzato, tra tutti i flussi caldi e freddi, un accoppiamento termico ottimale che minimizza le irreversibilità di scambio e quindi, trattandosi di un ciclo ideale senza altre irreversibilità, massimizza il rendimento exergetico. Il ciclo realizzato è supercritico e fortemente rigenerativo. La composizione del fluido di lavoro è abbastanza equilibrata (59 % HFO, 41 % HFC). Ciò comporta un ΔT_{glide} in condensazione piuttosto elevato (16.5 °C), che aiuta appunto a creare l'accoppiamento ottimale dei profili di temperatura. La potenza elettrica prodotta è circa 1108 kW, il calore recuperato vale 7379.23 kW. Poiché il rapporto volumetrico di espansione è basso (circa 4) è possibile adottare una turbina monostadio.

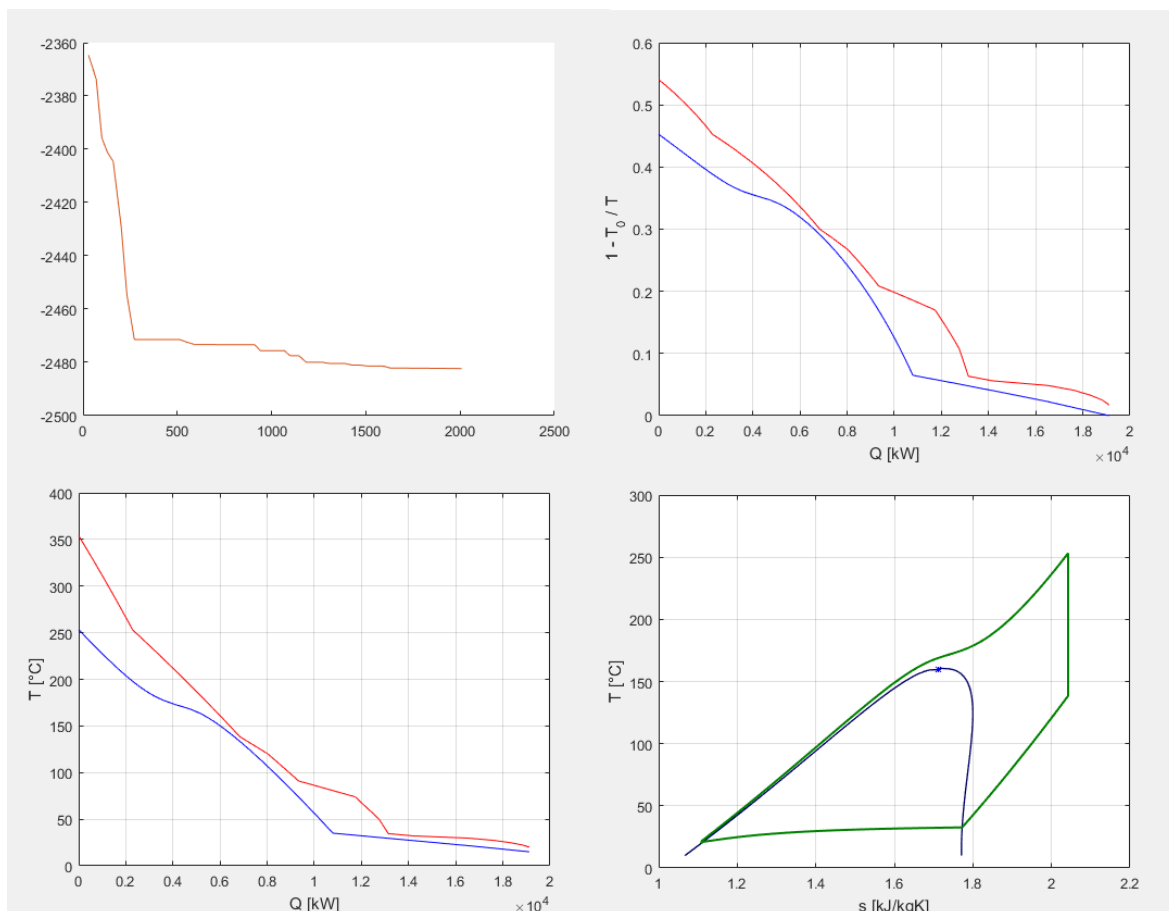


Figura 6.12 - Grafici relativi alla miscela R1233zde/R134a nel caso del motore Wärtsilä in assetto elettrico

In assetto elettrico con il motore Wärtsilä, la miscela tra R-1233zde (92%) e R-134a (8 %) realizza un ciclo supercritico con un rendimento exergetico del 74.60 %. Come per l'analogo caso a fluido puro, non si tratta del miglior fluido di lavoro per questo motore e per questo assetto, come testimoniato dai profili di temperatura riportati nei grafici, che in alcune zone sono piuttosto distanti. La turbina scarica vapore surriscaldato a circa 140 °C, quindi il contributo della rigenerazione è consistente. Il glide in condensazione è di 11.62 °C. La produzione elettrica netta ammonta a 2482.83 kW. Il rapporto di espansione volumetrico VR è 24.21, per cui sono necessari almeno due stadi di turbina.

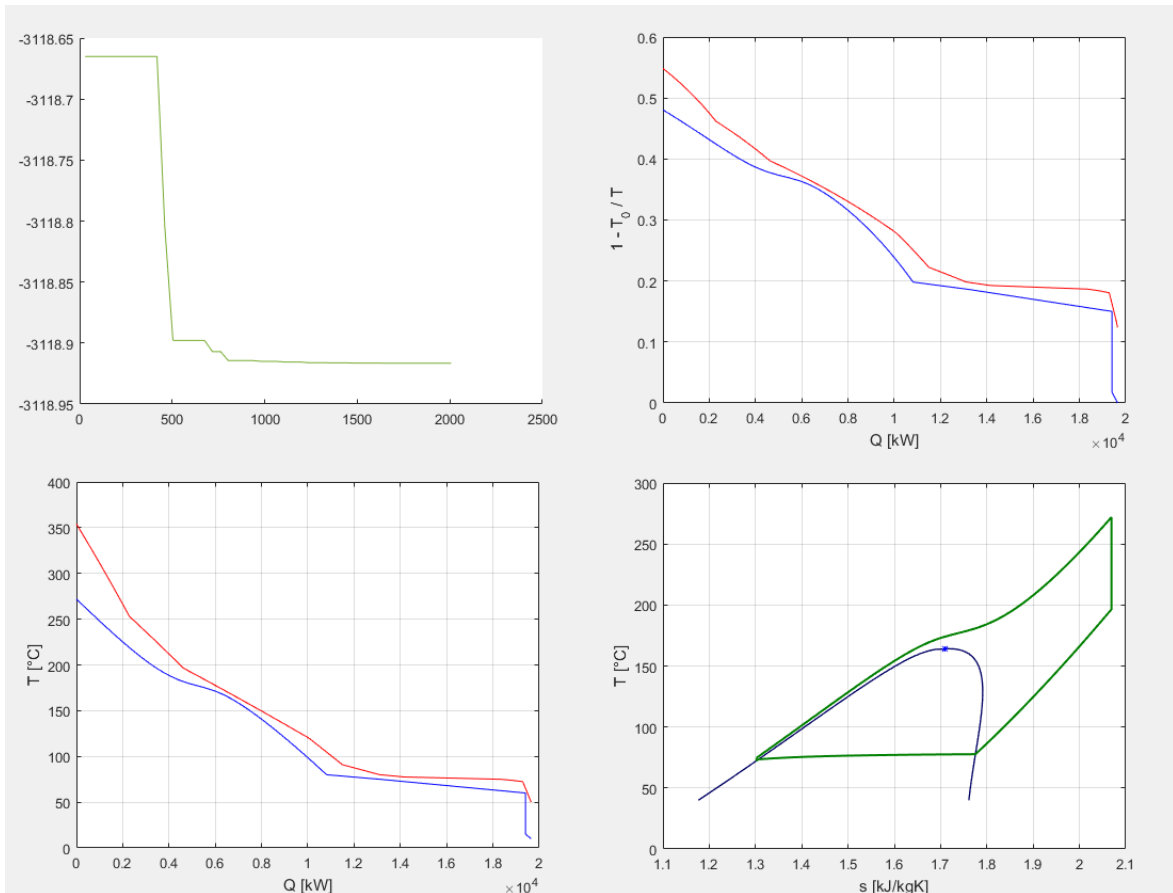


Figura 6.13 - Grafici relativi alla miscela R1233zde/R134a nel caso del motore Wärtsilä in assetto cogenerativo

A differenza del precedente, in questo caso l'abbinamento della miscela la miscela tra R-1233zde (97%) e R-134a (3%), produce un accoppiamento termico più efficace (visibile dai grafici), ma basato ancora fortemente sulla rigenerazione del vapore allo scarico della turbina, disponibile a circa 200 °C. Il rendimento exergetico del ciclo supercritico realizzato arriva al 86.18 %, grazie alla cogenerazione e al buon accoppiamento termico realizzato, nonostante in questo caso il glide originato sia il più basso in assoluto (4.23 °C). La potenza elettrica prodotta vale 1716.70 kW, mentre il calore recuperato producendo acqua calda vale circa 8379 kW. È possibile adottare una turbina monostadio, in quanto il rapporto volumetrico di espansione VR è pari a 7.21.

6.3.2 Diagrammi relativi alle migliori miscele binarie infiammabili

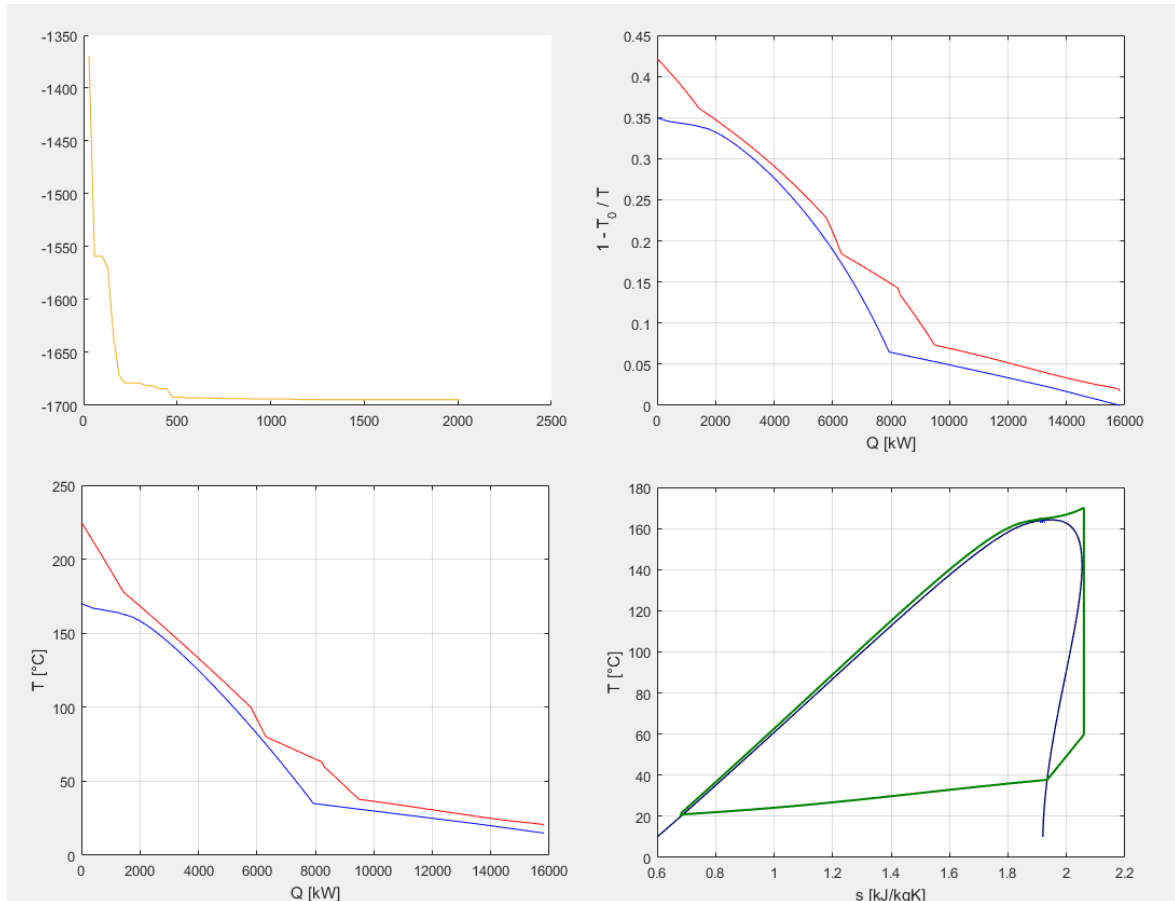


Figura 6.14 - Grafici relativi alla miscela isobutano/pentano nel caso del motore Man in assetto elettrico

Tra le miscele infiammabili quella che in assetto elettrico con il motore Man ha raggiunto le prestazioni più elevate è formata da isobutano (56 %) e pentano (44 %). Raggiunge buone prestazioni con un ciclo supercritico e blandamente rigenerativo, il rendimento exergetico vale 71.18 %, l'accoppiamento termico è buono, aiutato dai 16.75 $^{\circ}\text{C}$ di glide durante la fase di condensazione. La potenza elettrica prodotta ammonta 1694.70 kW e per la turbina è indicata una soluzione bistadio.

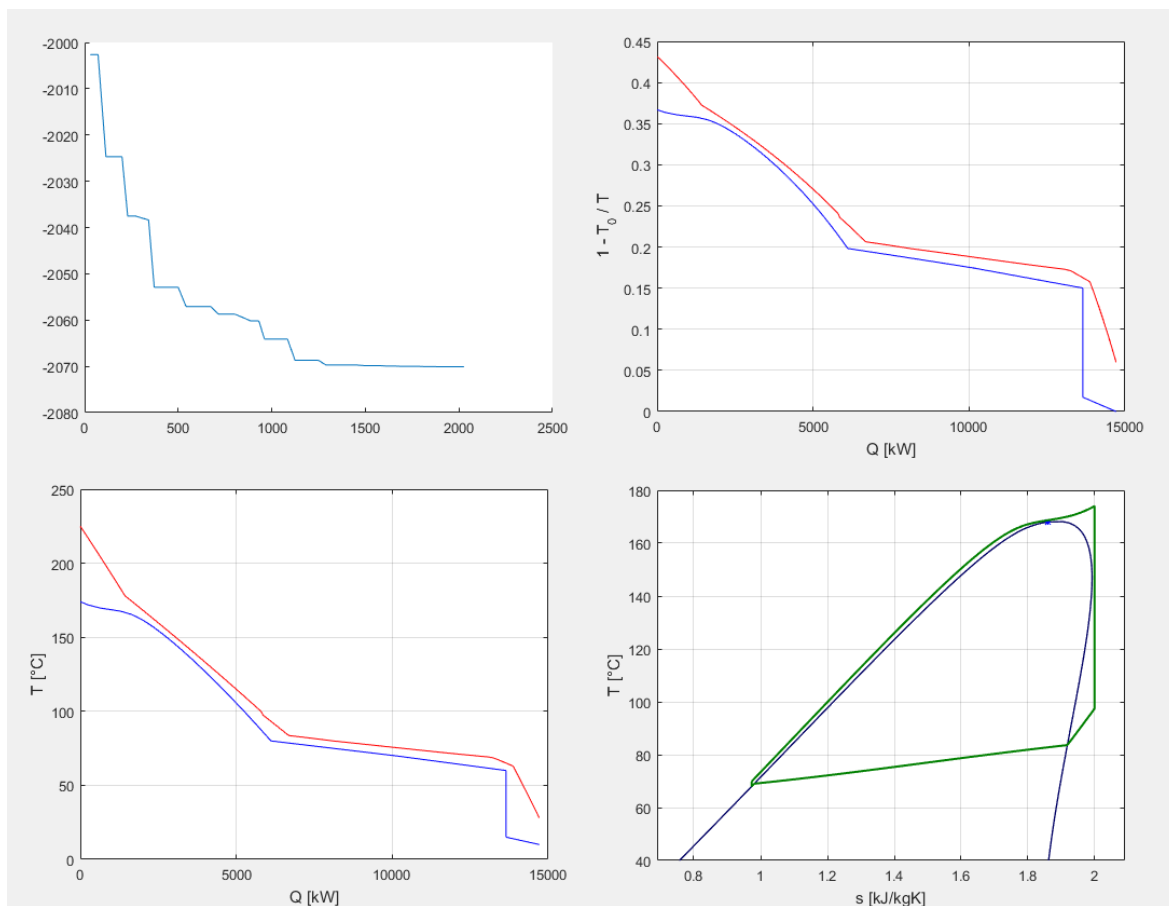


Figura 6.15 - Grafici relativi alla miscela isobutano/pentano nel caso del motore Man in assetto cogenerativo

Anche in questo caso emerge la miscela costituita da isobutano (49 %) e pentano (51 %). Il ciclo è ancora supercritico e la rigenerazione è assai modesta. L'accoppiamento termico è molto buono, in questo caso il glide in condensazione vale 14.60 °C. Grazie all'effetto cogenerativo il rendimento exergetico cresce al 77.86 %. La potenza elettrica vale 878.31 kW, mentre il calore recuperato vale 7121.41 kW. È possibile adottare una soluzione monostadio per la turbina perché il rapporto volumetrico di espansione VR a cavallo della stessa vale 8.89.

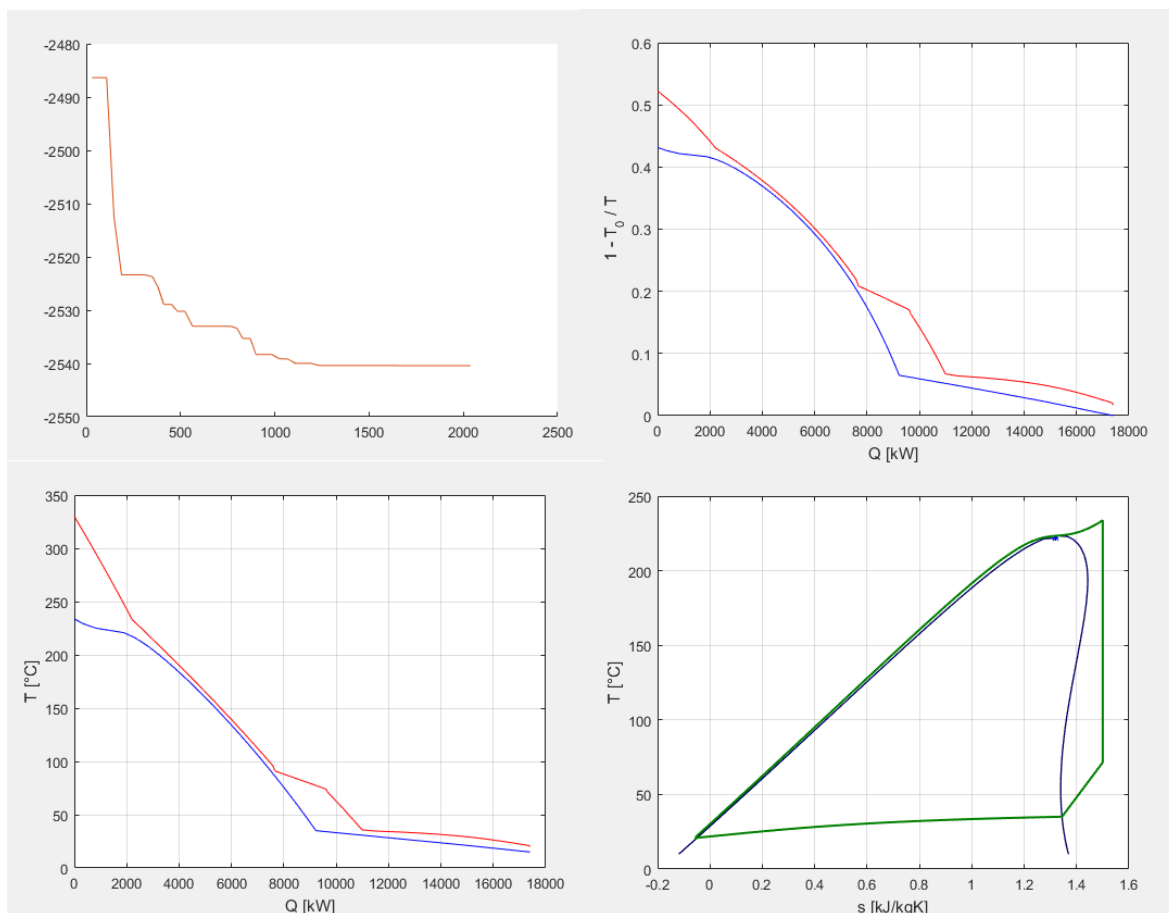


Figura 6.16 - Grafici relativi alla miscela ciclopentano/cis-butene nel caso del motore Wartsila in assetto elettrico

In questo caso si osserva la stessa situazione già verificatasi per i casi a fluido puro, cioè la miscela di ciclopentano (82 %) e cis-butene (18 %), che è infiammabile, riesce a conseguire prestazioni migliori rispetto alla miscela refrigerante non infiammabile del corrispettivo caso. Il motivo può essere spiegato osservando i grafici relativi allo scambio termico: in una vasta zona le curve composite sono molto vicine fra loro, praticamente la differenza di temperatura è quasi costante e pari al ΔT_{pp} scelto. Questo porta grandi benefici riducendo le irreversibilità di scambio termico e il rendimento exergetico raggiunge il 76.35 %. Il ciclo ottimizzato è supercritico con una forma quasi triangolare, la rigenerazione del vapore allo scarico della turbina è di modesta entità e il glide in condensazione ammonta a 14.07 °C. La potenza elettrica in questo caso ammonta a 2540.41 kW e sono necessari almeno due stadi di turbina per impedire che il rapporto di espansione VR di 83.91 sia affidato ad un unico stadio.

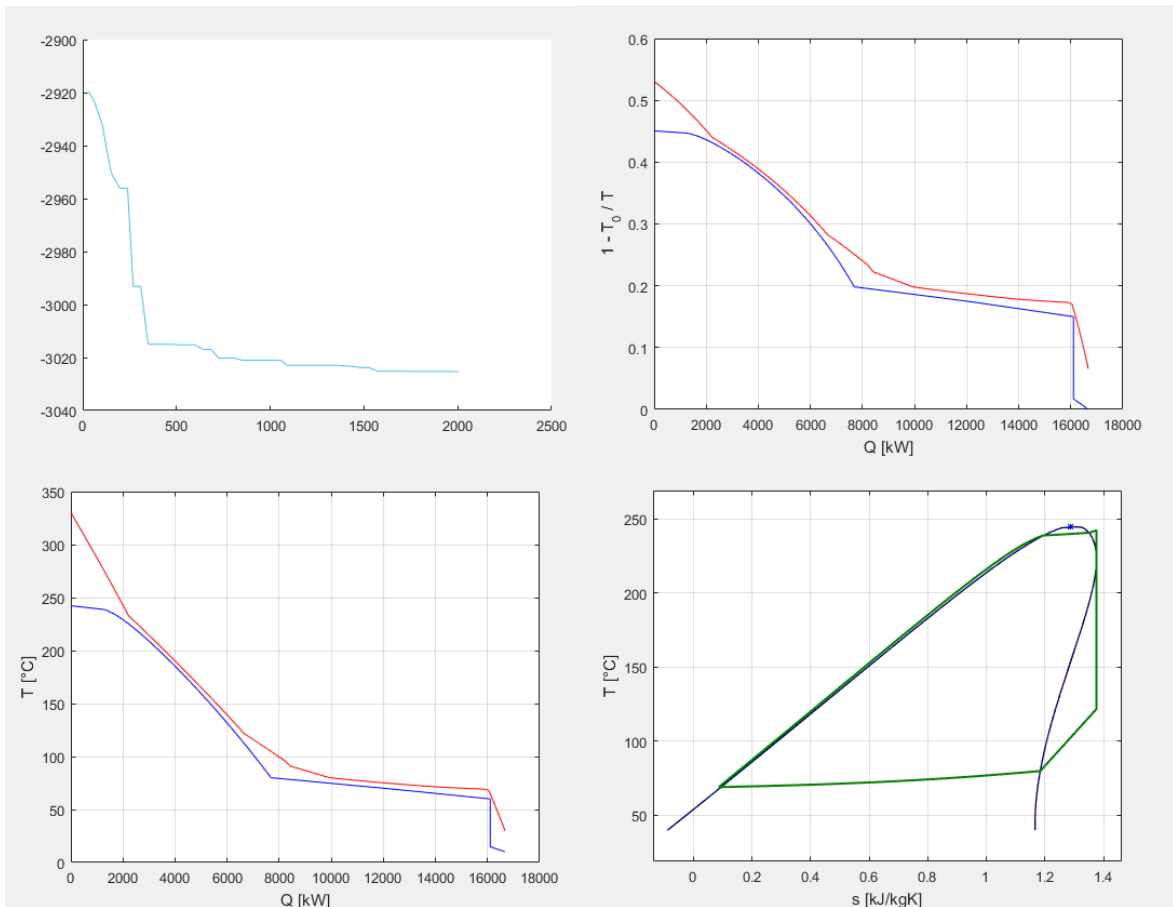


Figura 6.17 - Grafici relativi alla miscela ciclopentano/eptano nel caso del motore Wartsila in assetto cogenerativo

Un'altra miscela di ciclopentano (74 %), questa volta con eptano (26 %), si distingue come la più performante tra le infiammabili. Il ciclo ottimizzato questa volta è subcritico, ma l'accoppiamento termico continua ad essere caratterizzato da una vasta zona in cui la differenza di temperatura tra i flussi caldi e freddi è minima, quindi è ben costruito, certamente aiutato dal glide in condensazione di 10.8 °C. La rigenerazione è un po' più sostanziosa rispetto al caso precedente, potendo contare su un vapore scaricato dalla turbina a circa 120 °C. Il rendimento exergetico raggiunge l'83.60 %, il valore più elevato in assoluto relativamente ai casi con miscele infiammabili. La potenza elettrica prodotta vale 1670.40 kW mentre il calore utile assorbito dall'acqua calda ammonta a 8096.58 kW. In questo caso il rapporto volumetrico di espansione VR (42.57) è più basso del precedente, ma sono comunque necessari almeno due stadi di turbina.

6.4 Confronto fluidi puri-miscela più performanti

In Tabella 6.21 e Tabella 6.10 è mostrato il confronto tra il miglior fluido puro e la miglior miscela per ciascun caso.

Tabella 6.21 - Riepilogo dei migliori fluidi di lavoro (sia puri che miscela) per ciascun caso. In rosso quelli infiammabili

	Assetto elettrico	Assetto cogenerativo	Assetto elettrico	Assetto cogenerativo
	Motore Man		Motore Wärtsilä	
Miglior fluido puro	R-1233zde	RE-245cb2	Ciclopentano	R-1233zde
$P_{el, tot}$ [kW]	1802.45	1008.36	2456.50	1704.38
Q_{cog} [kW]		7478.84		8391.23
$\eta_{ex ORC}$ [%]	75.71	85.00	73.82	85.90
$\eta_{II, ORC+MCI}$ [%]	58.36	60.58	56.13	59.00
Miglior miscela binaria	R-1233zde R-134a	R-1233zde R-134a	Ciclopentano Cis-butene	R-1233zde R-134a
$P_{el, tot}$ [kW]	1867.79	1107.97	2540.41	1716.70
Q_{cog} [kW]		7379.23		8378.92
$\eta_{ex ORC}$ [%]	78.45	88.12	76.35	86.18
$\eta_{II, ORC+MCI}$ [%]	58.68	60.99	56.50	59.05

Tabella 6.22 - Differenza di prestazioni in ciascun caso tra la migliore miscela binaria ed il miglior fluido puro

Miglior miscela binaria vs. miglior fluido puro ³	Man		Wärtsilä	
	Assetto elettrico	Assetto cogenerativo	Assetto elettrico	Assetto cogenerativo
$\Delta P_{el, tot}$ [%]	+ 3.63	+ 9.88	+ 3.42	+ 0.72
ΔQ_{cog} [%]		- 1.35		- 0.15
$\Delta \eta_{ex ORC}$ [%]	+ 2.74	+ 3.12	+ 2.53	+ 0.28
$\Delta \eta_{II, ORC+MCI}$ [%]	+ 0.32	+ 0.41	+ 0.37	+ 0.05

³ Il confronto è fatto assumendo come caso base l'adozione del fluido puro

È possibile osservare che, seppur in maniera limitata, l'adozione di una miscela come fluido di lavoro genera un incremento delle prestazioni, a causa della presenza del glide in fase di condensazione che tende ad avvicinare i profili delle curve composite calda e fredda riducendo le irreversibilità di scambio. L'aumento di rendimento è quantificabile nel 2 ÷ 3 % circa. Tuttavia nel caso cogenerativo del motore Wärtsilä la miscela tra R-1233zde (97 %) e R-134a (3 %) guadagna solo lo 0.28 % in più nei confronti del corrispettivo caso operante con R-1233zde puro. Probabilmente ciò è dovuto al glide molto ridotto (4.23 °C) in fase di condensazione, che deriva dalla composizione molto sbilanciata a favore del HCFO e che non è in grado di provocare un aumento significativo di rendimento. Anche la variazione percentuale di potenza elettrica prodotta è inferiore all'1 %.

Nei casi in assetto elettrico la variazione percentuale di potenza elettrica prodotta è mediamente del 3.5 %, mentre in configurazione cogenerativa con il motore Man sale a circa il 10 % adottando la miscela refrigerante R-1223zde/R134a al posto del R-1233zde puro perché in questo caso l'accoppiamento termico dei flussi caldi e freddi è particolarmente buono.

Nei casi cogenerativi, con le miscele, si registra giustamente una diminuzione di calore recuperato poiché cresce della stessa quantità la potenza elettrica prodotta, come spiegato in sezione 4.3.

6.5 Analisi critica dei risultati delle ottimizzazioni

Alcune ottimizzazioni sono state originariamente caratterizzate dalle problematiche spiegate nella sezione 6.5.1 mentre altre, in termini di risultati ottenuti, sono state influenzate dagli aspetti esposti nella sezione 6.5.2.

6.5.1 Cicli con espansione bifase in turbina

In alcune ottimizzazioni relative a fluidi secchi e isoentropici (e alcune loro miscele), si è verificato il fenomeno mostrato in Figura 6.18, ossia la prima parte dell'espansione in turbina è contraddistinta dall'attraversamento della campana di saturazione.

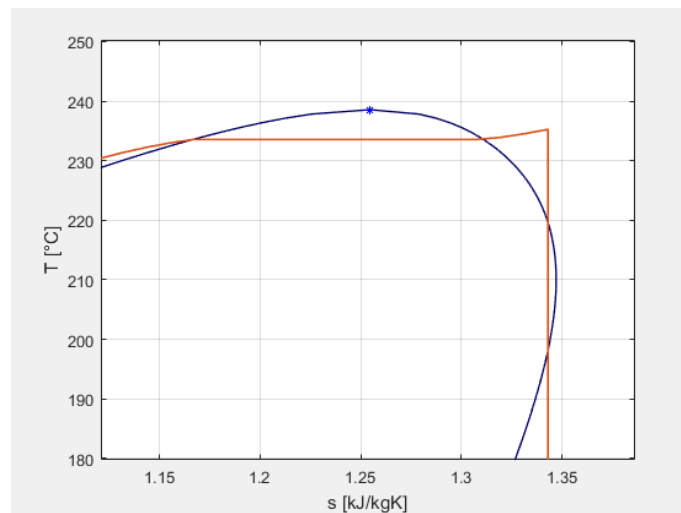


Figura 6.18 - Problema di espansione con attraversamento della campana (ciclopentano)

Poiché questo fatto è inaccettabile, dati i problemi di erosione nei confronti della palettatura della turbina, le ottimizzazioni in questione sono state scartate e poi rilanciate. La fase di espansione è stata discretizzata in un numero di tratti pari al minimo numero intero che garantisce un Δp elementare ≤ 1.05 , e alla fine di ogni tratto è stato effettuato il controllo del titolo di vapore (≥ 1). Questa limitazione comporta inevitabilmente una perdita di prestazioni, seppur di modestissima entità in quanto un lieve aggiustamento dei valori di temperatura di evaporazione e ΔT di surriscaldamento, sufficienti per correggere il

problema, non modifica sensibilmente le prestazioni ottenibili. Per due fluidi invece, precisamente acetone (isoentropico) ed etanolo (umido), accoppiati con il motore Wärtsilä, è accaduto che alla fine del processo di ottimizzazione i cicli avessero la forma riportata in Figura 6.19 e Figura 6.20, in cui addirittura l'intera fase di espansione avviene all'interno della campana, pur rispettando la condizione di titolo allo scarico $\geq 0,88$.

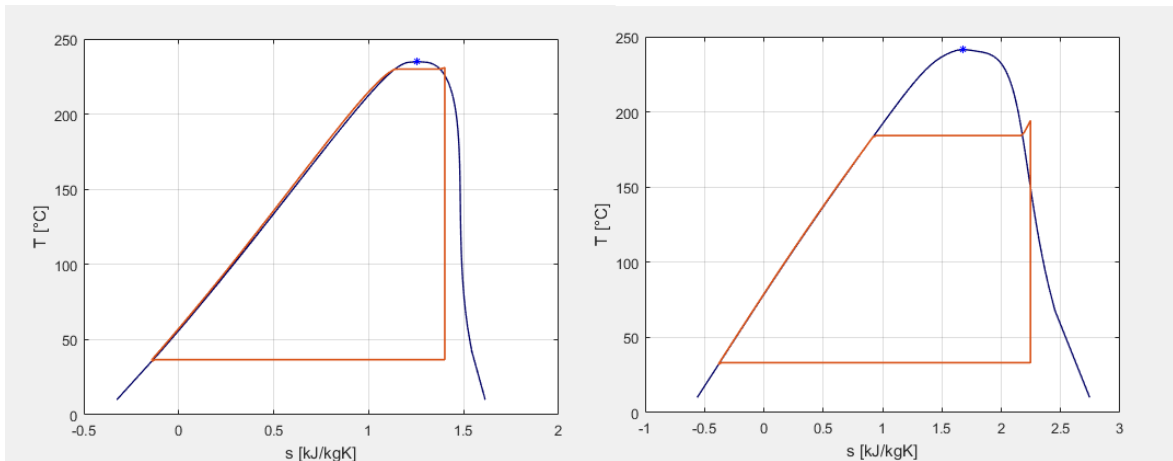


Figura 6.19 - Cicli ottimizzati originari dell'acetone (sx) e dell'etanolo (dx) in assetto elettrico con il motore Wärtsilä

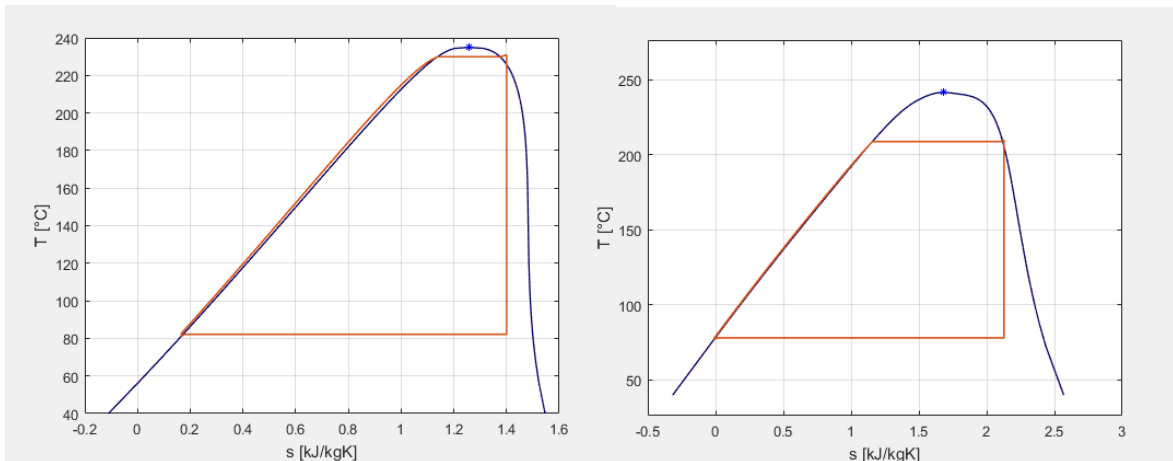


Figura 6.20 - Cicli ottimizzati originari dell'acetone (sx) e dell'etanolo (dx) in assetto cogenerativo con il motore Wärtsilä

Un'intera espansione bifase in turbina non è tollerabile per le stesse ragioni sopra esposte, quindi le rispettive ottimizzazioni sono state rilanciate con il controllo del titolo. In questo

caso le prestazioni vengono penalizzate maggiormente rispetto alla situazione mostrata in Figura 6.18 perché cambia notevolmente la forma del ciclo ottimizzato sottostante alla nuova condizione, come si evince dalle Figura 6.21 e Figura 6.22.

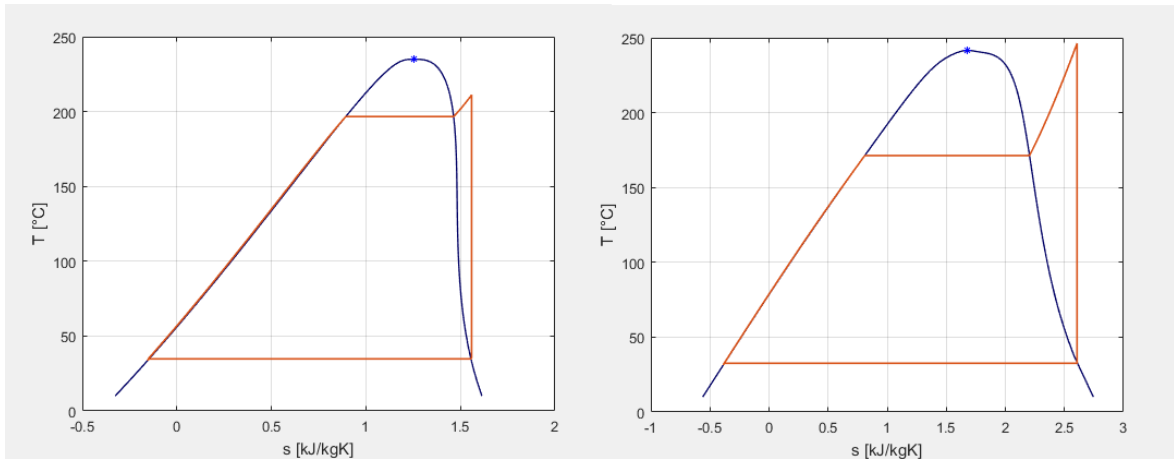


Figura 6.21 - Cicli ottimizzati corretti dell'acetone (sx) e dell'etanolo (dx) in assetto elettrico con il motore Wartsila

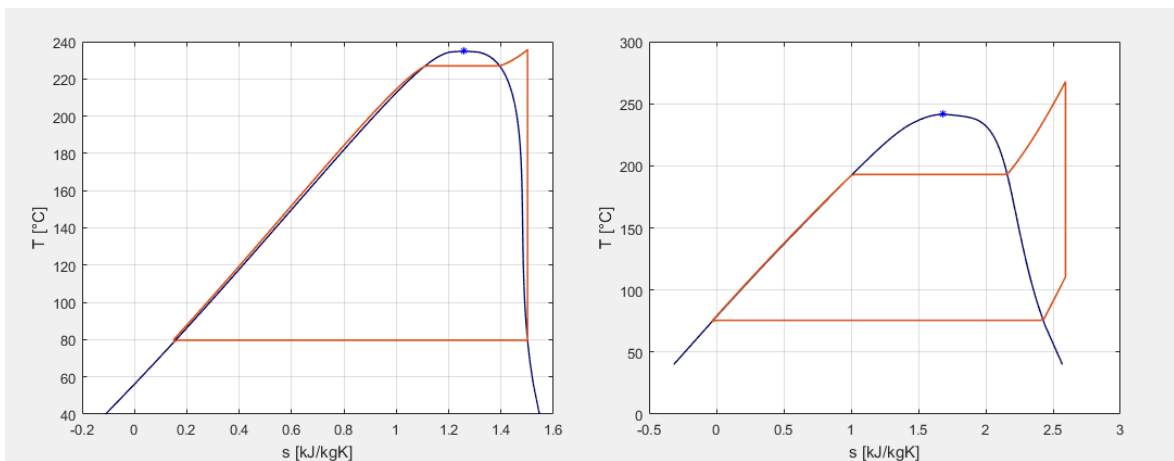


Figura 6.22 - Cicli ottimizzati corretti dell'acetone (sx) e dell'etanolo (dx) in assetto cogenerativo con il motore Wartsila

In particolare in configurazione cogenerativa per l'etanolo si registra una diminuzione di rendimento exergetico dello 0,85 %, più significativa la perdita per l'acetone pari al 2,12 %. In assetto solo elettrico il calo di prestazioni si fa più marcato: l'acetone perde ben il 7,18 %,

mentre l'etanolo l'1,49 %. Il fatto che i cicli cogenerativi abbiano una riduzione di prestazioni meno pronunciata è da imputare proprio al recupero di calore che riescono a compiere, trattandosi di un effetto utile si è in grado di smorzare l'incidenza negativa del controllo del titolo sulla generazione elettrica.

6.5.2 Limitazione delle prestazioni legata a T_{\max} properties

Alcuni dei risultati ottenuti, con entrambi i motori, sono stati condizionati dal valore di $T_{\max\text{prop}}$, che è la massima temperatura, caratteristica di ogni fluido o miscela, fino a cui REFPROP riesce a stimare accuratamente le proprietà termodinamiche. Nei casi affetti è stata un fattore limitante perché ha impedito all'algoritmo PGS-COM di portare la temperatura massima del ciclo (ingresso in turbina), e quindi anche il rendimento, a valori superiori. In particolare con il motore 2 tempi Man, dove la temperatura massima delle sorgenti è 225 °C o 245°C a seconda che il fluido di lavoro sia rispettivamente infiammabile e non, sono stati penalizzati i fluidi con $T_{\max\text{prop}}$ minore di 200 °C (HFO-1234zeZ, HFC-245fa, HFC-245ca e ciclopropano, in ordine crescente di temperatura critica). È stato penalizzato soprattutto il R-245fa, dato che ha raggiunto in entrambi gli assetti risultati molto buoni (meglio di tanti altri), nonostante la valutazione delle sue proprietà si sia fermata solo a 166 °C circa. I refrigeranti HFE-347mcc, HFO-1336mzz, HFE-245fa2 (in ordine crescente di temperatura critica) ed il NovecTM 649 sono stati ostacolati invece nelle ottimizzazioni relative al motore Wärtsilä poiché quest'ultimo dispone di sorgenti a più alta temperatura (330 ÷ 354 °C) e sono tutti caratterizzati dal medesimo valore, limitativo, di $T_{\max\text{prop}}$, che si ferma a circa 226 °C. Addirittura il fluido R-245ca, nonostante abbia temperatura critica di circa 174 °C, cioè valida secondo i criteri di selezione per l'accoppiamento con il motore Wärtsilä, è stato volutamente escluso dall'accoppiamento proprio in virtù del suo valore di $T_{\max\text{prop}}$ eccessivamente basso (176 °C circa) che avrebbe reso i risultati ottenibili poco significativi. Questo discorso vale ovviamente anche per le miscele, per le quali il valore di $T_{\max\text{prop}}$ è intermedio tra quello delle sue costituenti ed è influenzato dalla composizione.

Capitolo 7. Conclusioni e sviluppi futuri

Nel presente lavoro due motori diesel di grande taglia (10 MW ciascuno) sono stati integrati con un ciclo ORC ideale ottimizzato, funzionante mediante recupero termico e previsto in due diversi assetti: uno destinato alla generazione elettrica ed un altro cogenerativo con produzione di acqua calda a 80 °C. I motori analizzati sono unità navali di architettura differente: uno è un 2 tempi con un rendimento a pieno carico del 49.59 %, l'altro è un 4 tempi con un rendimento a pieno carico del 45.33 %, sono quindi entrambi ad alta efficienza; sono inoltre differenti le temperature dei flussi (fumi, aria di sovralimentazione e jacket water) da cui è possibile recuperare calore per il ciclo. Sono stati utilizzati motori con caratteristiche diverse per valutare come cambia la scelta del fluido di lavoro ottimale, per la cui ricerca sono stati indagati sia fluidi puri che miscele binarie. È stato previsto un processo di ottimizzazione di tipo black-box, compiuto da un algoritmo evolutivo, per le pressioni e temperature del ciclo ed anche per la composizione del fluido di lavoro se questo è una miscela binaria. Il processo black-box è stato poi integrato in cascata con un secondo algoritmo di ottimizzazione, basato sulla teoria della Pinch Analysis, che risolve il problema di integrazione termica dei flussi caldi e freddi e determina le portate incognite di fluido di lavoro, di acqua fredda refrigerante e di acqua calda prodotta (solo nel caso cogenerativo). Entrambi i processi remano nella stessa direzione, cioè la massimizzazione del recupero termico dai flussi caldi (sorgenti del motore e rigeneratore del ciclo) e delle prestazioni del ciclo, in termini di exergia utile totale. Coerentemente con quanto affermato dalla teoria della PA, la massimizzazione del recupero termico si è tradotta in una minimizzazione del consumo di acqua refrigerante (utility esterna), invece la massimizzazione dell'exergia totale in uscita (rendimento exergetico) è consistita nella massimizzazione della potenza elettrica netta prodotta, anche nei cicli in assetto cogenerativo.

I risultati conseguibili mettendo in serie a ciascun motore un ciclo ORC modellizzato ed ottimizzato secondo le tecniche discusse nel Capitolo 4, sono notevoli, in quanto permettono di aumentare significativamente l'efficienza dei motori o diminuire equivalentemente il consumo specifico di combustibile (BSFC), come mostrato in Tabella 7.1, portando il

rendimento di generazione del sistema combinato MCI+ORC a valori comparabili con quanto realizzato dai moderni cicli combinati più efficienti. Le prestazioni fanno però riferimento a cicli ideali, perciò sono maggiori di quanto ottenibile realmente, ma è pur vero che la temperatura delle sorgenti non è così elevata come nel caso dei gas di scarico delle turbine a gas, quindi i rendimenti di conversione interni del ciclo ORC sono intrinsecamente inferiori rispetto agli equivalenti cicli a vapore a recupero e il merito di un tale aumento di rendimento è da attribuire alla metodologia di massimo recupero termico utilizzata.

Tabella 7.1 – Riepilogo dei risultati ottenuti per ciascun caso con il miglior fluido di lavoro e variazione di prestazioni ottenibile con il sistema combinato MCI+ORC. In rosso sono evidenziati i fluidi di lavoro infiammabili

Motore	Man $\eta_{MCI} = 49.59\%$ BSFC = 170 g/kWh		Wärtsilä $\eta_{MCI} = 45.33\%$ BSFC = 186 g/kWh	
	Elettrico	Cogenerativo	Elettrico	Cogenerativo
Miglior fluido puro	R-1233zde	RE-245cb2	Ciclopentano	R-1233zde
$P_{el, tot}$ [kW]	1802.45	1008.36	2456.50	1704.38
EX_{cog} [kW]		1251.59		1404.28
$\eta_{ex ORC}$ [%]	75.71	85.00	73.82	85.90
$\eta_{II, ORC+MCI}$ [%]	58.36	60.58	56.13	59.00
$\Delta\eta_{MCI}$ [%]	+ 8.77	+ 10.99	+ 10.8	+ 13.67
$\Delta BSFC^4$ [%]	- 15.02	- 18.14	- 19.25	- 23.18
Miglior miscela binaria	R-1233zde R-134a	R-1233zde R-134a	Ciclopentano Cis-butene	R-1233zde R-134a
$P_{el, tot}$ [kW]	1867.79	1107.97	2540.41	1716.70
EX_{cog} [kW]		1234.92		1402.22
$\eta_{ex ORC}$ [%]	78.45	88.12	76.35	86.18
$\eta_{II, ORC+MCI}$ [%]	58.68	60.99	56.50	59.05
$\Delta\eta_{MCI}$ [%]	+ 9.09	+ 11.4	+ 11.17	+ 13.72
$\Delta BSFC^4$ [%]	- 15.48	- 18.68	- 19.78	- 23.23

⁴ La variazione percentuale di consumo specifico di combustibile indica la diminuzione di consumo di combustibile del sistema combinato MCI+ORC rispetto al caso di MCI isolato

L'aumento di rendimento ottenibile con il sistema combinato MCI+ORC è ovviamente maggiore nel caso di cicli cogenerativi perché c'è un duplice effetto utile. Il motore Wärtsilä non raggiunge in valore assoluto i rendimenti del Man solo perché quest'ultimo parte da un valore originario di efficienza superiore, invece in termini relativi è quello che in ciascun caso registra gli incrementi maggiori perché dispone di sorgenti a temperatura maggiore, da cui è possibile recuperare una maggior quantità di calore, consentendo al ciclo ORC sottoposto di sviluppare potenze sensibilmente maggiori (da circa 2.5 MW in su).

Dai risultati inoltre emerge che i cicli più performanti per applicazioni WHR sono quasi sempre cicli supercritici, in quanto riescono a seguire meglio la curva di cessione del calore da parte delle sorgenti, riducendo di conseguenza le irreversibilità di scambio termico [42] [47]. Si è potuto inoltre constatare, per i cicli in configurazione cogenerativa, un innalzamento della temperatura media superiore di introduzione del calore al fine di aumentare il rendimento e far fronte all'effetto cogenerativo legato alla produzione di acqua calda a 80 °C, che alza necessariamente la temperatura di condensazione.

Si precisa che alcuni risultati, relativi sia a fluidi puri che miscele, sono stati condizionati dal valore di T_{\maxprop} , che è la massima temperatura, caratteristica di ogni fluido o miscela, fino a cui REFPROP riesce a stimare accuratamente le proprietà termodinamiche. I fluidi affetti da questa problematica e le conseguenze che essa comporta sono disponibili in sezione 6.5.2. Nella maggior parte dei casi le migliori prestazioni in assoluto sono state raggiunte dal refrigerante HCFO-1233zde, sia da fluido puro che in miscela. Si noti che HCFO-1233zde è il refrigerante con il valore più elevato di T_{\maxprop} (276 °C circa), avvalorando il sospetto che questo parametro possa aver influenzato i risultati ottenuti. Sarebbe quindi interessante capire di quanto potrebbero variare i risultati conseguibili dai fluidi caratterizzati da un basso valore di T_{\maxprop} e scostarsi da quelli del HCFO-1233zde se in REFPROP fosse disponibile un range di valutazione più ampio.

Riguardo le prestazioni del ciclo ORC sottoposto al motore 2 tempi Man, si nota che in assetto elettrico il fluido più performante è il già citato HCFO-1233zde, mentre in configurazione cogenerativa è il HFE-245cb2. Entrambi realizzano cicli supercritici e condensano favorevolmente a pressioni maggiori di quella atmosferica. Non presentano

inoltre criticità riguardo il numero di stadi dell'espansore: grazie alle considerazioni fatte nella sezione 3.1 a proposito del $\Delta h_{is,espansione}$ e del rapporto volumetrico VR di espansione e dell'influenza che essi hanno sul numero di stadi della turbina, è stato calcolato che HCFO-1233zde necessita di almeno due stadi, mentre per HFE-245cb2 è possibile adottare una soluzione monostadio. Quest'ultimo fluido, a differenza dell'altro, è però colpito da una criticità legata alla sua bassa temperatura critica (circa 135 °C): il ciclo ottimizzato è caratterizzato da una grandissima fase di desurriscaldamento del vapore in uscita dalla turbina. Questo calore, seppur recuperato efficientemente in un processo di rigenerazione, comporta sicuramente elevatissime superfici di scambio in quanto il coefficiente convettivo di scambio termico della fase vapore è più basso della fase liquida. Altri fluidi che si sono distinti in questi casi sono HFE-245fa2 e HFO-1336mzz, entrambi refrigeranti, il secondo però ha il vantaggio, condiviso con HCFO-1233zde, di essere a minimo impatto ambientale.

Relativamente i casi elettrico e cogenerativo del motore 4 tempi Wärtsilä, emergono come promettenti, rispettivamente, il ciclopentano e nuovamente HCFO-1223zde. Il primo ha la particolarità di essere infiammabile, dunque è stato previsto il suo disaccoppiamento dalle sorgenti del motore ricche di ossigeno, con un circuito di olio diatermico. Ciò nonostante ha raggiunto prestazioni più elevate di altri fluidi non infiammabili nell'omologo caso, i quali hanno beneficiato del vantaggio di poter scambiare calore direttamente con le sorgenti a temperatura maggiore. Il ciclopentano realizza un ciclo ottimizzato subcritico (anche se a pressione ridotta di evaporazione prossima ad uno), condensa a circa 0.5 bar ed è stato calcolato che necessita di almeno due stadi di turbina per questioni legate al rapporto VR. Il refrigerante HCFO-1233zde invece realizza un ciclo supercritico fortemente rigenerativo, a causa della sua bassa temperatura critica in relazione alla temperatura delle sorgenti del motore. Valgono le stesse considerazioni in merito desunte per HFE-245cb2. Dato il ridotto valore calcolato di VR è possibile una soluzione monostadio per l'espansione. Altri fluidi che si sono distinti in cicli ottimizzati in accoppiamento al motore Wärtsilä sono HFE-245fa2, HFO-1336mzz e NovecTM 649, quest'ultimo è un fluido complesso non infiammabile a minimo impatto ambientale appositamente sviluppato per cicli ORC.

L'adozione delle miscele ha sempre consentito di aumentare le prestazioni, in alcuni casi in maniera più apprezzabile di altri. In particolare il caso in cui si è registrato il massimo

incremento è quello relativo al ciclo in assetto cogenerativo in cascata al motore Man, dove la variazione percentuale di potenza elettrica rispetto al fluido puro è cresciuta del 9.88 % e l'aumento di rendimento exergetico è stato di circa 3 punti percentuali. Negli altri casi il guadagno è stato meno marcato, fino ad arrivare al caso cogenerativo del motore Wärtsilä, dove si è potuta osservare un incremento molto modesto sia di rendimento exergetico (0.28 punti percentuali) che di potenza elettrica generata (0.72 %). Per spiegare ciò si possono trarre le seguenti conclusioni. Da un lato si constata che in cicli supercritici, come la quasi totalità di quelli ottenuti, non sono presenti differenze tra un fluido puro e una miscela dal punto di vista del profilo di temperatura in fase di evaporazione, quindi il vantaggio offerto dalle miscele consiste esclusivamente nel ΔT di glide al condensatore. Dall'altro bisogna considerare che una miscela possiede proprietà termodinamiche che sono intermedie tra quelle possedute dalle sue costituenti, una delle quali potrebbe avere caratteristiche più benevoli ed un'altra essere meno favorevole. Per cui da un lato è vero che una miscela supercritica trae vantaggio dal glide durante la fase di condensazione, ma è pur vero che il fatto stesso di essere una miscela ha una ripercussione sulle proprietà che influenzano le prestazioni ottenibili. L'adozione delle miscele, laddove porti sostanziosi benefici alle prestazioni, deve comunque essere ben ponderata tenendo presente che comporta delle problematiche connesse allo scambio termico, in particolare il loro coefficiente convettivo di scambio è più basso⁵ rispetto a quello delle sue componenti, traducendosi in un aumento della superficie degli scambiatori, e in ultima analisi del peso e del costo dell'impianto [51]. Non è da escludere che la differenza di prestazioni tra miscele e fluidi puri possa essere superiore in caso di cicli subcritici, i quali possono contare anche sul vantaggio del glide in evaporazione. Infatti lo studio [52] suggerisce un aumento più marcato di potenza elettrica prodotta e rendimento exergetico nel caso di cicli subcritici operanti con miscele binarie: l'adozione della miscela isobutano/isopentano al posto di isopentano puro consente di incrementare il rendimento exergetico di circa il 10 % e la potenza elettrica netta del 12 %, valori superiori rispetto a quelli ottenuti nel presente lavoro.

⁵ Il coefficiente convettivo di scambio della miscela in flussi monofase e bifase (evaporazione, condensazione) è minore di quello ottenuto interpolando linearmente i coefficienti delle componenti pure, a causa dell'effetto di miscelamento delle proprietà fisiche, come la conduttività termica, e della resistenza allo scambio di massa durante la transizione di fase

Per eventuali sviluppi futuri del presente lavoro si possono considerare alcuni aspetti. Innanzitutto le prestazioni ottenute si riferiscono a cicli ideali e ottimizzati dal punto di vista dell'integrazione termica. Rimuovendo le caratteristiche di idealità dai componenti dell'impianto e introducendo il rendimento isoentropico delle turbomacchine, le perdite di carico e le dispersioni termiche negli scambiatori, le dissipazioni meccaniche ed elettriche, e utilizzando metodologie di ottimizzazione differenti oppure introducendo vincoli operativi e/o di convenienza economica, si giungerebbe a risultati differenti, modificando anche il fluido di lavoro che li consegue. A proposito di quanto appena detto, per la selezione del fluido di lavoro ottimale, un aspetto fondamentale che deve essere attentamente indagato è quello legato alla stabilità termochimica: bisogna evitare che alle temperature di esercizio il fluido si decomponga o interagisca in maniera dannosa con i materiali dell'impianto con cui entra in contatto. Tale approfondimento deve essere condotto specialmente per i fluidi refrigeranti di nuova generazione, cioè HCFO-1233zde e HFO-1336mzz, che sono molto attraenti sia dal punto di vista delle prestazioni raggiunte che per le loro benevoli caratteristiche legate alla sicurezza e all'impatto ambientale (GWP e ALT estremamente bassi, ODP nullo, non infiammabilità/tossicità). Esistono già alcuni studi a riguardo, e dichiarano che HFO-1336mzz è stabile almeno fino alla temperatura di circa 250 °C in presenza di plastiche, elastomeri e metalli (rame, alluminio, acciaio al carbonio) [45] [50]. Altri esperimenti condotti non hanno mostrato risultati altrettanto favorevoli per l'altro fluido refrigerante di interesse (HCFO-1223zde), il quale manifesta evidenti segni di decomposizione già verso i 200 °C [49]. Il refrigerante HFO-1336mzz si presta dunque come alternativa a basso GWP al HFC-245fa, un altro fluido diffuso nelle applicazioni ORC ad alta temperatura grazie alla sua comprovata elevata stabilità termica, dovuta alla natura satura dei suoi legami molecolari [50]. Tuttavia trattandosi di fluidi dal recente sviluppo, necessitano di ulteriori approfondimenti in tal senso. Un altro aspetto da considerare nella scelta del fluido di lavoro negli ORC-WHR per applicazioni navali, è che per questioni legate alla sicurezza a bordo e al contenimento dei costi, la pressione massima di esercizio dovrebbe essere limitata a 20 ÷ 25 bar [46]. Già solo considerando i due vincoli inerenti alla stabilità termochimica e alla limitazione della massima pressione di esercizio dell'impianto, una famiglia di fluidi che in questo lavoro non è parsa come promettente ma che potrebbe essere rivalutata, è quella dei silossani. Questi sono dotati di elevata stabilità termica fino a circa 400 °C [48] e di favorevole pressione critica, che consentirebbe di realizzare cicli

supercritici, con le sorgenti opportune, rimanendo entro valori di pressione massima accettabili. I silossani però, a causa della loro elevata temperatura critica, sono maggiormente indicati in applicazioni WHR con sorgenti di calore ad elevata temperatura, e hanno lo svantaggio, data la combinazione di temperatura critica elevata e pressione critica bassa, di avere pressioni di condensazione assai ridotte. Un altro fluido interessante, in grado di adempiere ai requisiti di stabilità termica e contenimento della massima pressione di esercizio, è il NovecTM 649, un fluido a molecola complessa ed elevata massa molecolare. La pressione critica è inferiore a 20 bar (come i silossani) ma rispetto ad essi è più adatto a sorgenti a medio-bassa temperatura, per via della sua temperatura critica di circa 168 °C. È dichiarato stabile fino a 300 °C senza entrare in contatto con l'acqua [11]. Un altro parametro che deve essere seriamente preso in considerazione è la temperatura di auto-ignizione del fluido di lavoro, cioè la minima temperatura a cui una sostanza infiammabile, in presenza di un comburente (aria), si accende senza necessitare di un innesco esterno (fiamma, scintilla, filamento caldo, ecc...). In questo caso bisogna garantire, con un certo margine di sicurezza, che il fluido di lavoro non superi mai nel punto più caldo del ciclo la sua temperatura di auto-ignizione per non rappresentare una fonte di rischio per gli operatori e per l'affidabilità dell'impianto.

Bibliografia

- [1] E. Macchi
Slide del corso di “Conversione dell’Energia”. a.y. 2012-2013, Politecnico di Milano

- [2] G. Shu, Y. Liang, H. Wei, H. Tian, J. Zhao, L. Liu
“A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships”
(2013) Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 19, pp. 385-401

- [3] P. R. Spina
Dispense del corso di “Sistemi Energetici”. Università di Ferrara

- [4] G. Ferrari
“Motori a combustione interna”
(2008) Il Capitello

- [5] <http://engine.od.ua/ufiles/MAN-S60mc6.pdf>

- [6] <http://www.wartsila.com/products/marine-oil-gas/engines-generating-sets/dual-fuel-engines/wartsila-46df>

- [7] <http://www.aspentech.com>

- [8] “Emission Control MAN B&W Two-stroke Diesel Engines”
(2004) MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark
<http://www.flamemarine.com/files/MANBW.pdf>

- [9] U. Larsen, O. Sigthorsson, F. Haglind
“A comparison of advanced heat recovery power cycles in a combined cycle for large ships”
(2014) Energy, pp. 260-268

- [10] http://msdssearch.dow.com/PublishedLiteratureDOWCOM/dh_0030/0901b803800303db.pdf?filepath=/heattrans/pdfs/noreg/176-01407.pdf&fromPage=GetDoc
- [11] <http://multimedia.3m.com/mws/media/5698650/3mtm-novectm-649-engineered-fluid.pdf>
- [12] <http://www.honeywell-refrigerants.com/europe/wp-content/uploads/2014/10/Refrigerants-Roadmap-6pp-2014-LR-140925.pdf>
- [13] C. Invernizzi, P. Iora, P. Silva
 “Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines”
 (2007) Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 100-110
- [14] E. Macchi, M. Astolfi, D. Bonalumi, A. Giuffrida, C. M. Invernizzi, M. C. Romano, P. Silva, D. M. Turi, R. Roberto, V. Gerardi, M. Caldera
 “Valutazione di cicli termodinamici innovativi per applicazioni con caldaie a sali fusi alimentate a biomassa legnosa”
 (2013) Report Ricerca di Sistema Elettrico. ENEA, Ministero dello Sviluppo Economico, GECOS
- [15] <http://www.unep.org/ozonaction/ecanetwork/Portals/138/SER%20Montreal%20Protocol%20&%20HCFC%20phase-out.pdf>
- [16] <http://www.jamesmcalm.com/pubs/Calm%20JM,%202012.%20Refrigerant%20Transitions%20...%20Again.%20ASHRAE-NIST%20Refrigerants%20Conference.pdf>
- [17] http://www.ahrinet.org/App_Content/ahri/files/RESEARCH/Technical%20Results/MCLR-Program/ARTI%20Refrigerant%20Database%20Data%20summaries-Volume%20One-Single-compound%20Refrigerants-Calm-1999-DOE-CE-23810-105.pdf
- [18] P. Patnaik
 “A Comprehensive Guide to the Hazardous Properties of Chemical Substances”
 (2007) John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey

- [19] Global Ozone Research and Monitoring Project - Report No. 55
"Scientific Assessment of Ozone Depletion: 2014"
(2014) WMO, NASA, UNEP, NOAA, European Commission
https://www.wmo.int/pages/prog/arep/gaw/ozone_2014/full_report_TOC.html
- [20] <http://www.dowcorning.com/content/about/aboutehs/safety.aspx>
- [21] E. W. Lemmon, M. L. Huber, M. O. McLinden
"NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1"
(2013) National Institute of Standards and Technology
<https://www.nist.gov/srd/refprop>
- [22] F. J. Fernández, M.M. Prieto, I. Suárez
"Thermodynamic analysis of high-temperature regenerative organic Rankine cycles using siloxanes as working fluids"
(2011) Energy, vol. 36, pp. 5239-5249
- [23] T. Weith, F. Heberle, M. Preißinger, D. Brüggemann
"Performance of siloxane mixtures in a high temperature ORC considering the heat transfer characteristics during evaporation"
(2014) Energies, vol. 7, pp. 5548-5565
- [24] I. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, V. Lemort
"Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp"
(2014) Industrial & Engineering Chemistry Research
<http://www.coolprop.org/index.html>
- [25] E. W. Lemmon, M. O. McLinden
"Method for Estimating Mixture Equation of State Parameters"
(2001) National Institute of Standards and Technology
- [26] G. E. Keller, P. F. Bryan
"Process Engineering: Moving in New Directions"
(2000) Computers and Chemical Engineering

- [27] J. J. Klemeš, Z. Kravanja
“Forty years of Heat Integration: Pinch Analysis (PA) and Mathematical Programming (MP)”
(2013) Computers and Chemical Engineering
- [28] E. C. Hohmann
“Optimum networks for heat exchange”
(1971) PhD thesis. University of Southern California. USA
- [29] B. Linnhoff, J. R. Flower
“Synthesis of heat exchanger networks - I. Systematic generation of energy optimal networks”
(1978) AIChE Journal
- [30] B. Linnhoff, J. R. Flower
“Synthesis of heat exchanger networks - II. Evolutionary generation of networks with various criteria of optimality”
(1978) AIChE Journal
- [31] B. Linnhoff, J. R. Flower
“Thermodynamic analysis in the design of process networks”
(1979) Computers and Chemical Engineering
- [32] B. Linnhoff, D. W. Townsend, D. Boland, G. F. Hewitt, B. E. A. Thomas, A. R. Guy, R. H. Marsland
“A user guide on process integration for the efficient use of energy”
(1982) Institution of Chemical Engineers
- [33] I. C. Kemp
“Pinch Analysis and Process Integration. A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy”
(2007) Butterworth-Heinemann
- [34] S. A. Papoulias, I. E. Grossmann
“A structural optimization approach to process synthesis - II. Heat recovery networks.”
(1983) Computers and Chemical Engineering

- [35] S. A. Papoulias, I. E. Grossmann
"A structural optimization approach in process synthesis - III. Total processing Systems"
(1983) Computers and Chemical Engineering
- [36] M. A. Duran, I. E. Grossmann
"Simultaneous optimization and heat integration of chemical processes"
(1986) AIChE Journal
- [37] F. Maréchal, B. Kalitventzeff
"Process integration: Selection of the optimal utility system"
(1998) Computers and Chemical Engineering
- [38] E. Martelli, E. Amaldi
"PGS-COM: A hybrid method for constrained non-smooth black-box optimization problems. Brief review, novel algorithm and comparative evaluation"
(2014) Computers and Chemical Engineering
- [39] X. Hu, R. Eberhart
"Solving constrained nonlinear optimization problems with particle swarm optimization"
(2002) Proceedings of the 6th World Multi-conference on Systematics, Cybernetics and Informatics, pp. 203-206
- [40] R. M. Lewis, A. Shepherd, V. Torczon
"Implementing generating set search methods for linearly constrained minimization"
(2007) SIAM Journal of Scientific Computation, vol. 29, no. 6, pp. 2507-2530
- [41] M. J. Box
"A new method of constrained optimization and a comparison with other methods"
(1965) Computer Journal, vol. 8, no. 1, pp. 42-52
- [42] E. Martelli
Lecture Notes for the course "Energy Systems" a.y. 2014-2015, Politecnico di Milano
- [43] <https://www.honeywell-refrigerants.com/americas/product/solstice-zd/>

- [44] <http://www.tera.org/OARS/HFO-1336mzz-Z%20WEEL%20FINAL.pdf>
- [45] K. Kontomaris
“Novel Organic Rankine Cycle Working Fluids for Improved Ship Fuel Efficiency: DR-2 (HFO-1336mzz(Z)) and DR-40A”
- [46] U. Larsen, L. Pierobon, F. Haglind, C. Gabriellii
“Design and optimization of ORC for waste heat recovery in marine applications”
(2013) Energy 55, pp. 803-812
- [47] H. Chen, D. Y. Goswami, M. M. Rahman, E. K. Stefanakos
“A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power”
(2010) Elsevier, Energy 36 (2011), pp. 549-555
- [48] P. Bombarda, C. M. Invernizzi, C. Pietra
“Heat recovery from diesel engines with Kalina and ORC cycles”
(2010) Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 212-219
- [49] J. R. Juhasz, L. D. Simoni
“Review of potential working fluids for low temperature Organic Rankine Cycles in waste heat recovery”
The Chemours Company, LLC. Wilmington, Delaware, USA
- [50] K. Kontomaris
“HFO-1336mzz-Z: High Temperature Chemical Stability and Use as A Working Fluid in Organic Rankine Cycles”
(2014) International Refrigeration and Air Conditioning Conference
- [51] D. B. Bivens, A. Yokozeki
“Heat Transfer of Refrigerant Mixtures”
(1992) International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 150.

- [52] F. Heberle, M. Preißinger, D. Brüggemann
“Zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles for low-enthalpy geothermal resources”
(2012) *Renewable Energy*, Vol. 37, pp. 364-370