



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
Dipartimento di Ingegneria Industriale DII
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

ANALISI DEL COMPORTAMENTO
IN OFF DESIGN DI CICLI ORC
PER LO SFRUTTAMENTO
DI GAS DI SCARICO
A MEDIA TEMPERATURA

Relatore:
Prof. Anna Stoppato

Tesi di Laurea di:
Marco Del Medico

Correlatore:
Ing. Alberto Benato

Matricola:
1086667

*Ai miei genitori,
nella speranza che un giorno
tutta la fiducia
possa essere ripagata.*

Vorrei ringraziare la professoressa Anna Stoppato, per avermi offerto la possibilità di svolgere questo lavoro di tesi, e il dottor Alberto Benato, per avermi aiutato dedicandomi molto tempo prezioso.

Indice

Introduzione	1
1 Cicli Rankine con fluidi organici (ORC)	3
1.1 Il ciclo di Carnot	3
1.2 Il ciclo di Rankine	5
1.3 I cicli ORC	8
1.3.1 Caratteristiche dei fluidi di lavoro	9
1.3.2 Curva di saturazione del vapore	11
1.4 Applicazioni dei cicli ORC	12
1.4.1 Energia geotermica	13
1.4.2 Energia solare	14
1.4.3 Energia da biomassa	16
1.4.4 Energia da gradienti termici oceanici	17
1.4.5 Recupero del calore di scarto	18
2 Analisi dei cicli	23
2.1 Ottimizzazione e design	23
2.2 La sorgente di calore	23
2.3 Il codice MATLAB®	24
2.4 Risultati dell'ottimizzazione	26
2.4.1 I fluidi utilizzati	28
2.4.2 Configurazioni con ciclopentano	28
2.4.3 Configurazioni con R141b	33
3 Modellazione in Aspen®	39

3.1	Design Point	39
3.1.1	Fluidi di lavoro	40
3.1.2	Metodo	42
3.1.3	Blocchi utilizzati	42
3.1.4	Diagrammi di flusso	44
3.1.5	Scambiatori	48
3.1.6	Macchine a fluido	54
3.2	Off Design	54
3.2.1	Variazione dell'input termico	54
3.2.2	Modellazione della pompa ai carichi parziali	55
3.2.3	Modellazione della turbina ai carichi parziali	58
3.2.4	Scambiatori	63
3.2.5	Strategia di controllo	63
4	Risultati	65
4.1	Analisi dei risultati in design	65
4.2	Analisi dei risultati in off design	68
4.2.1	Prestazioni globali	70
4.2.2	Prestazioni dei componenti	73
4.3	Discussioni finali	76
	Conclusioni	77
	Bibliografia	79

Elenco delle figure

1.1	Ciclo termico diretto fra le temperature T_1 e T_2	3
1.2	Ciclo di Carnot e schema d'impianto [2].	4
1.3	Ciclo di Rankine a vapore e schema d'impianto [2].	5
1.4	Ciclo di Hirn a vapore surriscaldato e schema d'impianto. Il punto 3_r rappresenta la fine espansione adiabatica con rendimento isoentropico non unitario [2].	7
1.5	Ciclo di Rankine rigenerativo con surriscaldamento.	8
1.6	Esempi di fluido bagnato (wet fluid), fluido secco (dry fluid) e fluido isoentropico (isentropic fluid) su un diagramma T-s [5].	12
1.7	Esempio di un impianto binario geotermico ORC	14
1.8	Schema di un impianto ORC solare con surriscaldatore e recuperatore [7].	15
1.9	Esempio di un impianto ORC binario cogenerativo a biomassa [8].	17
1.10	Schema di un impianto OTEC a ciclo chiuso [3].	18
1.11	Schema di un impianto ORC collegato ad un motore a combustione interna (ICE) [10].	21
2.1	Diagramma T-s del ciclo non recuperativo con ciclopentano e curve di accoppiamento delle sorgenti termiche esterne.	29
2.2	Diagramma T-s del ciclo recuperativo con ciclopentano e curve di accoppiamento delle sorgenti termiche esterne.	32
2.3	Diagramma T-s del ciclo non recuperativo con R141b e curve di accoppiamento delle sorgenti termiche esterne.	34
2.4	Diagramma T-s del ciclo recuperativo con R141b e curve di accoppiamento delle sorgenti termiche esterne.	36

3.1	Schema della configurazione non recuperativa	40
3.2	Schema della configurazione recuperativa	40
3.3	Diagramma di flusso della configurazione A in condizione di design.	44
3.4	Diagramma di flusso della configurazione B in condizione di design.	45
3.5	Diagramma di flusso della configurazione C in condizione di design.	46
3.6	Diagramma di flusso della configurazione D in condizione di design.	47
3.7	Diagrammi T-Q degli scambiatori della configurazione A	52
3.8	Diagrammi T-Q degli scambiatori della configurazione B	52
3.9	Diagrammi T-Q degli scambiatori della configurazione C	53
3.10	Diagrammi T-Q degli scambiatori della configurazione D	53
3.11	Curve caratteristiche delle pompe e punti di progetto.	56
3.12	Fattori correttivi per il rendimento isoentropico della turbina in off- design.	61
4.1	Diagrammi T-s delle quattro configurazioni a carico parziale.	69
4.2	Andamento del rendimento termico netto al variare del carico.	70
4.3	Andamento della potenza elettrica netta al variare del carico.	71
4.4	Andamento del rendimento elettrico netto al variare del carico.	71
4.5	Andamento della portata di fluido organico (a) e proporzionalità diretta tra la pressione di evaporazione e la portata di fluido (b).	72
4.6	Potenza prodotta in turbina (a) e rendimento isoentropico della mac- china (b) al variare del carico.	73
4.7	Potenza assorbita dalla pompa (a) e rendimento isoentropico della macchina (b) al variare del carico.	74
4.8	Potenze termiche scambiate al variare del carico.	75

Elenco delle tabelle

2.1	Dati relativi alla microturbina	24
2.2	Composizione dei gas di scarico	24
2.3	Valore dei principali parametri fissati all'interno del codice	27
2.4	Proprietà dei fluidi utilizzati nelle simulazioni.	28
2.5	Descrizione dei punti termodinamici del ciclo non recuperativo con ciclopentano.	30
2.6	Portate circolanti nella configurazione non recuperativa con ciclopentano.	30
2.7	Dati relativi al predimensionamento della turbina nella configurazione non recuperativa con ciclopentano.	30
2.8	Descrizione dei punti termodinamici del ciclo recuperativo con ciclopentano.	32
2.9	Portate circolanti nella configurazione recuperativa con ciclopentano.	33
2.10	Dati relativi al predimensionamento della turbina nella configurazione recuperativa con ciclopentano.	33
2.11	Descrizione dei punti termodinamici del ciclo non recuperativo con R141b.	35
2.12	Portate circolanti nella configurazione non recuperativa con R141b	35
2.13	Dati relativi al predimensionamento della turbina nella configurazione non recuperativa con R141b.	35
2.14	Descrizione dei punti termodinamici del ciclo recuperativo con R141b.	37
2.15	Portate circolanti nella configurazione non recuperativa con R141b	37
2.16	Dati relativi al predimensionamento della turbina nella configurazione non recuperativa con R141b.	37

3.4	Variazione dei parametri del flusso caldo in ingresso all'evaporatore a carico parziale.	55
3.5	Coefficienti della funzione polinomiale utilizzata per interpolare la curva $H(Q)$ della pompa.	57
3.6	Coefficienti della funzione polinomiale utilizzata per interpolare la curva η_{is} della pompa.	57
3.7	Sintesi del blocco <i>Design-Spec</i> utilizzato per modellare il comportamento in off-design della turbina.	60
3.8	Valori della costante K della turbina per le quattro configurazioni. . .	60
3.9	Sintesi del blocco <i>Calculator</i> utilizzato per calcolare il rendimento isoentropico della turbina in off-design.	62
3.10	Valori della costante UDES della turbina per le quattro configurazioni.	62
3.11	Sintesi del blocco <i>Design-Spec</i> utilizzato per modificare la portata d'acqua di raffreddamento.	63
3.12	Sintesi del blocco <i>Design-Spec</i> utilizzato per imporre la temperatura di ingresso in turbina.	64
4.1	Risultati termodinamici ottenuti dalle quattro configurazioni in condizioni di progetto.	66
4.2	Confronto tra i cicli ottimizzati con MATLAB [®] ed i modelli sviluppati in Aspen [®]	67

Introduzione

La crescita della popolazione ed il progressivo miglioramento delle condizioni di benessere, in particolar modo nei paesi in via di sviluppo, sono le principali cause del continuo aumento della richiesta mondiale di energia, la maggior parte della quale viene ricavata ad oggi da fonti fossili [1]. Purtroppo l'utilizzo di questo tipo di fonti porta con sé problemi rilevanti, quali il rilascio di sostanze inquinanti in atmosfera, prodotte dalla combustione, e la creazione di rapporti di dipendenza economica verso quei paesi che detengono gran parte delle riserve, distribuite in maniera disomogenea sulla Terra.

D'altro canto, risulta però impensabile attualmente puntare tutto sulle fonti rinnovabili, anche a causa dei costi di produzione molto più elevati di quelli delle loro controparti fossili, principalmente legati ai bassi rendimenti di produzione ed all'utilizzo di sorgenti a bassa exergia. Per questo motivo, la scelta più naturale nel breve termine sembrerebbe quella del risparmio energetico, che permette di ridurre l'uso di fonti fossili abbassando la richiesta di energia primaria, con conseguenti benefici in termini ambientali ed economici.

In quest'ottica, trovano un ruolo importante i cicli ORC, che permettono di sfruttare al meglio sia fonti rinnovabili che sorgenti termiche derivanti da calore di scarto prodotto da processi industriali, altrimenti riversato in ambiente e perso. Secondo uno studio americano, il totale dell'energia dispersa da questo settore potrebbe ammontare addirittura al 50% dell'energia primaria consumata [9]. Il basso contenuto exergetico del calore di scarto rende meno efficiente e meno conveniente l'utilizzo dei cicli Rankine tradizionali a vapor d'acqua, che alle basse temperature e pressioni richiedono espansori molto voluminosi e costosi. In aggiunta, l'acqua necessita di un certo grado di surriscaldamento prima dell'ingresso in turbina, senza il quale si rischierebbe di rovinare la palettatura della macchina. I fluidi organici, a pari-

tà di pressione, presentano temperature di evaporazione minori rispetto all'acqua e non necessitano di surriscaldamento, permettendo di sfruttare al meglio il calore disponibile a bassa temperatura. Essendo inoltre composti da molecole più pesanti, permettono di utilizzare turbine più piccole e più efficienti. Naturalmente, ogni fonte di calore ha le proprie caratteristiche, che il progettista deve conoscere per poter ricercare la soluzione migliore caso per caso. L'ottimizzazione di un ciclo ORC è quindi un passaggio cruciale, le cui due fasi più importanti sono la scelta del fluido e della configurazione dell'impianto. Nel caso di recupero di calore di scarto inoltre, la fonte disponibile è generalmente soggetta a continue variazioni non prevedibili. Ciò implica che il sistema lavori per la maggior parte del tempo fuori dalle condizioni di progetto.

Proprio l'analisi del comportamento a carico parziale dei cicli ORC, progettati per recuperare calore di scarto, è l'obiettivo proposto di questa tesi.

Lo studio è stato effettuato su quattro diverse configurazioni, ottimizzate per ottenere la massima potenza elettrica sfruttando il contenuto energetico dei fumi di scarico di una microturbina a gas. Per l'ottimizzazione è stato utilizzato un codice di calcolo MATLAB[®], sviluppato e messo a disposizione dal gruppo di lavoro del DII. I quattro cicli analizzati sono il risultato della combinazione dei due fluidi più performanti trovati, ossia ciclopentano e R141b, inseriti in una configurazione tradizionale ed in una recuperativa. Questi quattro cicli sono stati quindi modellati mediante il programma Aspen Plus[®], con il quale è stato possibile dimensionare e simulare in modo dettagliato il comportamento degli scambiatori, attraverso il pacchetto Aspen EDR[®]. Il pacchetto Aspen[®] è stato ritenuto particolarmente adatto a modellare e simulare un impianto di questo tipo, poiché permette sia di attingere a librerie di componenti preesistenti che di aggiungere blocchi di calcolo programmabili, ed inoltre dispone di un ampio database contenente le proprietà fisiche di molte sostanze, tra le quali i fluidi organici. Infine, i risultati sono stati analizzati facendo considerazioni sul comportamento globale dei sistemi e su quello dei singoli componenti, al fine di individuare il fluido e la configurazione migliori.

Capitolo 1

Cicli Rankine con fluidi organici (ORC)

1.1 Il ciclo di Carnot

Come evidenziato dalla Figura 1.1, per ottenere lavoro da una fonte di calore il secondo principio della termodinamica richiede la disponibilità di almeno due sorgenti termiche: la prima, a temperatura superiore T_1 , dalla quale il fluido motore riceve il calore positivo di ciclo Q_1 , e la seconda, a temperatura inferiore T_2 , alla quale il fluido rigetta il calore negativo di ciclo Q_2 .

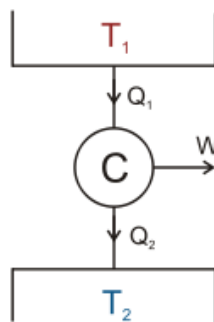


Figura 1.1: Ciclo termico diretto fra le temperature T_1 e T_2 .

Assegnate le due temperature, il ciclo che realizza fra di esse il rendimento più elevato nella trasformazione di calore in lavoro è il ciclo di Carnot. Tale ciclo è costituito da trasformazioni reversibili; il suo rendimento dipende esclusivamen-

te dalle temperature delle due sorgenti termiche ed è tanto più elevato quanto più grande è la differenza fra le due temperature estreme.

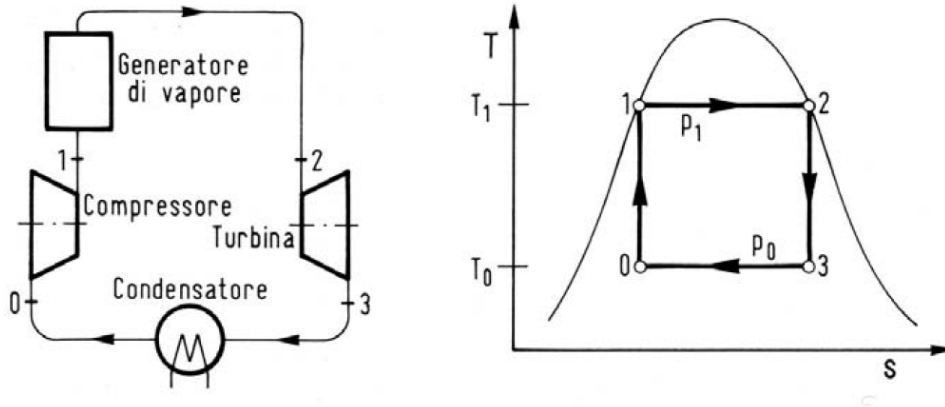


Figura 1.2: Ciclo di Carnot e schema d'impianto [2].

Il ciclo di Carnot è rappresentato su un diagramma T-s dal rettangolo disegnato in Figura 1.2 dai vertici "0123". Le trasformazioni termodinamiche che lo compongono sono:

- l'isoterma 1-2, in cui il fluido evapora completamente ricevendo calore a temperatura T_1 e pressione p_1 costanti;
- l'espansione adiabatica isoentropica 2-3, in cui il fluido espande in turbina dalla pressione p_1 alla pressione p_0 , producendo lavoro;
- l'isoterma 3-0, in cui il fluido condensa parzialmente ricevendo calore a temperatura T_0 e pressione p_0 costanti;
- la compressione adiabatica isoentropica 0-1, in cui il fluido viene ricompresso dalla pressione p_0 alla pressione p_1 .

L'area sottesa alla curva 1-2 rappresenta la quantità di calore Q_1 fornita al fluido dalla sorgente a temperatura T_1 , mentre l'area sottesa alla curva 3-0 rappresenta la quantità di calore Q_0 ceduta dal fluido alla sorgente a temperatura T_2 . L'area racchiusa dal rettangolo "1230" rappresenta infine il lavoro utile ottenuto dal ciclo.

Il rendimento si può quindi calcolare come:

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_0}{Q_1} = \frac{(T_1 - T_0)\Delta s}{T_1 \Delta s} = \frac{T_1 - T_0}{T_1} = 1 - \frac{T_0}{T_1} \quad (1.1)$$

1.2 Il ciclo di Rankine

Nella pratica il ciclo di Carnot è un ciclo irrealizzabile, che può essere quindi preso solamente come ciclo ideale di riferimento. In particolare, non risulta possibile realizzare processi di compressione di vapori umidi, inoltre si avrebbe difficoltà a controllare una condensazione parziale.

Per superare questi limiti ci si allontana dal ciclo ideale di Carnot, dove tutto il calore positivo veniva scambiato a temperatura costante, e si arriva ad un altro ciclo, ancora ideale, chiamato ciclo di Rankine.

Tale ciclo prevede che la somministrazione di calore al fluido motore risulti ancora isobara, ma venga suddivisa in due processi: un preriscaldamento del liquido (a temperatura non costante) nell'economizzatore e l'effettiva vaporizzazione nell'evaporatore. In questo modo il fluido può essere condensato completamente ed è possibile utilizzare una pompa come organo di compressione in quanto viene trattato solo liquido monofase.

Logicamente il rendimento che si può ottenere con questo ciclo è sempre minore di quello ottenibile con il corrispondente ciclo di Carnot tra gli stessi valori di temperatura massima T_1 e minima T_0 , e dipende tra l'altro anche dal fluido motore utilizzato, a differenza di quanto accade per il ciclo di Carnot.

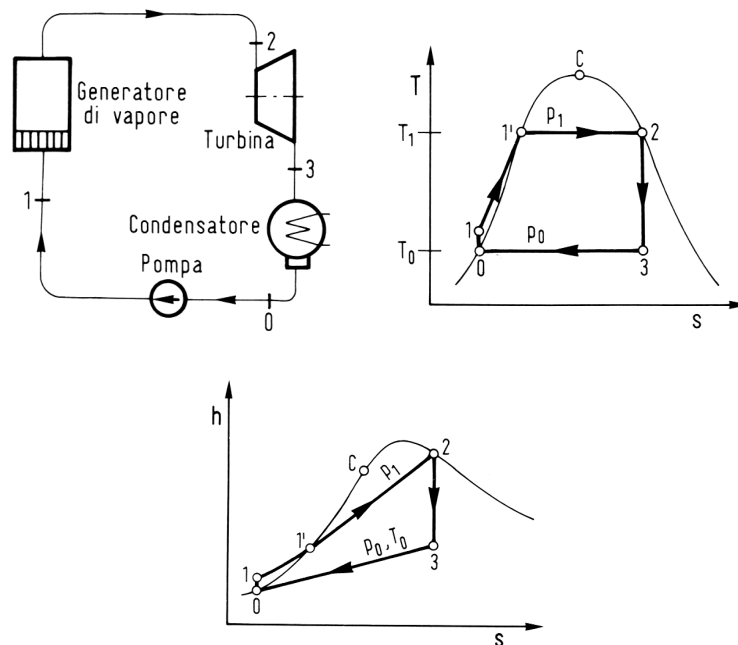


Figura 1.3: Ciclo di Rankine a vapore e schema d'impianto [2].

Lo schema dell'impianto rappresentato nella Figura 1.3 comprende:

- un generatore di vapore, dove il fluido viene riscaldato fino alla vaporizzazione completa a pressione costante p_1 , dallo stato 1 allo stato 2, ricevendo dall'esterno il calore positivo di ciclo Q_1 ;
- un espansore (in genere una turbina), dove il fluido cede il lavoro positivo di ciclo L_1 all'esterno, espandendo dallo stato 2 allo stato 3;
- un condensatore, dove il fluido viene raffreddato fino alla condensazione completa a pressione costante p_0 , dallo stato 3 allo stato 0, cedendo all'esterno il calore negativo di ciclo Q_0 ;
- una pompa, dove il liquido riceve dall'esterno il lavoro negativo di ciclo L_0 e viene riportato dalla pressione p_0 alla pressione p_1 .

Il rendimento termico di ciclo si può ricavare come:

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_0}{Q_1} = \frac{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_0)}{(h_2 - h_1)} \quad (1.2)$$

dove l'entità dei singoli scambi di energia può essere ricavata scrivendo per ciascun processo il primo principio della termodinamica per trasformazioni con deflusso, assumendo di poter trascurare le variazioni di energia cinetica e potenziale.

Per una trasformazione isobara internamente reversibile, quali quelle di scambio termico nel ciclo di Rankine, si può definire il valore della temperatura media termodinamica come rapporto tra le variazioni di entalpia e di entropia tra gli estremi della trasformazione.

Risulta quindi:

$$\bar{T}_{12} = \frac{h_2 - h_1}{s_2 - s_1} \quad ; \quad \bar{T}_{30} = \frac{h_3 - h_0}{s_3 - s_0} = T_0 \quad (1.3)$$

Ricordando che nel caso in esame $s_0 = s_1$ e $s_2 = s_3$, si ricava:

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_0}{Q_1} = \frac{\bar{T}_{12}(s_2 - s_1) - T_0(s_3 - s_0)}{\bar{T}_{12}(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{12}} \quad (1.4)$$

Notando come \bar{T}_{12} sia sempre minore di T_1 a causa del tratto di scambio di calore sensibile scambiato, si può dimostrare che il ciclo di Rankine ha rendimento più basso di quello di Carnot (a parità di T_1 e T_0). Al fine di aumentarlo, nella pratica vengono adottate diverse soluzioni tecniche, che apportano delle modifiche al ciclo originale appena visto.

Surriscaldamento Il vapore saturo all'uscita dell'evaporatore viene surriscaldato prima di essere inviato in turbina; il ciclo prende così il nome di ciclo di Hirn.

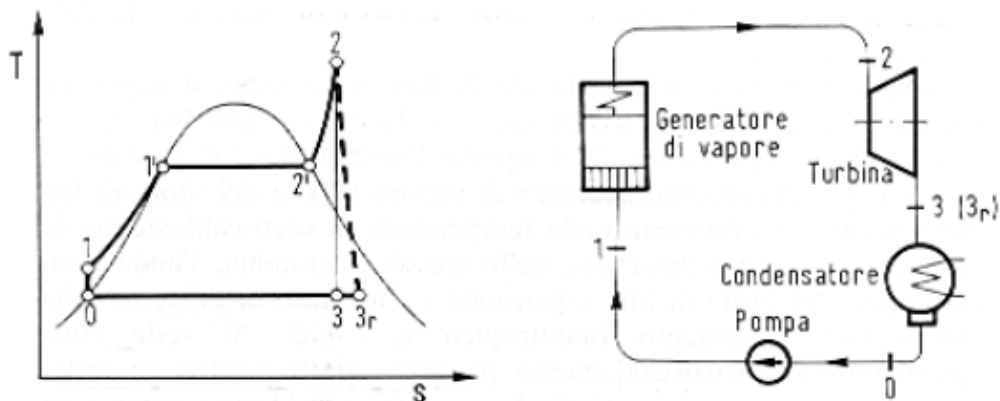


Figura 1.4: Ciclo di Hirn a vapore surriscaldato e schema d'impianto. Il punto 3_r rappresenta la fine espansione adiabatica con rendimento isoentropico non unitario [2].

Con questo accorgimento il rendimento termico aumenta, in quanto si aumenta il valore della temperatura media termodinamica T_{12} , inoltre si riescono ad ottenere titoli del vapore in uscita dalla turbina più alti, garantendo una maggiore longevità delle palettature.

Risurriscaldamento Il vapore in uscita dal corpo di turbina ad alta pressione torna al generatore di vapore e viene risurriscaldato fino alla temperatura massima di ciclo. Anche in questo caso la turbina trae beneficio dall'ulteriore innalzamento del titolo del vapore in uscita dalla stessa, evitando l'erosione delle pale negli ultimi stadi. In alcuni casi si possono prevedere anche risurriscaldamenti multipli.

Rigenerazione Tramite questa tecnica il vapore viene spillato dalla turbina ed utilizzato per preriscaldare il liquido prima dell'ingresso nel generatore di vapore. Ciò permette sia di diminuire la parte di scambio sensibile di calore in caldaia, con un conseguente aumento di T_{12} e del rendimento termico, sia di ridurre la portata negli stadi a bassa pressione della turbina, dove i volumi in gioco sono maggiori, con un risparmio in termini di dimensioni. Il problema si sposta così sulla ricerca di un compromesso tra efficienza e costi d'impianto; una maggiore complessità del sistema deve infatti essere giustificata da un recupero della spesa in termini di rendimento.

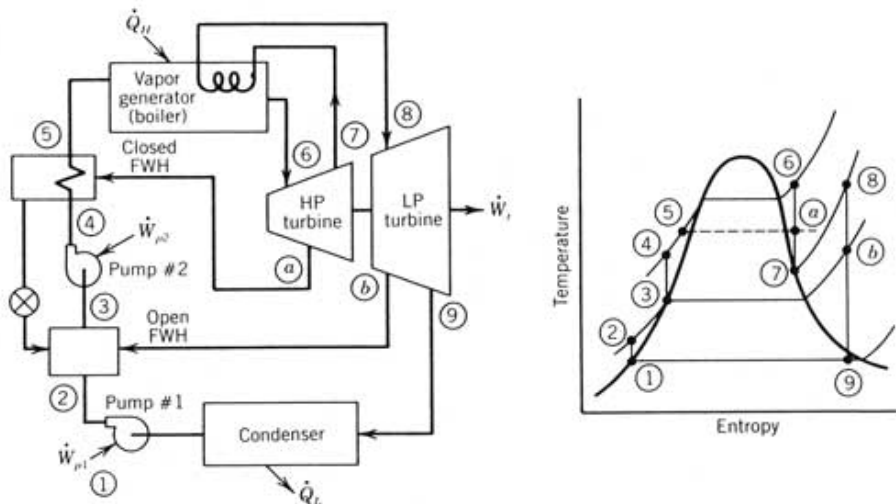


Figura 1.5: Ciclo di Rankine rigenerativo con risurriscaldamento.

1.3 I cicli ORC

I cicli ORC (Organic Rankine Cycle) sono cicli Rankine nei quali l'acqua, utilizzata come fluido di lavoro, viene sostituita con dei fluidi organici quali gli idrocarburi leggeri e i clorofluorocarburi (freons). Con questa tipologia di sistemi risulta possibile sfruttare una serie di fonti di calore, come ad esempio energia solare o geotermica, tipicamente a bassa temperatura, che con i cicli Rankine tradizionali non era possibile o conveniente sfruttare.

I cicli a vapor d'acqua soffrono infatti di una serie di svantaggi [3] che emergono soprattutto alle basse temperature.

- Per ottenere maggiore potenza meccanica e rendimenti più alti, si cerca di condensare il fluido alla più bassa temperatura possibile, solitamente vicina alla temperatura ambiente. La pressione e la densità dell'acqua nelle condizioni di vapore saturo sono quindi molto basse e, di conseguenza, risulteranno voluminosi i componenti di ciclo legati alle sezioni di uscita della turbina e di ingresso del condensatore.
- I fluidi a bassa massa molecolare (come l'acqua) hanno tipicamente un alto calore latente, che impone basse portate di fluido ed elevati salti entalpici. Il rapporto di espansione che ne deriva è molto alto e richiede l'utilizzo di turbine multistadio, che sono complesse e costose, economicamente convenienti solo per applicazioni a larga scala. Le turbine inoltre avrebbero piccoli ugelli, con grandi attriti, e camere di espansione grandi per via degli elevati volumi specifici del vapore.
- A causa della pendenza della curva di saturazione dell'acqua, durante l'espansione si raggiungono bassi valori di titolo, che possono provocare alla formazione di goccioline di liquido con un alto rischio di erosione delle palette degli stadi di turbina a media-bassa pressione. Questo problema è tanto più sentito quanto risultano minori le temperature massime di ciclo, che non permettono di ottenere elevati gradi di surriscaldamento.

1.3.1 Caratteristiche dei fluidi di lavoro

Per sfruttare fonti di calore a temperatura variabile e non molto elevata, i fluidi di lavoro che vengono utilizzati nei cicli ORC devono avere specifiche proprietà, quali un basso punto di ebollizione e curve di saturazione che si adattino bene alle variazioni delle sorgenti stesse.

I fluidi termodinamicamente più interessanti e dotati di sufficiente stabilità termica hanno, solitamente, molecole molto complesse. Tali fluidi vengono definiti *organici*; questa terminologia è utilizzata in chimica per descrivere una classe di fluidi che include idrocarburi e fluorocarburi ad alta massa molecolare quali i freon e molti altri comuni refrigeranti, nonché molti prodotti della chimica del carbonio quali i composti aromatici, le paraffine, i combustibili in genere, i solventi ed i diluenti.

In particolare, vengono riportate sinteticamente alcune delle principali proprietà dei fluidi di lavoro che influenzano maggiormente le prestazioni di un ciclo ORC [4].

Calore latente di vaporizzazione Fluidi con un alto calore latente permettono di scambiare la maggior parte del calore a temperatura costante, durante il cambio di fase, evitando così l'utilizzo di spillamenti per incrementare l'efficienza di ciclo. Inoltre secondo Chen et al. [5] fluidi con calore latente maggiore producono maggiore lavoro specifico, a parità di altri parametri. Tuttavia, nel caso in cui si sfrutti calore di scarto, fluidi con un basso calore latente sono da preferire, perché permettono di scambiare la maggior parte del calore a temperatura variabile.

Densità Fluidi con un'alta densità in fase vapore permettono di ridurre le portate volumetriche circolanti, con evidenti vantaggi in termini di dimensioni dei componenti, specialmente quando la pressione di condensazione è molto bassa, ed in termini di perdite di carico negli scambiatori.

Pressioni di lavoro Le pressioni di lavoro del ciclo hanno una grande influenza sulla complessità del sistema e, di conseguenza, sui costi di installazione dello stesso. Per una sostanza pura, il passaggio di stato presenta un solo grado di libertà, perciò pressione e temperatura sono strettamente connesse l'una all'altra. Ciò significa che, note le temperature delle sorgenti esterne con cui il ciclo scambia calore, saranno determinate automaticamente le pressioni di lavoro del sistema. Una pressione di condensazione molto bassa, inferiore alla pressione atmosferica, può causare infiltrazioni di aria nel sistema, costringendo a prevedere sistemi di estrazione, oltre a richiedere componenti più robusti a causa delle elevate sollecitazioni. Una pressione di evaporazione molto alta invece richiede un dimensionamento e una certificazione dei componenti che fanno anch'essi lievitare i costi. In particolare, soprattutto per ORC di piccola taglia, un fluido viene ritenuto particolarmente adatto quando presenta una pressione di condensazione non troppo bassa e una pressione di evaporazione entro limiti accettabili, normalmente indicati intorno ai 25 bar [3].

Massa molecolare Il lavoro di espansione tende ad essere inversamente proporzionale alla massa molecolare del fluido. Ciò significa che le turbine progettate per i fluidi più pesanti avranno velocità periferiche contenute ed un minor numero di stadi. Inoltre, una maggiore massa molecolare ha generalmente un impatto positivo sull'efficienza della turbina; di contro, fluidi con un'alta massa molecolare e un'alta temperatura critica richiedono maggiori superfici di scambio termico.

Viscosità Una bassa viscosità è necessaria per mantenere basse perdite di carico negli scambiatori e nei condotti.

Conducibilità termica Fluidi con valori di conducibilità termica maggiori concorrono a realizzare coefficienti di scambio termico più elevati negli scambiatori.

1.3.2 Curva di saturazione del vapore

Come evidenziato in Figura 1.6, i diagrammi di temperatura-entropia (T-s) dei fluidi organici permettono di suddividere gli stessi in tre tipologie differenti, in base alla pendenza della curva di saturazione del vapore:

- i fluidi *isoentropici* hanno curve di saturazione verticali;
- i fluidi *secchi* (dry fluids) hanno curve con pendenza positiva e sono, generalmente, fluidi con molecole più complesse;
- i fluidi *bagnati* (wet fluids) hanno curve con pendenza negativa e sono spesso costituiti da molecole più leggere, come ad esempio l'acqua;

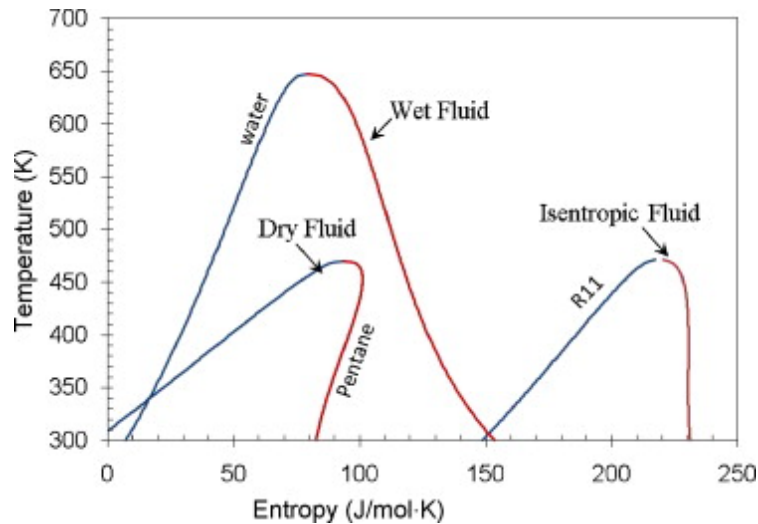


Figura 1.6: Esempi di fluido bagnato (wet fluid), fluido secco (dry fluid) e fluido isentropico (isentropic fluid) su un diagramma T-s [5].

I fluidi bagnati hanno bisogno di essere surriscaldati prima di entrare in turbina, per evitare che alla fine dell'espansione il titolo di vapore diventi troppo basso e la fase condensata rischi di danneggiare le pale della macchina. I fluidi secchi ed i fluidi isentropici non soffrono invece di questo problema, e sono quindi da preferire nella scelta del fluido motore per i cicli ORC [6]. In particolare, i fluidi isentropici rappresentano una scelta ideale, perché oltre a restare saturi lungo tutta l'espansione permettono inoltre di ridurre la fase di desurriscaldamento all'interno del condensatore senza richiedere la presenza di un recuperatore [4].

1.4 Applicazioni dei cicli ORC

Al di sotto dei 350 °C il ciclo Rankine tradizionale a vapor d'acqua riduce drasticamente le sue prestazioni, mentre utilizzando un fluido organico opportuno si riescono ancora ad ottenere sistemi performanti. A causa infatti delle sue caratteristiche principali, che la rendono una tecnologia versatile in sistemi di piccola taglia ed in grado di sfruttare le fonti termiche a temperatura più bassa, la tecnologia ORC si adatta ad un elevato numero di diverse applicazioni, elencate e descritte brevemente in questo paragrafo.

1.4.1 Energia geotermica

L'interno della Terra costituisce una fonte praticamente inesauribile di energia sotto forma di calore, dovuto alla struttura interna del pianeta ed ai fenomeni fisici che avvengono al di sotto delle placche della crosta terrestre. Grazie a questa energia, l'aumento di temperatura delle rocce con la profondità è notevole, ma non sufficiente ad essere sfruttato per applicazioni industriali. Fortunatamente il flusso non è distribuito equamente su tutta la superficie terrestre, per cui esistono dei luoghi in cui il gradiente è molto più alto e concentrato vicino alla superficie. Il vettore energetico necessario all'estrazione di questo calore è generalmente l'acqua piovana, che penetra nel terreno e viene riscaldata, a volte fino all'evaporazione, prima di accumularsi in falde sotterranee, ad alte pressioni e temperature. Esistono tre tipi di sorgenti geotermiche:

- le sorgenti a vapore dominante, che vengono sfruttate con sistemi detti *dry-steam systems* espandendo direttamente il vapore in turbina;
- le sorgenti ad acqua dominante ad alta temperatura, che vengono sfruttate con sistemi detti *flash systems* nei quali la massa di vapore può essere separata dal liquido in seguito ad una riduzione di pressione del sistema ed inviata così in turbina;
- le sorgenti ad acqua calda, che vengono sfruttate con sistemi detti *binary system*, ovvero sistemi nei quali l'energia termica proveniente dalla sorgente viene trasportata per mezzo di un fluido intermedio ad un fluido secondario che produce lavoro all'interno di un ciclo Rankine, come mostrato in Figura 1.7. A causa delle basse temperature di queste sorgenti, non conviene utilizzare acqua come fluido secondario, perciò la soluzione migliore è rappresentata dall'utilizzo di cicli ORC. Questi sistemi risultano spesso convenienti anche per sorgenti ad acqua dominante a media e bassa temperatura.

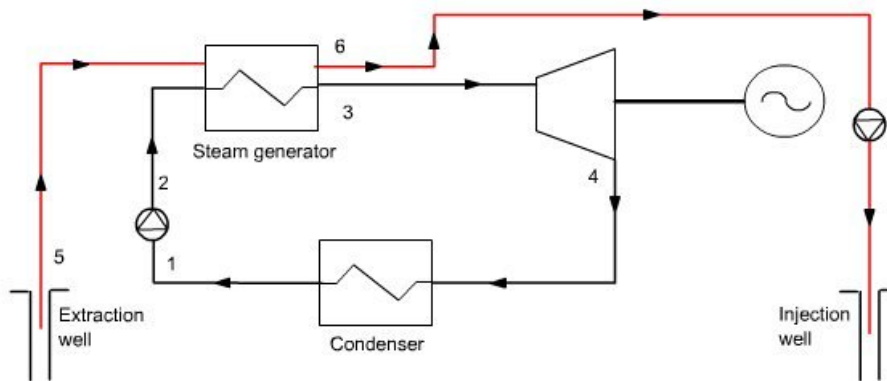


Figura 1.7: Esempio di un impianto binario geotermico ORC

Per recuperare calore ad una temperatura accettabile è necessario trivellare due pozzi, uno per l'estrazione ed un altro per l'iniezione. I costi di questa operazione possono incidere pesantemente sui costi totali di installazione, ai quali si aggiungono inoltre i costi operativi dovuti alle spese di pompaggio del fluido nei pozzi. Anche il consumo della pompa nel ciclo ORC è più alto rispetto ai cicli ad alta temperatura, perché il rapporto tra la potenza assorbita dalla pompa e quella prodotta dalla turbina aumenta al decrescere della temperatura di evaporazione.

Attualmente si riesce a sfruttare sorgenti fino a circa 80 °C; al di sotto di questa temperatura l'efficienza di conversione dell'energia si abbassa molto e gli impianti non sono più convenienti da un punto di vista economico. Con temperature più alte (>150 °C) è possibile installare sistemi cogenerativi, che aumentano l'efficienza di recupero dell'energia di primo principio a spese di un abbassamento dell'efficienza di conversione elettrica [8].

1.4.2 Energia solare

Una delle possibilità di sfruttare l'energia solare è immagazzinarla sotto forma di calore in un fluido, e poi convertire questo calore in energia meccanica attraverso un ciclo termodinamico diretto. Per fare ciò, è necessario concentrare l'energia solare attraverso dei collettori che possono essere classificati in base alle temperature che riescono a raggiungere:

- i collettori piani, che lavorano a basse temperature (fino a 85 °C) e non vengono solitamente utilizzati per la produzione di energia elettrica;

- i collettori a tubi evacuati, che riescono a raggiungere a medie temperature (120-150 °C), ma vengono difficilmente sfruttati con tradizionali impianti Rankine a vapor d'acqua;
- i collettori a specchi parabolici, a lenti di Fresnel e i campi eliostatici, che riescono a raggiungere le temperature più alte (maggiori di 150 °C).

Mentre i sistemi tradizionali riescono a sfruttare l'energia immagazzinata da questi ultimi sistemi più costosi e complessi, gli ORC rendono possibile convertire efficacemente l'energia solare anche a medie temperature, quindi anche in quelle zone dove la radiazione solare non è particolarmente elevata. Gli impianti ORC sono disponibili in commercio sotto forma di moduli, che possono combinati per ottenere una determinata potenza. La semplicità di questa tecnologia permette inoltre di ridurre il numero di operatori necessari al funzionamento dell'impianto, abbassando sia i costi di installazione che quelli operativi. Chiaramente, nelle applicazioni a temperatura maggiore si riescono a raggiungere i rendimenti maggiori ed a sviluppare le potenze elettriche più alte, sebbene all'aumentare della temperatura aumentino anche le perdite di calore sui collettori.

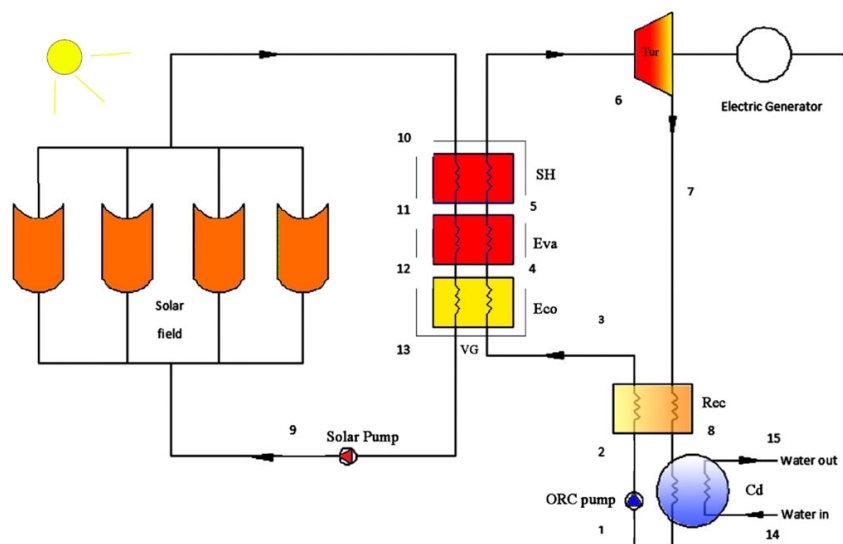


Figura 1.8: Schema di un impianto ORC solare con surriscaldatore e recuperatore [7].

1.4.3 Energia da biomassa

La biomassa è largamente disponibile in diversi processi industriali ed agricoli, come ad esempio la produzione del legno, residui di potatura o sottoprodotti e scarti da agricoltura. Attraverso la sua combustione è possibile ottenere calore, che può essere successivamente sfruttato sia per un utilizzo diretto, in processi industriali o per il riscaldamento di ambienti ad esempio, sia per produrre energia elettrica con un ciclo termodinamico. A differenza di altre fonti di energia rinnovabili inoltre, la biomassa non è limitata da intermittenza, quindi è adatta a sostituire i combustibili fossili anche per la produzione di energia elettrica di carico di base. Questa fonte di energia risulta particolarmente conveniente solo se sfruttata vicino ai centri di raccolta, a causa della bassa densità di energia che ne incrementa i costi di trasporto. Tuttavia, l'investimento necessario a raggiungere una combustione pulita di biomassa è maggiore rispetto alle caldaie tradizionali ed è spesso giustificato dalla maggiore efficienza di conversione degli impianti cogenerativi, il cui calore di scarico viene utilizzato per soddisfare una domanda di calore che deve essere localmente presente. La stessa domanda di calore determina, per motivi economici, la limitata taglia dell'impianto, che esclude la convenienza di impianti tradizionali a vapore d'acqua.

Il diagramma di un tipico impianto ORC a biomassa è rappresentato in Figura 1.9: il calore proveniente dalla combustione è trasferito ad un circuito intermedio con olio diatermico che scambia con il fluido organico. Questa soluzione presenta diversi vantaggi: nella caldaia circola solamente olio in fase liquida a pressione ambiente, per una maggiore sicurezza e semplicità di manutenzione, il sistema ha una maggiore inerzia ed una minore sensibilità ai cambiamenti di carico improvvisi e si evita il depauperamento del fluido organico che non entra mai in contatto con le alte temperature raggiunte dai fumi.

La tecnologia più affidabile concorrente agli ORC è la gassificazione, cioè la trasformazione della biomassa in un gas sintetico che può essere bruciato direttamente in un motore a combustione interna o in una turbina a gas, dopo ulteriori processi di purificazione e filtrazione. Sebbene i sistemi di gassificazione abbiano rapporti potenza-calore più elevati, e quindi maggiore redditività, questi risultano molto più

costosi sia in termini di investimento iniziale che, soprattutto, in termini operativi, oltre a costituire una tecnologia disponibile attualmente solo in versione prototipale [8].

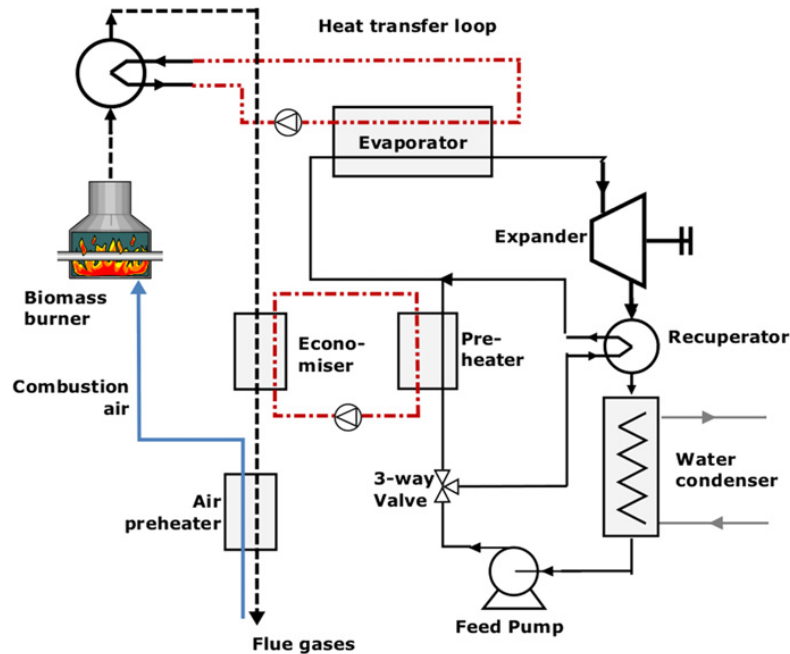


Figura 1.9: Esempio di un impianto ORC binario cogenerativo a biomassa [8].

1.4.4 Energia da gradienti termici oceanici

Gli oceani ricoprono più del 70% del pianeta e possono essere utilizzati come una fonte virtualmente inesauribile di energia; l'acqua viene riscaldata dal sole, immagazzinando energia termica come un enorme collettore solare. La distribuzione verticale della temperatura nell'acqua degli oceani è stata misurata in diverse zone del globo: a meno di 50 metri dal livello del mare la temperatura si aggira intorno ai 20-29 °C, mentre a profondità maggiori di circa 800 metri la temperatura rilevata è di circa 2-7 °C. Affinché risulti economicamente conveniente sfruttare questa fonte energetica, la differenza di temperatura tra gli strati deve essere di almeno 20 °C. Questo tipo di gradienti si trova prevalentemente nelle regioni tropicali vicino all'equatore [3].

I sistemi di conversione vengono chiamati OTEC (Ocean Thermal Energy Conversion): si tratta di cicli Rankine che utilizzano fluidi organici basso bollenti (come ammoniaca, propano o R134a) in grado di sfruttare gradienti termici così ridotti.

Il fluido viene riscaldato e vaporizzato all'interno di un evaporatore che scambia calore con gli strati più superficiali di acqua. Il vapore prodotto espande in una turbina accoppiata ad un generatore; viene condensato a bassa pressione in un altro scambiatore, attraversato dall'acqua marina più fredda proveniente dagli strati più profondi, ed infine il liquido viene ripompato all'evaporatore, chiudendo il ciclo. L'efficienza di un sistema OTEC è chiaramente molto bassa, intorno al 3-5%, a causa dei ridotti salti di temperatura. Generare grandi potenze richiede quindi enormi portate d'acqua, con costi di pompaggio che possono ridurre fortemente la convenienza dell'impianto. Attualmente questa tecnologia sta generando interesse soprattutto quando integrata in grossi complessi industriali nei quali riesce ad assolvere anche ad altri compiti quali la desalinizzazione dell'acqua di mare, il condizionamento dell'aria e la refrigerazione, la produzione di idrogeno, l'estrazione del litio, etc.

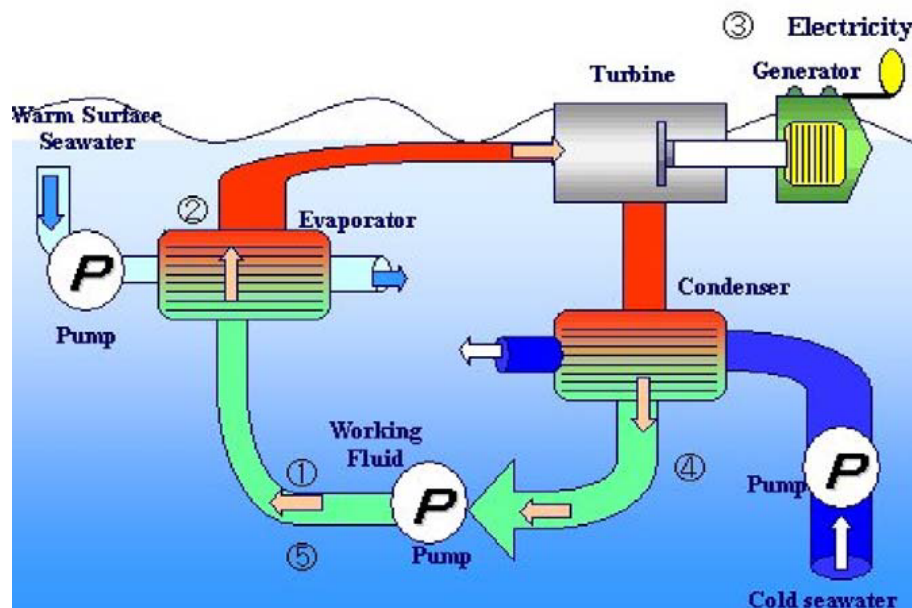


Figura 1.10: Schema di un impianto OTEC a ciclo chiuso [3].

1.4.5 Recupero del calore di scarto

Il calore di scarto è quella parte di calore inutilizzata, generata durante un processo di combustione o qualsiasi altra reazione chimica o processo termico, che viene direttamente scaricata in ambiente. Processi industriali, motori termici e sistemi meccanici producono enormi quantità di calore di scarto. Secondo uno studio

del Dipartimento dell'Energia statunitense, il totale dell'energia dispersa ammonta a circa il 20-50% dell'energia primaria consumata [9]. I settori industriali maggiormente interessati sono quelli più energivori: l'industria metallurgica, l'industria del cemento, il settore alimentare, la produzione della carta e l'industria chimica e petrolifera. Il recupero del calore contenuto nei fumi di scarico permette inoltre di contrastare due diversi tipi di inquinamento: il riversamento del calore in acqua, che disturba l'equilibrio biologico dell'ambiente, e la dispersione in atmosfera di particelle inquinanti (CO_2 , NO_x , SO_x , HC), dannose per la salute.

I parametri principali che consentono di caratterizzare un flusso di energia di scarto sono: la portata in massa, la temperatura, lo stato della materia e la composizione. Il valore della temperatura a cui è disponibile la sorgente termica è un parametro essenziale, determina l'efficienza del processo di recupero ed ha un impatto significativo sulla progettazione degli scambiatori. I flussi sono distinti in tre diverse categorie, a seconda del livello di temperatura: si parla di bassa (<230 °C), media (230-650 °C) ed alta temperatura (>650 °C). La generazione di potenza può essere ottenuta attraverso cicli termodinamici, come ad esempio cicli Rankine a vapor d'acqua, ORC, cicli Kalina, cicli Goswami, o attraverso una conversione diretta, con processi termoelettrici, termoionici o piezoelettrici. Mentre le tecnologie per la conversione diretta sono ancora in fase di sviluppo, i cicli termodinamici rappresentano sicuramente una soluzione più matura. Gli ORC, in particolare, hanno dimostrato di essere molto efficaci nell'intervallo che va dalle basse alle medie temperature, al contrario dei cicli Rankine tradizionali a vapor d'acqua, che vengono impiegati per le temperature più alte. Il calore può essere trasferito al ciclo in due modi: facendo scambiare direttamente i fumi con il fluido di lavoro o interponendo un circuito ad olio diatermico per evitare il contatto tra i due flussi. I principali vantaggi del recupero di energia tramite un ORC sono:

- generazione di potenza direttamente sul sito;
- risparmio di energia e ricavi aggiuntivi per il cliente;
- costi operativi limitati;
- nessuna interferenza con gli obiettivi principali del cliente;

- riduzione dell'inquinamento (sia in termini di emissioni che di inquinamento termico).

Un importante problema che si riscontra negli ORC dedicati al recupero del calore di scarto è rappresentato dalle condizioni durante i transitori, a causa delle variazioni dei parametri che caratterizzano il flusso di calore. Gli studi in questo senso si concentrano sulla creazione di modelli dinamici sviluppati per valutare i punti caldi presenti negli scambiatori, che possono degradare il fluido organico di lavoro.

Un altro dei settori più interessanti dal punto di vista dell'energia dispersa è il settore dei trasporti. Un motore a combustione interna presenta rendimenti massimi che vanno dal 40-50%, nel caso dei grandi motori ad accensione per compressione, al 30-40%, nel caso di motori ad accensione comandata, riuscendo a convertire mediamente neanche un terzo dell'energia del combustibile. La maggior parte dell'energia viene infatti dispersa in ambiente, sotto forma di calore, attraverso i fumi di scarico (22-46% dell'input energetico) e attraverso il radiatore (18-42% dell'input), mentre altre potenziali fonti possono venire da sistema di ricircolazione dei gas di scarico (EGR) e dal raffreddamento dei sistemi di sovralimentazione [8].

Gli ORC permettono di recuperare calore da queste fonti, incrementando l'efficienza globale del motore e generando un risparmio del combustibile. L'albero dell'espansore può essere collegato direttamente alla cinghia di trasmissione (output meccanico) o ad un alternatore (output elettrico), producendo energia utile a ricaricare la batteria o ad alimentare gli ausiliari. Entrambe le soluzioni presentano punti deboli che ne penalizzano l'efficienza: nel primo caso l'accoppiamento richiede che l'espansore giri a velocità fissate dal rapporto con i giri motore, mentre nel secondo caso la potenza generata dall'ORC viene ridotta dall'utilizzo dell'alternatore, che attualmente nei veicoli presenta efficienze piuttosto basse. Il controllo del sistema risulta particolarmente complesso a causa dei sopracitati regimi transitori, che caratterizzano gran parte del funzionamento dei motori, specialmente in ambito automobilistico.

Una tecnologia attualmente in fase di sviluppo, che può competere con gli ORC in questo campo, è il generatore termoelettrico (TEG), basato sull'effetto Seebeck: i suoi principali vantaggi sono il minor peso e l'assenza di parti in movimento, a

fronte di un costo maggiore dei materiali ed efficienze più basse.

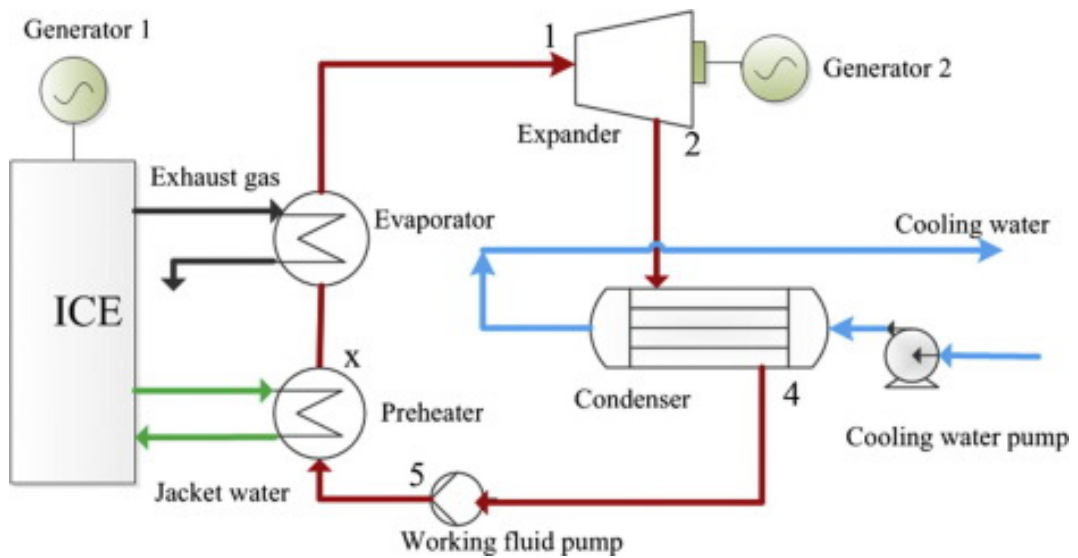


Figura 1.11: Schema di un impianto ORC collegato ad un motore a combustione interna (ICE) [10].

Capitolo 2

Analisi dei cicli

2.1 Ottimizzazione e design

Come descritto nel precedente capitolo, uno dei maggiori campi di applicazione dei cicli ORC è il recupero del calore di scarto. La progettazione di un sistema ORC di questo tipo è un lavoro difficoltoso: le sorgenti di calore disponibili risultano molto diverse tra loro sia per tipologia che per temperatura, influenzando in maniera significativa la scelta del fluido di lavoro e della configurazione dell'impianto, insieme ai relativi parametri principali di ciclo. Data la fonte di calore, un'ulteriore complicazione è legata inoltre all'assenza di un'unica soluzione ottima. È compito del progettista infatti valutare quali parametri massimizzare e scegliere la soluzione migliore in base alle richieste.

2.2 La sorgente di calore

Questo lavoro di tesi è stato incentrato sullo studio del comportamento in condizioni di off-design di diversi cicli ORC progettati per recuperare energia dai gas di scarico di una microturbina alimentata a gas naturale, funzionando quindi come cicli bottoming. La microturbina in esame sviluppa una potenza elettrica di 65 kW ed emette circa 0.49 kg/s di gas di scarico ad una temperatura di 309 °C e ad una pressione di 1.1 bar. Nella Tabella 2.1 vengono riassunti questi dati.

Tabella 2.1: Dati relativi alla microturbina

Valore	Definizione
$P_{el} = 65 \text{ kW}$	Potenza elettrica sviluppata dalla microturbina
$m_{gas} = 0.49 \text{ kg/s}$	Portata dei gas di scarico
$T_{gas} = 309 \text{ °C}$	Temperatura dei gas di scarico
$p_{gas} = 1.1 \text{ bar}$	Pressione dei gas di scarico

Nella Tabella 2.2 viene invece riportata la composizione dei gas di scarico in uscita dalla microturbina.

Tabella 2.2: Composizione dei gas di scarico

Composto	Frazione di massa
N_2	0.74
O_2	0.14
CO_2	0.06
H_2O	0.05
Ar	0.01

Attraverso un codice di calcolo sviluppato con il software MATLAB[®] sono state ricercate diverse configurazioni di cicli ORC, con l'obiettivo di massimizzare la potenza elettrica recuperata dai gas di scarico. I risultati di questo lavoro costituiscono la base di partenza della modellazione elaborata nei capitoli successivi.

2.3 Il codice MATLAB[®]

Il modello utilizzato per l'ottimizzazione dei cicli è stato sviluppato dal team di lavoro del DII di energetica applicata in ambiente MATLAB[®], sfruttando i database di REFPROP [11] e COOLPROP [12] per il calcolo delle proprietà termodinamiche [13]. Il codice sfrutta l'algoritmo genetico integrato in MATLAB[®] per cercare le soluzioni in grado di massimizzare la funzione obiettivo desiderata, partendo da un insieme iniziale di possibili soluzioni definito popolazione.

La selezione dei fluidi di lavoro migliori per la sorgente di calore specificata viene

effettuata all'interno di un database che unisce i fluidi puri contenuti in REFPROP ed in COOLPROP, che potrebbero risultare buoni candidati per diverse tipologie di unità ORC, accoppiabili a sorgenti di calore di tutti i range di temperatura.

I layout analizzati possono prevedere l'inserimento di un recuperatore di calore, dove il vapore in uscita dalla turbina preriscalda il liquido in ingresso all'evaporatore, e l'utilizzo di un circuito intermedio ad olio diatermico posto tra la sorgente calda e l'unità ORC, per evitare il rischio di contatto tra la sorgente ed il fluido di lavoro.

I principali parametri di input che vengono fissati all'interno del codice sono:

- la temperatura e la pressione di ingresso, la composizione e la portata della sorgente calda;
- le temperature di ingresso ed uscita e la pressione di ingresso dell'acqua di raffreddamento;
- l'efficienza del motore elettrico della pompa;
- l'efficienza isoentropica della pompa;
- le efficienze meccaniche della pompa e della turbina;
- l'efficienza del generatore;
- la minima differenza di temperatura ammissibile negli scambiatori di calore.

Si può notare come, a differenza della pompa, l'efficienza della turbina non compaia tra i parametri di input fissati. Questa è infatti una variabile di output del codice, che di volta in volta, per ogni fluido, calcola l'efficienza in funzione dei parametri VFR (volumetric flow rate) ed SP (size parameter), secondo i metodi proposti da Macchi e Perdichizzi [14] per una turbina assiale e da Perdichizzi e Lozza [15] per una turbina radiale. Per ogni configurazione viene scelta, tra le due tipologie, la turbina che ha raggiunto l'efficienza più alta.

Le variabili che vengono ottimizzate per ogni fluido sono:

- la temperatura di uscita della sorgente calda;
- la pressione di evaporazione del fluido organico;

- la temperatura di uscita del fluido di lavoro dall'evaporatore;
- la pressione di condensazione;
- la scelta del fluido di lavoro;
- la minima differenza di temperatura all'interno di ognuno degli scambiatori;
- l'efficienza del recuperatore.

Le restanti variabili, come ad esempio la portata di fluido organico, i punti termodinamici del ciclo, la potenza elettrica prodotta, la portata dell'acqua di raffreddamento, sono variabili dipendenti e vengono calcolate durante la procedura di ottimizzazione. All'interno del codice non sono state inserite le perdite di carico che il fluido subisce attraversando gli scambiatori.

L'utente può scegliere se adottare un sistema di raffreddamento a torre evaporativa, o utilizzare acqua di mare o di fiume.

2.4 Risultati dell'ottimizzazione

Nella Tabella 2.3 sono elencati i valori dei parametri fissati per la progettazione dei cicli ORC con l'obiettivo di massimizzare la potenza elettrica prodotta.

Per il caso in esame è stato scelto di adottare un sistema di raffreddamento a torre evaporativa, in cui l'acqua entra a 65 °C e viene raffreddata fino a 50 °C. Poiché la temperatura della sorgente calda non è molto elevata, è stato possibile accoppiare direttamente la microturbina ed il ciclo ORC, senza l'interposizione di un circuito ad olio diatermico. Questa soluzione permette di evitare uno scambio termico intermedio, con benefici sia in termini di rendimento che di potenza ottenibile.

Tabella 2.3: Valore dei principali parametri fissati all'interno del codice

Valore	Definizione
$T_{HS,in} = 309 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura di ingresso della sorgente calda.
$p_{HS,in} = 1.1 \text{ bar}$	Pressione di ingresso della sorgente calda.
$m_{HS} = 0.49 \text{ kg/s}$	Portata massica della sorgente calda.
$T_{CM,in} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura di ingresso dell'acqua di raffreddamento al condensatore.
$T_{CM,out} = 65 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura di uscita dell'acqua di raffreddamento al condensatore.
$p_{CM,in} = 2 \text{ bar}$	Pressione di ingresso dell'acqua di raffreddamento al condensatore.
$\eta_{is,P} = 0.75$	Efficienza isoentropica della pompa.
$\eta_{el,EM} = 0.90$	Efficienza del motore elettrico della pompa.
$\eta_{el,GEN} = 0.90$	Efficienza del generatore.
$\eta_{mec,P} = 0.92$	Efficienza meccanica della pompa.
$\eta_{mec,EXP} = 0.88$	Efficienza meccanica dell'espansore.
$\Delta T_{pp,EVAP} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$	Minima differenza di temperatura ammissibile nell'evaporatore.
$\Delta T_{pp,COND} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$	Minima differenza di temperatura ammissibile nel condensatore.
$\Delta T_{pp,REC} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$	Minima differenza di temperatura ammissibile nel recuperatore.

Il processo di ottimizzazione ha dato luogo a quattro cicli utilizzando due fluidi differenti, ciclopentano e R141b, ognuno dei quali è stato valutato in una configurazione senza recuperatore ed in una configurazione recuperativa. Le potenze sviluppate sono tutte molto vicine: il valore più basso è di 11.93 kW, ottenuto con R141b in configurazione recuperativa, mentre il valore più alto è di 12.07 kW, ottenuto con ciclopentano anch'esso in configurazione recuperativa. La differenza relativa in termini percentuali calcolata sul valore minore è di poco superiore all'1%. Analogamente, anche i rendimenti realizzati dai quattro cicli risultano simili. In particolare, i valori minimi e massimi di tale parametro risultano rispettivamente 0.111, ottenuto con R141b in configurazione non recuperativa e 0.117, ottenuto con ciclopentano in configurazione recuperativa, con una differenza relativa calcolata

sul valore minore di circa il 5%.

Come si può evincere dai risultati, le prestazioni raggiunte dai diversi cicli non si discostano molto tra di loro. Per tale motivo lo studio del comportamento in off-design assume particolare rilevanza in fase di valutazione del sistema ottimale.

In ognuna delle quattro configurazioni, la turbina radiale è risultata quella con la maggiore efficienza, ed è quindi stata selezionata dal codice.

2.4.1 I fluidi utilizzati

I fluidi di lavoro utilizzati nelle simulazioni saranno quindi ciclopentano (un idrocarburo della famiglia dei cicloalcani) e R141b (un HCFC). Di questi, vengono riportate nella tabella sottostante le principali proprietà.

Tabella 2.4: Proprietà dei fluidi utilizzati nelle simulazioni.

Fluido	Formula	MM [$\frac{kg}{kmol}$]	T_{cr} [°C]	p_{cr} [bar]	ρ_{cr} [$\frac{kg}{m^3}$]	ω [-]	NBP [°C]
Ciclopentano	C_5H_{10}	70.133	238.54	45.15	267.91	0.195	49.25
R141b	CCl_2FCH_3	116.95	204.35	42.12	458.56	0.2195	32.05

2.4.2 Configurazioni con ciclopentano

Di seguito vengono presentati i due cicli risultanti dall'ottimizzazione che utilizzano ciclopentano come fluido di lavoro.

Configurazione non recuperativa (config. A)

Il primo risultato dell'ottimizzazione è un ciclo non recuperativo che lavora con ciclopentano tra una pressione massima di 28.27 bar ($T_{sat} = 204.09$ °C) e una pressione minima di 2.07 bar ($T_{sat} = 72.85$ °C). Nell'evaporatore i fumi vengono raffreddati fino alla temperatura di 109.85 °C, mentre il fluido viene portato fino alla temperatura massima di ciclo, pari a circa 207.85 °C: il vapore viene quindi inviato in turbina con circa 4 °C di surriscaldamento. Questa configurazione permette di ottenere una potenza elettrica di 12.02 kW con un rendimento pari all'11.4%.

Nella Figura 2.1 viene mostrato il diagramma T-s della configurazione in esame.

Sopra al ciclo è stata riportata la curva di raffreddamento dei gas caldi ($H_{in}-H_{out}$), che scambiano con il ciclopentano tra il punto 1 ed il punto 4, mentre la curva sottostante rappresenta la curva di riscaldamento dell'acqua al condensatore ($C_{in}-C_{out}$), che scambia con il fluido tra il punto 5 ed il punto 7.

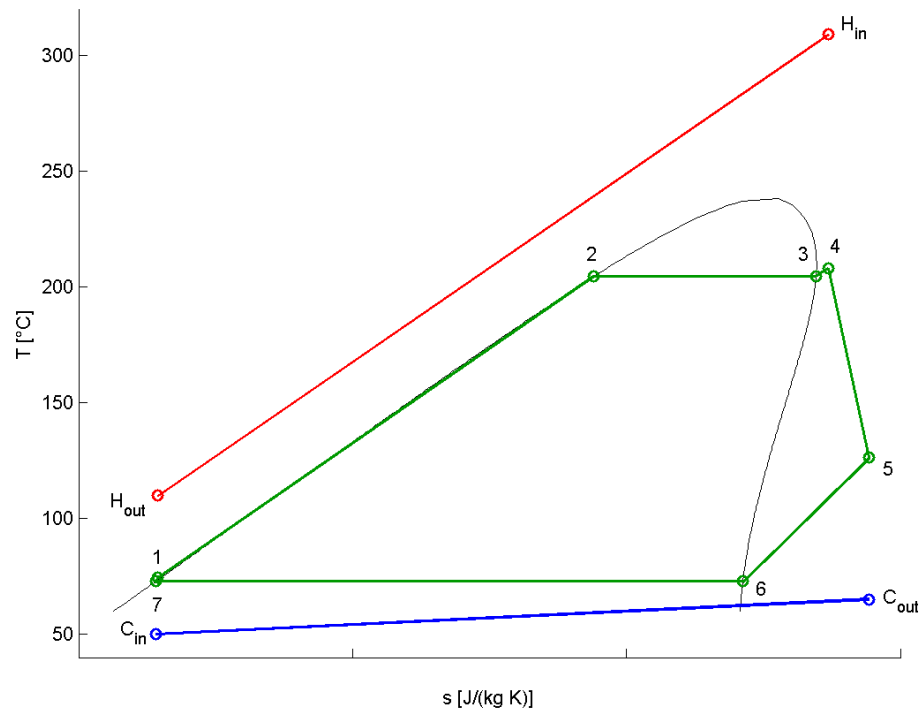


Figura 2.1: Diagramma T-s del ciclo non recuperativo con ciclopentano e curve di accoppiamento delle sorgenti termiche esterne.

I punti termodinamici del ciclo rappresentato nella Figura 2.1 sono descritti nella Tabella 2.5.

Tabella 2.5: Descrizione dei punti termodinamici del ciclo non recuperativo con ciclopentano.

Punto TD	Temperatura [°C]	Pressione [bar]	Entropia [$\frac{J}{kgK}$]
1	74.47	28.27	144.12
2	204.09	28.27	942.15
3	204.09	28.27	1346.8
4	207.85	28.27	1371.3
5	126.23	2.07	1440.58
6	72.85	2.07	1212.23
7	72.85	2.07	140.49

Nella Tabella 2.6 e nella Tabella 2.7 sono riportati rispettivamente i dati sulle portate circolanti e sul predimensionamento della turbina.

Tabella 2.6: Portate circolanti nella configurazione non recuperativa con ciclopentano.

Valore	Definizione
$m_{ORC} = 0.198$ kg/s	Portata di ciclopentano
$m_{gas} = 0.49$ kg/s	Portata dei gas di scarico all'evaporatore
$m_{water} = 1.436$ kg/s	Portata d'acqua al condensatore

Tabella 2.7: Dati relativi al predimensionamento della turbina nella configurazione non recuperativa con ciclopentano.

Valore	Definizione
$SP = 0.011$ m	Size parameter
$VFR = 16.801$	Volumetric flow rate
$\omega = 113395$ rpm	Velocità di rotazione ottimale della turbina
$\eta_{is} = 0.757$	Rendimento isoentropico della turbina

Configurazione recuperativa (config. B)

La seconda soluzione analizzata è una soluzione recuperativa che lavora ancora con ciclopentano, in cui le pressioni massima e minima di ciclo risultano rispettivamente 26.56 bar ($T_{sat} = 199.82$ °C) e 2.13 bar ($T_{sat} = 73.85$ °C). In questa configurazione, a differenza della precedente, non è previsto surriscaldamento prima dell'ingresso in turbina. Il fluido esce quindi dall'evaporatore alla temperatura di saturazione, sotto forma di vapore saturo secco, mentre i fumi vengono raffreddati fino alla temperatura di 114.85 °C. Si può notare come la temperatura di uscita dei fumi sia sensibilmente aumentata rispetto alla configurazione precedente a causa della presenza del recuperatore, che determina un aumento della temperatura del fluido in ingresso all'evaporatore. I potenziali benefici in termini di prestazioni sono così smorzati dalla diminuzione della quantità di calore recuperata dai fumi. Questa configurazione permette di ottenere 12.07 kW elettrici con un rendimento pari all'11.7%.

Nella Figura 2.2 viene mostrato il diagramma T-s della configurazione in esame. Sopra al ciclo è stata riportata la curva di raffreddamento dei gas caldi ($H_{in}-H_{out}$), che scambiano con il ciclopentano tra il punto 9 ed il punto 3, mentre la curva sottostante rappresenta la curva di riscaldamento dell'acqua al condensatore ($C_{in}-C_{out}$), che scambia con il fluido tra il punto 10 ed il punto 6. I punti 9 e 10 indicano, rispettivamente, l'uscita del ciclopentano lato freddo e lato caldo dal recuperatore.

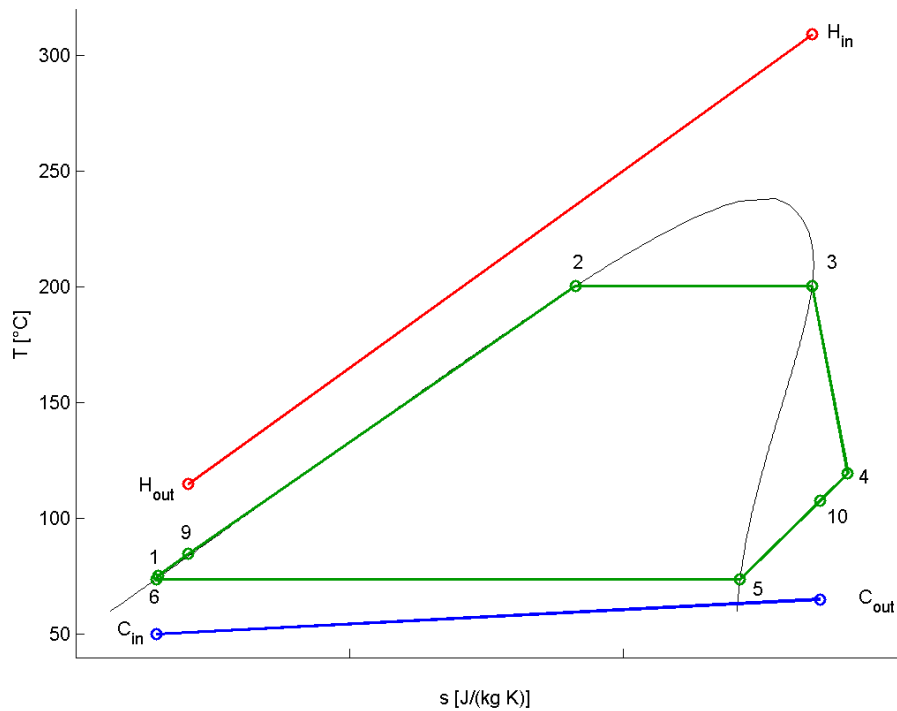


Figura 2.2: Diagramma T-s del ciclo recuperativo con ciclopentano e curve di accoppiamento delle sorgenti termiche esterne.

I punti termodinamici del ciclo rappresentato nella Figura 2.2 sono descritti nella Tabella 2.8.

Tabella 2.8: Descrizione dei punti termodinamici del ciclo recuperativo con ciclopentano.

Punto TD	Temperatura [°C]	Pressione [bar]	Entropia [$\frac{J}{kgK}$]
1	75.37	26.56	149.81
9	84.72	26.56	205.11
2	199.82	26.56	913.47
3	199.82	26.56	1344.12
4	119.55	2.13	1408.29
10	107.78	2.13	1358
5	73.85	2.13	1212.7
6	73.85	2.13	146.43

Nella Tabella 2.9 e nella Tabella 2.10 sono riportati rispettivamente i dati sulle portate circolanti e sul predimensionamento della turbina.

Tabella 2.9: Portate circolanti nella configurazione recuperativa con ciclopentano.

Valore	Definizione
$m_{ORC} = 0.207 \text{ kg/s}$	Portata di ciclopentano
$m_{gas} = 0.49 \text{ kg/s}$	Portata dei gas di scarico all'evaporatore
$m_{water} = 1.394 \text{ kg/s}$	Portata d'acqua al condensatore

Tabella 2.10: Dati relativi al predimensionamento della turbina nella configurazione recuperativa con ciclopentano.

Valore	Definizione
$SP = 0.011 \text{ m}$	Size parameter
$VFR = 15.364$	Volumetric flow rate
$\omega = 114992 \text{ rpm}$	Velocità di rotazione ottimale della turbina
$\eta_{is} = 0.766$	Rendimento isoentropico della turbina

2.4.3 Configurazioni con R141b

Di seguito vengono presentati i due cicli risultanti dall'ottimizzazione che utilizzano R141b come fluido di lavoro.

Configurazione non recuperativa (config. C)

La terza soluzione analizzata è costituita da un ciclo non recuperativo che lavora con R141b tra una pressione di evaporazione pari a 33.98 bar ($T_{sat} = 189.86 \text{ °C}$) e una pressione di condensazione pari a 3.41 bar ($T_{sat} = 71.85 \text{ °C}$). Si può notare come, a causa della temperatura critica più bassa dell'R141b rispetto al ciclopentano, le pressioni di ciclo risultino più elevate se confrontate con le soluzioni con ciclopentano. Continuando a fare un raffronto con le due configurazioni già analizzate, è importante evidenziare l'aumento del grado di surriscaldamento del fluido prima dell'ingresso in turbina, pari a circa 25 °C in questo caso. La temperatura di uscita dei fumi dall'evaporatore è invece di 104.85 °C, in linea con quanto già visto

per la configurazione non recuperativa con ciclopentano. Con questa configurazione è possibile generare una potenza elettrica pari a 11.99 kW con un rendimento dell'11.1%.

Nella Figura 2.3 viene mostrato il diagramma T-s della configurazione in esame. Sopra al ciclo è stata riportata la curva di raffreddamento dei gas caldi ($H_{in}-H_{out}$), che scambiano con l'R141b tra il punto 1 ed il punto 4, mentre la curva sottostante rappresenta la curva di riscaldamento dell'acqua al condensatore ($C_{in}-C_{out}$), che scambia con il fluido tra il punto 5 ed il punto 7.

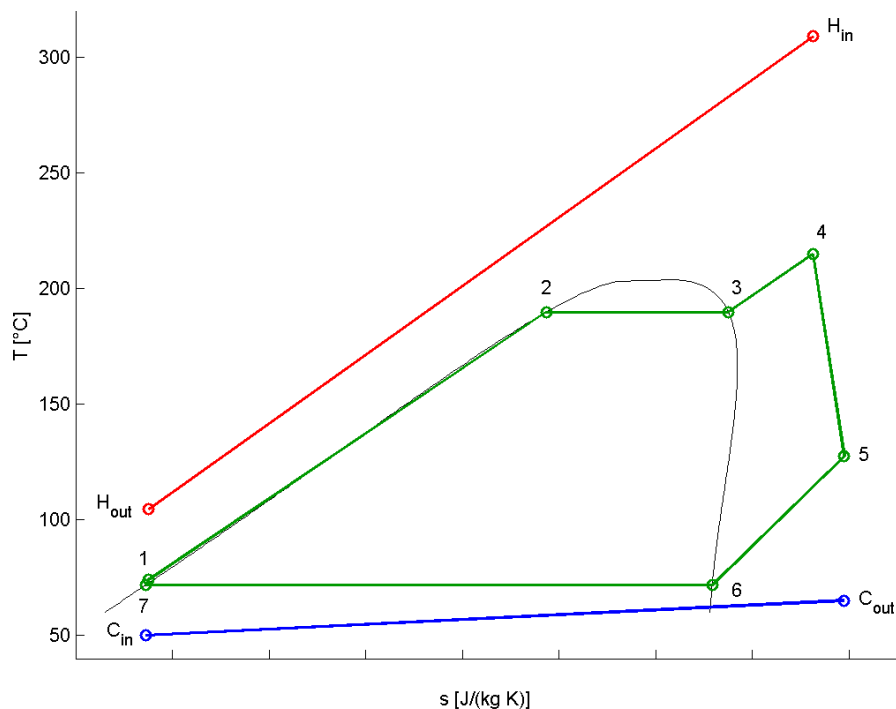


Figura 2.3: Diagramma T-s del ciclo non recuperativo con R141b e curve di accoppiamento delle sorgenti termiche esterne.

I punti termodinamici del ciclo rappresentato nella Figura 2.3 sono descritti nella Tabella 2.11.

Tabella 2.11: Descrizione dei punti termodinamici del ciclo non recuperativo con R141b.

Punto TD	Temperatura [°C]	Pressione [bar]	Entropia [$\frac{J}{kgK}$]
1	74.02	33.98	1275.39
2	189.86	33.98	1686.99
3	189.86	33.98	1875.3
4	214.85	33.98	1962.63
5	127.49	3.41	1994.87
6	71.85	3.41	1858.41
7	71.85	3.41	1272.82

Nella Tabella 2.12 e nella Tabella 2.13 sono riportati rispettivamente i dati sulle portate circolanti e sul predimensionamento della turbina.

Tabella 2.12: Portate circolanti nella configurazione non recuperativa con R141b

Valore	Definizione
$m_{ORC} = 0.366 \text{ kg/s}$	Portata di ciclopentano
$m_{gas} = 0.49 \text{ kg/s}$	Portata dei gas di scarico all'evaporatore
$m_{water} = 1.476 \text{ kg/s}$	Portata d'acqua al condensatore

Tabella 2.13: Dati relativi al predimensionamento della turbina nella configurazione non recuperativa con R141b.

Valore	Definizione
$SP = 0.011 \text{ m}$	Size parameter
$VFR = 11.045$	Volumetric flow rate
$\omega = 105861 \text{ rpm}$	Velocità di rotazione ottimale della turbina
$\eta_{is} = 0.787$	Rendimento isoentropico della turbina

Configurazione recuperativa (config. D)

L'ultima soluzione analizzata è costituita da un ciclo recuperativo che lavora con R141b ad una pressione di evaporazione di 34.55 bar ($T_{sat} = 190.97 \text{ °C}$) e ad una

pressione di condensazione di 3.51 bar ($T_{sat} = 72.85 \text{ }^\circ\text{C}$). Anche in questa configurazione è presente un consistente grado di surriscaldamento (circa $20 \text{ }^\circ\text{C}$), mentre la temperatura di uscita dei fumi dall'evaporatore è pari a $112.85 \text{ }^\circ\text{C}$, in linea con il valore raggiunto dalla configurazione recuperativa con ciclopentano. Questa soluzione permette di ottenere una potenza elettrica di 11.93 kW con un rendimento pari all'11.4%.

Nella Figura 2.4 viene mostrato il diagramma T-s della configurazione in esame. Sopra al ciclo è stata riportata la curva di raffreddamento dei gas caldi ($H_{in}-H_{out}$), che scambiano con l'R141b tra il punto 9 ed il punto 4, mentre la curva sottostante rappresenta la curva di riscaldamento dell'acqua al condensatore ($C_{in}-C_{out}$), che scambia con il fluido tra il punto 10 ed il punto 7. I punti 9 e 10 indicano, rispettivamente, l'uscita dell'R141b lato freddo e lato caldo dal recuperatore.

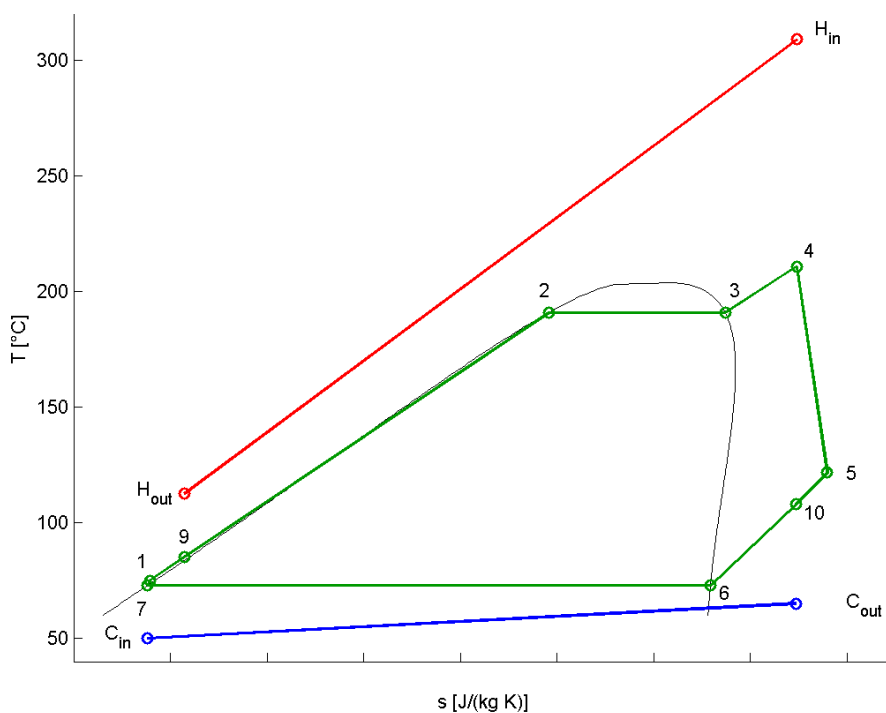


Figura 2.4: Diagramma T-s del ciclo recuperativo con R141b e curve di accoppiamento delle sorgenti termiche esterne.

I punti termodinamici del ciclo rappresentato nella Figura 2.4 sono descritti nella Tabella 2.14.

Tabella 2.14: Descrizione dei punti termodinamici del ciclo recuperativo con R141b.

Punto TD	Temperatura [°C]	Pressione [bar]	Entropia [$\frac{J}{kgK}$]
1	75.06	34.55	1278.98
9	85.22	34.55	1314.5
2	190.97	34.55	1691.71
3	190.97	34.55	1874
4	210.85	34.55	1947.9
5	121.89	3.51	1979.73
10	108.23	3.51	1947.3
6	72.85	3.51	1858.63
7	72.85	3.51	1276.37

Nella Tabella 2.15 e nella Tabella 2.16 sono riportati rispettivamente i dati sulle portate circolanti e sul predimensionamento della turbina.

Tabella 2.15: Portate circolanti nella configurazione non recuperativa con R141b

Valore	Definizione
$m_{ORC} = 0.379$ kg/s	Portata di ciclopentano
$m_{gas} = 0.49$ kg/s	Portata dei gas di scarico all'evaporatore
$m_{water} = 1.41$ kg/s	Portata d'acqua al condensatore

Tabella 2.16: Dati relativi al predimensionamento della turbina nella configurazione non recuperativa con R141b.

Valore	Definizione
$SP = 0.011$ m	Size parameter
$VFR = 11.237$	Volumetric flow rate
$\omega = 103411$ rpm	Velocità di rotazione ottimale della turbina
$\eta_{is} = 0.787$	Rendimento isoentropico della turbina

Capitolo 3

Modellazione in Aspen[®]

La modellazione del sistema è stata realizzata con l'utilizzo del software Aspen Plus[®]. L'obiettivo principale delle simulazioni è stato quello di studiare il comportamento in off-design dei diversi sistemi, che in condizioni di design presentavano prestazioni abbastanza vicine.

Per ognuno dei cicli analizzati, il lavoro si divide in due fasi principali:

1. Costruzione del modello nelle condizioni di design point;
2. Analisi del comportamento dell'impianto a carico parziale.

3.1 Design Point

I modelli in Aspen Plus[®] nelle condizioni di progetto sono strutturati come presentato in Figura 3.1 per quanto riguarda le configurazioni semplici e in Figura 3.2 per quanto riguarda le configurazioni recuperative.

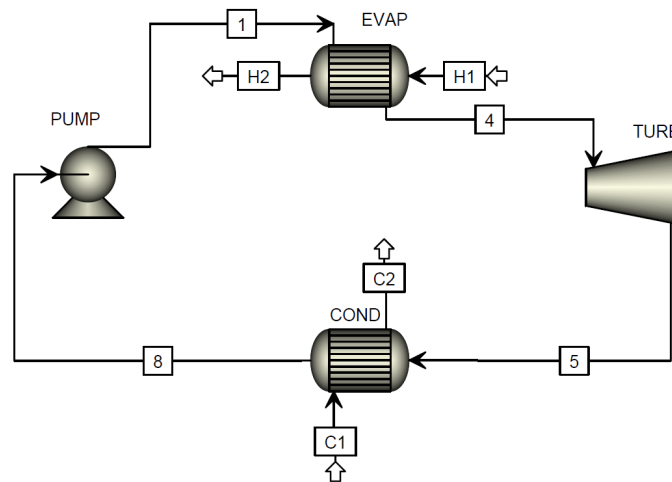


Figura 3.1: Schema della configurazione non recuperativa

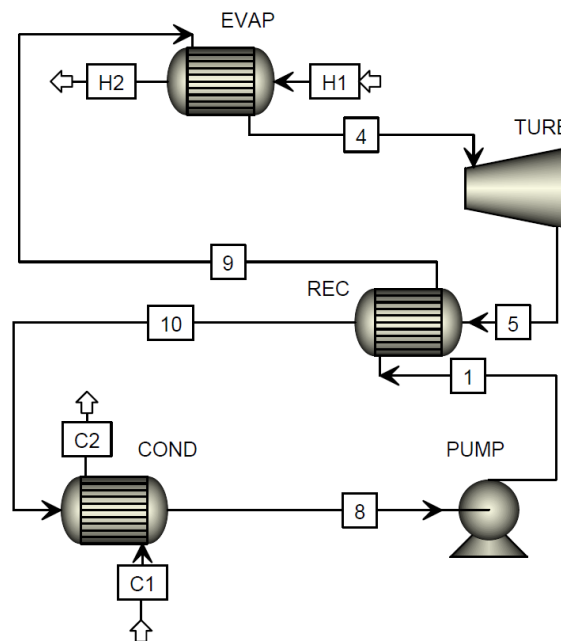


Figura 3.2: Schema della configurazione recuperativa

3.1.1 Fluidi di lavoro

Il primo passo nella costruzione del modello è la scelta delle sostanze da inserire all'interno della sezione *Properties*. Nell'elenco sottostante i fluidi inseriti vengono brevemente presentati.

CYCLO-01	Sostanza: ciclopentano; Formula chimica: C_5H_{10} ; Flussi interessati (nelle configurazioni ove presente): 1; 4; 5; 8; 9; 10;
1:1-D-01	Sostanza: diclorofluoroetano (R141b); Formula chimica: $C_2H_3Cl_2F$; Flussi interessati (nelle configurazioni ove presente): 1; 4; 5; 8; 9; 10;
WATER	Sostanza: acqua; Formula chimica: H_2O ; Flussi interessati: C1; C2; H1; H2;
NITRO-01	Sostanza: azoto; Formula chimica: N_2 ; Flussi interessati: H1; H2;
OXYGE-01	Sostanza: ossigeno; Formula chimica: O_2 ; Flussi interessati: H1; H2;
CARBO-01	Sostanza: anidride carbonica; Formula chimica: CO_2 ; Flussi interessati: H1; H2;
ARGON	Sostanza: argon; Formula chimica: Ar ; Flussi interessati: H1; H2;

3.1.2 Metodo

Il passo successivo al caricamento delle sostanze, che saranno poi richiamate nei flussi, è la scelta del modello da applicare per il calcolo delle proprietà dei fluidi. Per tutte le configurazioni analizzate in questa tesi è stato scelto il modello di Peng-Robinson, come suggerito dall'assistente presente nel software stesso per applicazioni con idrocarburi. Il modello è risultato compatibile anche con l'utilizzo di un refrigerante quale l'R141b.

3.1.3 Blocchi utilizzati

Una volta caricate le sostanze e scelto il modello da applicare, è possibile passare alla sezione *Simulation* di Aspen Plus®. L'ambiente *Simulation* è l'ambiente dedicato alla costruzione del diagramma di flusso dell'impianto, utilizzando i componenti disponibili nella libreria del software.

I blocchi utilizzati per la modellazione simulano il comportamento dei singoli componenti dell'impianto, e sono di seguito descritti.

- PUMP** Una pompa della libreria *Pressure Changers*.
All'interno di questo blocco sono state specificate la pressione di scarico e il rendimento isoentropico della pompa.
- TURB** Una turbina della libreria *Pressure Changers*.
All'interno di questo blocco, come per la pompa, sono state specificate la pressione di scarico e l'efficienza isoentropica.

- EVAP** Un *HeatX* della libreria *Exchangers*.
- Per una simulazione di primo tentativo lo scambiatore è stato impostato con un modello semplificato denominato *Shortcut*: inserendo le condizioni di uscita di uno dei due fluidi o il calore scambiato, il software risolve il componente effettuando un semplice bilancio di primo principio, senza la necessità di informazioni circa la configurazione o la geometria dello scambiatore.
- Per quanto riguarda l'evaporatore, la condizione iniziale è stata posta sulla temperatura di uscita del fluido freddo. Solo in un secondo momento tutti i modelli sono stati modificati in *Rigorous* e gli scambiatori sono stati dimensionati, a partire dai risultati della prima simulazione, attraverso la funzione *Size Shell & Tube*, che richiama il software EDR (Exchanger Design and Rating) dello stesso pacchetto Aspen[®].
- COND** Un *HeatX* della libreria *Exchangers*.
- Per la modellazione del condensatore è stato seguito lo stesso iter descritto per l'evaporatore. L'unica differenza riguarda la condizione iniziale posta nel modello *Shortcut*: mentre per l'evaporatore è stata specificata la temperatura di uscita del fluido freddo, in questo caso il fluido di lavoro è il fluido caldo, per cui la temperatura imposta è stata quella di uscita di quest'ultimo.
- REC** Un *HeatX* della libreria *Exchangers*.
- Anche il modello del recuperatore ricalca i due precedenti. La condizione imposta inizialmente è stata la temperatura di uscita del fluido freddo, sebbene in questo caso entrambi i lati dello scambiatori risultino attraversati dalla stessa portata di fluido di lavoro.

3.1.4 Diagrammi di flusso

Di seguito vengono riportati i diagrammi di flusso di tutte le configurazioni modellate in Aspen Plus®. I risultati mostrati si riferiscono alle simulazioni in condizioni di design.

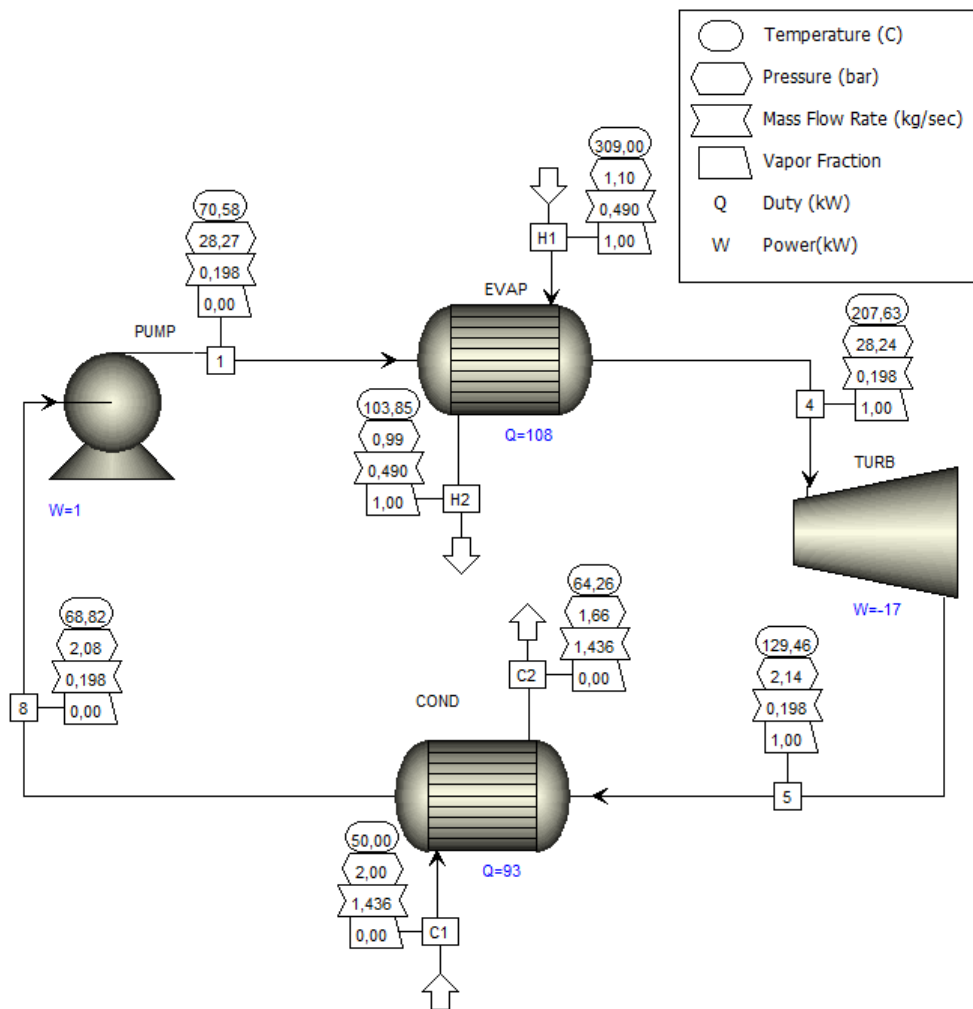


Figura 3.3: Diagramma di flusso della configurazione A in condizione di design.

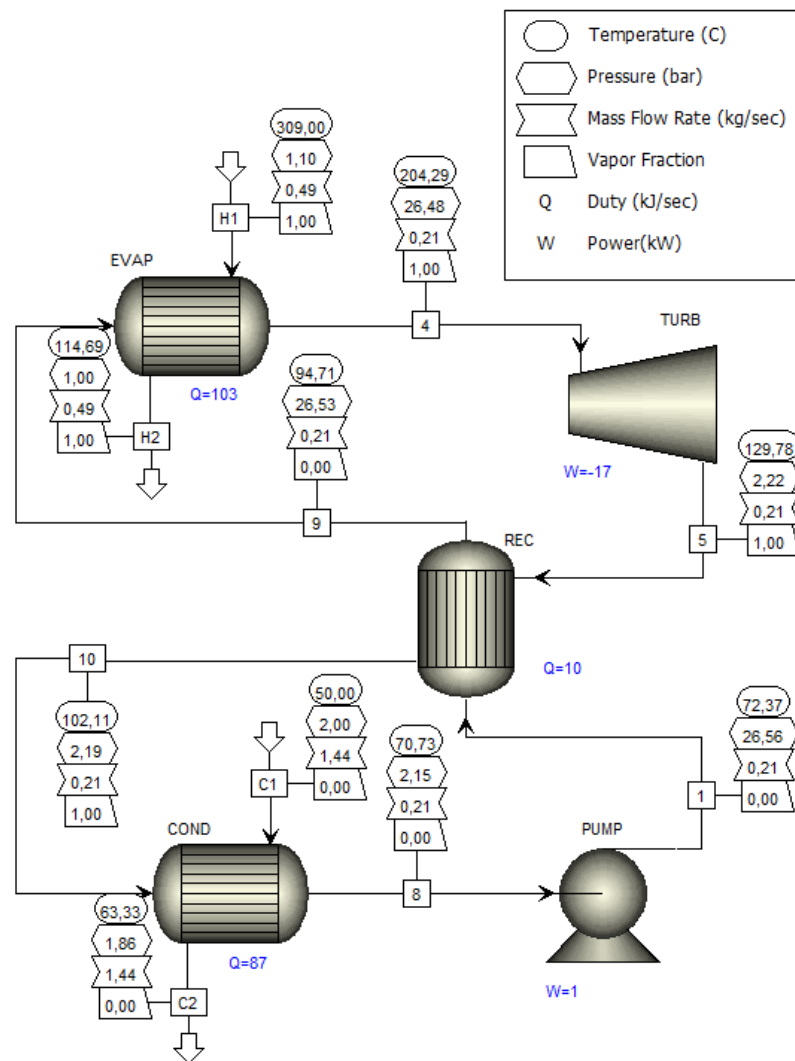


Figura 3.4: Diagramma di flusso della configurazione B in condizione di design.

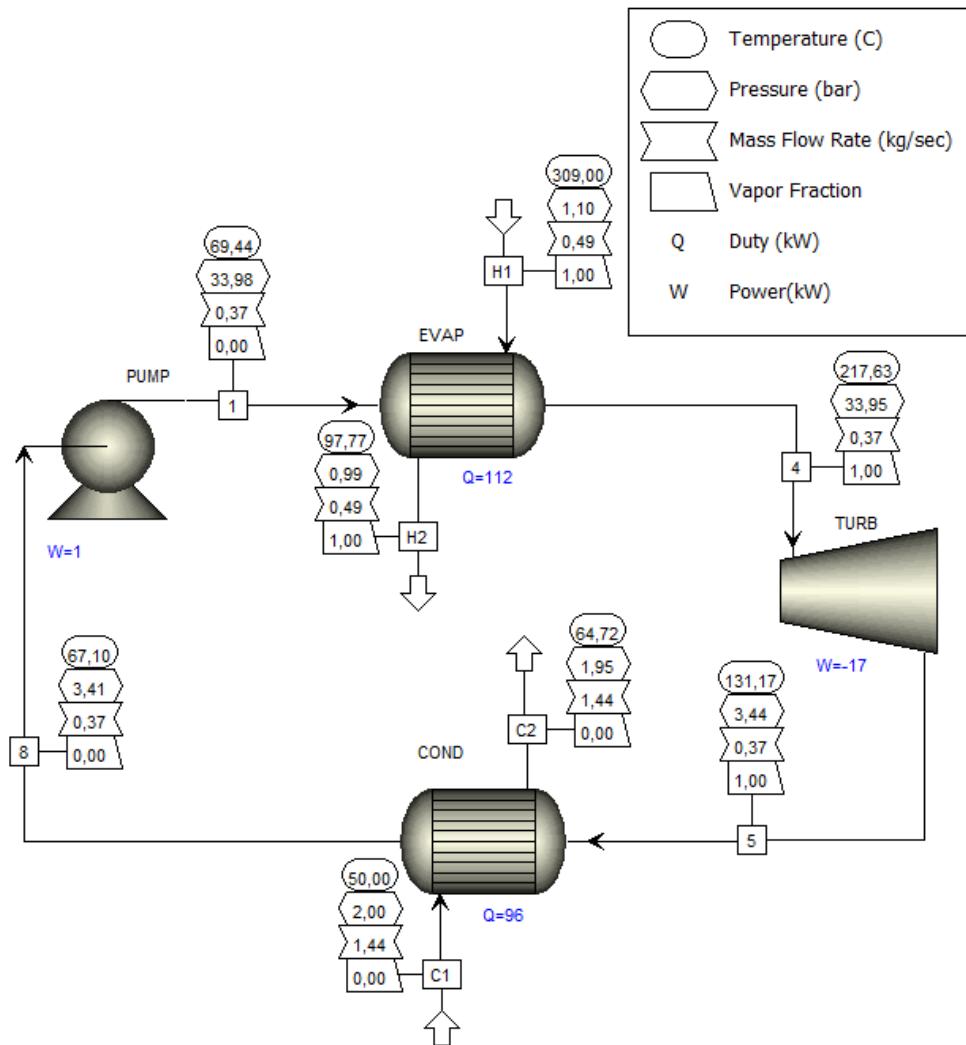


Figura 3.5: Diagramma di flusso della configurazione C in condizione di design.

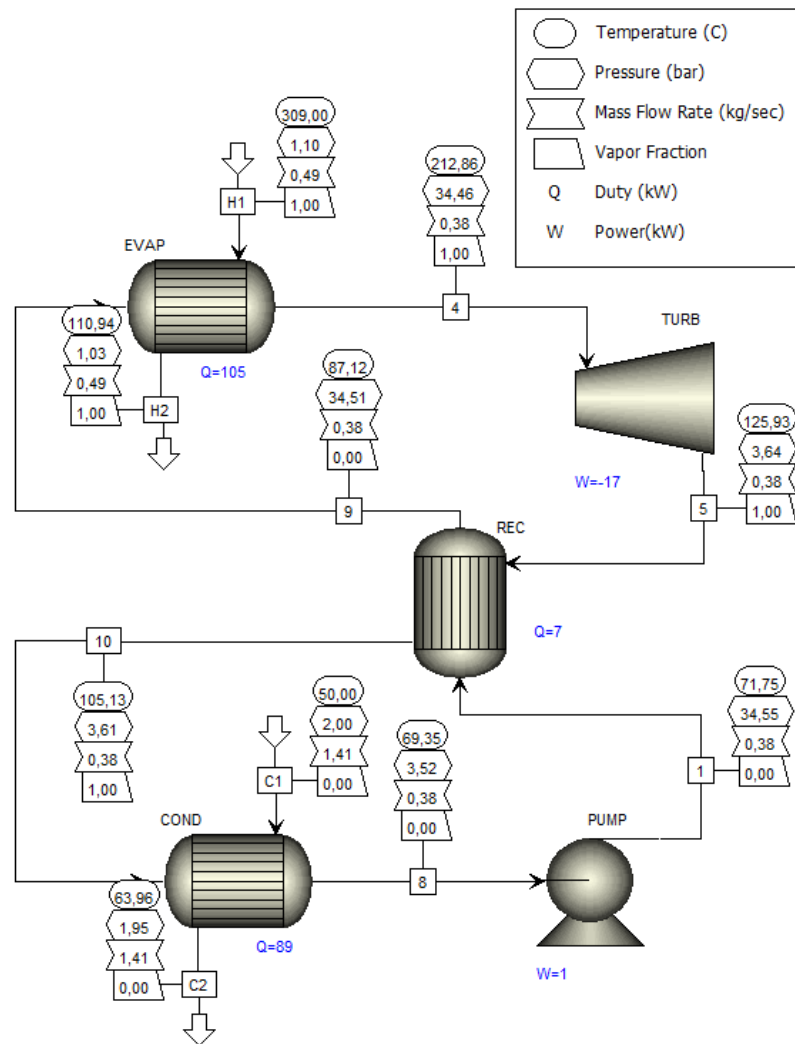


Figura 3.6: Diagramma di flusso della configurazione D in condizione di design.

Per creare i modelli illustrati, il primo passo è stato inserire i dati nei flussi di materia esterni ai cicli, ovvero il flusso H1, che rappresenta la portata di gas di scarico caldi in ingresso all'evaporatore, ed il flusso C1, che rappresenta la portata d'acqua di raffreddamento in ingresso al condensatore. I due flussi H1 e C1 sono chiaramente gli stessi per ogni configurazione, ad eccezione della portata d'acqua di raffreddamento, che varia a seconda del carico termico da smaltire.

Flusso H1	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
Composizione	74% N ₂ , 14% O ₂ , 6% CO ₂ , 5% H ₂ O, 1% Ar			
Temperatura [°C]	309			
Pressione [bar]	1.1			
Portata [kg/s]	0.49			

Flusso C1	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
Sostanza	Acqua			
Temperatura [°C]	50			
Pressione [bar]	2			
Portata [kg/s]	1.436	1.394	1.476	1.41

Il solutore di Aspen Plus® segue una logica sequenziale modulare. È stato quindi necessario inserire i dati di uno dei flussi interni ai cicli affinché le sequenze di calcolo iterativo fossero inizializzate. Per tutti i modelli realizzati, la scelta effettuata è stata quella di inserire i dati del flusso 8, ossia il flusso di ingresso alla pompa. Le condizioni inserite ricalcano i valori ottenuti dal processo di ottimizzazione descritto nel precedente capitolo, ad eccezione della temperatura. Quest'ultima è stata abbassata di circa 4 °C per ogni configurazione, al fine di ottenere un leggero grado di sottoraffreddamento in ingresso alla pompa, evitando così che la macchina potesse elaborare portate con titoli maggiori di zero.

Flusso 8	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
Sostanza	Ciclopentano	Ciclopentano	R141b	R141b
Temperatura [°C]	69	70	68	69
Pressione [bar]	2.07	2.13	3.41	3.51
Portata [kg/s]	0.198	0.207	0.366	0.379

3.1.5 Scambiatori

Come descritto nel paragrafo precedente, per gli scambiatori di calore è stata inizialmente definita la temperatura di uscita del fluido di lavoro, in modo che il

software potesse calcolare il calore scambiato e la temperatura di uscita dell'altro fluido. Nel caso del recuperatore, percorso dal fluido di lavoro da entrambi i lati, è stata definita la temperatura di uscita del fluido freddo.

EVAP	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
Temperatura uscita lato freddo:	208 °C	200 °C	215 °C	211 °C

COND	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
Temperatura uscita lato caldo:	69 °C	70 °C	68 °C	69 °C

REC	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
Temperatura uscita lato freddo:	-	85 °C	-	85 °C

Partendo dai dati ottenuti dal precedente calcolo, gli scambiatori sono stati successivamente dimensionati con il metodo *Rigorous*, tramite il software Aspen EDR[®], in modo da definirne e fissarne la geometria. Tutti gli scambiatori di calore sono scambiatori a fascio tubiero, nei quali il fluido caldo scorre lato mantello. Il dimensionamento viene effettuato note le caratteristiche principali dei flussi in ingresso, ossia composizione, portata, temperatura e pressione, e una delle variabili in uscita in grado di determinare completamente lo scambio termico, ossia temperatura (o titolo nel caso di saturazione) di uno dei due fluidi o potenza termica scambiata. Di seguito vengono riportati i dati sulle geometrie e le principali caratteristiche risultanti dal dimensionamento.

EVAP	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
Potenza termica scambiata [kW]	108.4	102.8	111.6	104.8
Portata fluido caldo [kg/s]	0.49	0.49	0.49	0.49
Portata fluido freddo [kg/s]	0.198	0.207	0.366	0.379
Numero unità in serie	1	2	2	1
Numero unità in parallelo	1	1	1	1
Superficie di scambio [m ²]	46.9	55	50.7	54.8
Trasmittanza [W/(m ² K)]	60.5	61.2	54.8	48.3
Diametro esterno tubi [mm]	19.05	19.05	19.05	19.05

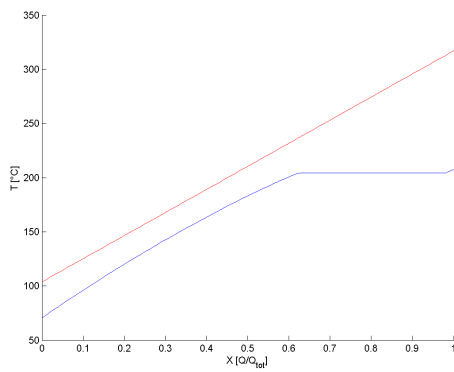
Spessore tubi [mm]	2.11	2.11	2.11	2.11
Lunghezza tubi [mm]	5850	2700	4500	4950
Diametro interno mantello [mm]	336.55	387.35	307.09	387.35
Numero diaframmi	10	6	6	8
Numero tubi	136	176	96	189
Passaggi lato mantello	1	1	1	1
Passaggi lato tubi	1	1	1	1
Spazio diaframmi centrali [mm]	480	300	550	470
Spazio diaframmi laterali [mm]	720.48	554.48	830.48	779.48
Disposizione tubi	30°	30°	30°	30°
Passo tra i tubi [mm]	23.81	23.81	23.81	23.81
Perdite di carico tubi [bar]	0.029	0.047	0.032	0.041
Perdite di carico mantello [bar]	0.108	0.104	0.114	0.066

COND	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
Potenza termica scambiata [kW]	92.8	86.8	95.8	89.2
Portata fluido caldo [kg/s]	0.198	0.207	0.366	0.379
Portata fluido freddo [kg/s]	1.436	1.394	1.476	1.41
Numero unità in serie	1	1	1	1
Numero unità in parallelo	1	1	1	1
Superficie di scambio [m ²]	4.8	4.1	8	6.4
Trasmittanza [W/(m ² K)]	1142	1189.2	771.4	852.8
Diametro esterno tubi [mm]	19.05	19.05	19.05	19.05
Spessore tubi [mm]	2.11	2.11	2.11	2.11
Lunghezza tubi [mm]	2438.4	2100	3000	2400
Diametro interno mantello [mm]	205	205	205	205
Numero diaframmi	12	16	6	30
Numero tubi	34	34	46	46
Passaggi lato mantello	1	1	1	1
Passaggi lato tubi	4	4	2	2
Spazio diaframmi centrali [mm]	171.45	110	365	70

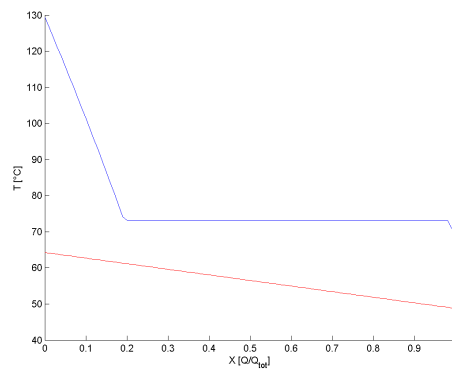
Spazio diaframmi laterali [mm]	238.12	186.48	548.98	146.48
Disposizione tubi	30°	30°	30°	30°
Passo tra i tubi [mm]	23.81	23.81	23.81	23.81
Perdite di carico tubi [bar]	0.338	0.135	0.052	0.049
Perdite di carico mantello [bar]	0.063	0.037	0.029	0.087

REC	Config. B	Config. D
Potenza termica scambiata [kW]	9.5	7.1
Portata fluido caldo [kg/s]	0.207	0.379
Portata fluido freddo [kg/s]	0.207	0.379
Numero unità in serie	1	1
Numero unità in parallelo	1	1
Superficie di scambio [m ²]	2	2.8
Trasmittanza [W/(m ² K)]	170	69.8
Diametro esterno tubi [mm]	19.05	19.05
Spessore tubi [mm]	2.11	2.11
Lunghezza tubi [mm]	1200	1200
Diametro interno mantello [mm]	205	205
Numero diaframmi	6	6
Numero tubi	30	42
Passaggi lato mantello	1	1
Passaggi lato tubi	6	1
Spazio diaframmi centrali [mm]	135	135
Spazio diaframmi laterali [mm]	223.97	223.98
Disposizione tubi	30°	30°
Passo tra i tubi [mm]	23.81	23.81
Perdite di carico tubi [bar]	0.034	0.044
Perdite di carico mantello [bar]	0.032	0.034

Le figure 3.7, 3.8, 3.9 e 3.10 mostrano i diagrammi T-Q (temperatura - calore scambiato) degli scambiatori nelle quattro configurazioni modellate.

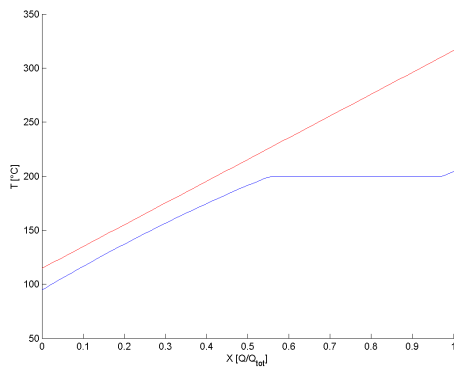


(a) Evaporatore

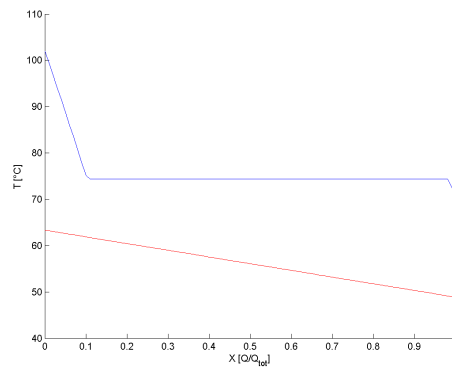


(b) Condensatore

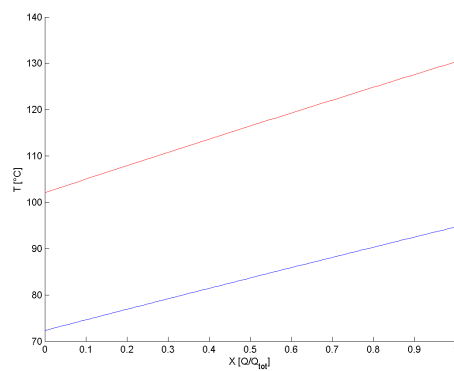
Figura 3.7: Diagrammi T-Q degli scambiatori della configurazione A



(a) Evaporatore

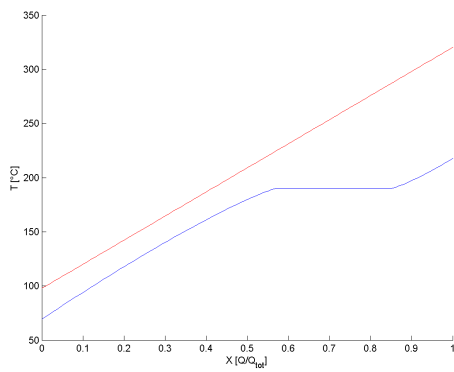


(b) Condensatore

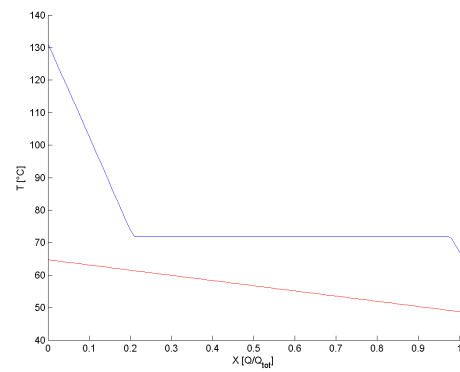


(c) Recuperatore

Figura 3.8: Diagrammi T-Q degli scambiatori della configurazione B

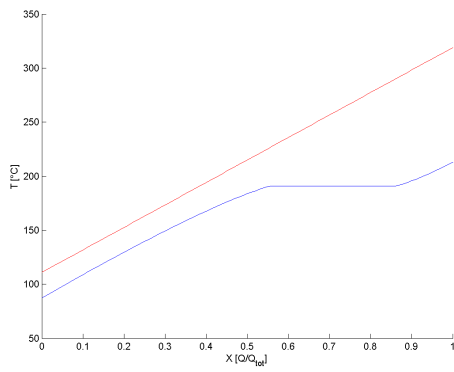


(a) Evaporatore

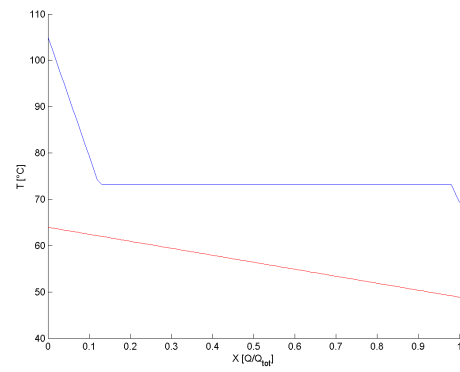


(b) Condensatore

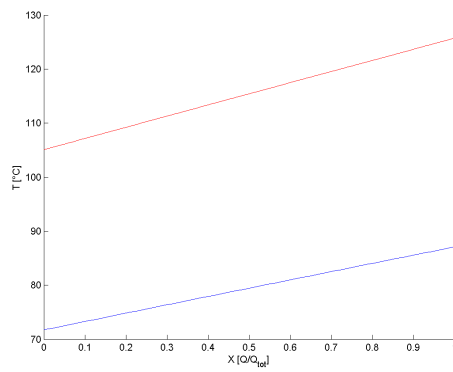
Figura 3.9: Diagrammi T-Q degli scambiatori della configurazione C



(a) Evaporatore



(b) Condensatore



(c) Recuperatore

Figura 3.10: Diagrammi T-Q degli scambiatori della configurazione D

3.1.6 Macchine a fluido

All'interno dei blocchi PUMP e TURB sono state definite la pressione di scarico e il rendimento isoentropico della macchina. Si noti come la pressione di scarico della turbina venga fissata tenendo conto delle perdite di carico al condensatore, in modo che la pressione all'ingresso della pompa risulti in buona approssimazione quella inizializzata nel flusso 8.

PUMP	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
Pressione di scarico [<i>bar</i>]	28.27	26.56	33.98	34.55
Efficienza isoentropica	75%	75%	75%	75%

TURB	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
Pressione di scarico [<i>bar</i>]	2.14	2.22	3.44	3.64
Efficienza isoentropica	75.7%	76.6%	78.7%	78.7%

3.2 Off Design

Dopo aver realizzato e simulato il punto di progetto, è stato possibile modellare i diversi componenti per il funzionamento ai carichi parziali. Per fare ciò, è importante chiarire il comportamento di ognuno di essi al variare delle condizioni operative.

3.2.1 Variazione dell'input termico

Gli effetti di una variazione di carico della microturbina a gas, posta a monte del sistema ORC, vengono resi attraverso una variazione dei parametri del flusso H1 in ingresso all'evaporatore. In particolare, per questa modellazione sono stati reperiti dati effettivi sulle condizioni allo scarico del turbogas, che presentano variazioni sia in termini di portata, sia in termini di temperatura, mentre la pressione è stata mantenuta costante a 1.1 bar. I dati ottenuti vengono mostrati nella Tabella 3.4.

Tabella 3.4: Variazione dei parametri del flusso caldo in ingresso all'evaporatore a carico parziale.

Potenza TG	Portata	Temperatura
[kW]	[kg/s]	[°C]
65	0.49	309
60	0.47	301
55	0.45	295
50	0.43	288
45	0.41	282
40	0.39	276
35	0.37	270
30	0.34	263
25	0.32	254

3.2.2 Modellazione della pompa ai carichi parziali

Le pompe impiegate nei cicli ORC sono solitamente pompe centrifughe. Le prestazioni di questa macchina possono essere rappresentate graficamente da una curva caratteristica, che generalmente riporta la prevalenza fornita (espressa in metri di colonna fluida), la potenza effettiva del motore e l'efficienza in funzione della portata volumetrica elaborata.

Il punto di partenza per il dimensionamento della pompa è costituito dai valori dei principali parametri prestazionali, ossia salto di pressione massimo Δp , portata \dot{m} e densità del fluido in ingresso ρ , in condizioni di design. Attraverso questi dati è possibile calcolare la portata volumetrica \dot{Q}_{des} e la prevalenza richiesta H_{des} , entrambe in condizioni nominali, attraverso le equazioni 3.1 e 3.2.

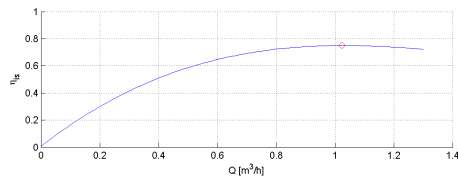
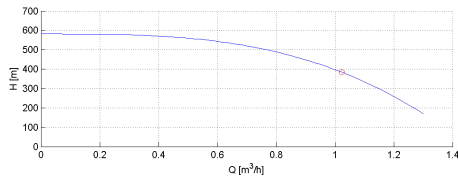
$$\dot{Q}_{des} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (3.1)$$

$$H_{des} = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (3.2)$$

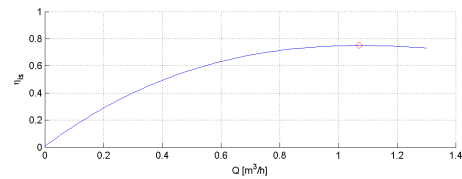
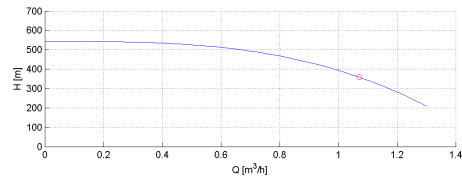
La scelta fatta in questa tesi è stata quella di riscaldare la curva caratteristica di un modello commerciale di macchina per adattarla in modo tale che, per ogni configurazione, il punto di progetto risultasse il punto di massimo rendimento.

	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
\dot{Q}_{des} [m^3/h]	1.02	1.07	1.15	1.19
H_{des} [m]	383.5	358.2	271.5	276.9

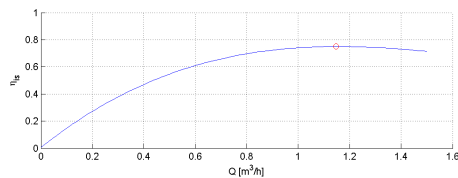
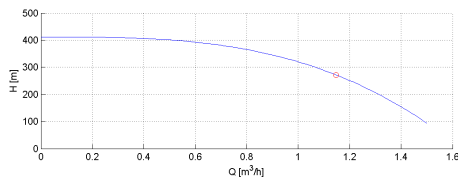
Nella Figura 3.11 vengono riportate le curve caratteristiche delle pompe. Il punto evidenziato in ognuna di esse rappresenta il punto di progetto.



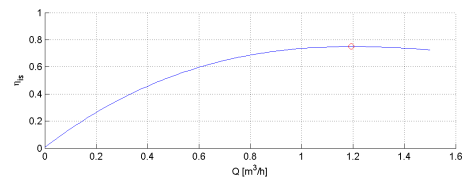
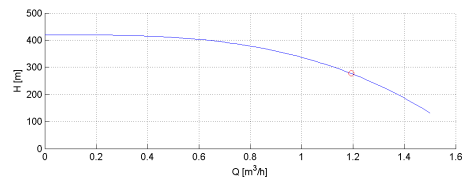
(a) Configurazione A



(b) Configurazione B



(c) Configurazione C



(d) Configurazione D

Figura 3.11: Curve caratteristiche delle pompe e punti di progetto.

Le curve $H(Q)$ e $\eta_{is}(Q)$ sono state quindi interpolate con funzioni polinomiali di terzo grado, i cui coefficienti sono mostrati rispettivamente nella Tabella 3.5 e nella Tabella 3.6.

$$H = a + b\dot{Q} + c\dot{Q}^2 + d\dot{Q}^3 \quad (3.3)$$

Tabella 3.5: Coefficienti della funzione polinomiale utilizzata per interpolare la curva $H(Q)$ della pompa.

	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
a	581.666	543.229	411.749	420
b	-3.329	-2.969	-2.102	-2.063
c	18.907	16.102	10.643	10.052
d	-199.974	-162.636	-100.375	-91.232

$$\eta_{is} = e + f\dot{Q} + g\dot{Q}^2 + h\dot{Q}^3 \quad (3.4)$$

Tabella 3.6: Coefficienti della funzione polinomiale utilizzata per interpolare la curva η_{is} della pompa.

	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
e	0.006	0.007	0.006	0.006
f	1.696	1.728	1.512	1.455
g	-1.19	-1.157	-0.946	-0.876
h	0.237	0.22	0.168	0.15

A questo punto le curve sono state inserite in forma polinomiale all'interno del blocco PUMP per la velocità rotazionale di riferimento della pompa, fissata a 3000 *rpm* per tutte le configurazioni.

La regolazione a carico parziale della macchina avviene attraverso la variazione del numero di giri. Affinché il codice di calcolo fosse in grado di modificare la caratteristica di funzionamento della macchina in base alla velocità di rotazione, sono stati inseriti nel blocco PUMP gli esponenti delle leggi di affinità, ovvero:

$$Q_B = Q_A \frac{n_B}{n_A} \quad (3.5)$$

$$H_B = H_A \left(\frac{n_B}{n_A} \right)^2 \quad (3.6)$$

$$P_B = P_A \left(\frac{n_B}{n_A} \right)^3 \quad (3.7)$$

dove l'indice A viene usato per descrivere i valori di partenza, mentre l'indice B descrive i valori modificati.

3.2.3 Modellazione della turbina ai carichi parziali

Quando le curve caratteristiche non sono disponibili, è possibile assimilare il comportamento di interi gruppi di stadi di turbina a quello di singolo un ugello [16]. Questa analogia è nota come *legge dell'ellisse* o *ellisse di Stodola* [17] e afferma che, per ogni gruppo di estrazione i , vale:

$$\Phi_i \propto \sqrt{1 - \left(\frac{b_i}{p_i} \right)^2} \quad (3.8)$$

dove b_i è la contropressione a valle della turbina, p_i è la pressione a monte e Φ_i è il coefficiente di flusso, definito come:

$$\Phi_i = \frac{\dot{m}_i}{\sqrt{\frac{p_i}{v_i}}} \quad (3.9)$$

con m_i portata di massa che attraversa la turbina e v_i volume specifico nella sezione a pressione p_i .

Per determinare la costante di proporzionalità viene considerato il seguente rapporto:

$$\frac{\Phi_i}{\Phi_{i,des}} = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{b_i}{p_i} \right)^2}}{\sqrt{1 - \left(\frac{b_{i,des}}{p_{i,des}} \right)^2}} \quad (3.10)$$

dove il pedice *des* indica che la grandezza è stata valutata in condizioni di design. Dall'equazione 3.10 si ricavano:

$$p_i = \frac{b_i}{\sqrt{1 - \left(\frac{\Phi_i}{k_{i,des}}\right)^2}} \quad (3.11)$$

$$b_i = p_i \sqrt{1 - \left(\frac{\Phi_i}{k_{i,des}}\right)^2} \quad (3.12)$$

con

$$k_{i,des} = \frac{p_{i,des} \Phi_{i,des}}{\sqrt{p_{i,des}^2 - b_{i,des}^2}} \quad (3.13)$$

Essendo il valore di $k_{i,des}$ costante al variare del carico, esso rappresenta la costante di proporzionalità cercata.

A questo punto è possibile risolvere la linea di espansione e ricavare la pressione a monte p_i , nota la pressione di scarico b_i :

$$p_i = 0.5 \left(\frac{\dot{m}_i^2 v_i}{k_{i,des}^2} + \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_i^2 v_i}{k_{i,des}^2}\right)^2 + 4b_i^2} \right) \quad (3.14)$$

Questa relazione è stata inserita nel modello attraverso un blocco denominato *Design-Spec*, della libreria *Manipulators*. I blocchi *Design-Spec*, che verranno ritrovati anche più avanti nella trattazione, permettono di specificare il valore desiderato per una variabile presente nel foglio di lavoro o per una funzione di esse (scritta in codice Fortran). Affinché poi questo valore possa essere mantenuto costante, per ogni blocco è necessario selezionare quale variabile all'interno del modello dovrà essere manipolata. L'inserimento del blocco si divide in tre passi:

1. definizione delle variabili coinvolte;
2. inserimento delle espressioni che descrivono la specifica;
3. selezione del parametro da variare e dei limiti entro i quali può farlo.

La Tabella 3.7 riporta una sintesi del blocco *Design-Spec* utilizzato per modellare la legge dell'ellisse.

Tabella 3.7: Sintesi del blocco *Design-Spec* utilizzato per modellare il comportamento in off-design della turbina.

Definizione variabili	
MFLOW	Portata di massa elaborata dalla turbina [kg/s]
PIT	Pressione di ingresso in turbina [Pa]
POT	Pressione di uscita dalla turbina [Pa]
DENSITY	Densità nella sezione di ingresso in turbina [kg/m^3]
Espressioni	
Variabile specificata	PIT
Target	$0,5*(MFLOW^{**2}*(1/DENSITY)/K^{**2}+$ $+((MFLOW^{**2}*(1/DENSITY)/K^{**2})^{**2}+4*POT^{**2})^{**0,5}$
Variazione	
Variabile manipolata	Velocità di rotazione della pompa
Limiti	0 - 3000 rpm

Come si può notare dalla tabella, la pressione di ingresso in turbina viene variata indirettamente agendo sul numero di giri della pompa. Variando la velocità di rotazione infatti si modifica la curva caratteristica della pompa e, quindi, a parità di portata (che come si vedrà in seguito viene calcolata attraverso un'altra specifica), la prevalenza fornita e la pressione di evaporazione. Nella Tabella 3.8 sono riportati i valori della costante K per le diverse configurazioni.

Tabella 3.8: Valori della costante K della turbina per le quattro configurazioni.

	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
K	1.32414e-05	1.50447e-05	1.65776e-05	1.65386e-05

Al variare della portata elaborata si hanno anche delle variazioni del rendimento isoentropico in turbina, dovute principalmente alla variazione dell'angolo con cui la particella fluida imbocca il condotto rotorico. Come suggerito da Manente et al.

[18], l'efficienza isoentropica viene quindi calcolata al variare del carico moltiplicando il valore dato in condizioni di progetto per due coefficienti correttivi: il primo legato alla variazione del salto entalpico (Figura 3.12a) ed il secondo legato alla variazione della portata di massa (Figura 3.12b), entrambe calcolate rispetto al valore di design.

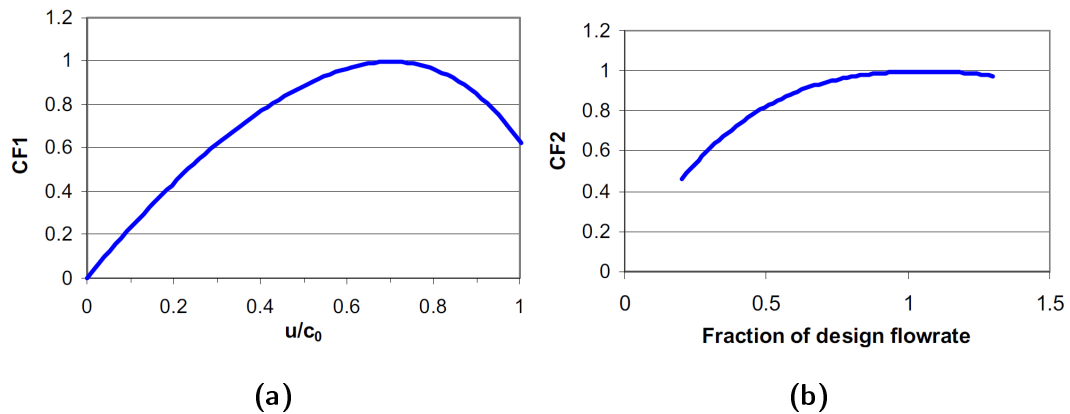


Figura 3.12: Fattori correttivi per il rendimento isoentropico della turbina in off-design.

Il rapporto u/c_0 , che compare nella Figura 3.12a, è il rapporto tra la velocità periferica del rotore u e la "spouting velocity" c_0 , definita come:

$$c_0 = \sqrt{2\Delta_{is,studio}} \quad (3.15)$$

La variazione del rendimento della turbina al variare del carico è stata resa all'interno del codice con un blocco *Calculator*, anch'esso proveniente dalla libreria *Manipulators*. Questa tipologia di blocchi permette di inserire istruzioni in codice Fortran per il calcolo di una o più variabili all'interno del foglio di lavoro. La definizione di un blocco *Calculator* si divide in tre passi:

1. definizione delle variabili coinvolte;
2. distinzione tra variabili importate e variabili esportate dal blocco;
3. inserimento delle istruzioni in codice Fortran.

La Tabella 3.9 riporta una sintesi del blocco *Calculator* utilizzato per il calcolo del rendimento isoentropico della turbina.

Tabella 3.9: Sintesi del blocco *Calculator* utilizzato per calcolare il rendimento isoentropico della turbina in off-design.

Definizione variabili		
PISEN	Import	Potenza associata al salto isoentropico [kW]
MFLOW	Import	Portata di massa elaborata dalla turbina [kg/s]
ETAIS	Export	Rendimento isoentropico della turbina
Codice Fortran		
DELTAHIS = -PISEN/MFLOW		
C0 = (2*DELTAHIS)**0.5		
U = UDES/C0		
CF1=-1.36*U**4+1.2285*U**3-1.7421*U**2+2.511*U+0.0010818		
V = MFLOW/MFLOWDES		
CF2=-0.26945*V**4+1.3262*V**3-2.7847*V**2+2.7039*V+0.023357		
ETAIS = CF1*CF2*ETAISDES		

I termini MFLOWDES e ETAISDES sono, rispettivamente, la portata di massa ed il rendimento isoentropico in condizioni di design ed il termine UDES è la velocità periferica del rotore, il cui valore, costante per ogni configurazione, è riportato nella Tabella 3.10.

Tabella 3.10: Valori della costante UDES della turbina per le quattro configurazioni.

	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
UDES	10.43	10.24	7.63	7.45

All'interno del codice, è stata fatta la scelta di bloccare la pressione di uscita in turbina al variare del carico. Ciò è stato ottenuto modificando la portata d'acqua di raffreddamento al fine di mantenere la temperatura di uscita del fluido di lavoro dal condensatore costante. Tale scelta è stata dettata sia da considerazioni di carattere pratico, che dalle difficoltà, incontrate all'interno del codice, nel lasciare che entrambe le pressioni, ossia quella di evaporazione e quella di condensazione, variassero liberamente. Anche in questo caso il controllo è stato inserito attraverso un blocco *Design-Spec*, mostrato in Tabella 3.11.

Tabella 3.11: Sintesi del blocco *Design-Spec* utilizzato per modificare la portata d'acqua di raffreddamento.

Definizione variabili	
TOUTCOND	Temperatura di uscita dal condensatore [$^{\circ}\text{C}$]
Espressioni	
Variabile specificata	TOUTCOND
Target	$T_{\text{out,cond}}$ in condizione di design
Variazione	
Variabile manipolata	Portata d'acqua di raffreddamento
Limiti	0 - 2 [kg/s]

3.2.4 Scambiatori

Il comportamento degli scambiatori di calore a carico parziale viene simulato dal software Aspen EDR[®]. Una volta fissata la geometria in condizioni di progetto, i blocchi che rappresentano gli scambiatori sono stati impostati in modalità *Simulation*, lasciando il metodo di calcolo *Rigorous*. In questo modo il codice si interfaccia con il modello EDR dello scambiatore creato in fase di design ed è in grado di calcolare i nuovi parametri di scambio termico. Nota la geometria ed i flussi in ingresso, il software può quindi restituire i flussi in uscita dallo scambiatore.

3.2.5 Strategia di controllo

La strategia di controllo implementata all'interno del codice prevede il mantenimento della temperatura di ingresso in turbina costante e pari al valore di design. In questo modo il sistema ORC si adatta alla variazione di carico del ciclo turbogas sovrapposto, attraverso una variazione della pressione di evaporazione e della portata del fluido di lavoro. Tale metodo di regolazione prende il nome di controllo a pressione proporzionale (*sliding pressure*). La variazione della pressione di evaporazione è stata già introdotta nella modellazione della turbina. Per quanto riguarda invece la variazione della portata di massa, è stato creato un ulteriore

blocco *Design-Spec* (Tabella 3.12), dove viene imposta la temperatura di ingresso in turbina.

Tabella 3.12: Sintesi del blocco *Design-Spec* utilizzato per imporre la temperatura di ingresso in turbina.

Definizione variabili	
TIT	Temperatura di ingresso in turbina [$^{\circ}\text{C}$]
Espressioni	
Variabile specificata	TIT
Target	$T_{\text{out,evap}}$ in condizione di design
Variazione	
Variabile manipolata	Portata di massa del fluido di lavoro
Limiti	0 - 4 [kg/s]

Questa strategia di controllo permette al sistema ORC di seguire le variazioni delle condizioni di lavoro del ciclo turbogas fino a circa il 40% del carico. A carichi minori il sistema non riesce più ad adattarsi, e nel codice si potrebbero ritrovare violazioni dei principi della termodinamica.

Capitolo 4

Risultati

In questo capitolo vengono presentati i risultati ottenuti dalla simulazione del comportamento a carico parziale delle quattro configurazioni modellate in Aspen Plus[®]. I dati ottenuti sono stati esportati in fogli di calcolo Excel[®] ed elaborati con il software Coolprop [12], mediante un codice scritto in linguaggio MATLAB[®]. In questo modo è stato possibile calcolare tutte le proprietà termodinamiche dei flussi con un codice diverso da quello utilizzato in Aspen Plus[®] ed effettuare un controllo sulla bontà dei risultati ottenuti. Le simulazioni sono state effettuate con lo scopo di studiare il comportamento in off-design delle diverse configurazioni, attraverso la valutazione dei principali parametri che caratterizzano un ciclo termodinamico. Nei grafici che riportano gli andamenti delle diverse variabili, sono stati rappresentati i dati puntuali ottenuti dalle simulazioni (individuati dai segni riportati nella legenda del grafico) e le linee di tendenza ottenute interpolando questi dati con una funzione polinomiale in MATLAB[®]. Le curve tratteggiate rappresentano le soluzioni recuperative.

4.1 Analisi dei risultati in design

Nella Tabella 4.1 vengono riassunti i principali parametri prestazionali delle quattro configurazioni, studiate in condizioni di progetto.

Tabella 4.1: Risultati termodinamici ottenuti dalle quattro configurazioni in condizioni di progetto.

	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
\dot{m} [kg/s]	0.198	0.207	0.366	0.379
\dot{Q}_{evap} [kW]	107.18	101.39	111.8	104.65
\dot{Q}_{cond} [kW]	93.04	86.93	95.9	89.06
\dot{Q}_{rec} [kW]	-	9.79	-	7.18
\dot{W}_{turb} [kW]	15.2	15.67	17.29	16.99
\dot{W}_{pump} [kW]	1.05	1.02	1.4	1.47
$T_{in,turb}$ [°C]	208	204	218	213
p_{evap} [bar]	28.26	26.43	33.94	34.45
p_{cond} [bar]	2.08	2.13	3.41	3.52
η_{turb}	0.757	0.766	0.787	0.787
η_{pump}	0.75	0.75	0.75	0.75
$\eta_{th,net}$	0.132	0.145	0.142	0.148

Il termine $\eta_{th,net}$ rappresenta il rendimento termico netto del ciclo, ed è stato calcolato come descritto dall'equazione 4.1.

$$\eta_{th,net} = \frac{\dot{W}_{turb} - \dot{W}_{pump}}{\dot{Q}_{evap}} \quad (4.1)$$

É interessante confrontare le prestazioni dei cicli ottimizzati dal codice di calcolo MATLAB® con le prestazioni dei modelli sviluppati con Aspen® in condizioni di design. I due modelli differiscono principalmente per l'inserimento delle perdite di carico all'interno degli scambiatori e per i gradi di surriscaldamento e di sottoraffreddamento alla fine degli scambi termici.

Tabella 4.2: Confronto tra i cicli ottimizzati con MATLAB[®] ed i modelli sviluppati in Aspen[®].

	Config. A			Config. C		
	Aspen	MATLAB	Diff. rel.	Aspen	MATLAB	Diff. rel.
\dot{Q}_{evap} [kW]	107.18	106	+1.1 %	111.8	108.35	+3.2 %
\dot{Q}_{cond} [kW]	93.04	90.27	+3.1 %	95.9	92.53	+3.6 %
\dot{W}_{turb} [kW]	15.2	16.72	-9.1 %	17.29	17.12	+1 %
\dot{W}_{pump} [kW]	1.05	1	+5 %	1.4	1.31	+6.9 %
$T_{in,turb}$ [°C]	208	208	0 %	218	215	+1.4 %
$\eta_{th,net}$	0.132	0.148	-10.8 %	0.142	0.146	-2.6 %
$P_{el,net}$ [kW]	10.77	12.02	-10.4 %	12	11.99	+0.1 %
$\eta_{el,net}$	0.1	0.114	-12.3 %	0.107	0.111	-3.3 %
	Config. B			Config. D		
	Aspen	MATLAB	Diff. rel.	Aspen	MATLAB	Diff. rel.
\dot{Q}_{evap} [kW]	101.39	103.28	-1.8 %	104.65	100.8	+3.8 %
\dot{Q}_{cond} [kW]	86.93	87.52	-0.7 %	89.06	88.58	+0.5 %
\dot{Q}_{rec} [kW]	9.79	4.04	+142 %	7.18	4.75	+51.2 %
\dot{W}_{turb} [kW]	15.67	16.73	-6.3 %	16.99	17.18	-1.1 %
\dot{W}_{pump} [kW]	1.02	0.98	+4.1 %	1.47	1.38	+6.5 %
$T_{in,turb}$ [°C]	204	200	+2 %	213	211	+0.9 %
$\eta_{th,net}$	0.145	0.152	-4.9 %	0.148	0.157	-5.8 %
$P_{el,net}$ [kW]	11.18	12.07	-7.4 %	11.68	11.93	-2.1 %
$\eta_{el,net}$	0.11	0.117	-5.8 %	0.112	0.114	-2.1 %

La potenza elettrica netta $P_{el,net}$ è stata calcolata fissando i rendimenti presentati nella Tabella 2.3, attraverso l'equazione 4.3.

$$P_{el,net} = \dot{W}_{turb} \eta_{mec,EXP} \eta_{el,GEN} - \frac{\dot{W}_{pump}}{\eta_{mec,P} \eta_{el,EM}} \quad (4.2)$$

Il termine $\eta_{el,net}$ rappresenta invece il rendimento elettrico netto, ottenuto dal rapporto tra la potenza elettrica netta $P_{el,net}$ ed il calore in ingresso al ciclo \dot{Q}_{evap} .

Osservando la Tabella 4.2 è possibile fare alcune osservazioni. La potenza scambiata all'evaporatore e al condensatore nei modelli sviluppati in Aspen è generalmente più alta di quella scambiata nei cicli ottimizzati in MATLAB®. Ciò avviene molto probabilmente a causa della presenza di sottoraffreddamento in ingresso alla pompa, che abbassa la temperatura di ingresso all'evaporatore ed aumenta la temperatura di uscita al condensatore. Fa eccezione la configurazione B, dove la maggiorazione della potenza termica scambiata al recuperatore contrasta questo effetto.

In termini di prestazioni si può notare come le configurazioni con ciclopentano presentino cali più marcati sia per quanto riguarda i rendimenti, sia per quanto riguarda le potenze sviluppate. La colpa è da attribuire verosimilmente alle perdite di carico, che incidono maggiormente nelle configurazioni con ciclopentano, dove le pressioni di lavoro sono più basse.

4.2 Analisi dei risultati in off design

In questa sezione vengono analizzati i risultati ottenuti a carico parziale dalle diverse configurazioni. Nella Figura 4.1 si può osservare come variano i quattro cicli sul diagramma T-s. Sono state scelte cinque condizioni di carico rappresentative, indicate attraverso la potenza elettrica prodotta dalla microturbina a monte dell'ORC.

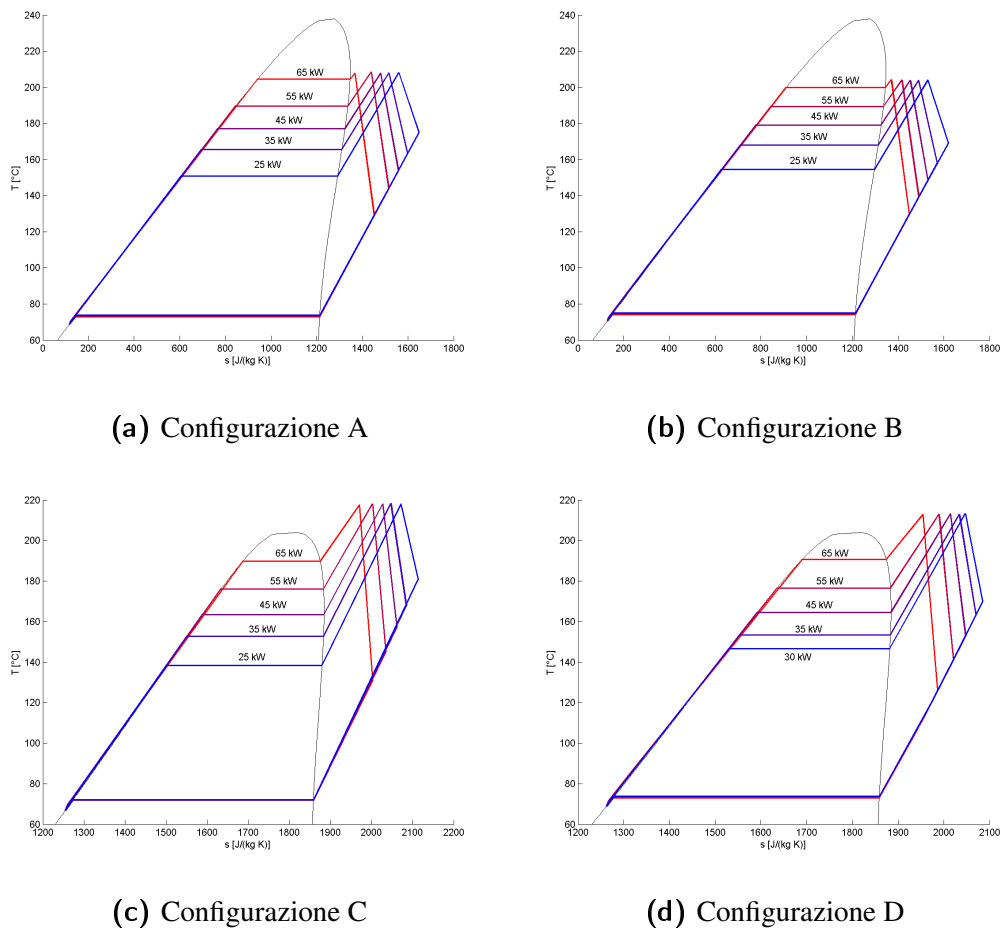


Figura 4.1: Diagrammi T-s delle quattro configurazioni a carico parziale.

L'effetto che si nota maggiormente in Figura 4.1, al variare del carico, è l'abbassamento della pressione di evaporazione. Questo è dovuto alla strategia di controllo a pressione proporzionale, che lega la variazione di portata circolante alla variazione della pressione di evaporazione. Avendo fissato la temperatura di ingresso in turbina, ciò che ne consegue è un aumento del grado di surriscaldamento in uscita dall'evaporatore e alla fine dell'espansione in turbina. In queste condizioni ci si aspetta che la presenza di un recuperatore possa fare la differenza, in termini di rendimento, rispetto alle configurazioni non recuperative.

Si noti come, a differenza delle altre, nella configurazione D (Figura 4.1d) l'ultima condizione di carico rappresentata sia quella relativa ad una potenza elettrica della microturbina di 30 kW, anziché di 25 kW. Tale scelta è motivata dal fatto che, al di sotto dei 30 kW di carico, la configurazione D non riesce a rispettare il vincolo dato dalla minima differenza di temperatura tra le curve di scambio termico all'interno

degli scambiatori di calore. I risultati ottenuti a 25 kW di carico sono stati pertanto scartati per questa configurazione.

4.2.1 Prestazioni globali

Nelle figure presentate in questa sezione sono mostrati, nell'ordine, gli andamenti, al variare del carico elettrico della microturbina, del rendimento termico netto $\eta_{th,net}$ (Figura 4.2), della potenza elettrica prodotta $P_{el,net}$ (Figura 4.3) e del rendimento elettrico netto $\eta_{el,net}$ (Figura 4.4). Attraverso l'analisi di queste variabili, è possibile caratterizzare le prestazioni globali dei cicli ORC.

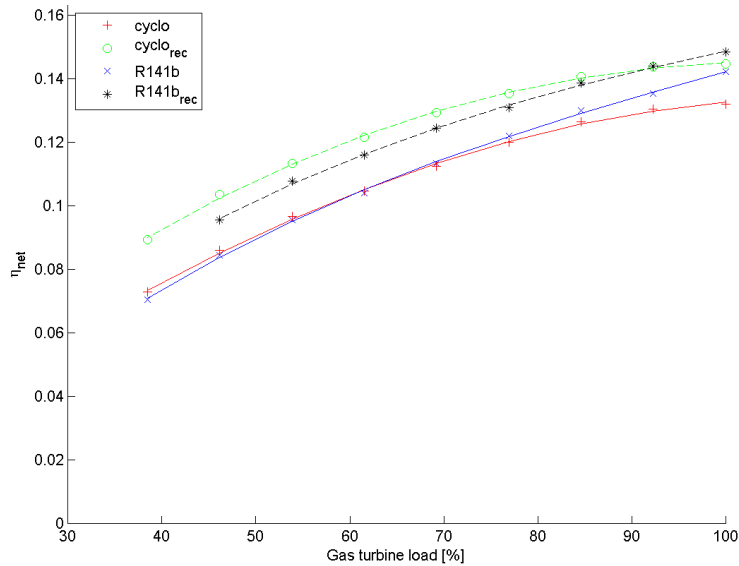


Figura 4.2: Andamento del rendimento termico netto al variare del carico.

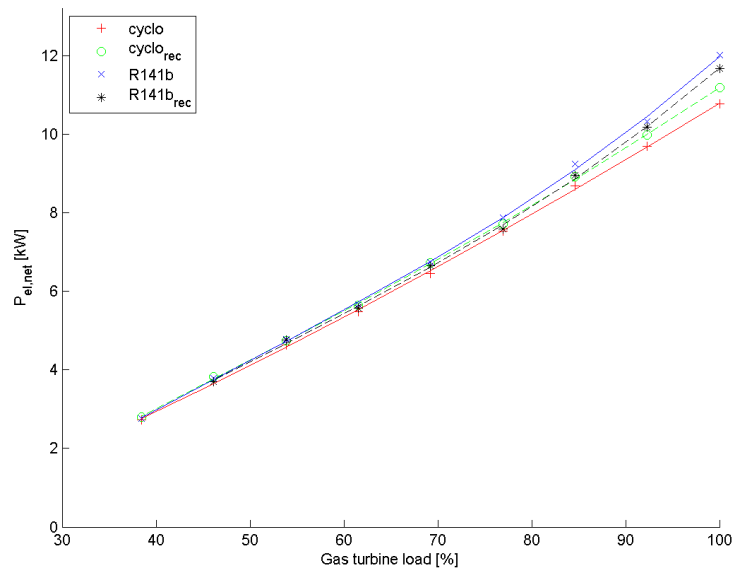


Figura 4.3: Andamento della potenza elettrica netta al variare del carico.

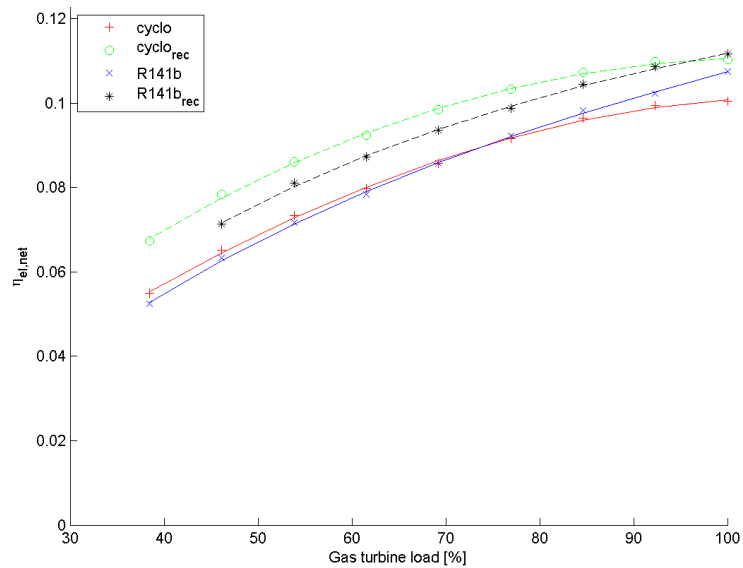


Figura 4.4: Andamento del rendimento elettrico netto al variare del carico.

Come si può notare dalla Figura 4.3, la configurazione non recuperativa con R141b resta la più performante, dal punto di vista della potenza elettrica prodotta, per tutto l'intervallo di carico. Va sottolineato comunque come le differenze tra le potenze elettriche prodotte dalle diverse configurazioni si riducano drasticamente ai carichi minori. Dal punto di vista del rendimento elettrico (Figura 4.4), le con-

figurazioni recuperative sono le soluzioni da preferirsi, come era prevedibile. In particolare, la configurazione con ciclopentano sembrerebbe la migliore, ad eccezione della condizione di pieno carico, dove la configurazione con R141b mostra un risultato di poco superiore. Le due configurazioni non recuperative, invece, presentano rendimenti elettrici molto vicini per gran parte dell'intervallo di carico. Anche qui fanno eccezione le condizioni prossime al pieno carico, dove la configurazione con R141b ha rendimenti superiori. Analoghe considerazioni possono essere fatte per l'andamento del rendimento termico netto (Figura 4.2), che differisce dal rendimento elettrico solo per l'introduzione dei rendimenti meccanici ed elettrici, costanti al variare del carico.

Nella Figura 4.5 sono mostrati, rispettivamente, gli andamenti della portata circolante di fluido organico al variare del carico (Figura 4.5a) e della pressione di evaporazione al variare della portata (Figura 4.5b).

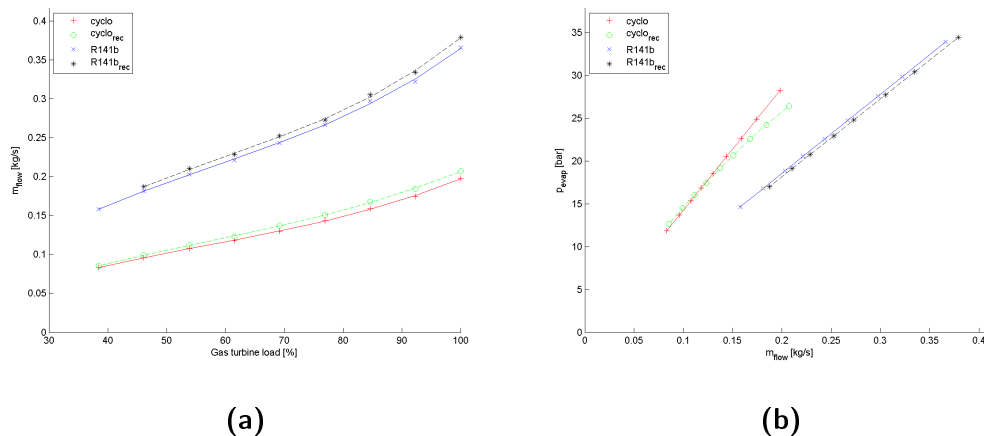


Figura 4.5: Andamento della portata di fluido organico (a) e proporzionalità diretta tra la pressione di evaporazione e la portata di fluido (b).

La portata di fluido organico all'interno dei sistemi si abbassa con il carico. Ciò è dovuto al vincolo imposto dalla temperatura in ingresso alla turbina: fissando infatti una temperatura costante, al variare del carico e quindi del calore in ingresso all'evaporatore, la portata di fluido di lavoro deve essere ridotta.

La Figura 4.5b conferma, come già menzionato nel paragrafo 4.2, che pressione di evaporazione e portata circolante sono legate da una relazione di proporzionalità diretta.

4.2.2 Prestazioni dei componenti

In questa sezione vengono presentati i risultati inerenti alle prestazioni dei singoli componenti dell'impianto.

Analisi delle prestazioni della turbina

In Figura 4.6 sono mostrati gli andamenti della potenza prodotta in turbina e del rendimento isoentropico della macchina, entrambi diagrammati al variare del carico.

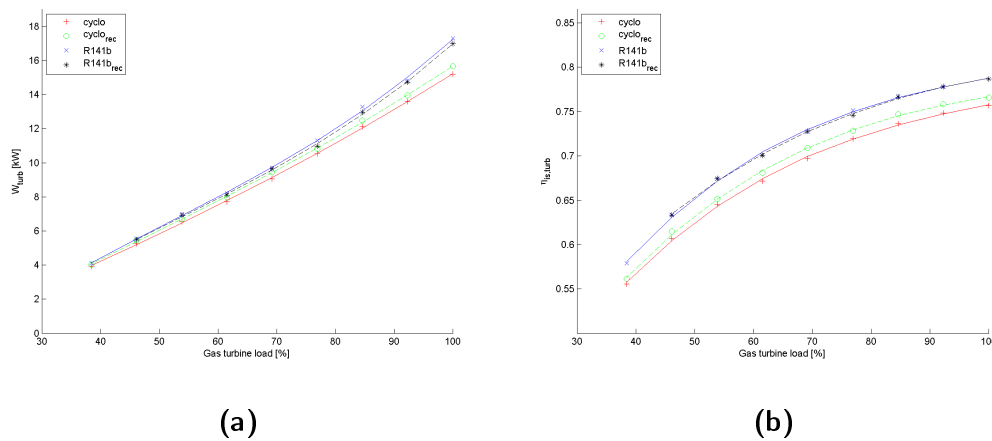


Figura 4.6: Potenza prodotta in turbina (a) e rendimento isoentropico della macchina (b) al variare del carico.

Il comportamento della potenza prodotta in turbina (Figura 4.6a) non differisce molto da quello della potenza elettrica netta, visto in Figura 4.3. Le due configurazioni con R141b si distinguono per le potenze maggiori prodotte ai carichi più alti, mentre ai carichi minori lo scarto tra le quattro curve si riduce, quasi fino ad annullarsi. Come ci si aspettava dopo aver introdotto i coefficienti correttivi visti in Figura 3.12, il rendimento isoentropico della turbina diminuisce progressivamente allontanandosi dalle condizioni di pieno carico e presenta andamenti molto simili per tutte le configurazioni, che mantengono all'incirca le stesse disparità presentate in fase di progetto.

Analisi delle prestazioni della pompa

In Figura 4.7 sono mostrati gli andamenti della potenza assorbita dalla pompa e del rendimento isoentropico della macchina.

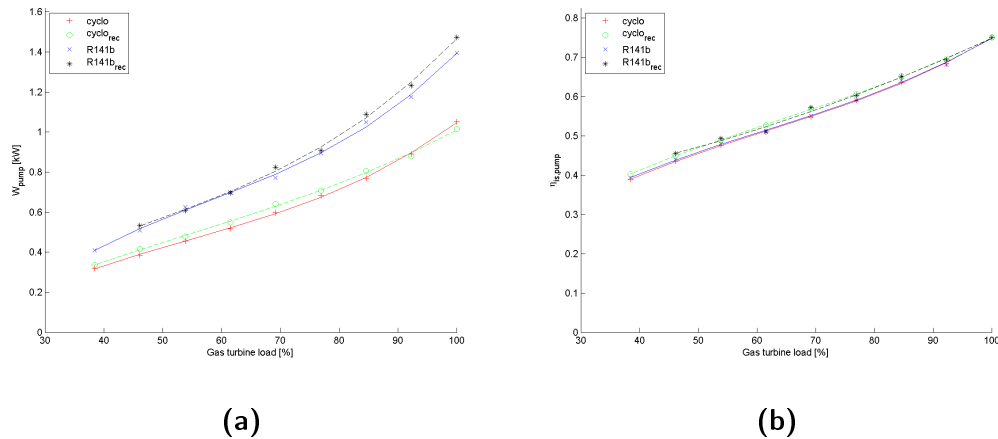


Figura 4.7: Potenza assorbita dalla pompa (a) e rendimento isoentropico della macchina (b) al variare del carico.

Mentre le differenze tra due configurazioni con lo stesso fluido risultano minime, la potenza assorbita dalla pompa (Figura 4.7a) nelle configurazioni con R141b è maggiore lungo tutto l'intervallo di carico. La motivazione è da ricercare, con ogni probabilità, nel salto di pressione effettuato dall'R141b, maggiore in entrambe le configurazioni rispetto al ciclopentano. Facendo un breve raffronto con l'andamento del rendimento isoentropico della turbina, si può notare come il rendimento isoentropico della pompa risulti molto più lineare al variare del carico. Partendo tutte dallo stesso valore di progetto, in questo caso le discrepanze tra le diverse curve sono minime.

Potenze termiche scambiate

In Figura 4.8 è possibile osservare come variano le potenze termiche scambiate all'interno di ogni singolo scambiatore.

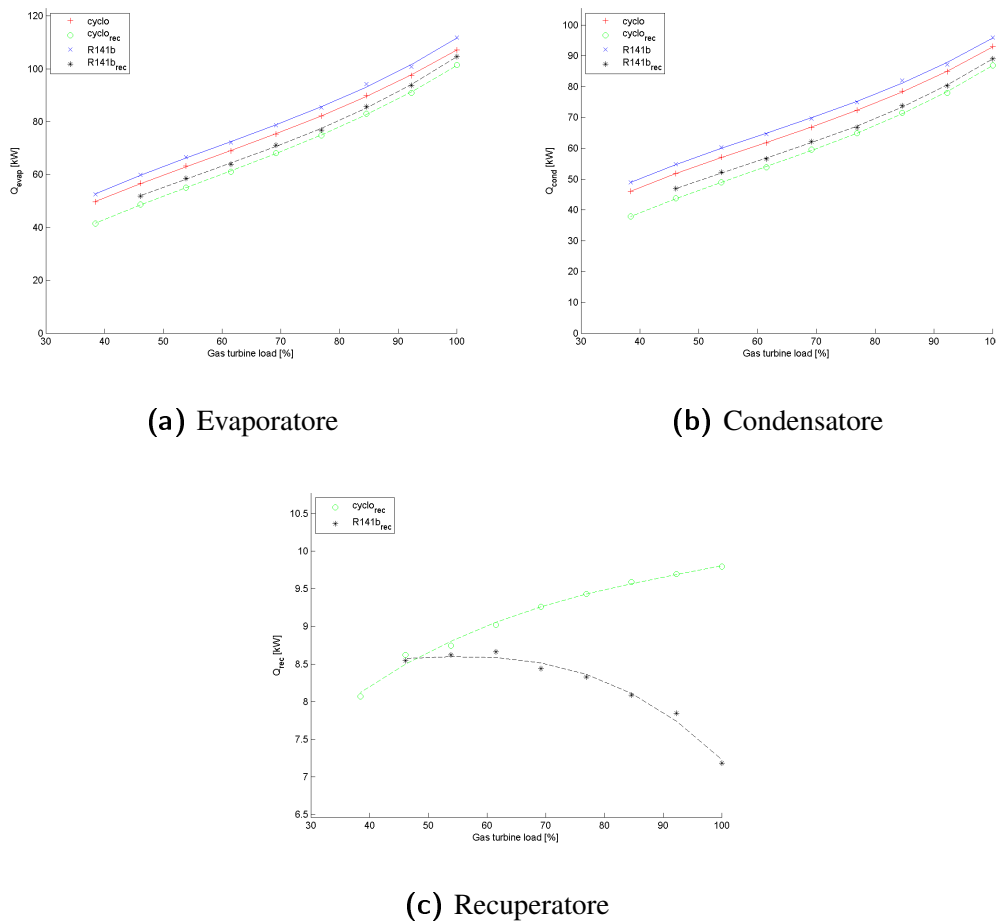


Figura 4.8: Potenze termiche scambiate al variare del carico.

Come ci si poteva aspettare, il calore scambiato all'evaporatore (Figura 4.8a) ed al condensatore (Figura 4.8b) diminuisce con il carico, e presenta un comportamento molto simile per tutte le configurazioni studiate. Un discorso diverso va fatto invece per il recuperatore (Figura 4.8c), dove le due curve hanno andamenti addirittura opposti tra loro, crescente per la configurazione con ciclopentano e decrescente per la configurazione con R141b. Per trovare una spiegazione è necessario analizzare i fattori che contribuiscono al calcolo della potenza termica di uno scambiatore, ossia l'area, il coefficiente globale di scambio e la differenza di temperatura media logaritmica. L'area di scambio è costante al variare del carico, poiché la geometria degli scambiatori è fissata. Il coefficiente globale di scambio tende a diminuire ai carichi minori, a causa dell'abbassamento delle portate, e quindi delle velocità, all'interno dello scambiatore. La differenza di temperatura, al contrario, ha un andamento crescente al diminuire del carico, dovuto all'innalzamento della

temperatura di uscita dalla turbina (Figura 4.1). Il calore scambiato ai carichi parziali dipende, in ultima analisi, dal risultato del prodotto tra queste due variabili, che può crescere o decrescere con il carico a seconda di quale dei due fattori abbia il maggior peso all'interno dell'equazione.

4.3 Discussioni finali

Dall'analisi dei risultati è emerso che le migliori configurazioni dal punto di vista del rendimento sono, come ci si aspettava, le due configurazioni recuperative. In particolare, è importante sottolineare come la configurazione recuperativa con ciclo pentano, che si presentava svantaggiata rispetto a quella con R141b in condizioni di design, si sia in realtà confermata come la soluzione più performante in termini di rendimento per quasi tutto l'intervallo di carico. In questo caso, sarà dunque compito del progettista valutare quale soluzione sia la più adatta, in base anche alla curva di carico prevista e alle ore di funzionamento a carico parziale.

La potenza elettrica prodotta rappresenta il parametro prestazionale più importante per un sistema che recupera calore di scarto, e massimizzare questo parametro era l'obiettivo dell'ottimizzazione presentata. I risultati a carico parziale hanno confermato la scala dei valori ottenuti in design. In questo caso è possibile affermare come la configurazione non recuperativa con R141b sia la più performante, per tutte le condizioni di carico. Le differenze tra la configurazione migliore e quella più svantaggiata però si appiattiscono ai carichi minori, passando dall'11.5% in condizioni nominali, all'1.1% per un carico del 40%.

Conclusioni

Nel presente lavoro è stata effettuata un'analisi delle prestazioni a carico parziale di quattro diversi cicli ORC, progettati per recuperare calore di scarto proveniente da una microturbina a gas. Lo studio è stato condotto attraverso la modellazione di tali cicli con il software Aspen Plus[®], al fine di determinare il comportamento dei vari sistemi e di indagare sulla configurazione migliore. I quattro cicli analizzati rappresentano il risultato della selezione dei due fluidi più performanti (ciclopentano e R141b), in due configurazioni tradizionali che differiscono tra loro per l'inserimento di uno scambiatore recuperativo.

A differenza di altri lavori disponibili in letteratura, è stato possibile con il codice Aspen[®] approfondire in maniera dettagliata la geometria e le prestazioni a carico parziale degli scambiatori, senza la necessità di ricorrere a relazioni semplificate. Sono stati introdotti inoltre metodi di calcolo per le variazioni dei rendimenti delle macchine, ossia pompa e turbina, al variare delle condizioni di lavoro. Il software si è rivelato uno strumento pratico da utilizzare, sfruttando le sue librerie di componenti predefiniti, ed esaustivo dal punto di vista dello scambio termico, soprattutto se interfacciato all'Exchanger Design and Rating[®], presente all'interno dello stesso pacchetto. Di contro, facendo un paragone con altri codici di calcolo molto utilizzati (come ad esempio Simulink[®]), va segnalata una certa mancanza di flessibilità, a meno di non voler programmare in autonomia i blocchi da utilizzare. Un'altra critica può essere mossa al tool Aspen Plus Dynamics[®], con il quale è stato fatto un tentativo di condurre un'analisi del comportamento dinamico dei sistemi. L'esportazione dei modelli in ambiente Dynamics comporta una semplificazione degli stessi: i blocchi di calcolo programmati dall'utente vengono eliminati ed alcuni parametri, come ad esempio le curve di scambio termico all'interno degli scambiatori, non possono più essere controllati.

La valutazione del comportamento a carico parziale di sistemi ORC di questo tipo è particolarmente importante. Giudicare le prestazioni di un sistema basandosi solamente sulle condizioni di progetto è un errore: fonti rinnovabili e calore di scarto sono soggetti a continue fluttuazioni, che aumentano il numero di ore in cui l'impianto lavora in off design. L'analisi condotta ha evidenziato come i due principali parametri prestazionali, ovvero potenza prodotta e rendimento, mostrino andamenti sostanzialmente diversi tra loro e meritino considerazioni separate. Se da un lato infatti le differenze tra le potenze elettriche prodotte dalle diverse configurazioni tendono ad annullarsi ai carichi minori, dall'altro le differenze tra i rendimenti si mantengono all'incirca costanti per tutta la curva di carico, con le configurazioni recuperative avvantaggiate sulle loro controparti. Tuttavia, quando vengono trattate fonti energetiche gratuite come quelle di scarto, gli sprechi assumono un'importanza minore ed il parametro di maggior interesse tra i due diventa sicuramente la potenza sviluppata dal sistema. È interessante osservare come la presenza di un recuperatore interno al ciclo abbia senza dubbio un effetto positivo sul rendimento, mentre in termini di potenza prodotta non si notano influenze rilevanti. Fatte queste dovute premesse, la configurazione tradizionale con R141b ha espresso la potenza elettrica più alta lungo tutto l'intervallo di carico, dimostrandosi la soluzione migliore dal punto di vista termodinamico. Analizzando i rendimenti ottenuti invece, la configurazione recuperativa con ciclopentano ha mostrato i risultati migliori in tutte le condizioni ad eccezione di quella di progetto, dove raggiunge un valore solo di poco inferiore a quello dell'R141b.

Alla luce dei risultati ottenuti, potrebbe essere interessante condurre un'analisi economica della profittabilità degli impianti, con dati reali sul numero di ore di funzionamento e sulla curva effettiva di carico. Un altro eventuale sviluppo è dato dalla possibilità di studiare il comportamento dinamico dei sistemi, al fine di valutarne la velocità di risposta e la presenza di punti caldi, che possono portare alla decomposizione del fluido organico [19].

Bibliografia

- [1] British Petroleum, *BP Statistical review of world energy*, June 2016.
- [2] A. Cavallini, L. Mattarolo *Termodinamica applicata*, Ed. Cleup 1992.
- [3] B. F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, G. Papadakis *Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications.*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15: 3963-3979, 2011.
- [4] J. Bao, L. Zhao *A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24: 325-342, 2013.
- [5] H. Chen, D. Y. Goswami, E. K. Stefanakos *A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14: 3059-3067, 2010.
- [6] B. Liu, K. Chien, C. Wang *Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery*, *Energy*, 29: 1207-1217, 2004.
- [7] M. Ashouri, F. R. Astarai, R. Ghasempour, M. H. Ahmadi, M. Feidt *Thermodynamic and economic evaluation of a small-scale Organic Rankine Cycle integrated with a concentrating solar collector*, *International Journal of Low-Carbon Technologies*: 1–12, 2015.
- [8] S. Quoilin, M. Van Der Broek, S. Declaye, P. Dewallef, V. Lemort *Technoeconomic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22: 168-186, 2013.

- [9] BCS Inc, *Waste heat recovery: technologies and opportunities in U.S. industry*, US Department of Energy (DOE), 2008.
- [10] J. Ma, L. Liu, T. Zhu, T. Zhang *Cascade utilization of exhaust gas and jacket water waste heat from an Internal Combustion Engine by a single loop Organic Rankine Cycle system*, *Applied Thermal Engineering*, 107: 218-226, 2016.
- [11] NIST *Nist reference fluid thermodynamic and transport properties database (refprop): version 9.1*, <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm>, 2010.
- [12] I.H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, V. Lemort *Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property library CoolProp*, *Ind Eng Chem Res*, 53: 2498-508, 2014.
- [13] A. Pezzuolo, A. Benato, A. Stoppato, A. Mirandola *The ORC-PD: A versatile tool for fluid selection and Organic Rankine Cycle unit design*, *Energy*, 102: 605-620, 2016.
- [14] E. Macchi, A. Perdichizzi *Efficiency prediction for axial-flow turbines operating with nonconventional fluids*, *J Eng Gas Turb Power*, 103: 718-724, 1981.
- [15] A. Perdichizzi, G. Lozza *Design criteria and efficiency prediction for radial inflow turbines*, *Proc. of the Gas Turbine Conf. and Exhibition*, Anaheim, CA (USA), 1987.
- [16] D. H. Cooke *On prediction of off-design multistage turbine pressures by Stodola's ellipse*, *J Eng Gas Turb Power*, 107: 596-601, 1985.
- [17] A. Stodola, L. C. Lowenstein *Steam and Gas Turbines*, McGraw-Hill, 1927.
- [18] G. Manente, A. Toffolo, A. Lazzaretto, M. Paci *An Organic Rankine Cycle off-design for the search of the optimal control strategy*, *Energy*, 58: 97-106, 2013.

- [19] A. Benato, M.R. Kærn, L. Pierobon, A. Stoppato, F. Haglind *Analysis of hot spots in boilers of organic Rankine cycle units during transient operation*, Applied Energy, 151: 119-131, 2015.