



UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI PADOVA

Università degli studi di Padova

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

**Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica**

**STUDIO DI CICLI ORC IN OFF-  
DESIGN IMPIEGATI PER IL  
RECUPERO TERMICO DA GAS DI  
SCARICO**

Relatore: Prof. Anna Stoppato

Correlatore: Ing. Alberto Benato

Stefano Furlan, 1111146

Anno Accademico 2016/2017



# Indice

<b>Introduzione</b> .....	<b>1</b>
<b>Capitolo 1</b> .....	<b>3</b>
<b>Cicli Rankine con fluidi organici (ORC)</b> .....	<b>3</b>
<b>1.1 Il ciclo di Carnot</b> .....	<b>3</b>
<b>1.2 Il ciclo di Rankine</b> .....	<b>5</b>
<b>1.3 Il ciclo Rankine a vapore surriscaldato: ciclo di Hirn</b> .....	<b>8</b>
<b>1.4 La rigenerazione</b> .....	<b>10</b>
<b>1.5 I cicli ORC</b> .....	<b>11</b>
<i>1.5.1 Scelta e caratteristiche del fluido di lavoro</i> .....	<b>13</b>
<i>1.5.2 Curva di saturazione del vapore</i> .....	<b>13</b>
<i>1.5.3 Calore latente di vaporizzazione</i> .....	<b>15</b>
<i>1.5.4 Densità</i> .....	<b>15</b>
<i>1.5.5 Viscosità e conducibilità termica</i> .....	<b>16</b>
<i>1.5.6 Pressioni di lavoro</i> .....	<b>16</b>
<i>1.5.7 Stabilità e compatibilità con i materiali</i> .....	<b>17</b>
<i>1.5.8 Sicurezza ed aspetti ambientali</i> .....	<b>17</b>
<b>1.6 Applicazioni dei cicli ORC</b> .....	<b>18</b>
<i>1.6.1 Energia geotermica</i> .....	<b>18</b>
<i>1.6.2 Energia solare</i> .....	<b>19</b>
<i>1.6.3 Energia da biomassa</i> .....	<b>20</b>
<i>1.6.4 Recupero del calore di scarto</i> .....	<b>22</b>
<b>Capitolo 2</b> .....	<b>25</b>
<b>Analisi dei cicli</b> .....	<b>25</b>
<b>2.1 Ottimizzazione e design</b> .....	<b>25</b>
<b>2.2 Le sorgenti di calore</b> .....	<b>25</b>
<b>2.3 Il codice ORC-PD tool</b> .....	<b>27</b>
<b>2.4 Risultati dell'ottimizzazione</b> .....	<b>28</b>
<i>2.4.1 Il fluido utilizzato</i> .....	<b>30</b>

2.4.2	<i>Configurazioni con una microturbina</i>	31
2.4.3	<i>Configurazioni con due microturbine</i>	36
<b>Capitolo 3</b>		<b>41</b>
<b>Simulazione in Aspen®</b>		<b>41</b>
<b>3.1 Design Point</b>		<b>41</b>
3.1.1	<i>Sostanze inserite</i>	43
3.1.2	<i>Il metodo</i>	44
3.1.3	<i>Blocchi inseriti</i>	44
3.1.4	<i>Diagrammi di flusso</i>	45
3.1.5	<i>Scambiatori di calore</i>	51
3.1.6	<i>Macchine</i>	59
<b>3.2 Off Design</b>		<b>60</b>
3.2.1	<i>Variazione dell'input termico ed efficienza microturbina a gas</i>	60
3.2.2	<i>Modellazione della pompa ai carichi parziali</i>	62
3.2.3	<i>Modellazione della turbina ai carichi parziali</i>	66
3.2.4	<i>Scambiatori</i>	74
3.2.5	<i>Strategie di controllo</i>	74
<b>Capitolo 4</b>		<b>79</b>
<b>Risultati</b>		<b>79</b>
<b>4.1 Analisi dei risultati al design-point</b>		<b>80</b>
<b>4.2 Analisi dei risultati in off design</b>		<b>82</b>
4.2.1	<i>Prestazioni globali</i>	88
4.2.2	<i>Prestazioni dei componenti</i>	97
4.2.3	<i>Potenze termiche scambiate</i>	103
<b>4.3 Discussioni finali</b>		<b>107</b>
<b>Conclusioni</b>		<b>113</b>
<b>Bibliografia</b>		<b>115</b>

## Introduzione

La gran parte della richiesta mondiale di energia viene attualmente soddisfatta da fonti fossili [1] il cui uso è causa di cospicui problemi, quali l'emissione di sostanze inquinanti in atmosfera e l'instaurarsi di conflitti tra nazioni originate dalla ripartizione non omogenea di tali risorse sul pianeta.

Appare indispensabile, quindi, accrescere l'impiego di fonti energetiche rinnovabili e mirare allo sviluppo tecnologico per lo sfruttamento di esse in quanto, nella gran parte dei casi, presentano ancora costi di produzione maggiori rispetto alle fonti fossili ed efficienze minori in fase di utilizzazione.

Quest'ottica spinge verso il risparmio energetico, che comporta una minor dipendenza dall'utilizzo di fonti fossili con conseguenti benefici in termini ambientali ed economici.

Tra le principali tecnologie atte a questo scopo i cicli ORC detengono un ruolo importante, consentendo di sfruttare efficacemente sia fonti rinnovabili che sorgenti termiche derivanti da calore di scarto prodotto da processi industriali o da altri dispositivi.

Il basso contenuto exergetico del calore di queste fonti termiche offre una minor efficienza e una minor convenienza nell'utilizzo dei cicli Rankine tradizionali a vapore d'acqua, che a 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 che consenta di limitare la formazione di liquido a fine espansione, deleterio per la palettatura dell'espansore. I fluidi organici, invece, a parità 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, ammettono l'utilizzo di turbine più piccole e più efficienti.

Ogni fonte di calore, tuttavia, presenta la propria specificità ed è quindi compito dell'Ingegnere individuare la configurazione dell'impianto ed il fluido operativo che si adattino nel modo migliore al caso in analisi. Nell'ipotesi si tratti di recupero di calore di scarto inoltre, la fonte è generalmente soggetta a continue variazioni con la conseguenza del fatto che il ciclo ORC dovrà operare in condizioni di fuori progetto.

Ed è appunto l'analisi del comportamento a carico parziale dei cicli ORC, progettati per recuperare calore di scarto l'obiettivo di questa dissertazione. Lo studio è stato eseguito su quattro differenti configurazioni, ottimizzate per ottenere la massima potenza elettrica sfruttando il contenuto energetico dei fumi di scarico rispettivamente di una microturbina e di due microturbine a gas.

L'ottimizzazione delle configurazioni è stata realizzata dal codice di calcolo ORC-PD tool elaborato in MATLAB<sup>®</sup>, sviluppato dal gruppo di lavoro del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova.

Le quattro configurazioni di ciclo studiate impiegano tutte ciclopentano come fluido operativo in quanto esso risulta il più performante. Le prime due configurazioni, ottimizzate per l'applicazione che sfrutta il calore dei gas di scarico di una microturbina a gas, sono rispettivamente una recuperativa e una non recuperativa. Lo stesso vale per le altre due configurazioni che sfruttano i gas di scarico di due microturbine a gas.

Questi quattro cicli ORC sono stati modellati mediante il programma Aspen Plus<sup>®</sup> attraverso il quale è stato possibile dimensionare e simulare il ciclo e tutti i suoi componenti in modo dettagliato. La modellazione e la simulazione degli scambiatori è stata effettuata tramite il software Aspen EDR<sup>®</sup> (Exchange Design Ratio) il quale può essere direttamente richiamato dal codice di calcolo in Aspen Plus<sup>®</sup>. Il pacchetto Aspen<sup>®</sup> è adatto ad un impiego di questo tipo poiché consente di attingere a librerie di componenti preesistenti, di aggiungere blocchi di calcolo programmabili ed inoltre dispone di un ampio database contenente le proprietà chimico-fisiche di molte sostanze, tra le quali i fluidi organici.

Ai quattro sistemi sono state applicate tre strategie di controllo che consentono il mantenimento ad un valore costante di alcuni parametri, a seconda della strategia, in tutte le condizioni di carico.

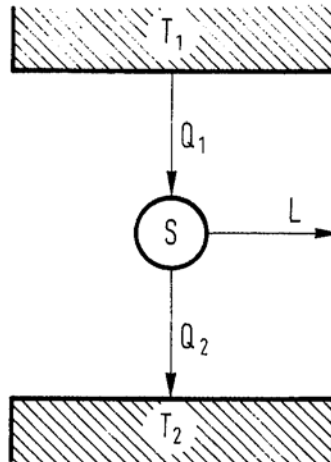
I risultati ottenuti dai modelli sono stati analizzati considerando sia le prestazioni globali dei sistemi, sia le prestazioni dei singoli componenti allo scopo di identificare le configurazioni migliori.

# Capitolo 1

## Cicli Rankine con fluidi organici (ORC)

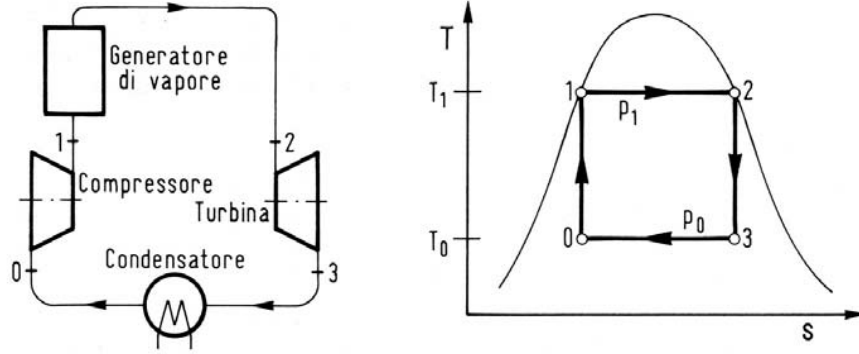
### 1.1 Il ciclo di Carnot

Il ciclo di Carnot è un ciclo termodinamico ideale in grado di produrre lavoro a partire da due sorgenti di calore, una a temperatura  $T_1$  e un'altra a temperatura  $T_2$  inferiore alla prima.



**Figura 1.1:** Sistema di estrazione di lavoro tra due sorgenti di calore alle temperature  $T_1$  e  $T_2$  ( $T_1 > T_2$ ) [2].

Un sistema (Figura 1.1) di questo tipo sfrutta il calore  $Q_1$  proveniente da una sorgente a temperatura  $T_1$  trasformando parte di questo calore in lavoro  $L$  e cedendo la parte rimanente,  $Q_2$ , ad una sorgente a temperatura  $T_2$ . Il ciclo di Carnot è composto da quattro trasformazioni reversibili, due isoterme e due adiabatiche riportate nel diagramma temperatura-entropia illustrato nella seguente Figura 1.2:



**Figura 1.2:** Ciclo di Carnot a vapore e schema dell'impianto [2].

Le quattro trasformazioni reversibili sono:

- Trasformazione isoterma  $1-2$  in cui il fluido, ricevendo calore a temperatura  $T_1$  e pressione  $p_1$  costanti, vaporizza completamente variando il proprio titolo da  $0$  a  $1$  (da liquido saturo in  $1$  a vapore saturo secco in  $2$ );
- Espansione adiabatica isoentropica  $2-3$  in cui il fluido espande in turbina dalla pressione  $p_1$  alla pressione  $p_0$ , con contemporaneo abbassamento di temperatura da  $T_1$  a  $T_0$ , elaborando lavoro positivo di ciclo e diminuendo il proprio titolo di vapore da  $1$  a  $x_3$ ;
- Trasformazione isoterma  $3-0$  in cui il fluido condensa parzialmente a temperatura  $T_0$  e pressione  $p_0$  costanti, e diminuendo il proprio titolo di vapore da  $x_3$  ad  $x_0$ ;
- Compressione adiabatica isoentropica  $0-1$  in cui il fluido viene compresso isoentropicamente dallo stato  $0$  a pressione  $p_0$  e temperatura  $T_0$  fino allo stato  $1$  alla pressione  $p_1$ , alla temperatura  $T_1$  e titolo di vapore  $x_0=0$ .



Il rendimento del ciclo di Carnot si può esprimere come:

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

Quindi il rendimento è indipendente dal fluido operativo utilizzato nel ciclo e dipende solo dal rapporto dei valori assoluti delle quantità di calore assorbite e cedute dalla macchina di Carnot operante tra le due sorgenti e quindi si intuisce che il rendimento è funzione anche del rapporto tra le temperature delle due sorgenti.

Il rendimento del ciclo di Carnot fra le temperature (in *Kelvin*)  $T_1$  e  $T_2$  si può esprimere anche nella forma:

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

Di conseguenza, si può chiaramente giungere ai seguenti concetti:

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

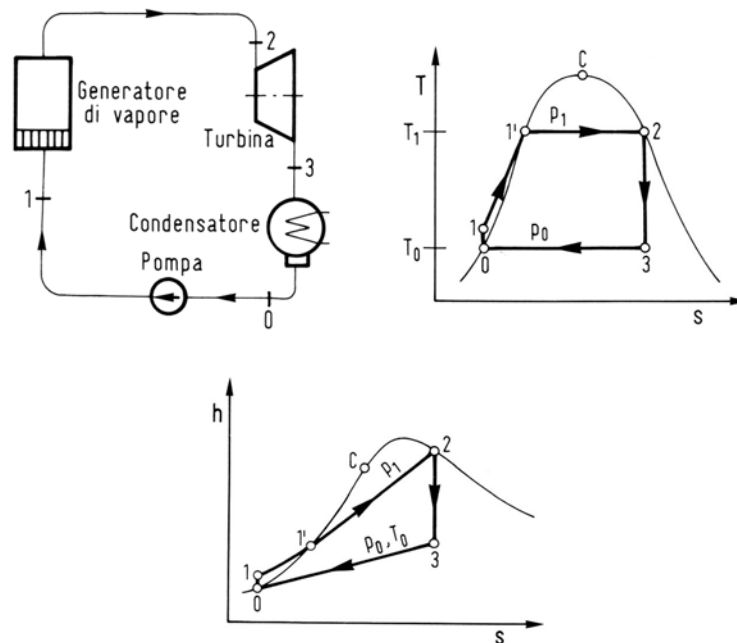
## 1.2 Il ciclo di Rankine

Il ciclo di Carnot è un ciclo termodinamico puramente ideale; per avvicinarsi alla realtà è necessario attuare alcune modifiche ad esso, in quanto è difficile controllare una condensazione parziale: nell'espansore e nella pompa non è possibile utilizzare dei flussi bifase liquido-vapore, onde evitare il logoramento ed infine la rottura di tali componenti.

Nel ciclo Rankine, sebbene anch'esso sia ideale, avviene la condensazione completa (isobara e isoterma del fluido motore) in modo da poter utilizzare una pompa per passare dalla

pressione di condensazione alla pressione superiore di ciclo e quindi, all'ingresso della pompa sarà presente solo fluido allo stato liquido monofase. Successivamente la trasformazione isobara nel generatore di vapore, che porta il fluido motore fino al raggiungimento dell'evaporazione completa, è ora suddivisa dapprima nel riscaldamento del liquido e in seguito nella completa evaporazione di esso fino allo stato di vapore saturo secco. Il ciclo Rankine presenta un rendimento termico interno minore del ciclo di Carnot, tra gli stessi valori di temperatura della sorgente fredda  $T_0$  e della sorgente calda  $T_1$ . Inoltre, il suo rendimento dipende anche dal tipo di fluido motore operante all'interno del ciclo. Il ciclo di Rankine è da considerarsi un buon riferimento per la comparazione delle prestazioni con cicli reali.

Lo schema di impianto e il relativo ciclo termodinamico rappresentato nel diagramma temperatura-entropia e nel diagramma entalpia-entropia, sono illustrati nella seguente Figura 1.3:



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

Lo schema dell'impianto comprende:

- Un generatore di vapore, dove il fluido inizialmente a pressione  $p_1$  prefissata viene riscaldato in un economizzatore, passando quindi dallo stato  $1$  allo stato  $1'$ . Successivamente il fluido viene vaporizzato nell'evaporatore, passando dallo stato  $1'$  allo stato  $2$ , scambiando calore  $Q_{12}$  di segno positivo con la sorgente esterna.
- Un espansore, all'interno del quale il fluido operativo espande in maniera idealmente isoentropica dallo stato  $2$  allo stato  $3$ , producendo lavoro  $L_{23}$  avente segno positivo.
- Un condensatore, dove il fluido a pressione  $p_0$  cede calore  $Q_{23}$  di segno negativo ad una sorgente fredda. Il fluido passa dallo stato  $3$  allo stato  $0$  di liquido saturo.
- Una pompa, che permette il passaggio dalla pressione di condensazione  $p_0$  alla pressione superiore di ciclo  $p_1$ . La pompa assorbe un lavoro di segno negativo,  $L_{01}$ .

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

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

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

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

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

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

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

Nel caso del ciclo Rankine a vapore saturo rappresentato in Figura 1.3, risulta:

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

Di conseguenza:

$$Q^+ = h_2 - h_1 = \bar{T}_{12}(s_2 - s_1); \quad Q^- = h_0 - h_3 = T_0(s_0 - s_3);$$

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

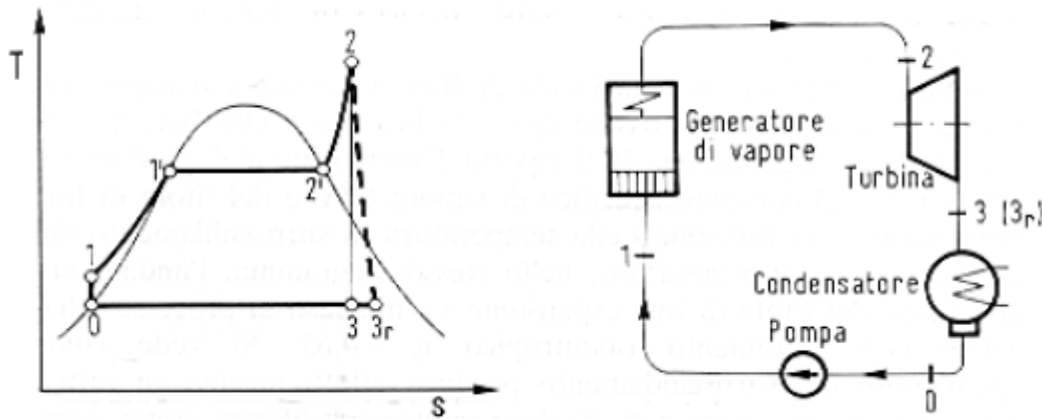
$$\eta_t = \frac{Q^+ + Q^-}{Q^+} = 1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{12}} \quad (1.5)$$

Osservando che  $\bar{T}_{12}$  è sempre minore di  $T_1$ , si deduce che il rendimento termico di ciclo del ciclo Rankine sarà sempre minore di quello del ciclo di Carnot a pari temperature massime e minime di ciclo. Con opportune modificazioni al ciclo Rankine di base (surriscaldamento, risurriscaldamento, rigenerazione) si riesce ad innalzare la  $\bar{T}_{12}$  e quindi ottenere un miglioramento del rendimento termico.

### 1.3 Il ciclo Rankine a vapore surriscaldato: ciclo di Hirn

A differenza di un ciclo Rankine a vapore saturo, il ciclo di Hirn dopo l'evaporazione presenta uno stadio successivo di surriscaldamento del vapore. Il relativo schema di impianto

e il ciclo di riferimento rappresentato nel diagramma temperatura-entropia sono illustrati nella seguente Figura 1.4:



**Figura 1.4:** Ciclo di Hirn a vapore surriscaldato e schema d'impianto [2].

Come illustra la figura, la trasformazione isobara di scambio di calore con la sorgente calda si compone della fase di riscaldamento del liquido dallo stato  $1$  allo stato  $1'$ , dalla vaporizzazione completa dallo stato  $1'$  allo stato  $2'$  e dal surriscaldamento del vapore dallo stato  $2'$  allo stato  $2$ .

Queste modifiche comportano, rispetto a un ciclo Rankine classico e a parità di fluido motore, le seguenti migliorie:

- Aumento del rendimento termico, in quanto aumenta la temperatura media termodinamica  $\bar{T}_{12}$  del fluido nella trasformazione isobara dallo stato  $1$  allo stato  $2$ . Per la stima del rendimento si riferisce ancora all'Espressione 1.5. Per i fluidi che presentano una curva limite superiore con pendenza negativa, si riesce ad innalzare il titolo di vapore a fine espansione, evitandone un basso valore e la conseguente erosione delle pale di turbina negli ultimi stadi.

- Il surriscaldamento permette lo svincolamento della temperatura massima di ciclo dalla temperatura critica del fluido motore, e questo può permettere un miglior sfruttamento della sorgente termica calda.

Volendo tener conto dell'effetto delle irreversibilità nel processo adiabatico di espansione, come rappresentato dalla linea tratteggiata nel diagramma della Figura 1.4, risulta ovviamente:

$$\eta_{turb} \cong \frac{h_2 - h_{3r}}{h_2 - h_0} \quad (1.6)$$

Dove il punto  $3r$  rappresenta la fine espansione adiabatica con rendimento isoentropico non unitario.

## 1.4 La rigenerazione

Con riferimento ai cicli ideali considerati in precedenza, si riesce ad ottenere un aumento del rendimento termico realizzando parte del riscaldamento del liquido attraverso un processo di scambio termico rigenerativo anziché coinvolgere la sorgente termica esterna. Si sottrae in tal modo, al processo di scambio termico esterno del calore positivo di ciclo, la parte riguardante le più basse temperature e conseguentemente il valore della temperatura media termodinamica di tale processo risulterà aumentata. La rigenerazione si realizza estraendo una parte di vapore in espansione in turbina tramite spillamenti e successivamente mescolando questo vapore con il liquido allo stato  $I$  uscente dalla pompa. Nel caso in cui si utilizzi un fluido secco come fluido operativo è possibile introdurre uno scambiatore di calore rigenerativo all'uscita della turbina che consenta di sfruttare un flusso di entalpia ancora elevato, andando a cedere calore al flusso freddo in uscita dalla pompa.

Bisogna tener conto che un aumento della complessità dell'impianto comporta anche un aumento di costo dell'impianto stesso; è quindi necessario giustificare i costi della rigenerazione con un aumento di efficienza dell'impianto.

## 1.5 I cicli ORC

Come visto nei capitoli precedenti, il rendimento del ciclo di Rankine è funzione della differenza di temperatura tra le sorgenti di calore e del fluido operativo. Il fluido di lavoro tradizionalmente impiegato negli impianti a ciclo Rankine delle centrali termoelettriche di grossa potenza è l'acqua, in quanto presenta molte caratteristiche favorevoli [3]:

- Una buona stabilità termica e chimica, le quali riducono il rischio di decomposizione del fluido all'interno dell'impianto;
- Una bassa viscosità, particolarmente nello stato liquido, richiede un basso lavoro per innalzare la pressione del fluido fino alla pressione massima di ciclo;
- Un elevato calore latente di evaporazione ed un alto calore specifico rendono l'acqua un ottimo fluido termovettore;
- L'acqua è atossica e non infiammabile, ciò riduce notevolmente i rischi di inquinamento e i rischi di incendio;
- Questo fluido presenta un indice Ozone Depletion Potential (*ODP*) ed un indice Global Warming Potential (*GWP*) pari a zero, questo sta ad indicare che l'acqua non rappresenta un pericolo per l'ambiente;
- Riserve abbondanti ed un costo relativamente basso.

Sebbene l'acqua possieda molte caratteristiche positive, essa ne presenta anche alcune negative [3]:

- Per aumentare la potenza meccanica prodotta garantendo un'alta efficienza di ciclo, il fluido, in uscita dalla turbina, deve condensare ad una temperatura il più bassa possibile, in modo da garantire un elevato salto entalpico. La temperatura di condensazione dipende dalla sorgente fredda che nella pratica è prossima alla temperatura ambiente. I valori di pressione, univocamente dipendenti dalla temperatura attraverso la relazione di saturazione liquido vapore, sono notevolmente bassi ( $0,05 \text{ bar}$  per  $t_o = 29^\circ\text{C}$ ), ed il condensatore deve quindi operare ad una pressione inferiore a quella atmosferica. In queste condizioni è necessario dotare il condensatore di opportuni sistemi di spurgo dei

gas incondensabili (l'aria esterna a pressione atmosferica penetra all'interno dell'impianto) che tendono ad accumularsi al suo interno;

- L'evaporazione viene effettuata ad alta pressione in modo da garantire un elevato valore di entalpia specifica del vapore all'ingresso della turbina. Per quanto visto al punto precedente il rapporto di espansione sarà elevato, questo fatto obbliga l'utilizzo di turbine multistadio molto complesse e costose, e dunque economicamente convenienti solo per gli impianti di grossa taglia;
- L'acqua, come vedremo nel prossimo paragrafo, è un fluido bagnato. Per questa ragione, se venisse inviata in turbina allo stato di vapore saturo e venisse fatta espandere a partire da tali condizioni la condensazione inizierebbe immediatamente e si formerebbero goccioline di liquido che provocherebbero l'erosione delle palette della turbina e ad un incremento delle sollecitazioni. Per evitare tale problema viene attuato un certo grado di surriscaldamento del vapore, restando comunque al di sotto dei limiti tecnologici dei materiali utilizzati per realizzare i primi stadi della turbina;
- Inoltre, anche con un elevato grado di surriscaldamento in uscita dell'evaporatore, la formazione di liquido negli ultimi stadi della turbina è inevitabile.

La possibilità di utilizzare fluidi operativi aventi diverse proprietà, come ad esempio i composti organici, consente di risolvere alcune delle problematiche viste in precedenza e permette di sfruttare convenientemente fonti energetiche per la produzione di energia elettrica che non si sarebbero potute sfruttare utilizzando l'acqua come fluido di ciclo. Infatti, l'utilizzo dei cicli ORC in alcune situazioni comporta alcuni vantaggi, ad esempio:

- Elevata efficienza di ciclo per sorgenti di calore a bassa temperatura;
- Bassa sollecitazione della turbina dovuta alla minore velocità periferica;
- Bassa velocità di rotazione che consente l'accoppiamento diretto della turbina con il generatore, inoltre l'alta densità dei fluidi organici permette una maggior compattezza delle macchine;
- Basse pressioni di vaporizzazione anche in vicinanza del punto critico e pressioni di condensazione maggiori della pressione ambiente;



- Non è necessario realizzare il surriscaldamento e l'espansione avviene sempre in zona di vapore surriscaldato, quindi non c'è la formazione di goccioline di liquido che danneggerebbero la turbina;
- Lunga durata e poca manutenzione;
- Costi ridotti e maggior sicurezza, perché si lavora con pressioni e temperature molto più basse rispetto ai cicli a vapore d'acqua;

### *1.5.1 Scelta e caratteristiche del fluido di lavoro*

Negli impianti per lo sfruttamento del calore a temperature relativamente basse, ad esempio gli impianti di combustione della biomassa che presenta una piccola potenza specifica e basso potere calorifico, risultano più adatti i fluidi di tipo *organico*; terminologia utilizzata per identificare una classe di fluidi comprendente idrocarburi e fluorocarburi ad elevata massa molecolare come 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, i diluenti ecc. Questi fluidi godono di determinate proprietà, quali il basso punto di ebollizione e una curva che si adatta alle variazioni di temperatura delle sorgenti stesse. I fluidi termodinamicamente più interessanti e dotati di sufficiente stabilità termica hanno, solitamente, molecole molto complesse.

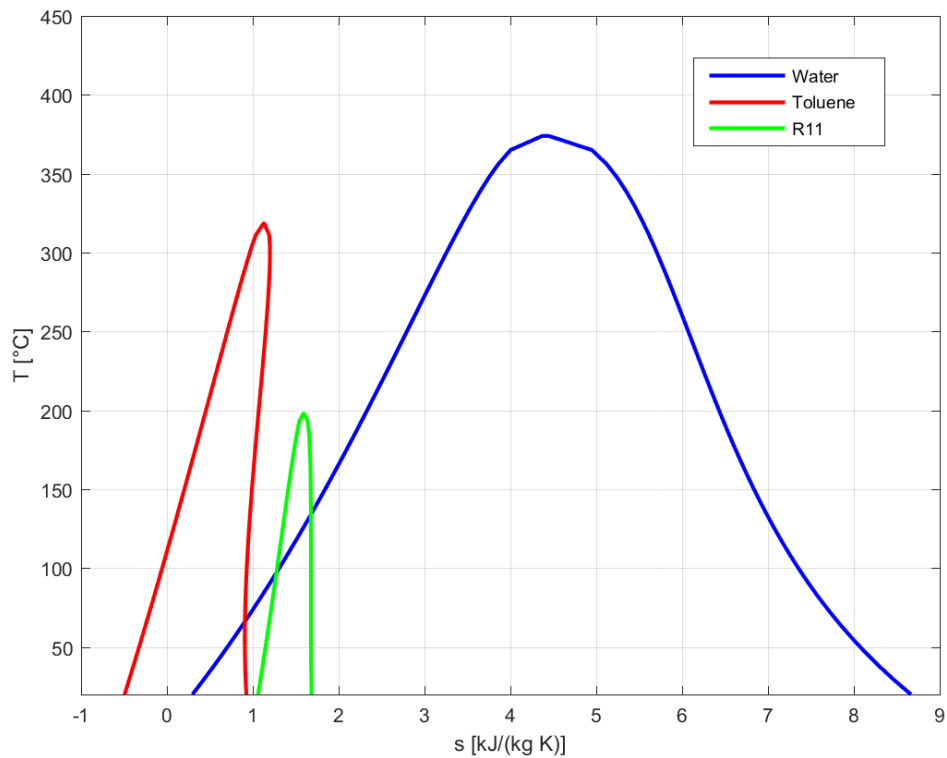
Di seguito verranno riportate e descritte le proprietà termofisiche principali che condizionano le prestazioni di tali fluidi nell'impiego nei cicli ORC [4].

### *1.5.2 Curva di saturazione del vapore*

I diagrammi di temperatura-entropia (T-s) dei fluidi mostrano tre tipi differenti di pendenze della curva limite superiore, come illustrato in Figura 1.5.

È possibile distinguere tre differenti tipologie di fluidi:

- *Fluidi bagnati* (wet fluids): i quali presentano una curva limite superiore con pendenza negativa, ossia un rapporto  $\frac{ds}{dT} < 0$ , (come nel caso dell'*acqua*, rappresentato in Figura 1.5);
- *Fluidi secchi* (dry fluids): i quali presentano una curva limite superiore con pendenza positiva, ossia un rapporto  $\frac{ds}{dT} > 0$ , (come nel caso della *toulene*, rappresentato in Figura 1.5);
- *Fluidi isoentropici* (isentropic fluids): i quali presentano una curva limite superiore con pendenza quasi verticale, ossia un rapporto  $\frac{ds}{dT} = 0$ , (come nel caso dell'*R11*, rappresentato in Figura 1.5).



**Figura 1.5:** Esempi di fluido bagnato (wet fluid), fluido secco (dry fluid) e Fluido isoentropico (isentropic fluid) su un diagramma T-s

I fluidi bagnati non sono quindi generalmente adatti per i sistemi ORC, dove solitamente non si hanno elevati surriscaldamenti, perché diventano saturi una volta realizzato un grande salto entalpico e dopo l'espansione in turbina il condensato liquido del fluido di lavoro è una possibile fonte di danneggiamento per la turbina. I fluidi secchi ed i fluidi isoentropici possono evitare tale svantaggio [6] ed, in particolare, i fluidi isoentropici consentono di avere un minor tratto di dessuriscaldamento dopo l'espansione e quindi sono da preferirsi [4].

### *1.5.3 Calore latente di vaporizzazione*

Nel caso si utilizzi un fluido avente calore latente di vaporizzazione elevato, la potenza specifica sviluppata dal ciclo risulta maggiore a parità di temperatura di evaporazione. È possibile verificare quanto descritto anche per via grafica, ad esempio osservando il ciclo Rankine illustrato in Figura 1.3. Immaginando di aumentare il calore latente di vaporizzazione, si ottiene di conseguenza un aumento del segmento orizzontale che rappresenta l'evaporazione, e perciò un aumento dell'area di ciclo direttamente proporzionale al lavoro sviluppato. Quando, invece, si lavora con una fonte di calore a bassa temperatura i fluidi organici con il loro basso calore latente di vaporizzazione rappresentano la scelta preferibile perché il matching dei profili di temperatura risulta migliore.

### *1.5.4 Densità*

Un fluido ad alta densità presenta aspetti positivi sia nella fase liquida del ciclo sia nella fase vapore e consente l'aumento dell'efficienza e la diminuzione dei costi dell'impianto:

Avere un fluido con un basso volume specifico nelle condizioni di liquido saturo consente di spendere meno lavoro per vincere il salto di pressione dalla pressione di condensazione alla pressione massima di ciclo, dunque una minore potenza assorbita dalla pompa.

Lavorare con un fluido ad alta densità allo stato di vapore è particolarmente importante a bassa pressione, cioè in uscita dall'espansore, perché a parità di portata di massa consente di avere una portata volumetrica relativamente bassa e dunque sezioni minori per i componenti in accordo con il limite imposto alle perdite di carico.

### *1.5.5 Viscosità e conducibilità termica*

È preferibile una bassa viscosità sia allo stato liquido che allo stato vapore in modo tale da avere ridotte perdite di carico per attrito. Per quanto riguarda la conducibilità termica è ovvio che sono da preferire fluidi con alta conducibilità termica che consentano di realizzare coefficienti di scambio termico più elevati negli scambiatori.

### *1.5.6 Pressioni di lavoro*

Le pressioni di lavoro nel ciclo hanno un grande peso sulla complessità del sistema, la realizzabilità tecnica ed i costi dell'impianto. Il passaggio di stato per una sostanza pura presenta un solo grado di libertà e perciò la pressione e la temperatura sono collegate; fissata una delle due l'altra sarà direttamente determinata. Per questa ragione la temperatura di condensazione di un ciclo Rankine è fortemente dipendente dalla temperatura del fluido utilizzato per asportare calore al fluido di lavoro. Ogni sostanza presenta una diversa pressione di condensazione ad una certa temperatura: in alcuni casi essa è molto bassa, abbondantemente inferiore alla pressione atmosferica, come ad esempio nel caso dell'acqua la cui pressione di condensazione a  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  è pari a  $0,042\text{ bar}$  assoluti, mentre altri fluidi, a parità di temperatura, presentano una pressione di condensazione superiore alla pressione atmosferica.

Una pressione di condensazione minore della pressione atmosferica può causare infiltrazioni di aria nel sistema costringendo il progettista a prevedere sistemi di estrazione oltre ad avere componenti più robusti a causa delle elevate sollecitazioni.

Una volta fissata la pressione di condensazione, la pressione di evaporazione viene ottimizzata per massimizzare l'efficienza globale e la potenza sviluppata. Se la pressione di evaporazione ottimale è molto alta i componenti dell'impianto dovranno essere dimensionati e certificati per resistere alle sollecitazioni indotte. In particolare, nel caso di ORC soprattutto di piccola scala, per ottenere buone prestazioni la pressione di condensazione non deve essere troppo bassa e la pressione di evaporazione deve rimanere entro certi limiti, solitamente attorno ai  $25\text{ bar}$  [3].

### *1.5.7 Stabilità e compatibilità con i materiali*

Al contrario dell'acqua, i fluidi organici possono presentare un deterioramento ed una decomposizione chimiche ad alta temperatura. Per questa ragione, una sostanza può essere utilizzata in un ciclo ORC solo se la sua temperatura limite di stabilità chimica risulta maggiore della massima temperatura del ciclo, ovviamente con un certo margine di sicurezza, tenendo conto di possibili anomalie come picchi di temperatura all'interno dell'evaporatore. Inoltre, il fluido deve essere compatibile con i materiali di tutte le parti bagnate all'interno del circuito e con l'olio lubrificante miscelato con il fluido organico.

### *1.5.8 Sicurezza ed aspetti ambientali*

Idealmente un fluido organico da utilizzare in un impianto ORC dovrebbe essere non corrosivo, atossico e non infiammabile.

Nei casi pratici alcune delle caratteristiche citate non sono necessariamente da soddisfare perciò alcune sostanze vengono scelte per le loro buone prestazioni anche se sono leggermente infiammabili o tossiche, ovviamente attuando tutta una serie di sistemi di sicurezza.

Per quanto riguarda la pericolosità ambientale, esistono alcuni importanti indici che devono essere rispettati. Il *GWP* (Global Warming Potential) ed l'*ODP* (Ozone Depletion Potential) indicano quanto il fluido potrebbe potenzialmente influire rispettivamente sul riscaldamento globale e sulla distruzione dell'ozono nel caso fosse rilasciato in atmosfera. Nel caso del *GWP* il fluido di riferimento è l'anidride carbonica (*CO<sub>2</sub>*) il cui valore di *GWP* è 1. Per l'*ODP* invece il valore unitario è assegnato al fluido refrigerante R11 che è stato scelto come fluido di riferimento. I refrigeranti tradizionali, inclusi i clorouorocarburi (CFC) e gli idroclorouorocarburi (HCFC) sono caratterizzati da un *ODP* che varia da 0.1 a 1. A partire dal protocollo di Montreal del 1987 è stata imposta la riduzione all'utilizzo di fluidi che presentano un valore maggiore di zero dell'*ODP* fino al bando definitivo nel 2010. Quindi, per i motivi trattati, ad oggi solamente due categorie di refrigeranti possono essere utilizzati negli impianti termici, essi sono gli HFC e gli HFE: entrambi non contengono cloro e hanno

*ODP* nullo, anche se gli HFC sono considerati dei gas serra, in quanto hanno un valore significativo dell'indice *GWP*. Anche il protocollo di Kyoto impone limitazioni basandosi sull'indice *GWP* con lo scopo di diminuire l'emissione di gas serra in atmosfera [7].

Nel Regolamento (CE) N.1272/2008 [8] sono definiti i codici *GHS* (Globally Harmonized System of Classification and Labelling of Chemicals) che indicano la pericolosità fisica per la salute e per l'ambiente di numerose sostanze chimiche. Esiste inoltre la classificazione di sicurezza dell'ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers) che segnala altre caratteristiche dei fluidi come la non corrosività (per evitare danni ai componenti dell'impianto), la non infiammabilità (problema che interessa alcune tipologie di fluidi) e la non tossicità [9].

## **1.6 Applicazioni dei cicli ORC**

Viste le loro caratteristiche i cicli ORC sono interessanti per lo sfruttamento del calore di sorgenti aventi medie e basse temperature. Questa sezione è dedicata all'identificazione delle varie sorgenti di calore alle quali può essere applicata la tecnologia ORC, ponendo attenzione non solo alle già collaudate installazioni presenti nel mercato ma indicando anche a quelle in via di sviluppo.

### *1.6.1 Energia geotermica*

L'energia geotermica è l'energia estraibile in forma di calore sotto la superficie della crosta terrestre. Questo flusso termico è dovuto sostanzialmente a processi di decadimento nucleare naturale di elementi radioattivi contenuti all'interno della terra. Fino a profondità raggiungibili con tecnologie di perforazione, oltre  $10\,000\text{ m}$ , il gradiente geotermico medio è circa  $2,5\div 3^{\circ}\text{C}/100\text{ m}$ , ma essendo il flusso termico non equamente distribuito in tutta la superficie terrestre, ci sono zone con un gradiente termico molto più elevato e più vicino alla superficie. Per riuscire a sfruttare questo flusso di calore si inietta un fluido vettore in profondità attraverso un foro di iniezione sul terreno; il fluido a contatto con le rocce calde si riscalda risalendo attraverso un secondo foro, detto di estrazione o di ritorno e, all'arrivo

in superficie, viene utilizzato da appositi impianti. Esistono diversi tipi di sorgenti geotermiche, tra le quali quelle che mettono a disposizione vapore che può essere direttamente inviato ed espanso in turbina e quelle che forniscono acqua calda con temperatura compresa tra gli  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $120\text{ }^{\circ}\text{C}$  circa. Quest'ultima tipologia non ha le caratteristiche per poter essere utilizzata direttamente in un ciclo Rankine e quindi si utilizzano dei cicli binari (Figura 1.6), nei quali il fluido termovettore cede la propria energia termica ad un fluido secondario: in questo caso la soluzione migliore risulta essere un ciclo ORC.

Questi cicli presentano efficienze di primo principio comprese tra il 5 e il 15% [10].

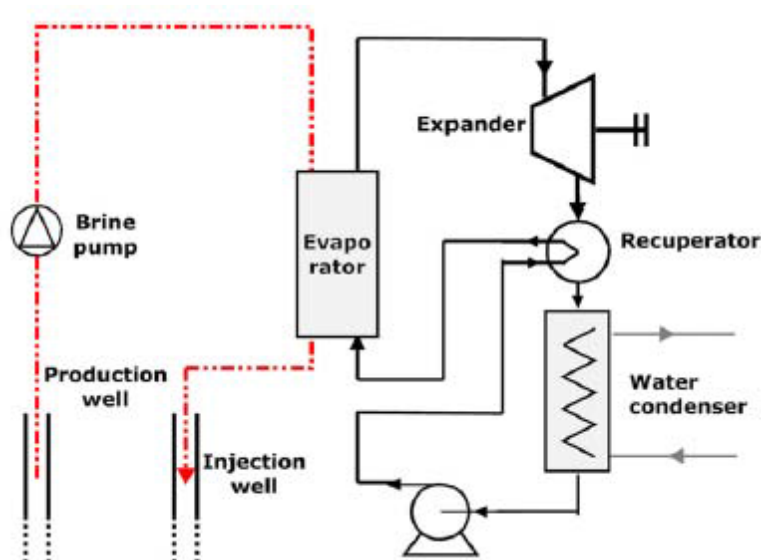


Figura 1.6: schema di principio di un impianto ORC geotermico [12].

### 1.6.2 Energia solare

Il calore solare può essere sfruttato, come già la tecnologia permette, utilizzando degli appositi dispositivi che consentono di trasferire in modo efficiente l'energia solare ad un fluido secondario adatto allo scopo che successivamente cederà il proprio calore ad un ciclo Rankine. I cicli Rankine a fluido organico si adattano molto bene a questo scopo in quanto

la temperatura raggiunta dal fluido secondario non è abbastanza elevata, così da non consentire il raggiungimento di rendimenti termici elevati utilizzando un ciclo Rankine a vapore d'acqua.

I dispositivi che consentono di concentrare l'energia solare e di trasferirla al fluido termovettore possono essere di vario tipo, tra i quali: i collettori piani, a tubi evacuati e a specchi parabolici. Questi ultimi sono in grado di raggiungere temperature maggiori di 150 °C e quindi risultano interessanti per l'accoppiamento con impianti di produzione di energia elettrica.

Un semplice schema riguardante l'impianto sopra descritto è il seguente (Figura 1.7):

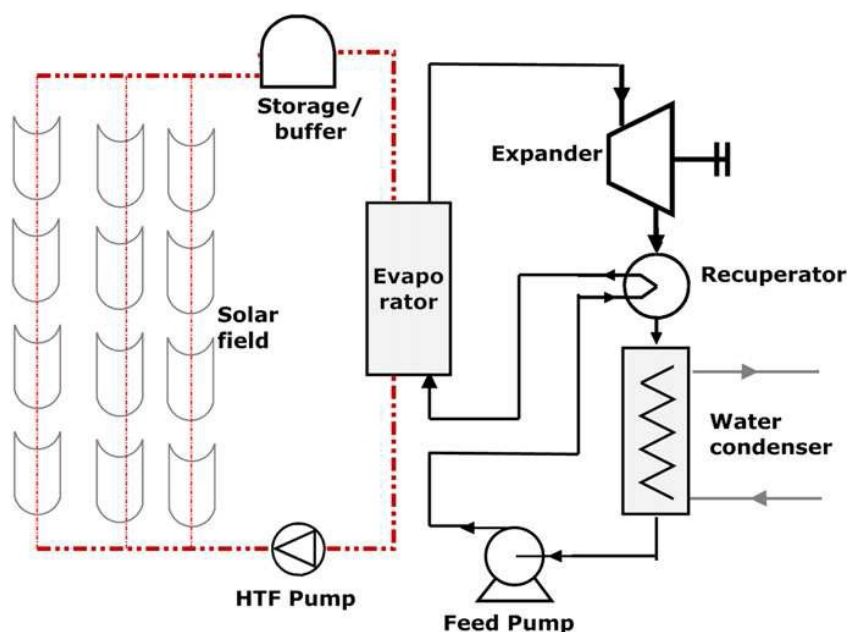


Figura 1.7: Schema di un impianto ORC alimentato da energia solare [12].

### 1.6.3 Energia da biomassa

La biomassa, a differenza di altre fonti di energia rinnovabile, non è una fonte di energia intermittente, in quanto può essere immagazzinata. È quindi un valido concorrente dei tradizionali combustibili fossili. È bene considerare che l'impianto deve trovarsi nelle



vicinanze dei centri di produzione e raccolta della biomassa, così da ridurre i costi di trasporto, considerata la bassa densità di energia della stessa.

La biomassa può essere gassificata e trasformata in gas sintetico, che può essere ad esempio utilizzato come combustibile in un motore a combustione interna, o in una turbina a gas. I sistemi di gassificazione presentano una maggiore redditività rispetto agli ORC, ma richiedono investimenti maggiori ed elevati costi operativi e di manutenzione. Di conseguenza è preferibile utilizzare la combustione della biomassa per produrre calore, il quale sarà poi sfruttato da un ciclo ORC.

Un tipico impianto ORC a biomassa è rappresentato in Figura 1.8: il calore proveniente dalla combustione viene trasferito ad un circuito secondario all'interno del quale scorre olio diatermico. Successivamente avviene un ulteriore scambio di calore tra l'olio diatermico e il fluido organico del ciclo ORC. Si sceglie di interporre un circuito secondario di olio diatermico tra la caldaia a biomassa e il ciclo ORC per avere a disposizione maggiore sicurezza e semplicità di manutenzione, in quanto: l'olio si trova in fase liquida e a pressione ambiente; il sistema possiede una maggiore inerzia termica e quindi il ciclo ORC sarà meno sensibile ai cambiamenti di carico improvvisi e repentini in caldaia; è bene non avere il contatto diretto del fluido organico con la caldaia onde evitare innalzamenti bruschi di temperatura e il conseguente deterioramento del fluido; infine, la presenza del circuito secondario dell'olio diatermico fa sì che all'interno dell'impianto non sia necessaria la presenza costante di un caldaista specializzato.

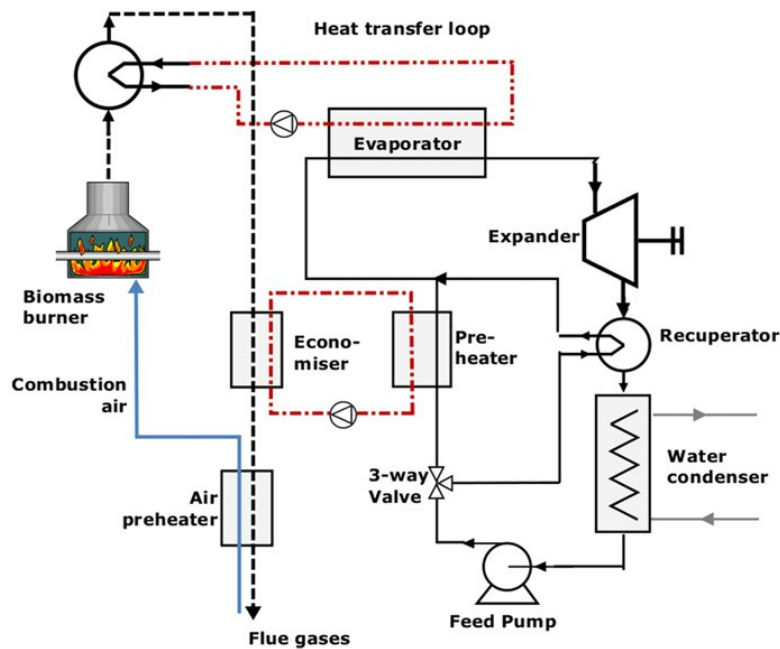


Figura 1.8: schema di impianto ORC binario cogenerativo a biomassa [12].

#### 1.6.4 Recupero del calore di scarto

I cicli ORC possono essere accoppiati anche ad altre fonti termiche per ottenere grandi risparmi nel consumo di energia primaria e riduzioni delle emissioni inquinanti, in particolare nei grandi processi industriali. I parametri basilari che permettono di caratterizzare un flusso di energia di scarto sono: la portata in massa, la temperatura, lo stato della materia e la composizione. Il valore di temperatura che la sorgente termica possiede è un parametro fondamentale, determina l'efficienza del processo di recupero ed ha un'influenza significativa sulla progettazione degli scambiatori. I flussi sono contraddistinti in tre diverse categorie, a seconda del livello di temperatura: si parla di bassa ( $<230\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), media ( $230\div650\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) ed alta temperatura ( $>650\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Alcune di queste applicazioni vengono riportate di seguito:

- Sfruttamento del calore di scarto proveniente da processi industriali;
- Sfruttamento del calore posseduto dai gas di scarico di un motore a combustione interna;

- Sfruttamento del calore posseduto dai gas di scarico di una turbina o una microturbina a gas.

Molti processi industriali avvengono ad alta temperatura ed una parte del calore prodotto non viene utilizzato. Spesso questo calore di scarto non può essere riutilizzato e viene quindi rilasciato all'ambiente. Fra le industrie che producono grandi quantità di calore di scarto vi sono le industrie più energivore, tra cui l'industria metallurgica, l'industria del cemento, il settore alimentare, la produzione della carta e l'industria chimica e petrolifera. Nell'industria cementifera ad esempio il 40 % del calore prodotto viene rilasciato all'ambiente attraverso i gas di scarico ad una temperatura che varia tra i 215 °C ed i 315 °C [11]. Per quanto riguarda il recupero del calore di scarto dei motori a combustione interna (ICE), sappiamo che essi presentano un'efficienza complessiva che solo raramente, nelle più grandi unità, si avvicina a valori superiori al 50 % ed è quindi disponibile una grande quantità di calore di scarto durante il loro funzionamento. Nella maggior parte delle applicazioni il calore viene prelevato dai fumi di scarico, dall'acqua di raffreddamento del blocco motore, dall'olio lubrificante e in piccola parte anche dal sistema di sovralimentazione. I motori utilizzati per l'applicazione di un ciclo bottoming sono spesso di media taglia (da 50 kW a 3000 kW) e di solito funzionano a potenza nominale per la maggior parte del tempo di funzionamento nel corso dell'anno [13].

Un problema rilevante 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. Vari studi sono dedicati alla creazione di modelli dinamici sviluppati per verificare la presenza di punti caldi presenti negli scambiatori, che possono degradare il fluido organico.

È importante poi riuscire a collegare l'albero del motore a combustione interna con l'albero della turbina del ciclo bottoming attraverso una cinghia o altri dispositivi di trasmissione meccanici in modo da non dover utilizzare riduttori di giri e soprattutto permettere l'impiego di un solo generatore elettrico.

Un analogo discorso può essere fatto per quanto concerne i turbogas e le microturbine a gas, le quali si prestano bene all'impiego cogenerativo. I gas di scarico uscenti dal recuperatore

alla pressione ambiente di un turbogas possiedono ancora una temperatura elevata, tipicamente dell'ordine di  $550\div 600$  °C; le microturbine a gas, invece, presentano una temperatura dei gas di scarico all'uscita di circa  $250\div 300$  °C.

# Capitolo 2

## Analisi dei cicli

### 2.1 Ottimizzazione e design

Da quanto discusso nel capitolo 1 si può concludere che la disponibilità di sorgenti termiche alle quali risulta fattibile l'applicazione di un ciclo ORC è vasta e le caratteristiche termiche, fisiche e chimiche di esse sono molteplici. Come accade spesso nell'ingegneria, la soluzione ottima non è mai unica ed è dunque compito dell'Ingegnere progettare il ciclo ORC che meglio si adatta alla fonte di calore e alle specifiche del caso, andando quindi a prediligere il fluido operativo e la configurazione migliori.

### 2.2 Le sorgenti di calore

Grazie alla loro propensione ad operare impiegando calore a bassa temperatura, i cicli ORC sono adatti a funzionare come cicli bottoming sfruttando calore di scarto.

In questo lavoro di tesi sono state studiate le prestazioni di varie configurazioni di ciclo che lavorano rispettivamente con due sorgenti di calore.

Nel primo caso vengono sfruttati i gas di scarico di una microturbina alimentata a metano. Essa produce, nelle condizioni di design, 65 kW di potenza elettrica con un rendimento del 29 %, producendo 0,49 kg/s di gas di scarico ad una temperatura di 309 °C. I dati relativi alla microturbina sono riassunti in Tabella 2.1.

**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
$T_{gas} = 309^\circ \text{ C}$	Temperatura dei gas di scarico
$P_{gas} = 1.1 \text{ bar}$	Pressione dei gas di scarico

Nel secondo caso, vengono sfruttati i gas di scarico provenienti da due microturbine a gas, ognuna identica a quella del primo caso, che alimentano due evaporatori separati posti in parallelo. Nella Tabella 2.2 sono riportati il valore della potenza elettrica prodotta (somma delle potenze elettriche delle singole microturbine) dalle due microturbine a gas e i dati relativi ai gas di scarico che alimentano gli evaporatori dell'ORC.

**Tabella 2.2:** Dati relativi alle due microturbine operanti in parallelo

Valore	Definizione
$P_{el} = 130 \text{ kW}$	Potenza elettrica sviluppata dalle microturbine
$m_{gas} = 0.98 \text{ kg/s}$	Portata dei gas di scarico totale
$T_{gas} = 309^\circ \text{ C}$	Temperatura dei gas di scarico
$P_{gas} = 1.1 \text{ bar}$	Pressione dei gas di scarico

La microturbina usa come propulsore gas metano e quindi i gas di scarico non presentano problemi di condensazione di composti acidi derivanti dalla presenza di zolfo e altri composti chimici, che andrebbero ad intaccare e corrodere i materiali. Per questo motivo il calore derivante dai fumi può essere sfruttato fino ad temperatura di circa  $60^\circ \text{ C}$ . In queste applicazioni si è deciso di utilizzare come limite inferiore la temperatura di  $90^\circ \text{ C}$ . La composizione dei fumi della microturbina turbina è riportata nella Tabella 2.3.

**Tabella 2.3:** Composizione chimica 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

## 2.3 Il codice ORC-PD tool

Il modello utilizzato per l'ottimizzazione dei cicli, denominato ORC-PD tool, è stato sviluppato dal gruppo di lavoro del DII di energetica applicata in ambiente MATLAB [14], sfruttando i database di REFPROP [15] e di COOLPROP [16] per il calcolo delle proprietà termodinamiche. In pratica, l'ORC-PD tool consente di selezionare, mediante un processo di "fluid screening", il fluido organico e, mediante un processo di ottimizzazione, la configurazione ed i punti termodinamici del ciclo ORC nel punto di progetto. I risultati ottenuti con l'ORC-PD costituiscono un punto di partenza per il dimensionamento dei componenti dell'impianto ORC. 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) che fornisce un'indicazione della variazione di volume nel processo di espansione (assunta isoentropica), ossia della comprimibilità del fluido (Equazione 2.1) ed *SP* (size

parameter) che tiene conto delle effettive dimensioni della turbina (Equazione 2.2), secondo i metodi proposti da Macchi e Perdichizzi [17] per una turbine assiale e da Perdichizzi e Lozza [18] per una turbina radiale.

$$SP = \frac{\sqrt{\dot{V}_{out}}}{\sqrt[4]{\Delta H_{is}}} = \frac{\sqrt{\dot{m}_{out}/\rho_{out}}}{\sqrt[4]{\Delta H_{is}}} [m] \quad (2.1)$$

$$VFR = \frac{\dot{V}_{out}}{\dot{V}_{in}} = \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} \quad (2.2)$$

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;
- 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.

## 2.4 Risultati dell'ottimizzazione

Nella Tabella 2.4 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. Poiché la temperatura della sorgente calda non è molto elevata, è stato possibile accoppiare direttamente la



microturbina ed il ciclo ORC, senza la necessità di introdurre un circuito ad olio diatermico. Questa soluzione permette di evitare uno scambio termico intermedio, con benefici sia in termini di efficienza che di potenza ottenibile.

**Tabella 2.4:** Valore dei principali parametri fissati all'interno del codice.

Valore	Definizione
$T_{gas,in} = 309 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Temperatura ingresso gas di scarico all'evaporatore.
$m_{gas} = 0.49 \text{ kg/s}$	Portata dei gas di scarico conf. A e conf. B.
$m_{gas} = 0.98 \text{ kg/s}$	Portata dei gas di scarico conf. C e conf. D.
$P_{gas} = 1.1 \text{ bar}$	Pressione dei gas di scarico.
$T_{wat,in} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Temperatura ingresso acqua al condensatore.
$P_{wat} = 2 \text{ bar}$	Pressione acqua di raffreddamento al condensatore.
$\eta_{is,P} = 0.75$	Efficienza isoentropico pompa.
$\eta_{el,EM} = 0.90$	Efficienza motore elettrico della pompa.
$\eta_{el,GEN} = 0.90$	Efficienza del generatore elettrico.
$\eta_{mec,P} = 0.92$	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 all'evaporatore.
$\Delta T_{pp,COND} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Minima differenza di temperatura ammissibile al condensatore.
$\Delta T_{pp,REC} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Minima differenza di temperatura ammissibile al recuperatore.

Il processo di ottimizzazione ha dato in output quattro cicli, due per l'applicazione con una microturbina a gas e due per l'applicazione con due microturbine a gas. Le configurazioni sono a due a due non recuperative e recuperative per ogni caso e tutte utilizzano ciclopentano come fluido operativo. Le potenze elettriche sviluppate dalle prime due configurazioni che sfruttano il calore dei gas di scarico di una microturbina presentano valori che non discostano molto,  $13,18 \text{ kW}$  per il caso non recuperativo e  $13,16 \text{ kW}$  per il caso recuperativo. Lo stesso accade per le altre due configurazioni che sfruttano il calore dei gas di scarico di due microturbine con  $26,55 \text{ kW}$  per il caso non recuperativo e  $26,57 \text{ kW}$  per il caso recuperativo. Analogamente, anche i rendimenti realizzati dai quattro cicli risultano simili. In particolare, i valori minimi e massimi di tale parametro per le prime due configurazioni risultano

rispettivamente 11,8 % per la configurazione non recuperativa e 12,1 % per la configurazione recuperativa. Invece, i valori minimi e massimi di tale parametro per le ultime due configurazioni risultano rispettivamente 11,9 % per la configurazione non recuperativa e 12,0 % per la configurazione recuperativa.

Per quanto riguarda le configurazioni C e D, il codice di calcolo ORC-PD tool elabora per entrambe un unico ciclo ORC e non due dimensionati per una sola microturbina, da porre in parallelo, ciascuno alimentato da una microturbina a gas. Questo risultato è da attribuire all'analisi economica delle configurazioni come si evince in Tabella 2.5:

**Tabella 2.5:** Costi dei quattro cicli ORC delle quattro configurazioni.

	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
Costo ciclo ORC [M\$]	0.140	0.179	0.192	0.231

Osservando i risultati, si deduce che le prestazioni dei 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.

#### 2.4.1 Il fluido utilizzato

Il fluido operativo impiegato nelle simulazioni è il ciclopentano (un idrocarburo della famiglia dei cicloalcani). Questo fluido a pressione ambiente si presenta in fase liquida e incolore con il proprio odore caratteristico. È presente negli idrocarburi fossili e può esserne estratto attraverso distillazione frazionata. Sono riportate nella Tabella 2.6 di seguito le principali proprietà.

**Tabella 2.6:** Proprietà chimico-fisiche del ciclopentano, fluido utilizzato nelle simulazioni

Fluido	Formula	MM [ $\frac{kg}{kmol}$ ]	$T_{cr}$ [°C]	$p_{cr}$ [bar]	$\rho_{cr}$ [ $\frac{kg}{m^3}$ ]	$\omega$ [-]	NBP [°C]
Ciclopentano	$C_5H_{10}$	70.133	238.54	45.15	267.91	0.195	49.25

Il ciclopentano [19] presenta un valore di *GWP* minore di 0,1 e un valore di *ODP* pari a 0, quindi per quanto riguarda l'impatto con l'atmosfera esso presenta caratteristiche molto buone. Questo fluido è molto infiammabile avendo 1,4 e 8,0 rispettivamente come limiti di infiammabilità inferiore e superiore espressi in percentuale di volume in aria (ad esempio la benzina presenta i seguenti limiti di infiammabilità: 1,4 e 5,9 (% vol) e il metano 4,4 e 15). Di conseguenza sarà necessario adottare, durante l'utilizzo del fluido, tutte le precauzioni necessarie, ad esempio evitare perdite nell'impianto ponendo attenzione soprattutto ai collegamenti tra tubi e componenti e collegando a terra tutti i dispositivi dell'impianto onde evitare la formazione di scintille. Il ciclopentano presenta un valore di *TLV* (Threshold Limit Value ovvero "valore limite di soglia" a cui si può essere sottoposti) di 600 ppm. Questo composto chimico è largamente disponibile in commercio e ad un prezzo relativamente basso che si aggira attorno ai 3 US\$/kg.

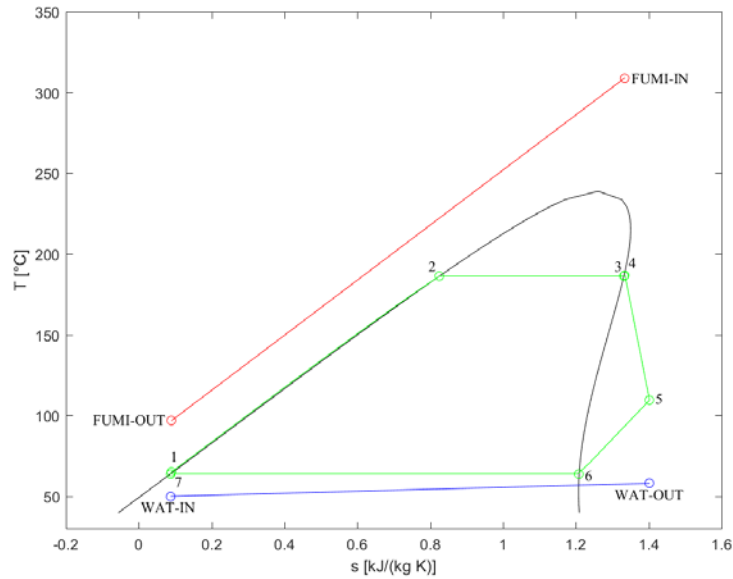
#### 2.4.2 Configurazioni con una microturbina

Nei due paragrafi di seguito verranno presentati i due cicli risultanti dall'ottimizzazione svolta in ambiente MATLAB dal codice di calcolo ORC-PD tool, che sfruttano i gas di scarico di una microturbina a gas.

##### *Configurazione non recuperativa (config. A)*

Il primo risultato dell'ottimizzazione è un ciclo non recuperativo operante rispettivamente tra una pressione superiore di ciclo di 21,67 bar ( $T_{sat} = 186,34 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ) e una pressione minima di ciclo di 1,60 bar ( $T_{sat} = 63,85 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Nell'evaporatore i gas di scarico provenienti dalla microturbina vengono raffreddati fino alla temperatura di 96,85 °C. Il fluido organico, invece, acquista calore fino al raggiungimento di una temperatura massima di ciclo pari a 186,85 °C. È quindi evidente la quasi totale assenza di surriscaldamento del flusso di fluido organico all'uscita dell'evaporatore. Questa configurazione consente di produrre una potenza elettrica pari a 13,18 kW con un rendimento pari all'11,8 %.

Nella Figura 2.1 viene riportato il diagramma temperatura-entropia (T-s) della configurazione analizzata.



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

I valori di temperatura, pressione ed entropia dei punti termodinamici del ciclo rappresentato nella Figura 2.1 sono riportati nella Tabella 2.7.

**Tabella 2.7:** Valori di temperatura, pressione ed entropia dei punti termodinamici del ciclo non recuperativo della configurazione A.

Punto TD	Temperatura [°C]	Pressione [bar]	Entropia [ $\frac{J}{kgK}$ ]
1	65.06	21.67	89.84
2	186.34	21.67	825.76
3	186.34	21.67	1331.70
4	186.85	21.67	1334.62
5	109.47	1.60	1402.11
6	63.85	1.60	1208.86
7	63.85	1.60	87.01

Nella Tabella 2.8 sono riportati i valori di portata di massa rispettivamente del fluido organico, dei gas di scarico all'evaporatore e dell'acqua di raffreddamento al condensatore.

**Tabella 2.8:** Portate circolanti nella configurazione non recuperativa A.

Valore	Definizione
$m_{ORC} = 0.212 \text{ kg/s}$	Portata di ciclopentano
$m_{gas} = 0.490 \text{ kg/s}$	Portata dei gas di scarico all'evaporatore
$m_{water} = 2.271 \text{ kg/s}$	Portata d'acqua al condensatore

Per quanto riguarda il predimensionamento della turbina, nella Tabella 2.9 seguente sono riportati i valori del size parameter, del volumetric flow rate, della velocità angolare e del rendimento isoentropico.

**Tabella 2.9:** Dati relativi alla turbina nella configurazione non recuperativa A.

Valore	Definizione
$SP = 0.013 \text{ m}$	Size parameter
$VFR = 15.372$	Volumetric flow rate
$\omega = 102913 \text{ rpm}$	Velocità di rotazione ottimale della turbina
$\eta_{is} = 0.769$	Rendimento isoentropico della turbina

### *Configurazione recuperativa (config. B)*

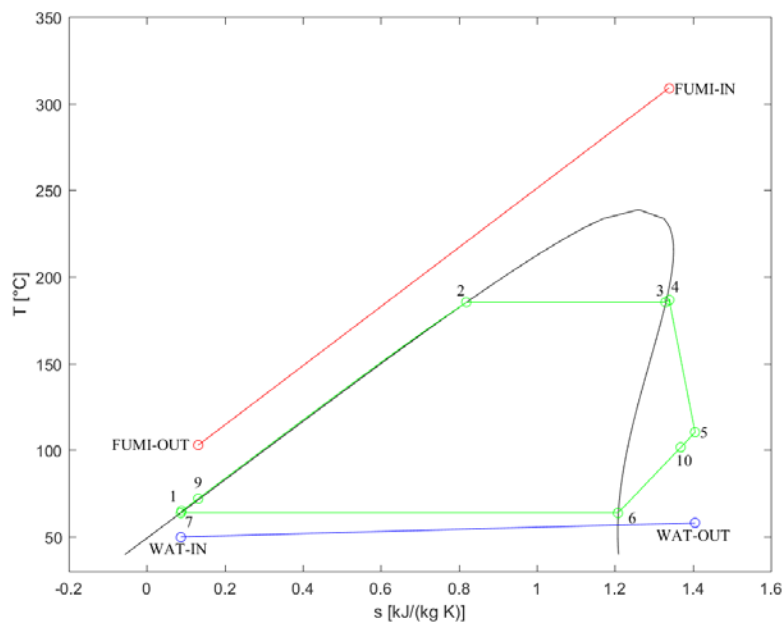
La seconda configurazione esaminata è una soluzione recuperativa operante tra le pressioni massima e minima di ciclo rispettivamente di  $21,35 \text{ bar}$  ( $T_{sat} = 185,39 \text{ °C}$ ) e  $1,60 \text{ bar}$  ( $T_{sat} = 63,85 \text{ °C}$ ). In questa configurazione, come nella precedente, il surriscaldamento è inferiore al grado centigrado e quindi il fluido organico in uscita dall'evaporatore si troverà nelle condizioni di vapore saturo secco.

I gas di scarico provenienti dalla microturbina a gas sono sfruttati fino al raggiungimento di una temperatura di  $102,85\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

È evidente che il recuperatore, che consente di recuperare del calore proveniente dal vapore uscente dalla turbina e permette di preriscaldare il flusso di liquido entrante all'evaporatore, conduca ad un aumento della temperatura dei fumi all'uscita dell'evaporatore e quindi un minor sfruttamento del loro flusso entalpico. Quindi, l'utilità in termini prestazionali è attenuata dalla diminuzione della quantità di calore recuperata dei fumi.

Questa configurazione consente di produrre una potenza elettrica di  $13,16\text{ kW}$  con un rendimento pari all'  $12,1\%$ .

Nella Figura 2.2 viene riportato il diagramma temperatura-entropia (T-s) della configurazione studiata.



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

I valori di temperatura, pressione ed entropia dei punti termodinamici del ciclo rappresentato nella Figura 2.2 sono riportati nella Tabella 2.10.

**Tabella 2.10:** Valori di temperatura, pressione ed entropia dei punti termodinamici del ciclo recuperativo della configurazione B.

Punto TD	Temperatura [°C]	Pressione [bar]	Entropia [ $\frac{J}{kgK}$ ]
1	65.09	21.35	89.79
9	72.04	21.35	131.28
2	185.39	21.35	819.68
3	185.39	21.35	1330.70
4	186.85	21.35	1338.98
5	110.29	1.60	1405.61
10	101.51	1.60	1368.21
6	63.85	1.60	1208.86
7	63.85	1.60	87.01

Nella Tabella 2.11 sono riportati i valori di portata di massa rispettivamente del fluido organico, dei gas di scarico all'evaporatore e dell'acqua di raffreddamento al condensatore.

**Tabella 2.11:** Portate circolanti nella configurazione recuperativa B.

Valore	Definizione
$m_{ORC} = 0.211$ kg/s	Portata di ciclopentano
$m_{gas} = 0.490$ kg/s	Portata dei gas di scarico all'evaporatore
$m_{water} = 2.198$ kg/s	Portata d'acqua al condensatore

Per quanto interessa il predimensionamento della turbina, nella Tabella 2.12 seguente sono riportati i valori del size parameter, del volumetric flow rate, della velocità angolare e del rendimento isoentropico.

**Tabella 2.12:** Dati relativi alla turbina nella configurazione recuperativa B.

Valore	Definizione
$SP = 0.013$ m	Size parameter
$VFR = 15.030$	Volumetric flow rate
$\omega = 104287$ rpm	Velocità di rotazione ottimale della turbina
$\eta_{is} = 0.771$	Rendimento isoentropico della turbina

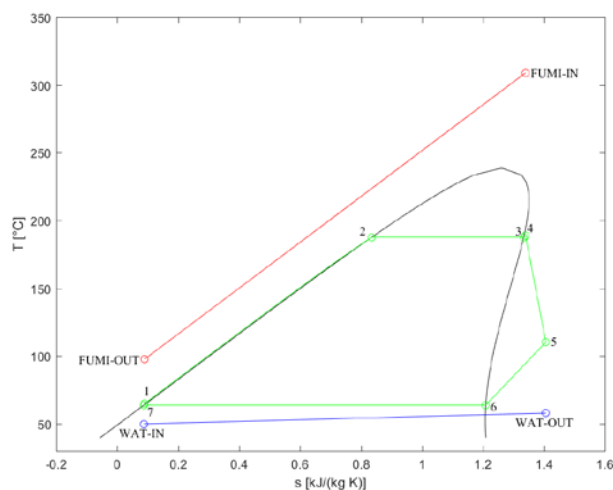
### 2.4.3 Configurazioni con due microturbine

Nei due paragrafi di seguito verranno presentati i due cicli risultanti dall'ottimizzazione che sfruttano i gas di scarico di due microturbine a gas che alimentano i due evaporatori del sistema ORC posti in parallelo.

#### Configurazione non recuperativa (config. C)

La prima soluzione studiata è un ciclo non recuperativo operante rispettivamente tra una pressione superiore di ciclo di  $22,16 \text{ bar}$  ( $T_{sat} = 187,79 \text{ °C}$ ) e una pressione minima di ciclo di  $1,60 \text{ bar}$  ( $T_{sat} = 63,85 \text{ °C}$ ). Negli evaporatori i gas di scarico provenienti dalle microturbine vengono raffreddati fino alla temperatura di  $97,85 \text{ °C}$ . Il fluido organico, invece, acquista calore fino al raggiungimento di una temperatura massima di ciclo pari a  $189,85 \text{ °C}$ . Rispetto alle configurazioni precedenti, questo assetto presenta un surriscaldamento del vapore di circa  $2 \text{ °C}$ . Questa configurazione consente di produrre una potenza elettrica pari a  $26,55 \text{ kW}$  con un rendimento pari all' $11,9 \%$ .

Nella Figura 2.3 viene riportato il diagramma temperatura-entropia (T-s) della configurazione discussa.



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



I valori di temperatura, pressione ed entropia dei punti termodinamici del ciclo rappresentato nella Figura 2.3 sono riportati nella Tabella 2.13.

**Tabella 2.13:** Valori di temperatura, pressione ed entropia dei punti termodinamici del ciclo non recuperativo della configurazione C.

Punto TD	Temperatura [°C]	Pressione [bar]	Entropia [ $\frac{J}{kgK}$ ]
1	65.09	22.16	89.90
2	187.79	22.16	835.04
3	187.79	22.16	1333.20
4	189.85	22.16	1344.98
5	111.74	1.60	1411.79
6	63.85	1.60	1208.86
7	63.85	1.60	87.01

Nella Tabella 2.14 sono riportati i valori di portata di massa totale rispettivamente del fluido organico all'interno del ciclo termodinamico, dei gas di scarico negli evaporatori e del flusso d'acqua di raffreddamento al condensatore.

**Tabella 2.14:** Portate circolanti nella configurazione non recuperativa C.

Valore	Definizione
$m_{ORC} = 0.418 \text{ kg/s}$	Portata di ciclopentano
$m_{gas} = 0.980 \text{ kg/s}$	Portata dei gas di scarico negli evaporatori
$m_{water} = 4.512 \text{ kg/s}$	Portata d'acqua al condensatore

Per quanto concerne il predimensionamento della turbina, nella Tabella 2.15 seguente sono riportati i valori del size parameter, del volumetric flow rate, della velocità angolare e del rendimento isoentropico.

**Tabella 2.15:** Dati relativi alla turbina nella configurazione non recuperativa C.

Valore	Definizione
$SP = 0.018 \text{ m}$	Size parameter



I valori di temperatura, pressione ed entropia dei punti termodinamici del ciclo rappresentato nella Figura 2.4 sono riportati nella Tabella 2.16.

**Tabella 2.16:** valori di temperatura, pressione ed entropia dei punti termodinamici del ciclo non recuperativo della configurazione D.

Punto TD	Temperatura [°C]	Pressione [bar]	Entropia [ $\frac{J}{kgK}$ ]
1	65.01	20.92	89.73
9	68.36	20.92	109.61
2	184.08	20.92	811.38
3	184.08	20.92	1329.40
4	184.85	20.92	1333.65
5	108.25	1.60	1396.89
10	104.06	1.60	1379.09
6	63.85	1.60	1208.86
7	63.85	1.60	87.01

È da notare come in questa configurazione, rispetto alla configurazione B, l'effetto recuperativo sia molto meno presente. Questo fatto è dovuto alle funzioni di ottimizzazione presenti nel codice ORC-PD tool, che sulla base di valutazioni economiche e prestazionali hanno selezionato questa configurazione come migliore tra le varie elaborate. Nella Tabella 2.17 sono riportati i valori di portata di massa totale rispettivamente del fluido organico all'interno del ciclo termodinamico, dei gas di scarico negli evaporatori e del flusso d'acqua di raffreddamento al condensatore.

**Tabella 2.17:** Portate circolanti nella configurazione recuperativa D.

Valore	Definizione
$m_{ORC} = 0.425$ kg/s	Portata di ciclopentano
$m_{gas} = 0.980$ kg/s	Portata dei gas di scarico negli evaporatori
$m_{water} = 4.463$ kg/s	Portata d'acqua al condensatore

Per quanto riguarda il predimensionamento della turbina, nella Tabella 2.18 seguente sono riportati i valori del size parameter, del volumetric flow rate, della velocità angolare e del rendimento isoentropico.

**Tabella 2.18:** Dati relativi alla turbina nella configurazione recuperativa D.

Valore	Definizione
$SP = 0.018$ m	Size parameter
$VFR = 14.686$	Volumetric flow rate
$\omega = 74984$ rpm	Velocità di rotazione ottimale della turbina
$\eta_{is} = 0.781$	Rendimento isoentropico della turbina

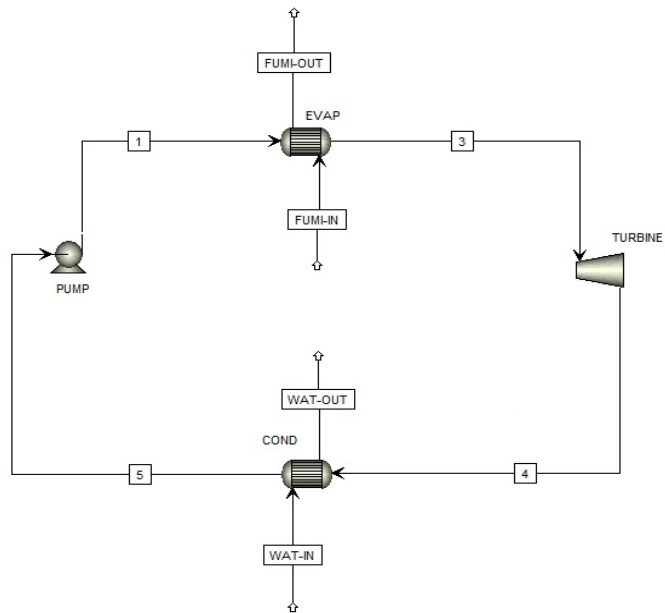
## Capitolo 3

### Simulazione in Aspen®

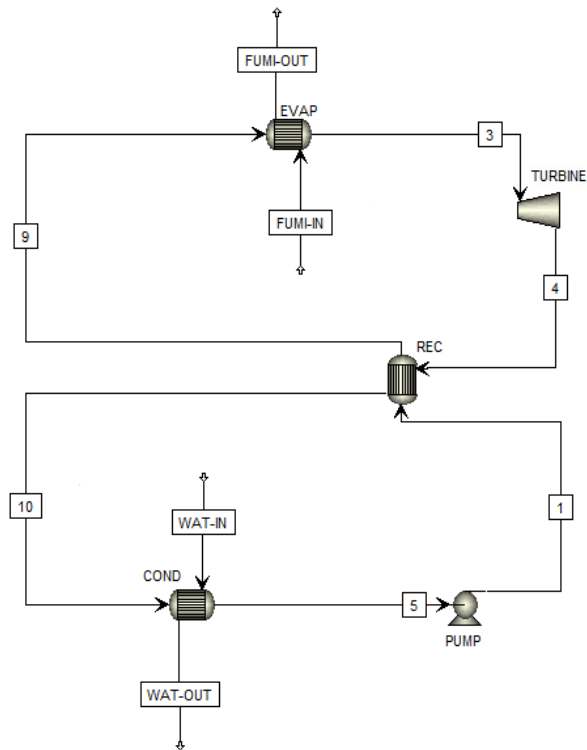
Aspen Plus® è un software che permette di simulare il comportamento di un ciclo ORC ed in particolare analizzarne le prestazioni; prevede l'uso di relazioni quali bilanci di massa e bilanci di energia. Appena avuto accesso al software è necessario attingere dal database presente i fluidi di cui si necessita. In seguito è possibile accedere all'ambiente di simulazione: dopo aver selezionato i componenti, si procede con il loro collegamento attraverso dei flussi di collegamento chiamati "streams". All'interno delle streams è necessario inserire i dati termodinamici e la composizione dei fluidi; all'interno dei vari componenti, invece, vengono inseriti rispettivamente la geometria per gli scambiatori di calore e le curve di lavoro ed efficienza per la turbina e la pompa. Dopo aver costruito il circuito termodinamico, è possibile procedere alla simulazione vera e propria andando a riprodurre il comportamento dell'impianto in condizioni di design e in condizioni di off-design. La fase finale del lavoro consiste nell'estrazione dei dati risultanti dalla simulazione.

#### 3.1 Design Point

In Aspen Plus, i cicli ORC si presentano come riportato nelle Figure 3.1 e 3.2: i cicli non recuperativi assumono la forma di Figura 3.1 e i cicli recuperativi sono strutturati come in Figura 3.2. Questi assetti differiscono per le configurazioni C e D che prevedono l'inserimento di due evaporatori in parallelo.



**Figura 3.1:** rappresentazione in Aspen Plus di un ciclo non recuperativo.



**Figura 3.2:** rappresentazione in Aspen Plus di un ciclo recuperativo.

### 3.1.1 Sostanze inserite

Come sopra premesso, è necessario inserire nella sezione iniziale *Proprieties* i fluidi utilizzati. In particolare qui di seguito sono elencate le sostanze utilizzate e i relativi flussi ai quali saranno applicate.

CYCLO-01	Sostanza: ciclopentano; Formula chimica: $C_5H_{10}$ ; Flussi interessati: 1, 2, 3, 4, 5, 9, 10;
WATER	Sostanza: acqua; Formula chimica: $H_2O$ ; Flussi interessati: WAT-IN, WAT-OUT, FUMI-IN, FUMI-OUT;
NITRO-01	Sostanza: azoto; Formula chimica: $N_2$ ; Flussi interessati: FUMI-IN, FUMI-OUT;
OXYGE-01	Sostanza: ossigeno; Formula chimica: $O_2$ Flussi interessati: FUMI-IN, FUMI-OUT;
CARBO-01	Sostanza: anidride carbonica; Formula chimica: $CO_2$ ; Flussi interessati: FUMI-IN, FUMI-OUT;
ARGON	Sostanza: argon; Formula chimica: $Ar$ ; Flussi interessati: FUMI-IN, FUMI-OUT.

### 3.1.2 Il metodo

Dopo l'inserimento delle sostanze che saranno richiamate nei flussi, è necessario scegliere il modello da applicare per il calcolo delle proprietà delle sostanze. Per tutte le simulazioni svolte in questo lavoro, si è utilizzato il modello di Peng-Robinson, come suggerito dall'assistente presente nel software per applicazioni con idrocarburi.

### 3.1.3 Blocchi inseriti

Inserite le sostanze nel modello, si procede alla simulazione inserendo dei blocchi che rappresentano i vari componenti. Essi simulano il comportamento dei singoli componenti dell'impianto; di seguito sono elencati quelli adoperati in questo studio.

PUMP	Una pompa della libreria <i>Pressure Changers</i> . All'interno di questo blocco sono state inserite le curve di prevalenza e di rendimento della pompa, entrambe funzione della portata volumetrica.
TURBINE	Una turbina della libreria <i>Pressure Changers</i> . La turbina scelta è una turbina di tipo isoentropico ed è stata fissata la pressione di scarico all'uscita. La simulazione del comportamento reale, in termini di variazione di prestazioni ed efficienza, sarà resa possibile attraverso due altri blocchi esterni di cui si parlerà in seguito.
VALVE	Una valvola della libreria <i>Pressure Changers</i> . All'interno della blocco valvola è necessario introdurre il valore della caduta di pressione che al design point dovrà essere uguale a zero.
EVAP	Un <i>HeatX</i> della libreria <i>Exchangers</i> .



Per dimensionare uno scambiatore di calore in Aspen Plus è necessario utilizzare il metodo *shortcut* che sostanzialmente, date le condizioni dei flussi all'ingresso e una condizione in un flusso in uscita, risolve lo scambiatore attraverso un bilancio di primo principio.

Nell'evaporatore è stata fissata la temperatura di uscita del flusso freddo. Successivamente è necessario utilizzare la funzione *Size Shell & Tube*, che richiama il software EDR (Exchanger Design and Rating) dello stesso pacchetto Aspen® che consente di definire la geometria dello scambiatore. Una volta definita la geometria è necessario passare al modello *rigorous* che riconosce e applica la geometria calcolata da EDR al modello.

COND

Un *HeatX* della libreria *Exchangers*.

Per il dimensionamento del condensatore è stato utilizzato lo stesso procedimento impiegato per il dimensionamento dell'evaporatore a differenza del fatto che invece di fissare la temperatura di uscita del flusso freddo nel modello *shortcut*, è stata fissata la temperatura di uscita del flusso caldo.

REC

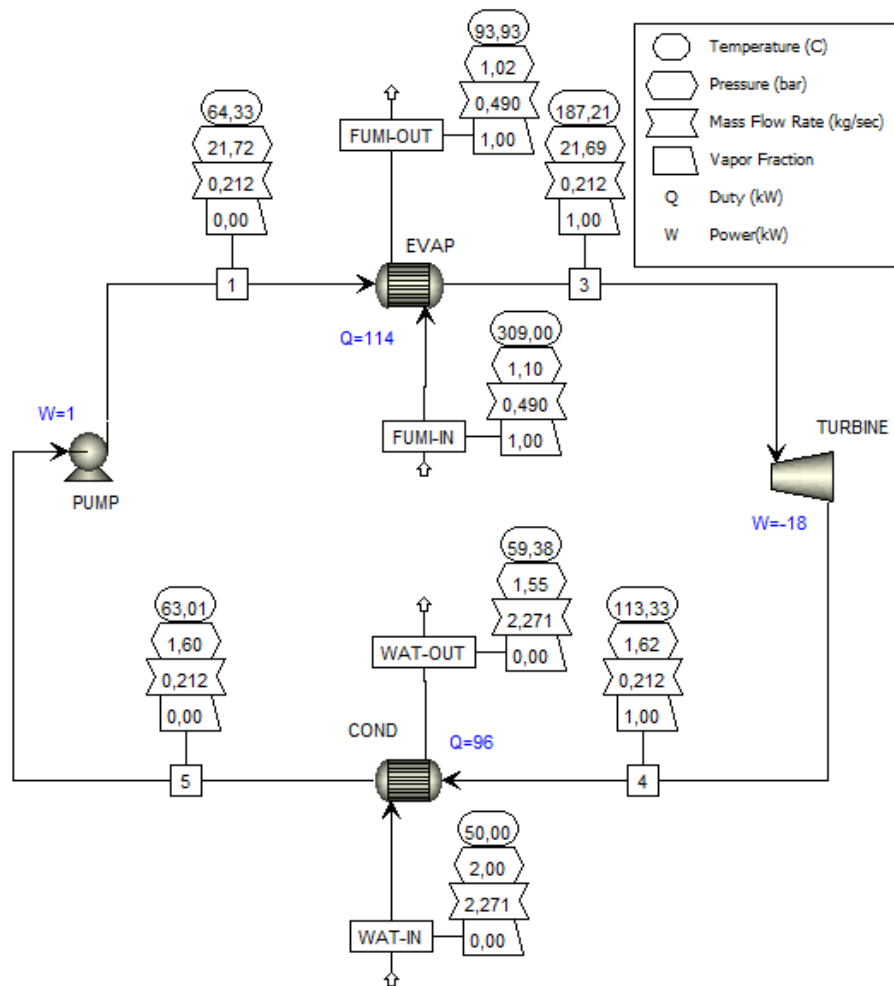
Un *HeatX* della libreria *Exchangers*

Anche per il modello del recuperatore è stato utilizzato lo stesso iter e in questo caso è stata fissata, nel modello *shortcut*, la temperatura di uscita del flusso freddo.

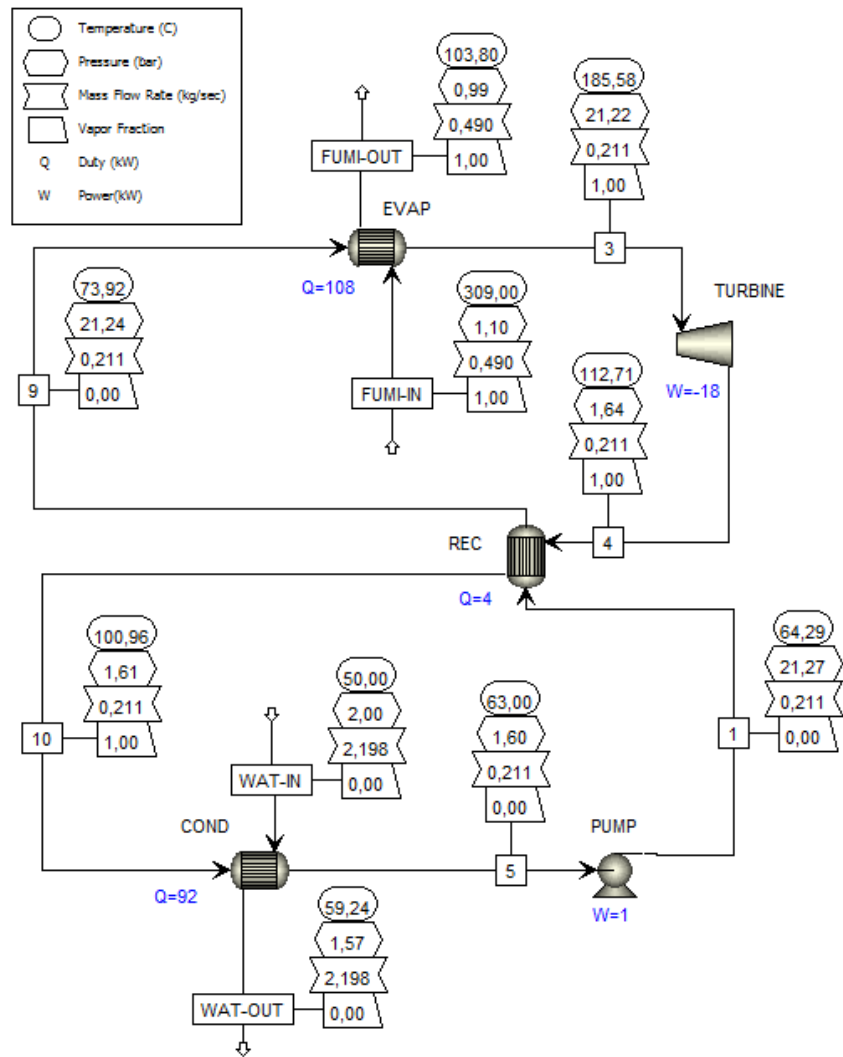
### 3.1.4 Diagrammi di flusso

Le Figure 3.3÷3.6 riportate di seguito rappresentano i diagrammi di flusso dei cicli ORC in grafica Aspen delle quattro configurazioni studiate, riferite alle condizioni nel punto di design. Le streams che collegano i vari componenti sono rappresentate con i corrispettivi valori di temperatura, pressione, portata di massa e titolo di vapore. Gli scambiatori riportano

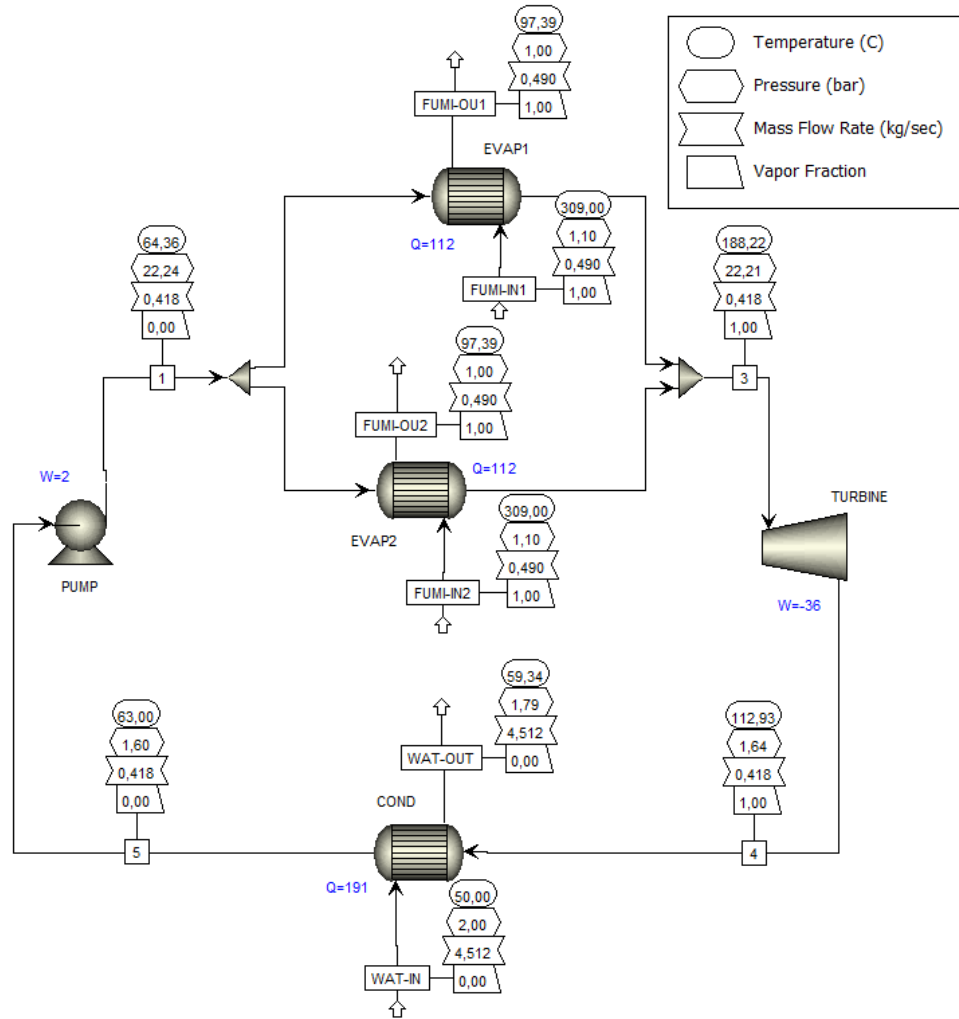
accanto, in blu, il valore della potenza termica scambiata. Ugualmente la turbina e la pompa riportano affianco il valore della potenza rispettivamente prodotta e assorbita. La legenda, posizionata in alto a destra per i cicli non recuperativi e in alto a sinistra per i recuperativi, riporta le unità di misura dei vari parametri.



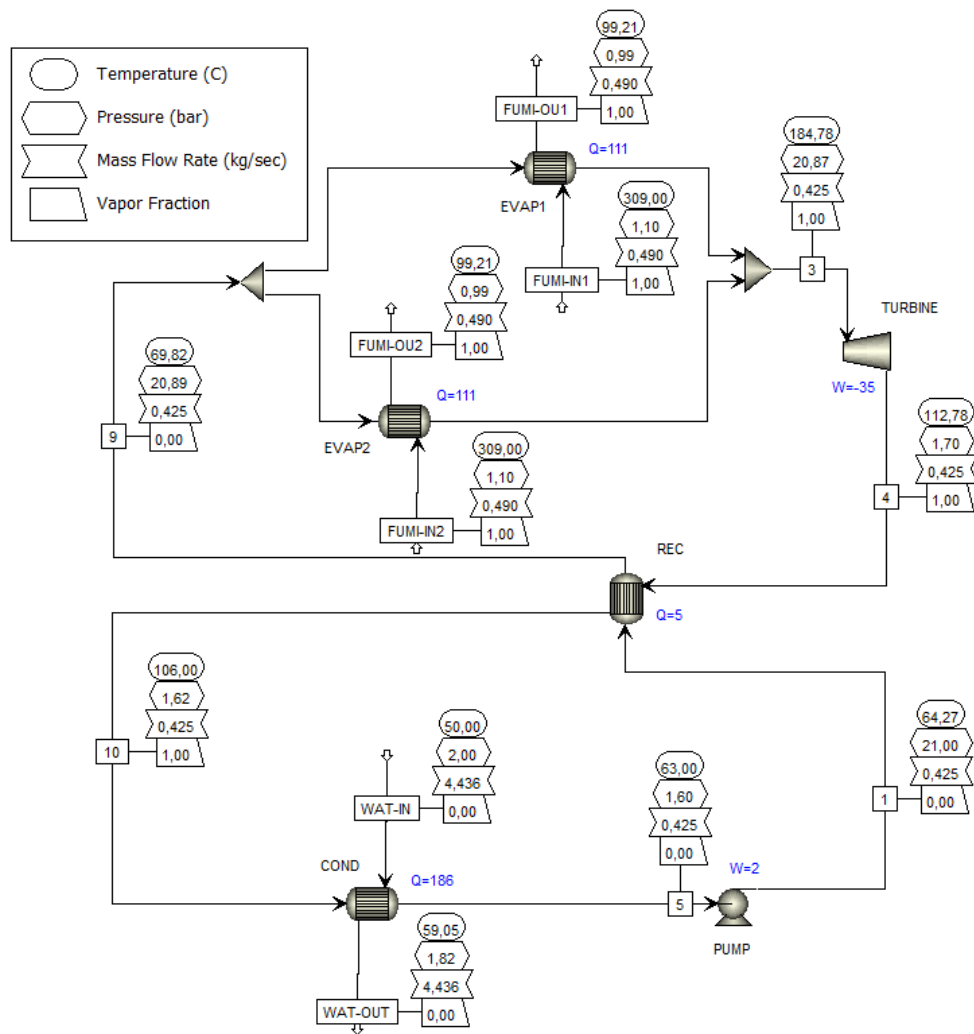
**Figura 3.3:** Diagramma di flusso della configurazione A in condizioni di design in grafica Aspen Plus.



**Figura 3.4:** Diagramma di flusso della configurazione B in condizioni di design in grafica Aspen Plus.



**Figura 3.5:** Diagramma di flusso della configurazione C in condizioni di design in grafica Aspen Plus.



**Figura 3.6:** Diagramma di flusso della configurazione D in condizioni di design in grafica Aspen Plus.

Per creare i modelli sopra riportati è necessario inserire i dati termodinamici e la composizione dei flussi esterni ai cicli ORC che sono il flusso FUMI-IN dei gas di scarico che alimenta gli evaporatori e il flusso WAT-IN dell'acqua di raffreddamento nei condensatori. Nelle Tabelle 3.1 e 3.2 sono riportati la composizione e i principali valori termodinamici inseriti rispettivamente nelle streams FUMI-IN e WAT-IN nelle varie configurazioni.

**Tabella 3.1:** Composizione e parametri termodinamici della stream FUMI-IN nelle quattro configurazioni.

Stream FUMI-IN	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
Composizione	74% N <sub>2</sub> , 14% O <sub>2</sub> , 6% CO <sub>2</sub> , 5% H <sub>2</sub> O, 1% Ar			
Temperatura [ $^{\circ}$ C]	309			
Pressione [bar]	1.1			
Portata [kg/s]	0.49			

**Tabella 3.2:** Composizione e parametri termodinamici della stream FUMI-IN nelle quattro configurazioni.

Stream WAT-IN	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
Composizione	100% H <sub>2</sub> O			
Temperatura [ $^{\circ}$ C]	50			
Pressione [bar]	2			
Portata [kg/s]	2.271	2.198	4.512	4.463

Dato che il solutore del software è di tipo sequenziale è necessario inserire i parametri termodinamici in uno dei flussi presenti nel circuito in modo da inizializzare il calcolo iterativo. Si è scelto di inserire i dati nella stream 5 in ingresso alla pompa. Di seguito nella Tabella 3.3 sono riportati la composizione e i principali parametri inseriti nella stream 5 nelle varie configurazioni analizzate. Tutti i dati termodinamici seguono quelli elaborati dall'ORC-PD tool, tranne la temperatura che è stata abbassata di circa un grado centigrado per introdurre un leggero sotto raffreddamento che consenta di evitare la formazione di flussi con titolo di vapore maggiore di zero all'ingresso della pompa e quindi un conseguente messaggio di errore dal blocco PUMP.

**Tabella 3.3:** Composizione e parametri termodinamici della stream 5 nelle quattro configurazioni.

Stream 5	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
Sostanza	Ciclopentano	Ciclopentano	Ciclopentano	Ciclopentano
Temperatura [ $^{\circ}C$ ]	63	63	63	63
Pressione [ $bar$ ]	1.60	1.60	1.60	1.60
Portata [ $kg/s$ ]	0.212	0.211	0.418	0.425

### 3.1.5 Scambiatori di calore

Nella Tabella 3.4 vengono riportati i valori di temperatura in uscita, del flusso freddo per l'evaporatore e del flusso caldo per il condensatore e il recuperatore, da fissare per risolvere lo scambiatore con il metodo *shortcut* di Aspen Plus date le condizioni dei flussi all'ingresso.

**Tabella 3.4:** Temperature di uscita fissate per evaporatore, condensatore e recuperatore per metodo shortcut.

EVAP	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
Temperatura uscita lato freddo [ $^{\circ}C$ ]:	187	187	189	185
COND	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
Temperatura uscita lato caldo [ $^{\circ}C$ ]:	63	63	63	63
REC	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
Temperatura uscita lato freddo [ $^{\circ}C$ ]:	-	73	-	69

Di seguito, nelle Tabelle 3.5÷3.7 vengono riportate le caratteristiche geometriche di tutti gli scambiatori di calore utilizzati nelle configurazioni studiate. È da specificare che nella Tabella 3.5 (a) sono riportati i dati geometrici e termodinamici delle configurazioni C e D costituite da un unico evaporatore e nella Tabella 3.5 (b) i dati geometrici e termodinamici delle configurazioni C e D modellate con due evaporatori posti in parallelo, ciascuno alimentato da una microturbina a gas. Questi dati sono stati ricavati dalla funzione *Size Shell & Tube*, applicata dopo il dimensionamento di primo tentativo con il metodo *shortcut*, che richiama il software EDR (Exchanger Design and Rating); tali dati vengono utilizzati dal metodo *rigorous* di Aspen Plus consentendo di simulare il comportamento reale dei componenti. Tutti gli scambiatori in questo lavoro sono a fascio tubiero. I gas di scarico caldi negli evaporatori vengono fatti circolare lato mantello per consentire un aumento di turbolenza che favorisca conseguentemente un aumento del coefficiente di scambio termico. Anche nei condensatori è il flusso caldo a scorrere lato mantello e questo è dovuto principalmente al fatto che la condensazione interno tubo risulta essere meno efficiente di quella esterno tubo principalmente perché il film di liquido condensato che si crea durante la condensazione sulla parte inferiore del tubo introduce una resistenza termica importante. Analizzando l'area totale di scambio termico degli evaporatori (Tabelle 3.5) e dei condensatori (Tabella 3.6) nelle varie configurazioni è subito possibile notare che l'area delle configurazioni C e D alimentate da due microturbine a gas risultano essere circa il doppio rispetto alle configurazioni A e B che sfruttano il calore dei gas di scarico di una sola microturbina a gas. Questo non accade per i recuperatori delle configurazioni B e D (Tabella 3.7) perché l'effetto recuperativo nella configurazione D è meno presente rispetto a quello della configurazione B.

Un altro fattore importante da tenere in considerazione sono le perdite di carico all'interno degli scambiatori. Osservando la Tabella 3.5 riguardante i dati degli evaporatori si vede che le perdite di pressione lato mantello sono maggiori di quelle lato tubi e questo è intuitivamente dovuto alla presenza dei diaframmi. Un comportamento diverso si ha invece nei condensatori nei quali le perdite di carico lato mantello risultano minori rispetto a quelle lato tubi. Questo fenomeno è spiegabile analizzando i fattori che influenzano la caduta di pressione in uno scambiatore a fascio tubiero che è data dalla somma di tre fattori (Equazione



3.1): perdite di carico per attrito, differenza di pressione statica dovuta alla forza di gravità e la componente di variazione della quantità di moto (variazione di pressione dovuta alla variazione di velocità della miscela liquido-vapore).

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_f + \Delta p_s + \Delta p_m \quad (3.1)$$

A parità di perdite di carico per attrito e trascurando la pressione statica dovuta alla forza di gravità, la componente di variazione della quantità avrà segno negativo in condensazione a causa della diminuzione della velocità del flusso di materia e ciò provoca, conseguentemente, un recupero di pressione.

**Tabelle 3.5:** Dati geometrici dell'evaporatore nelle varie configurazioni.

(a)

EVAPORATORE	Config.A	Config.B	Config. C	Configur. D
Flusso caldo lato:	mantello	mantello	mantello	mantello
Potenza termica scambiata [kW]	113.72	108.84	223.92	221.79
Portata fluido caldo [kg/s]	0.49	0.49	0.98	0.98
Portata fluido freddo [kg/s]	0.212	0.211	0.418	0.425
Numero unità in serie	1	1	1	1
Numero unità in parallelo	1	1	1	1
Superficie di scambio [m <sup>2</sup> ]	48.87	39.19	87.39	88.13
Trasmittanza [W/m <sup>2</sup> K]	59.92	69.25	63.02	63.90
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]	6000	3800	5828	5828
Diametro interno mantello [mm]	336.55	307.09	488.95	488.95
Numero diaframmi	10	10	8	8
Numero tubi	138	176	263	257
Passaggi lato mantello	1	1	1	1
Passaggi lato tubi	1	1	1	1
Spazio diaframmi centrali [mm]	480.00	280.00	598.00	598.00
Spazio diaframmi laterali [mm]	798.73	600.31	771.79	771.79
Disposizione tubi	30°	30°	30°	30°
Passo tra i tubi [mm]	23.81	23.81	23.81	23.81
Perdite di carico tubi [bar]	0.025	0.025	0.028	0.030
Perdite di carico mantello [bar]	0.082	0.098	0.085	0.080

(b)

EVAPORATORE	Config. C	Configur. D
Flusso caldo lato:	mantello	mantello
Potenza termica scambiata [kW]	111.96	110.90
Portata fluido caldo [kg/s]	0.49	0.49
Portata fluido freddo [kg/s]	0.209	0.213
Numero unità in serie	1	1
Numero unità in parallelo	1	1
Superficie di scambio [m <sup>2</sup> ]	40.61	42.37
Trasmittanza [W/m <sup>2</sup> K]	63.63	66.80
Diametro esterno tubi [mm]	19.05	19.05
Spessore tubi [mm]	2.11	2.11
Lunghezza tubi [mm]	5100	4100
Diametro interno mantello [mm]	336.55	307.09
Numero diaframmi	10	10
Numero tubi	138	176
Passaggi lato mantello	1	1
Passaggi lato tubi	1	1
Spazio diaframmi centrali [mm]	480.00	280.00
Spazio diaframmi laterali [mm]	298.47	751.48
Disposizione tubi	30°	30°
Passo tra i tubi [mm]	23.81	23.81
Perdite di carico tubi [bar]	0.028	0.024
Perdite di carico mantello [bar]	0.086	0.081

**Tabella 3.6:** Dati geometrici del condensatore nelle varie configurazioni.

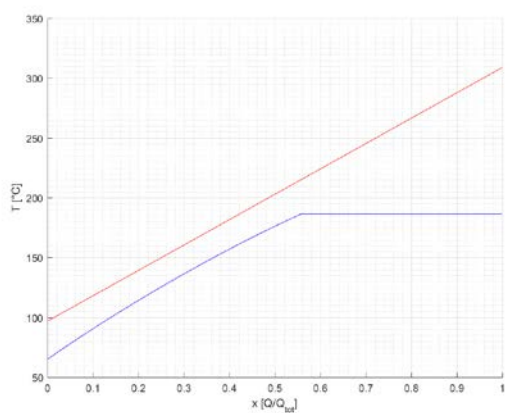
CONDENSATORE	Config.A	Config.B	Config. C	Configur. D
Flusso caldo lato:	mantello	mantello	mantello	mantello
Potenza termica scambiata [kW]	96.45	91.91	190.53	185.57
Portata fluido caldo [kg/s]	0.212	0.211	0.418	0.425
Portata fluido freddo [kg/s]	2.271	2.198	4.512	4.463
Numero unità in serie	1	1	1	1
Numero unità in parallelo	1	1	1	1
Superficie di scambio [m <sup>2</sup> ]	7.34	7.23	15.13	14.81
Trasmittanza [W/m <sup>2</sup> K]	1320.08	1345.10	1304.96	1354.21
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]	3792.5	3862.6	6096	5700
Diametro interno mantello [mm]	205	205	205	205
Numero diaframmi	8	8	16	16
Numero tubi	33	32	42	44
Passaggi lato mantello	1	1	1	1
Passaggi lato tubi	4	4	2	2
Spazio diaframmi centrali [mm]	406.40	406.40	325.00	325.00
Spazio diaframmi laterali [mm]	435.75	470.37	572.40	374.40
Disposizione tubi	30°	30°	30°	30°
Passo tra i tubi [mm]	23.81	23.81	23.81	23.81
Perdite di carico tubi [bar]	0.418	0.430	0.206	0.164
Perdite di carico mantello [bar]	0.022	0.018	0.044	0.038

**Tabella 3.7:** Dati geometrici del recuperatore nelle varie configurazioni.

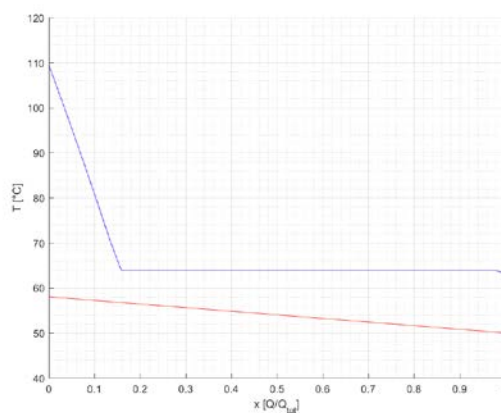
RECUPERATORE	Config. B	Config. D
Flusso caldo lato:	mantello	mantello
Potenza termica scambiata [kW]	3.99	4.61
Portata fluido caldo [kg/s]	0.211	0.425
Portata fluido freddo [kg/s]	0.211	0.425
Numero unità in serie	1	1
Numero unità in parallelo	1	1

Superficie di scambio [ $m^2$ ]	0.56	0.39
Trasmittanza [ $W/m^2 K$ ]	193.93	281.27
Diametro esterno tubi [ $mm$ ]	19.05	19.05
Spessore tubi [ $mm$ ]	2.11	2.11
Lunghezza tubi [ $mm$ ]	660	668
Diametro interno mantello [ $mm$ ]	205	205
Numero diaframmi	4	2
Numero tubi	16	11
Passaggi lato mantello	1	1
Passaggi lato tubi	4	4
Spazio diaframmi centrali [ $mm$ ]	78.00	60.00
Spazio diaframmi laterali [ $mm$ ]	174.90	265.90
Disposizione tubi	30°	30°
Passo tra i tubi [ $mm$ ]	23.81	23.81
Perdite di carico tubi [ $bar$ ]	0.031	0.048
Perdite di carico mantello [ $bar$ ]	0.027	0.081

Le Figure 3.7÷3.10 presentano i diagrammi temperatura-calore scambiato (T-Q) di evaporatore, condensatore e recuperatore nelle quattro configurazioni.

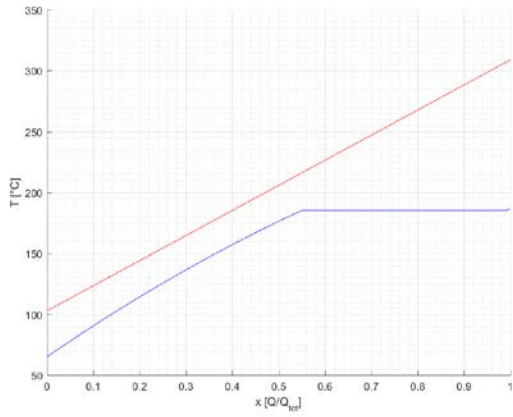


(a) Evaporatore

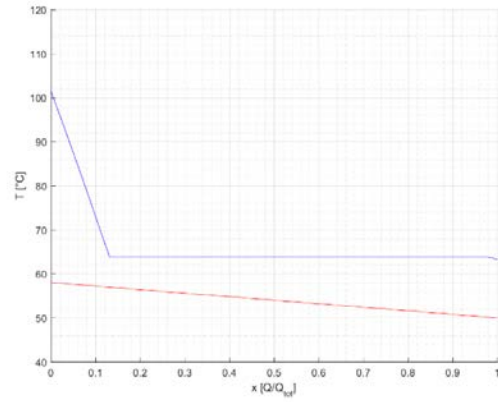


(b) Condensatore

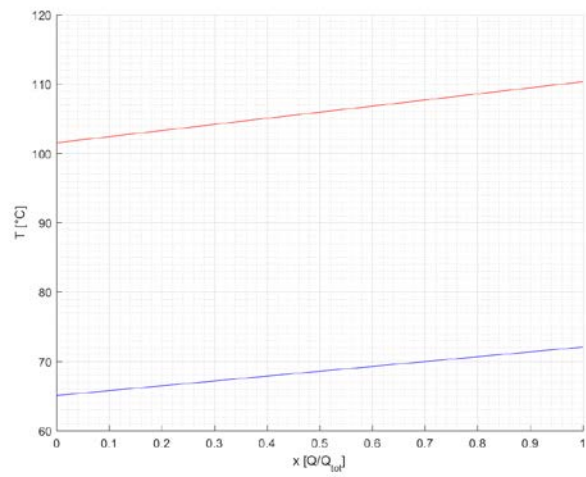
**Figura 3.7:** Diagrammi T-Q degli scambiatori della configurazione A.



(a) Evaporatore

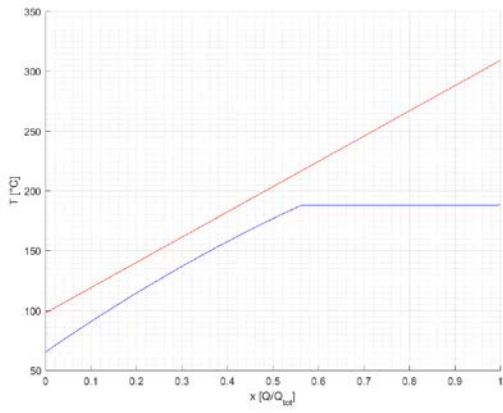


(b) Condensatore

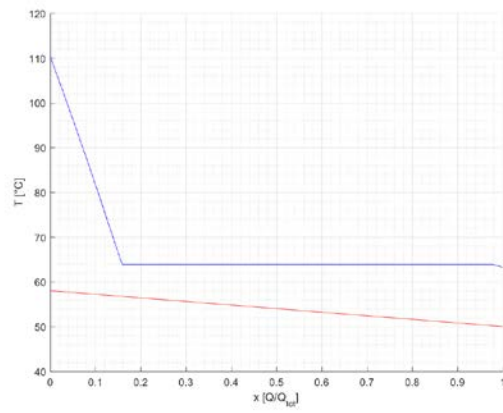


(c) Recuperatore

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

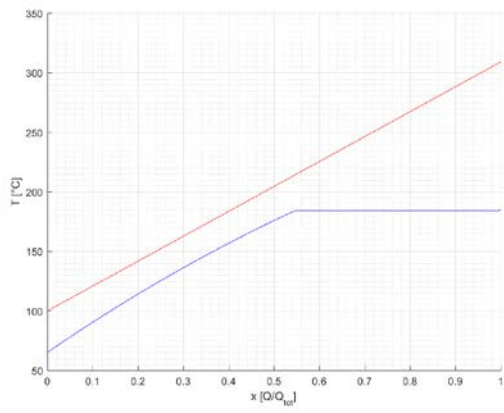


(a) Evaporatore

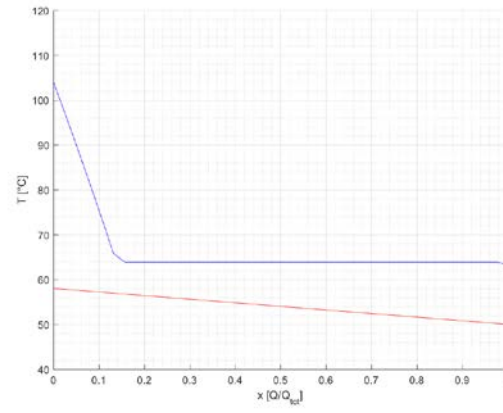


(b) Condensatore

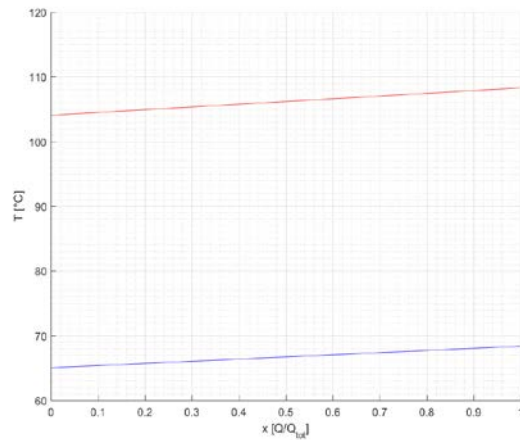
**Figura 3.9:** Diagrammi T-Q degli scambiatori della configurazione C.



(a) Evaporatore



(b) Condensatore



(c) Recuperatore

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

### 3.1.6 Macchine

Dopo aver inserito la composizione del flusso, la temperatura, la pressione e la portata di massa nella stream 5 in ingresso alla pompa è necessario introdurre nel blocco PUMP la pressione di scarico da sviluppare e il rendimento isoentropico. Nella Tabella 3.8 sono illustrati tali valori per tutte le configurazioni ricavate con il codice di calcolo in Aspen Plus. Il confronto di questi dati con quelli calcolati tramite l'ORC-PD tool verrà svolto nel capitolo 4. La pressione di uscita dalla pompa è stata leggermente incrementata rispetto a quella calcolata dal codice ORC-PD tool perché nei modelli Aspen si deve tener conto della caduta di pressione che si avrà successivamente all'evaporatore.

All'interno del blocco TURBINE sono stati inseriti pressione di scarico ed efficienza isoentropica della macchina. Anche in questo caso, per tener conto della caduta di pressione al condensatore e nelle configurazione B e D anche al recuperatore, la pressione di scarico della turbina è stata mantenuta lievemente più alta.

**Tabella 3.8:** Pressioni di scarico ed efficienze isoentropiche di pompa e turbina nelle varie configurazioni.

PUMP	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
Pressione di mandata [bar]	21.72	21.38	22.23	20.99
Efficienza isoentropica	75 %	75 %	75 %	75 %

TURB	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
Pressione di scarico [bar]	1.64	1.64	1.64	1.64
Efficienza isoentropica	76.9 %	77.1 %	77.4 %	78.1 %

## 3.2 Off Design

Dopo aver definito e messo a punto i cicli ORC al design-point è possibile passare alla simulazione in off-design. Questo richiede la conoscenza della variazione delle caratteristiche delle proprietà termofisiche dei gas di scarico, la geometria degli scambiatori di calore e le caratteristiche di ogni componente al variare del carico della microturbina a gas.

### 3.2.1 Variazione dell'input termico ed efficienza microturbina a gas

I dati illustrati nella Tabella 3.9 riportano i valori effettivi di portata di massa e temperatura dei gas di scarico della microturbina a varie condizioni operative di carico, prendendo come riferimento la potenza elettrica prodotta da essa oppure la percentuale di carico. La pressione invece viene mantenuta costante ad *1.1 bar*. Nella Tabella 3.10, invece, sono riportati gli stessi parametri ma con valori relativi ai gas di scarico delle due microturbine a gas che alimentano i due evaporatori. È intuitivo notare che rispetto ai valori di Tabella 3.9 le portate di massa ai vari carichi raddoppiano mentre le temperature rimangono le stesse ed anche la pressione dei gas viene mantenuta ad *1.1 bar*.



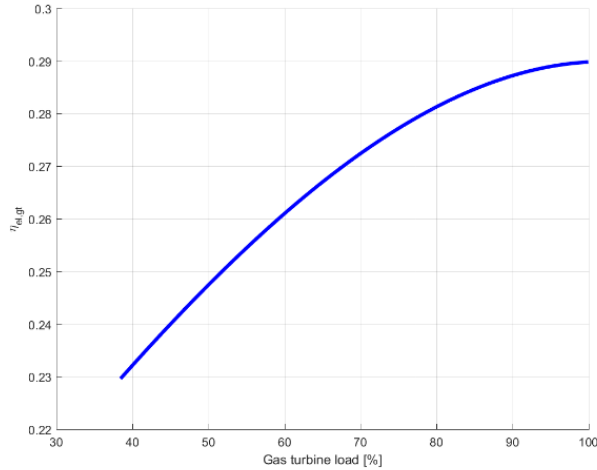
**Tabella 3.9:** Variazione dei parametri del flusso caldo in ingresso all'evaporatore delle conf. A e B a carico parziale.

Potenza TG [%]	Potenza TG [kW]	Portata [kg/s]	Temperatura [°C]
100	65	0.49	309
92	60	0.47	301
85	55	0.45	295
77	50	0.43	288
69	45	0.41	282
62	40	0.39	276
54	35	0.37	270
46	30	0.34	263
38	25	0.32	254

**Tabella 3.10:** Variazione dei parametri del flusso caldo in ingresso agli evaporatori delle conf. C e D a carico parziale.

Potenza TG [%]	Potenza TG [kW]	Portata [kg/s]	Temperatura [°C]
100	130	0.98	309
92	120	0.94	301
85	110	0.90	295
77	100	0.86	288
69	90	0.82	282
62	80	0.78	276
54	70	0.74	270
46	60	0.68	263
38	50	0.64	254

L'andamento dell'efficienza elettrica della microturbina in funzione del carico della stessa è riportato graficamente nella Figura 3.11:



**Figura 3.11:** Andamento dell'efficienza elettrica della microturbina al variare del carico.

### 3.2.2 Modellazione della pompa ai carichi parziali

Per modellare la pompa è stato deciso di riscrivere la curva caratteristica di un modello commerciale di macchina [20] per adattarla in modo tale che, per ogni configurazione, il punto di progetto risultasse il punto di massimo rendimento. Per procedere a questa operazione è necessario conoscere il valore della portata volumetrica  $\dot{Q}_{des}$  e la prevalenza richiesta  $H_{des}$  nel punto di design della pompa. Questi due parametri sono facilmente ricavabili attraverso le Equazioni 3.2 e 3.3, avendo a disposizione i valori nel punto di progetto di portata di massa  $\dot{m}$ , densità  $\rho$  del fluido nelle condizioni di ingresso della pompa e della differenza di pressione  $\Delta p$  che la macchina deve elaborare.

$$\dot{Q}_{des} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (3.2)$$

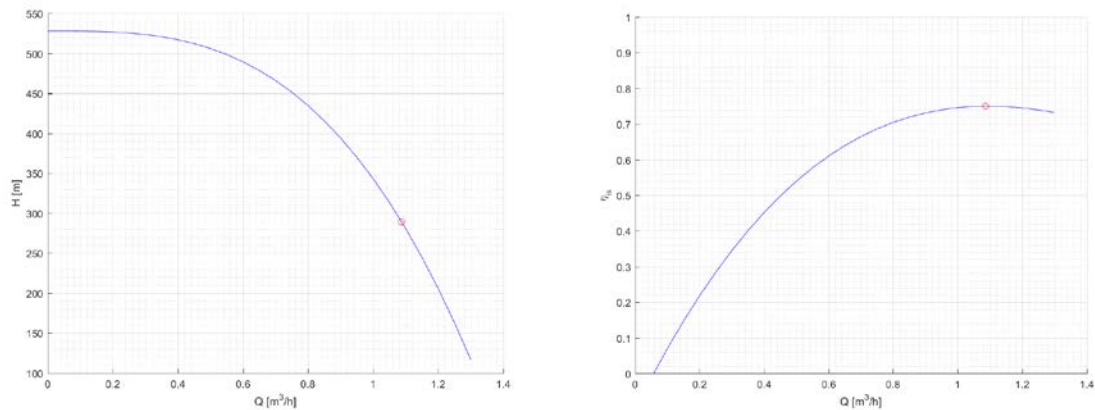
$$H_{des} = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (3.3)$$

I valori di portata volumetrica e prevalenza richiesta nelle condizioni di design per le varie configurazioni sono riportati nella Tabella 3.11.

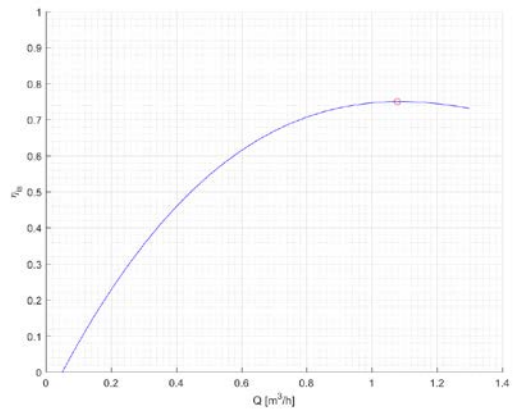
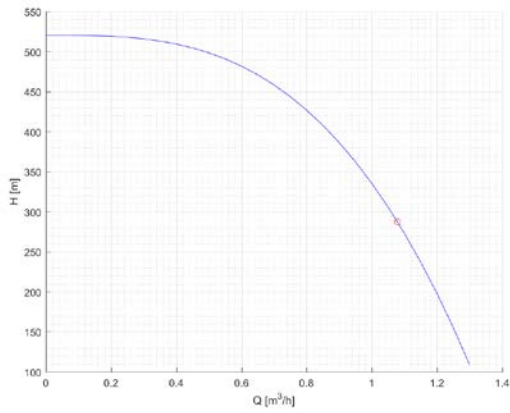
**Tabella 3.11:** Portata volumetrica e prevalenza richiesta nel punto di progetto nelle quattro configurazioni.

	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
$\dot{Q}_{des} [m^3/h]$	1.086	1.079	2.138	2.174
$H_{des} [m]$	290.1	287.0	298.3	281.01

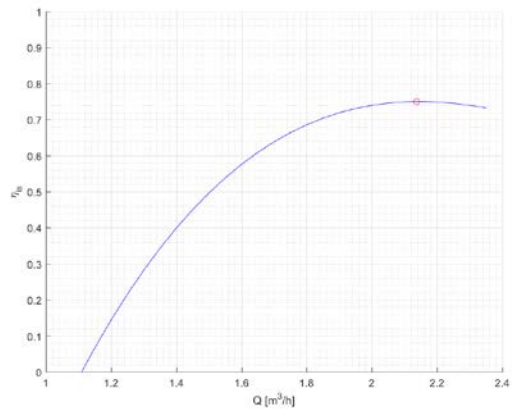
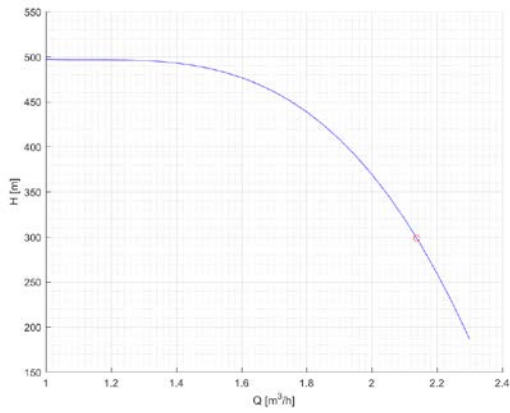
Nelle figure 3.12÷3.15 sono illustrate le curve caratteristiche di prevalenza ed efficienza della pompa in funzione della portata volumetrica per le quattro configurazioni studiate. Il punto evidenziato in rosso si riferisce alle condizioni di design.



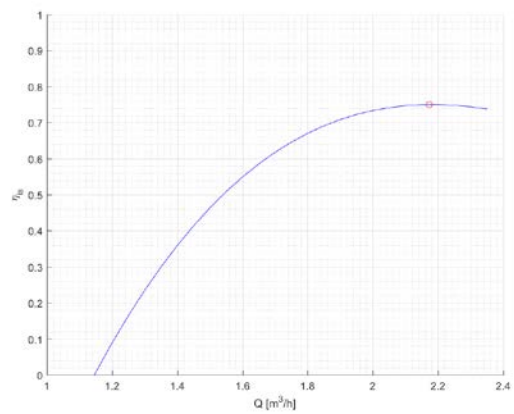
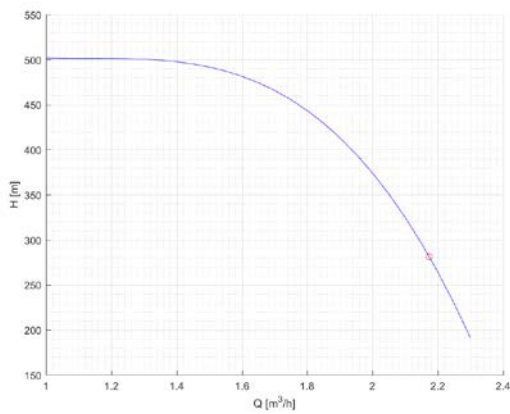
**Figura 3.12:** Curve caratteristiche della pompa e punto di progetto Configurazione A.



**Figura 3.13:** Curve caratteristiche della pompa e punto di progetto Configurazione B.



**Figura 3.14:** Curve caratteristiche della pompa e punto di progetto Configurazione C.



**Figura 3.15:** Curve caratteristiche della pompa e punto di progetto Configurazione D.

Le Correlazioni 3.4 e 3.5 che descrivono l'andamento della prevalenza sviluppata dalla pompa e dell'efficienza funzioni della portata volumetrica sono di tipo polinomiale. Si è deciso di utilizzare funzioni polinomiali di terzo grado sia per la prevalenza sia per l'efficienza in quanto riescono a descrivere in maniera molto precisa l'andamento delle curve e in secondo luogo perché all'interno del blocco PUMP, in Aspen Plus, sono richiesti i coefficienti di funzioni appunto di terzo grado. I coefficienti delle due correlazioni nelle varie configurazioni sono riportati rispettivamente nella Tabella 3.12 riguardante la prevalenza e nella Tabella 3.13 per l'efficienza.

$$H = a + b\dot{Q} + c\dot{Q}^2 + d\dot{Q}^3 \quad (3.4)$$

**Tabella 3.12:** Coefficienti della funzione polinomiale utilizzata per interpolare la curva della prevalenza sviluppata dalla pompa.

	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
a	527.865	520.119	779.121	783.873
b	0.205	0.205	-749.782	-749.782
c	10.060	10.060	662.574	662.574
d	-195.072	-195.072	-195.072	-195.072

$$\eta_{is} = e + f\dot{Q} + g\dot{Q}^2 + h\dot{Q}^3 \quad (3.5)$$

**Tabella 3.13:** Coefficienti della funzione polinomiale utilizzata per interpolare la curva dell'efficienza della pompa.

	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
e	-0.102	-0.089	-3.642	-3.830
f	1.833	1.816	5.152	5.293

g	-1.215	-1.210	-1.940	-1.965
h	0.229	0.229	0.229	0.229

Al mutare del carico le pompe devono variare il numero di giri in quanto devono elaborare precisi valori di prevalenza al variare della portata di massa di fluido organico circolante nel ciclo. Le Correlazioni 3.6÷3.8, già implementate in Aspen Plus, descrivono l'andamento di portata volumetrica, prevalenza elaborata e potenza assorbita della macchina al variare del numero  $n$  di giri della pompa. Il pedice  $A$ , in questo caso, è utilizzato per descrivere i valori di design ed il pedice  $B$  descrive i valori dei parametri dopo aver variato il numero di giri della macchina.

La velocità rotazionale di design della pompa, all'interno del blocco PUMP, è stata fissata a  $3000 \text{ rpm}$  per tutte le configurazioni studiate.

$$Q_B = Q_A \frac{n_B}{n_A} \quad (3.6)$$

$$H_B = H_A \left( \frac{n_B}{n_A} \right)^2 \quad (3.7)$$

$$P_B = P_A \left( \frac{n_B}{n_A} \right)^3 \quad (3.8)$$

### 3.2.3 Modellazione della turbina ai carichi parziali

Se le curve caratteristiche non sono disponibili, si può studiare il comportamento di turbine a vapore (e a gas) assimilandolo a quello di ugelli: interi gruppi di stadi di turbina vengono trattati come se fossero dei singoli ugelli [21]. Questa analogia è nota come “Legge dell'ellisse” o “Ellisse di Stodola” [22], e consente di sviluppare un criterio generale per determinare le pressioni del vapore lungo la linea di espansione di una turbina multistadio in funzione della portata che passa (curva caratteristica).

Si consideri il segmento di espansione di una turbina multistadio con gruppi di estrazione incontrollata in cui la contropressione finale assume un certo valore fissato. Per ciascun gruppo di estrazione ( $i$ ), si può sviluppare una analogia con l'ugello che tratta ciascun gruppo di espansione come se fosse un singolo ugello (con l'assunzione che tutte le aree di flusso degli ugelli rimangano costanti), ed affermare che:

$$\Phi_i \propto \sqrt{1 - \left(\frac{b_i}{p_i}\right)^2} \quad (3.9)$$

Dove  $b_i$  è la contropressione a valle della turbina,  $p_i$  è la pressione a monte e  $\Phi_i$  è il coefficiente di flusso, definito come:

$$\Phi_i = \frac{\dot{m}_i}{\sqrt{\frac{p_i}{v_i}}} \quad (3.10)$$

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 è sufficiente considerare il rapporto seguente:

$$\frac{\Phi_i}{\Phi_{i,nom}} = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{b_i}{p_i}\right)^2}}{\sqrt{1 - \left(\frac{b_{i,nom}}{p_{i,nom}}\right)^2}} \quad (3.11)$$

Dove con il pedice ( $nom$ ) si intende esprimere che la grandezza è valutata per il carico nominale. Con alcuni passaggi algebrici si ottiene:

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

$$b_i = p_i \sqrt{1 - \left(\frac{\Phi_i}{k_{i,nom}}\right)^2} \quad (3.13)$$

Dove:

$$k_{i,nom} = \frac{p_{i,nom} \Phi_{i,nom}}{\sqrt{p_{i,nom}^2 - b_{i,nom}^2}} \quad (3.14)$$

Il valore  $(k_i)_{nom}$  è costante al variare del carico, e rappresenta quindi la costante di proporzionalità cercata.

Il metodo proposto permette, quindi, di risolvere la linea di espansione determinando la pressione di ingresso  $p_i$  nota quella di uscita  $b_i$ , partendo dalla pressione di condensazione; si ricava in tal caso:

$$p_i^2 - \frac{\dot{m}_i^2 v_i}{k_{i,nom}^2} p_i - b_i^2 = 0 \quad (3.15)$$

$$p_i = 0.5 \left( \frac{\dot{m}_{i,nom}^2 v_i}{k_{i,nom}^2} + \sqrt{\left( \frac{\dot{m}_{i,nom}^2 v_i}{k_{i,nom}^2} \right)^2 + 4b_i^2} \right) \quad (3.16)$$



La Relazione 3.16 è stata inserita all'interno dei modelli in Aspen Plus attraverso un blocco *Design-Spec* della libreria *Manipulators*. Il blocco *Design-Spec* permette di mantenere costante il valore di una variabile o il risultato di una funzione (scritta in linguaggio Fortran) manipolando il valore di un altro parametro. Per essere definito il blocco necessita dell'inserimento di tutte le variabili coinvolte, successivamente all'introduzione del valore o delle espressioni che descrivono la specifica ed infine del parametro da manipolare con un range di limiti massimo e minimo di variazione.

Nelle Tabelle 3.14 e 3.15 viene illustrato lo schema di principio che riporta i vari parametri e le espressioni introdotte nel blocco *Design-Spec* per modellare il comportamento della turbina in off-design con il metodo dell'Ellisse di Stodola. Nella tabella 3.14 viene riportato lo schema di principio per modellare la turbina con le strategie di controllo 1 e 2 (cap. 4) e nella tabella 3.15 lo schema di principio per modellare la turbina con la strategia di controllo 3 (cap. 4).

**Tabella 3.14:** Schema di principio del blocco Design-Spec utilizzato per modellare il comportamento in off-design della turbina con le strategie di controllo 1 e 2.

Definizione variabili	
MFLOW	Portata di massa elaborata dalla turbina [kg/s]
PIT	Pressione ingresso turbina [Pa]
POT	Pressione uscita turbina [Pa]
DENSITY	Densità nella sezione di ingresso turbina [kg/m <sup>3</sup> ]
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 - 3500 rpm

**Tabella 3.15:** Schema di principio del blocco Design-Spec utilizzato per modellare il comportamento in off-design della turbina con la strategia di controllo 3.

Definizione variabili	
MFLOW	Portata di massa elaborata dalla turbina [kg/s]
PIT	Pressione ingresso turbina [Pa]
POT	Pressione uscita turbina [Pa]
DENSITY	Densità nella sezione di ingresso turbina [kg/m <sup>3</sup> ]
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	Caduta di pressione all'interno della valvola
Limiti	0 - 10 bar

Nella Tabella 3.14 la variabile manipolata è la velocità di rotazione della pompa. Infatti, andando a variare questo parametro si modifica la curva caratteristica della pompa che, a parità di portata (che viene calcolata attraverso un'altra specifica), varia la prevalenza elaborata dalla macchina e di conseguenza la pressione di ingresso turbina.

La Tabella 3.15, invece, riporta come variabile manipolata la caduta di pressione di una valvola. Questo caso si riferisce alla *Strategia 3* di controllo descritta di seguito nel paragrafo 3.2.5.

Nella Tabella 3.16 vengono riportati i valori della costante  $K$  per le quattro configurazioni studiate calcolati tramite l'Equazione 3.14.

**Tabella 3.16:** Valori della costante  $K$  della turbina per le quattro configurazioni.

	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
$K$	1.87975e-05	2.01594e-05	3.66491e-05	3.87192e-05

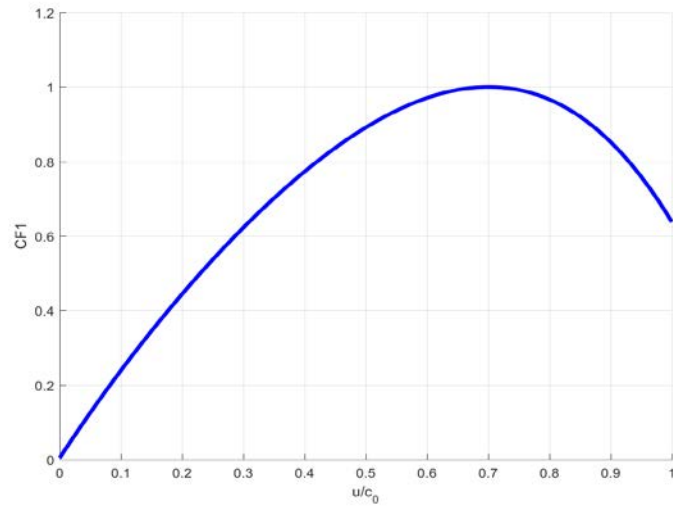
### *Efficienza della turbina*

Quando la macchina lavora in condizioni di fuori progetto è inevitabile incorrere in una riduzione dell'efficienza isoentropica.

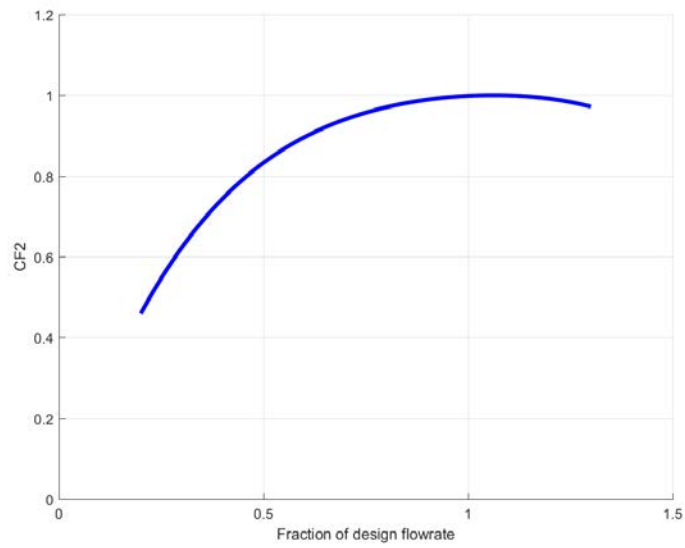
L'efficienza isoentropica della turbina in condizioni di off-design viene calcolata a partire dal valore di efficienza isoentropica nelle condizioni di design moltiplicato per due fattori di correzione, come suggerito da Manente et al. [23]. Il primo fattore di correzione ( $CF1$ ), mostrato in Figura 3.16a, è correlato alla variazione del rapporto tra velocità periferica  $u$  del rotore e la “spouting velocity”  $c_0$  (definita come nell'Equazione 3.17), che risulta legato alla variazione del salto entalpico.

$$c_0 = \sqrt{2\Delta h_{is,studio}} \quad (3.17)$$

Il secondo coefficiente ( $CF2$ ), invece, è legato alla variazione della portata di massa (Figura 3.16b).



(a)



(b)

**Figure 3.16:** Fattori correttivi  $CF1$  e  $CF2$  per il rendimento isoentropico della turbina in off-design.

Per implementare nei modelli la modificazione del rendimento della turbina al variare del carico è stata necessaria l'introduzione di un blocco *Calculator* della libreria *Manipulators*. Questo blocco permette di inserire istruzioni in codice Fortran per il calcolo di una o più variabili. Per attivare il blocco *Calculator* bisogna inizialmente inserire tutte le variabili coinvolte e distinguere tra quelle importate e quelle esportate nel blocco ed infine è necessario inserire le istruzioni di calcolo in codice Fortran. La sintesi del blocco Calculator utilizzato per calcolare il rendimento isoentropico della turbina in off-design è riportata nella Tabella 3.17.

**Tabella 3.17:** 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		
$\Delta h_{is} = -PISEN/MFLOW$		
$C0 = (2*\Delta h_{is})^{0.5}$		
$U = UDES/C0$		
$CF1 = -1.36*U^4 + 1.2285*U^3 - 1.7421*U^2 + 2.511*U + 0.0010818$		
$V = MFLOW/MFLOWDES$		
$CF2 = -0.26945*V^4 + 1.3262*V^3 - 2.7847*V^2 + 2.7039*V + 0.023357$		
$ETAIS = CF1*CF2*ETAISDES$		

I termini MFLOWDES e ETAISDES sono, rispettivamente, la portata di massa ed il rendimento isoentropico in condizioni di design, mentre il termine UDES è la velocità periferica del rotore, il cui valore, costante per ogni configurazione, è riportato nella Tabella 3.18. Questi dati sono calcolati sapendo che il valore ottimale del rapporto  $u/c_0$  è circa 0.7.

**Tabella 3.18:** Valori della costante UDES della turbina per le quattro configurazioni.

	Config. A	Config. B	Config. C	Config. D
UDES	10.40	10.33	10.08	9.95

La scelta di fissare la pressione di condensazione è stata basata sia su considerazioni di carattere pratico, sia sulle difficoltà incontrate all'interno dell'ambiente di simulazione in Aspen Plus nel lasciare che entrambe le pressioni di evaporazione e di condensazione variassero liberamente.

### 3.2.4 Scambiatori

Per simulare il comportamento degli scambiatori di calore in condizioni di fuori progetto è indispensabile mantenere attivato il metodo di calcolo *Rigorous* e impostare il blocco scambiatore in modalità *Simulation*. In questo modo il modello in Aspen Plus si interfaccerà con il software EDR che calolerà i parametri termodinamici al variare del carico e restituirà i risultati ad Aspen Plus.

### 3.2.5 Strategie di controllo

Allo scopo di adattare il sistema ORC alla variazione di carico della microturbina sovrapposta sono state implementate tre differenti strategie di controllo di ciclo:

**Strategia 1:** Mantenimento temperatura massima di ciclo costante;

**Strategia 2:** Mantenimento titolo di vapore unitario all'uscita dell'evaporatore;

**Strategia 3:** Mantenimento della pressione di evaporazione costante.

La prima strategia di controllo, spesso utilizzata nei cicli bottoming a recupero di calore, prevede il mantenimento della temperatura di ingresso in turbina costante e pari al valore di design. Per riuscire a mantenere questo valore costante è indispensabile variare la portata di massa di fluido organico circolante nel sistema. Per implementare questa strategia nei modelli in Aspen Plus è necessaria l'introduzione di un blocco *Design-Spec* le quali specifiche sono illustrate nella Tabella 3.19. La variazione della pressione di evaporazione dovuta alla variazione del numero di giri della pompa e quindi della prevalenza sviluppata da essa, invece, è già stata introdotta nella modellazione della turbina.

**Tabella 3.19:** Sintesi del blocco Design-Spec utilizzato per imporre la temperatura di ingresso in turbina.

Definizione variabili	
TIT	Temperatura ingresso turbina [ $^{\circ}C$ ]
Espressioni	
Variabile specificata	TIT
Target	$T_{out, evap}$ in condizioni di deign
Variazione	
Variabile manipolata	Portata di massa fluido motore
Limiti	0 - 2 [ $kg/s$ ]

La seconda strategia, anch'essa utilizzata nei cicli bottoming a recupero di calore, opera un controllo sul valore del titolo di vapore del flusso freddo in uscita dall'evaporatore mantenendo il valore di esso sempre unitario al variare del carico. Per ottenere un valore costante di questo parametro e quindi avere sempre vapore saturo secco all'ingresso della turbina, è necessario variare la portata di massa di fluido organico circolante nel ciclo come nella strategia 1. Allo scopo, si deve inserire nei modelli un blocco *Design-Spec* con le specifiche riportate nella Tabella 3.20. Anche in questa strategia di controllo di ciclo, come

nella precedente, la variazione della pressione di evaporazione è imposta dalla variazione del numero di giri della pompa e quindi dalla prevalenza che essa elabora.

**Tabella 3.20:** Sintesi del blocco Design-Spec utilizzato per imporre titolo di vapore unitario all'uscita dell'evaporatore.

Definizione variabili	
TITVAP	Titolo di vapore del flusso freddo in uscita dall'evaporatore
Espressioni	
Variabile specificata	TITVAP
Target	Titolo di vapore = 1
Variazione	
Variabile manipolata	Portata di massa fluido motore
Limiti	0 - 2 [kg/s]

Con la terza strategia di controllo, caratteristica dei cicli a vapore, si mantiene la pressione di evaporazione costante pari al valore di design. La pressione desiderata all'ingresso della turbina viene ottenuta regolando l'apertura di una valvola interposta tra evaporatore e turbina, introducendo quindi una caduta di pressione. La pressione di ingresso turbina sarà quindi data dalla differenza tra pressione di evaporazione e caduta di pressione attuata dalla valvola (Equazione 3.18):

$$p_i = p_{evap} - \Delta p_{valv} \quad (3.18)$$

Questa specifica nei modelli è implementata attraverso il blocco *Design-Spec* avente specifiche riportate nella Tabella 3.15. Anche con questa strategia abbiamo come obiettivo l'aver vapore saturo secco all'uscita dell'evaporatore e quindi è necessario, come nella strategia 2, un blocco *Design-Spec* (Tabella 3.20) che vada a variare la portata di massa di fluido motore. Il mantenimento della pressione di evaporazione pari a valore costante di



design, invece, è attuato tramite una pompa a giri variabili che ha il compito di mantenere costante la prevalenza al variare della portata di massa che la attraversa, traslando il punto di lavoro orizzontalmente nel grafico prevalenza portata. Per simulare questo comportamento è necessario introdurre nei modelli un ulteriore blocco *Design-Spec* aggiuntivo rispetto alle altre due strategie di controllo con le specifiche illustrate nella seguente Tabella 3.21.

**Tabella 3.21:** Sintesi del blocco Design-Spec utilizzato per mantenere la pressione di evaporazione costante.

Definizione variabili	
PEVAP	Pressione uscita evaporatore
Espressioni	
Variabile specificata	PEVAP
Target	Valore di design
Variazione	
Variabile manipolata	Velocità di rotazione della pompa
Limiti	0 - 3500 [rpm]

Al variare delle condizioni operative cambierà l'entità di potenza termica che è necessario asportare al condensatore. Quindi, al fine di raggiungere sempre le stesse condizioni termodinamiche in uscita al condensatore, al variare del carico, si è deciso di agire sulla portata di massa di acqua in ingresso al condensatore. Allo scopo, nei modelli è stato introdotto un blocco *Design-Spec* la cui sintesi è riportata nella Tabella 3.22.

**Tabella 3.22:** Sintesi del blocco Design-Spec utilizzato per mantenere costanti le condizioni di uscita al condensatore.

Definizione variabili	
TOUTCOND	Temperatura flusso caldo uscita condensatore [ $^{\circ}C$ ]
Espressioni	
Variabile specificata	TOUTCOND
Target	Temperatura flusso 5 in condizioni di design
Variazione	
Variabile manipolata	Portata d'acqua di raffreddamento al condensatore
Limiti	0 - 5 [ $kg/s$ ]

## Capitolo 4

### Risultati

In questo capitolo si riportano i principali risultati delle analisi numeriche svolte con il codice di calcolo Aspen Plus. Nel primo paragrafo si confrontano i punti termodinamici del ciclo ORC ottenuti mediante l'utilizzo del codice di ottimizzazione ORC-PD tool sviluppato in MATLAB e quelli calcolati in Aspen Plus dopo il dimensionamento dei componenti del ciclo. Il confronto è fatto per validare i risultati ottenuti con l'ORC-PD verificando che il ciclo termodinamico si trovi a condizioni prossime a quelle trovate durante il processo di ottimizzazione di ciclo. Successivamente, vengono presentati gli andamenti dei principali parametri termodinamici di ciclo a carico parziale.

Il rendimento termico netto di ciclo, calcolato mediante l'Equazione 4.1, è definito come il rapporto tra la potenza netta sviluppata dal ciclo, data dalla differenza tra la potenza sviluppata dalla turbina e la potenza assorbita dalla pompa, e la potenza termica in ingresso al ciclo all'evaporatore.

$$\eta_{th,net} = \frac{W_{turb} - W_{pump}}{Q_{ev}} \quad (4.1)$$

La potenza elettrica prodotta dal ciclo ORC al netto delle perdite meccaniche e elettriche è stata determinata mediante l'Equazione 4.2:

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

Il rendimento meccanico dell'espansore e della pompa ed il rendimento elettrico del generatore e del motore sono stati ipotizzati costanti a tutti i carichi ed i loro valori sono riportati in Tabella 3.4. Il rendimento elettrico netto è definito come il rapporto tra la potenza elettrica netta prodotta dal ciclo ORC e la potenza assorbita all'evaporatore (Equazione 4.3):

$$\eta_{el,net} = \frac{P_{el,net}}{Q_{ev}} \quad (4.3)$$

## 4.1 Analisi dei risultati al design-point

Nella seguente Tabella 4.1 sono riportati i principali parametri ricavati dai modelli in Aspen Plus in condizioni di progetto. Come precedentemente spiegato nel Capitolo 2, le configurazioni A e C sono non recuperative, le configurazioni B e C sono recuperative, le configurazioni A e B sfruttano il calore dei gas di scarico di una microturbina a gas mentre le configurazioni C e D sfruttano il calore dei gas di scarico di due microturbine a gas (nella Tabella 4.1 i valori di portata di massa e di potenza termica scambiata negli evaporatori sono quelle totali nei due scambiatori).

**Tabella 4.1:** Risultati termodinamici ottenuti tramite il software Aspen Plus dalle quattro configurazioni in condizioni di progetto.

	Config.A	Config.B	Config. C	Configur. D
$\dot{m}$ [kg/s]	0.212	0.211	0.418	0.425
$\dot{Q}_{evap}$ [kW]	113.58	108.45	223.88	221.79
$\dot{Q}_{cond}$ [kW]	96.39	91.57	189.76	187.91
$\dot{Q}_{rec}$ [kW]	-	4.02	-	4.61
$\dot{W}_{turb}$ [kW]	17.99	17.67	35.76	35.44
$\dot{W}_{pump}$ [kW]	1.08	1.05	1.64	1.56
$T_{in,turb}$ [°C]	187.21	186.65	188.56	184.20
$p_{ev}$ [bar]	21.69	21.35	22.20	20.92
$p_{cond}$ [bar]	1.60	1.60	1.60	1.60
$\eta_{turb}$	0.769	0.771	0.774	0.781
$\eta_{pump}$	0.750	0.750	0.75	0.75
$\eta_{th,net}$	0.151	0.155	0.152	0.153

È importante il confronto tra i parametri termodinamici dei cicli ricavati rispettivamente con il software Aspen Plus e con il software MATLAB. Osservando i vari valori e le loro differenze relative in Tabella 4.2, è possibile notare che essi si sovrappongono ottimamente e le piccole differenze relative sono dovute maggiormente all'introduzione, in Aspen Plus,

delle perdite di carico negli scambiatori di calore e all'introduzione di qualche grado centigrado di sotto raffreddamento all'uscita del condensatore.

**Tabella 4.2:** Confronto tra i parametri dei cicli ottimizzati con MATLAB ed i modelli sviluppati in Aspen Plus.

	Config. A			Config. C		
	Aspen	MATLAB	Diff. Rel.	Aspen	MATLAB	Diff. Rel.
$\dot{Q}_{evap} [kW]$	113.58	111.95	+1.4 %	223.88	223.03	+0.38 %
$\dot{Q}_{cond} [kW]$	96.39	94.89	+1.6 %	189.76	188.65	+0.59 %
$\dot{W}_{turb} [kW]$	17.99	17.86	+0.7 %	35.76	36.01	-0.69 %
$\dot{W}_{pump} [kW]$	0.81	0.81	0.0 %	1.64	1.63	+0.61 %
$T_{in,turb} [^{\circ}C]$	187.21	186.85	+0.2 %	188.22	189.85	-0.86 %
$\eta_{th,net}$	0.151	0.152	-0.6 %	0.152	0.154	-1.30 %
$P_{el,net} [kW]$	13.28	13.18	+0.8 %	26.35	26.55	-0.75 %
$\eta_{el,net}$	0.117	0.118	-0.8 %	0.118	0.119	-0.84 %

	Config. B			Config. D		
	Aspen	MATLAB	Diff. Rel.	Aspen	MATLAB	Diff. Rel.
$\dot{Q}_{evap} [kW]$	108.85	108.74	+0.11 %	221.79	220.87	+0.42 %
$\dot{Q}_{cond} [kW]$	91.57	91.14	+0.47 %	187.91	186.51	+0.75 %
$\dot{Q}_{rec} [kW]$	4.02	2.99	+34.45 %	4.60	2.87	+60.27 %
$\dot{W}_{turb} [kW]$	17.67	17.80	-0.73 %	35.44	35.91	-1.31 %
$\dot{W}_{pump} [kW]$	0.79	0.79	0.00 %	1.56	1.56	0.00 %
$T_{in,turb} [^{\circ}C]$	186.65	186.85	-0.11 %	184.74	184.85	-0.06 %
$\eta_{th,net}$	0.155	0.156	-0.64 %	0.153	0.155	-1.29 %
$P_{el,net} [kW]$	13.04	13.16	-0.91 %	26.18	26.57	-1.46 %
$\eta_{el,net}$	0.120	0.121	-0.83 %	0.118	0.120	-1.167 %

Si può inoltre notare che la potenza scambiata all'evaporatore e al condensatore nei modelli in Aspen Plus sia sempre maggiore di quella calcolata nei modelli in MATLAB. Questo fatto è da attribuire principalmente all'introduzione del sotto raffreddamento all'uscita del condensatore, che comporta un incremento della potenza di condensazione rispetto al caso

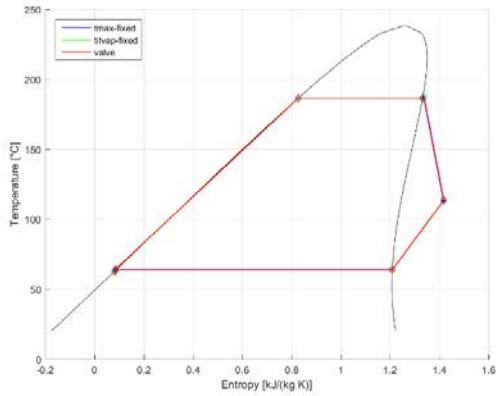
senza sotto raffreddamento e un conseguente abbassamento della temperatura all'ingresso dell'evaporatore e quindi un necessario aumento della potenza da scambiare all'evaporatore per raggiungere le stesse condizioni in uscita. Come si vede, i valori della potenza termica scambiata nei recuperatori presentano scostamenti maggiori rispetto a tutti gli altri parametri. Questo effetto è dovuto sostanzialmente al fatto che qualche grado centigrado di variazione nei flussi entranti ed uscenti dai recuperatori influisce molto sulla potenza termica.

## 4.2 Analisi dei risultati in off design

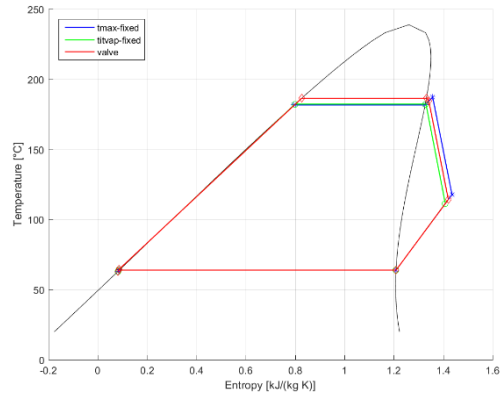
Lo studio dei risultati in off-design viene eseguito partendo dall'analisi degli andamenti dei cicli ORC nel diagramma T-s. Di seguito, per ogni configurazione, vengono riportati i cicli ORC a diversi carichi operativi stabiliti attraverso la potenza elettrica prodotta dalla microturbina a gas posta a monte dell'ORC.

Nelle Figure 4.1 si può osservare la variazione del ciclo termodinamico nella configurazione non recuperativa A con le tre strategie di controllo (mantenimento temperatura massima di ciclo costante (*Strategia 1*), mantenimento titolo di vapore unitario all'uscita dell'evaporatore (*Strategia 2*) e mantenimento della pressione di evaporazione costante (*Strategia 3*)). L'effetto che si nota in maggior misura nel ciclo a cui è applicata la *Strategia 1* di controllo (linea continua di colore blu) e nel ciclo a cui è applicata la *Strategia 2* di controllo (linea continua di colore verde), è l'abbassamento della pressione di evaporazione. Questo è dovuto alla strategia di controllo a pressione proporzionale, che lega la variazione della portata di massa del fluido organico circolante alla variazione della pressione di evaporazione. Nel caso del ciclo a cui è applicata la *Strategia 3* di controllo (linea continua di colore rosso), la caduta di pressione proporzionale alla variazione della portata di massa viene effettuata tramite la valvola posta a valle dell'evaporatore. Con la *Strategia 1*, avendo fissato la temperatura di ingresso turbina, si ha come conseguenza al variare del carico un aumento del grado di surriscaldamento in uscita dall'evaporatore e un aumento di temperatura del vapore a fine espansione. Lo stesso effetto, anche se meno pronunciato, si ha con la *Strategia 3* in quanto la valvola opera un'espansione che sposta il punto di inizio espansione in turbina nella zona del vapore surriscaldato. Con la *Strategia 2* si ha espansione

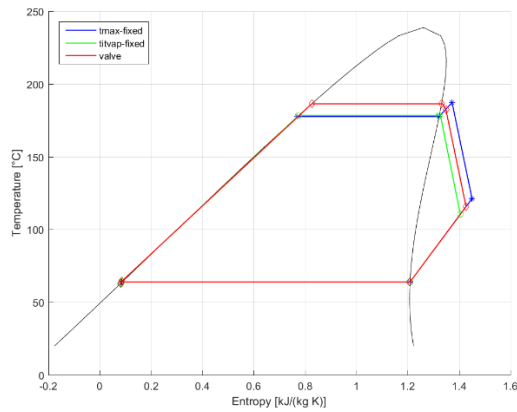
diretta a partire dalla curva limite superiore della campana di Andrews e quindi si ha una temperatura di uscita del vapore dalla turbina più bassa rispetto agli altri due. Inoltre, questa strategia di controllo consente di mantenere una pressione di evaporazione più alta rispetto alla *Strategia 1*.



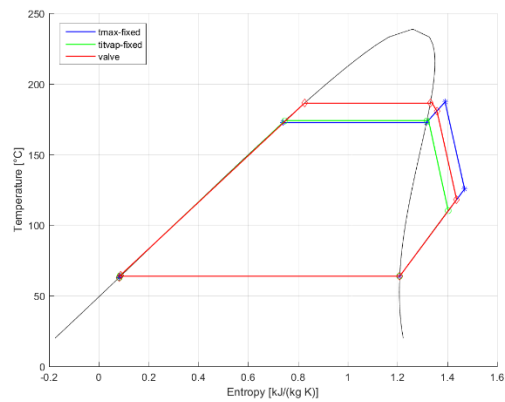
(b) Potenza turbina a gas al 100 % ( $P_{el,TG} = 65$  kW)



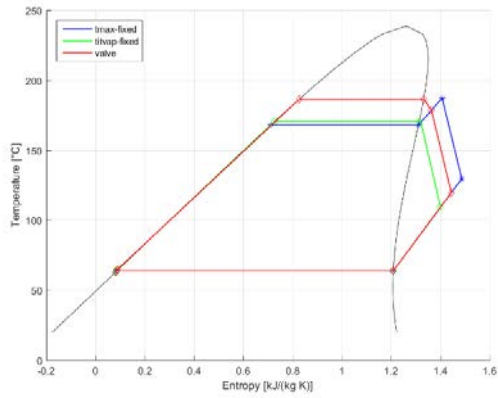
(b) Potenza turbina a gas al 92 % ( $P_{el,TG} = 60$  kW)



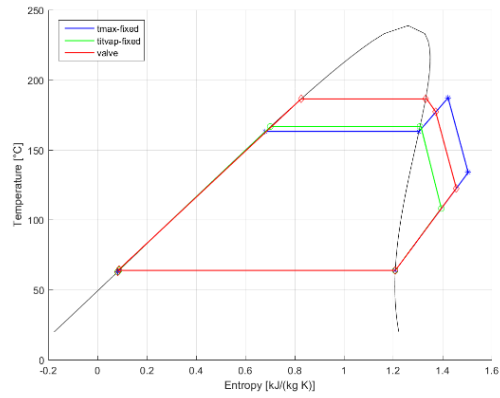
(c) Potenza turbina a gas al 85 % ( $P_{el,TG} = 55$  kW)



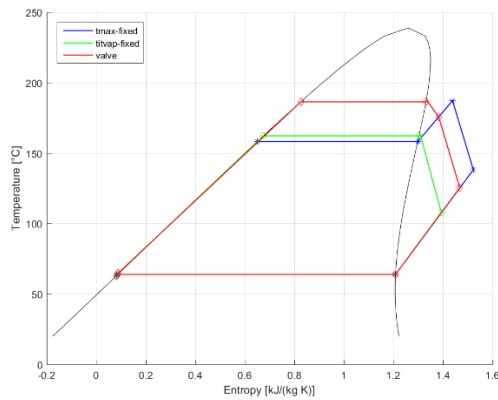
(d) Potenza turbina a gas al 77 % ( $P_{el,TG} = 50$  kW)



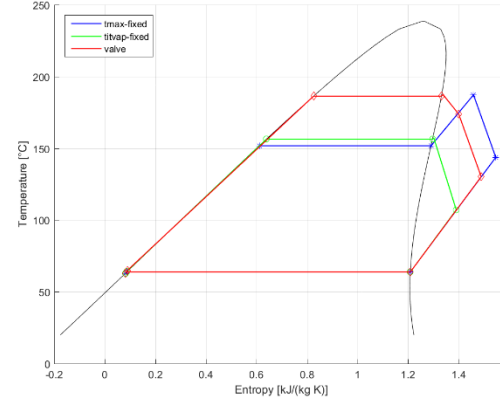
(e) Potenza turbina a gas al 69 % ( $P_{el,TG} = 45$  kW)



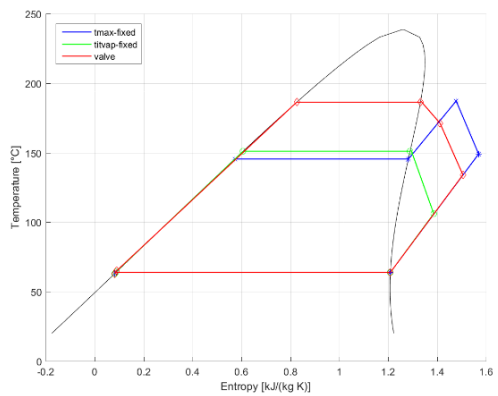
(f) Potenza turbina a gas al 62 % ( $P_{el,TG} = 40$  kW)



(g) Potenza turbina a gas al 54 % ( $P_{el,TG} = 35$  kW)



(h) Potenza turbina a gas al 46 % ( $P_{el,TG} = 30$  kW)

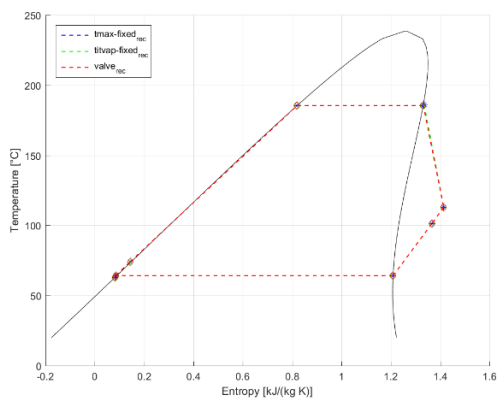


(i) Potenza turbina a gas al 38 % ( $P_{el,TG} = 25$  kW)

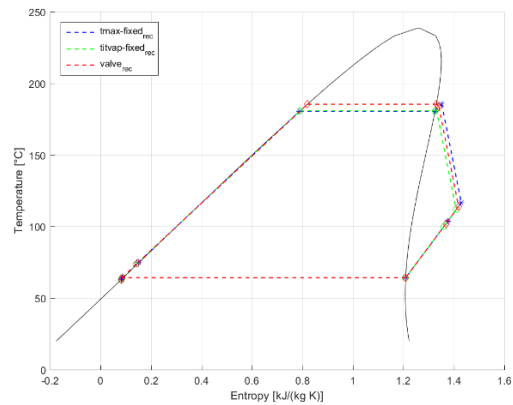
**Figure 4.1:** Cicli non recuperativi a carico parziale della configurazione A nel Diagramma T-s.



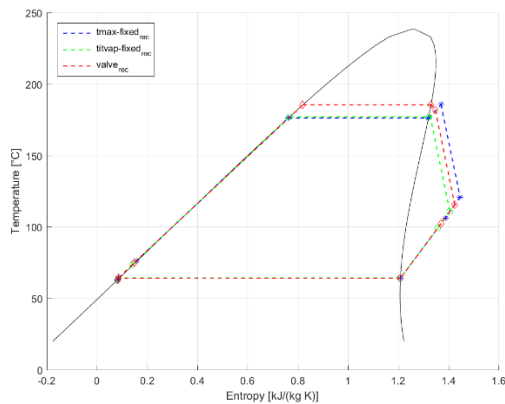
Nelle Figure 4.2 si può osservare la variazione del ciclo termodinamico nella configurazione recuperativa B con le tre strategie di controllo. Analogamente a quanto già detto per la configurazione A non recuperativa, con la *Strategia 1* si osserva una temperatura del vapore in uscita dalla turbina più elevata rispetto alle altre due strategie di controllo e quindi ci si aspetta un recupero termico migliore rispetto agli altri due cicli con strategie di controllo diverse, anche se come si nota nelle Figure 4.2g, 4.2h, 4.2i (carico molto ridotto) i profili di temperatura all'interno del recuperatore si allontanano di molto, ad esempio, rispetto al ciclo con *Strategia 2* e questo comporta una minore efficienza di scambio termico.



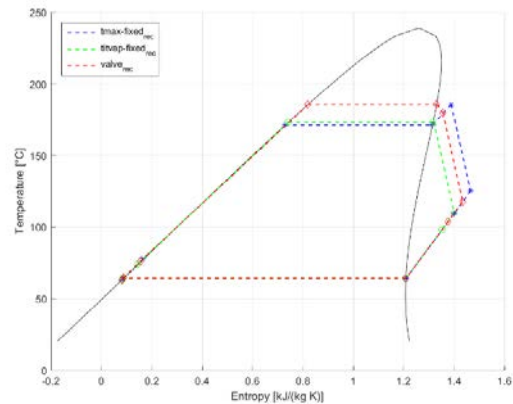
(a) Potenza turbina a gas al 100 % ( $P_{el,TG} = 65$  kW)



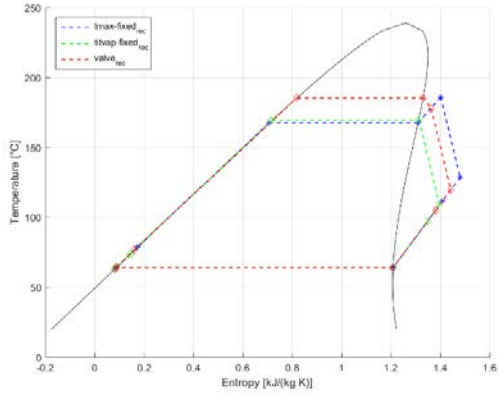
(b) Potenza turbina a gas al 92 % ( $P_{el,TG} = 60$  kW)



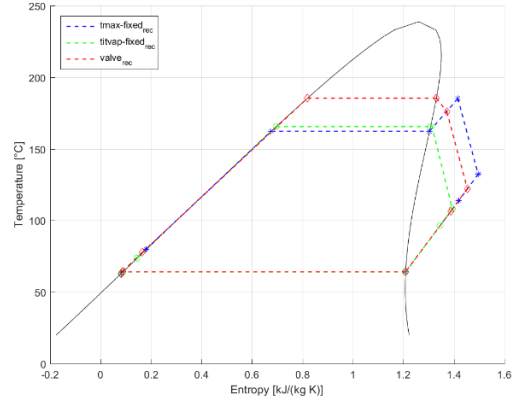
(c) Potenza turbina a gas al 85 % ( $P_{el,TG} = 55$  kW)



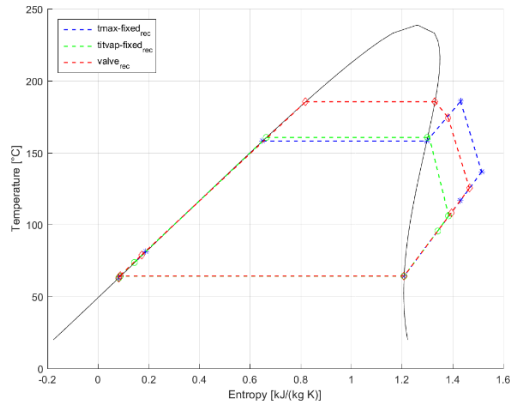
(d) Potenza turbina a gas al 77 % ( $P_{el,TG} = 50$  kW)



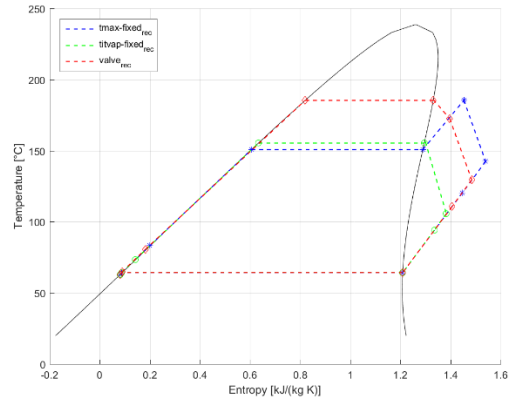
(e) Potenza turbina a gas al 69 % ( $P_{el,TG} = 45$  kW)



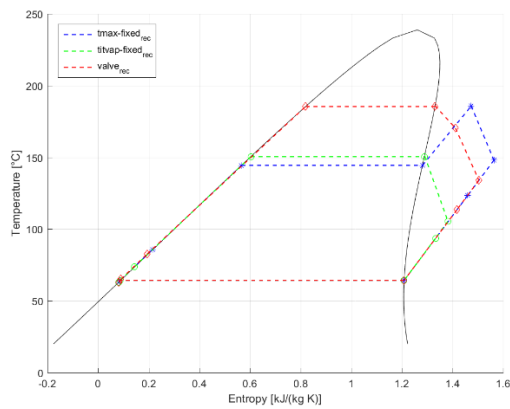
(f) Potenza turbina a gas al 62 % ( $P_{el,TG} = 40$  kW)



(g) Potenza turbina a gas al 54 % ( $P_{el,TG} = 35$  kW)



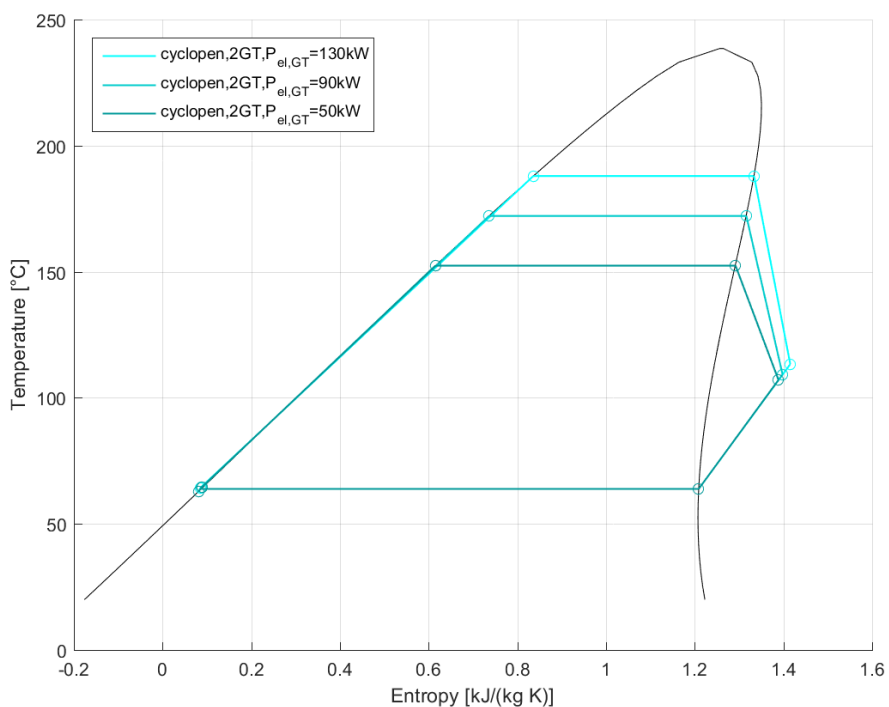
(h) Potenza turbina a gas al 46 % ( $P_{el,TG} = 30$  kW)



(i) Potenza turbina a gas al 38 % ( $P_{el,TG} = 25$  kW)

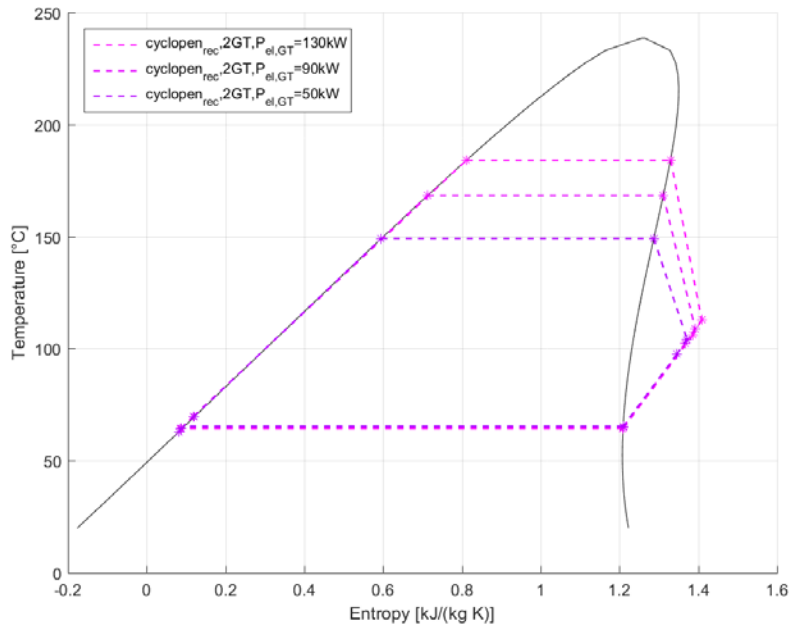
**Figure 4.2:** Cicli recuperativi a carico parziale della configurazione B nel Diagramma T-s

Nella Figura 4.3 si può osservare la variazione del ciclo termodinamico nella configurazione non recuperativa C che sfrutta il calore dei gas di scarico di due microturbine a gas. È stato deciso per questa configurazione, dopo lo studio delle tre strategie di controllo di ciclo, di applicare solo la *Strategia 2* che come vedremo nei grafici che riportano la potenza elettrica nei paragrafi successivi, consente di ottenere le prestazioni migliori rispetto alle altre due strategie.



**Figura 4.3:** Cicli non recuperativi a carico parziale della configurazione C nel Diagramma T-s.

Nella Figura 4.4 si può osservare la variazione del ciclo termodinamico nella configurazione recuperativa D che anch'essa, come la precedente configurazione C, sfrutta il calore dei gas di scarico di due microturbine a gas. Anche in questa configurazione si è deciso di applicare la *Strategia 2* di controllo di ciclo. Osservando la figura si nota che in questa configurazione il calore di recupero all'interno del ciclo non ha grossa entità e in più i profili di temperatura all'interno del recuperatore risultano piuttosto lontani soprattutto ai medi e ai bassi carichi.

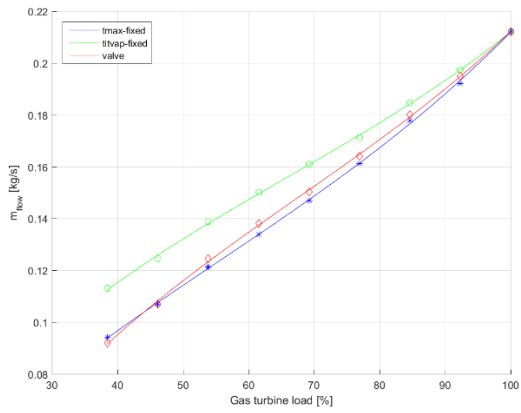


**Figura 4.4:** Cicli recuperativi a carico parziale della configurazione D nel Diagramma T-s.

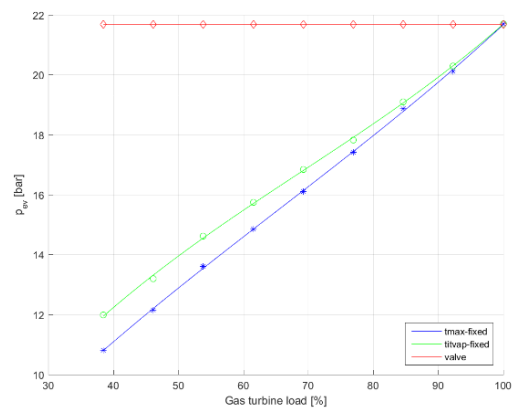
#### 4.2.1 Prestazioni globali

Nelle Figure 4.5a e 4.5b sono mostrati, rispettivamente, gli andamenti della portata circolante di fluido organico al variare del carico della microturbina a gas e della pressione di evaporazione della configurazione A con le tre strategie di controllo di ciclo.

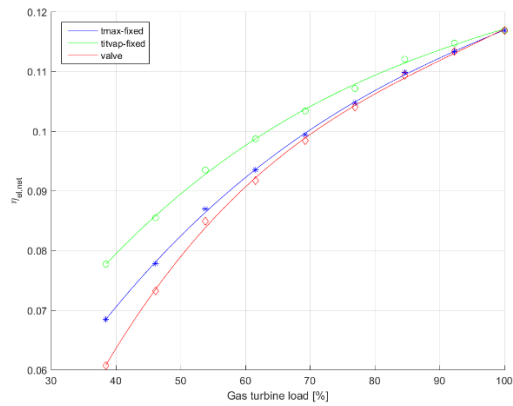
La portata di fluido organico all'interno dei sistemi cala con l'abbassarsi carico. La Figura 4.5b conferma che pressione di evaporazione e portata circolante sono legate da una relazione di proporzionalità diretta in quanto cala anche la pressione di evaporazione, tranne con la Strategia 3 in cui si mantiene costante la pressione di evaporazione.



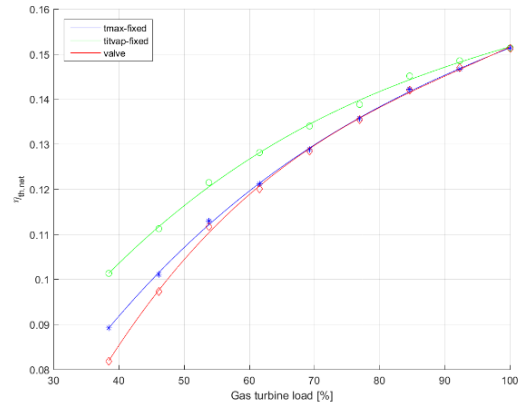
(a) Portata di massa del fluido organico nel ciclo



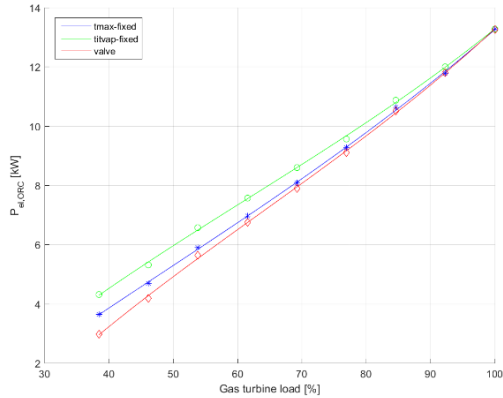
(b) Pressione di evaporazione



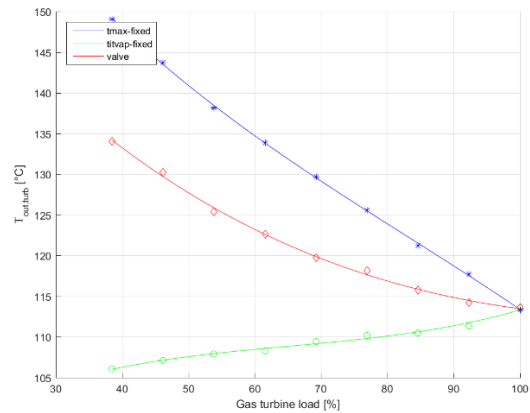
(c) Rendimento elettrico netto



(d) Rendimento termico netto di ciclo



(d) Potenza elettrica generata dal ciclo ORC

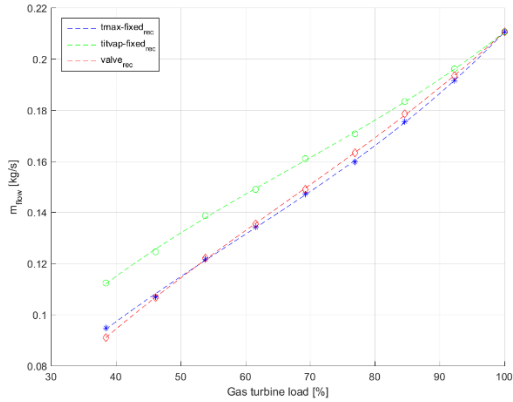


(e) Temperatura di uscita dalla turbina

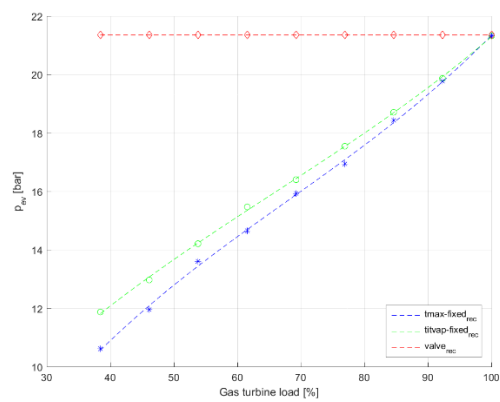
**Figure 4.5:** Andamento di portata di fluido organico (a), pressione di evaporazione (b), rendimento elettrico netto (c), rendimento termico netto di ciclo (d), potenza elettrica generata dal ciclo ORC ed (e) temperatura di uscita del vapore dalla turbina con le tre strategie di controllo per la configurazione recuperativa B.

Nelle Figura 4.5a è inoltre importante notare che la portata di massa con la Strategia 2 presenta valori più elevati rispetto alle altre due strategie di controllo. Per quanto riguarda la pressione di evaporazione, si vede che nel confronto tra *Strategia 1* e *Strategia 2* sia il secondo a presentare valori maggiori. Al diminuire del carico, in termini prestazionali è il salto di pressione nella turbina che conta maggiormente e come si vede nelle Figure 4.1 e 4.2 è la *Strategia 2* che consente di avere la pressione di ingresso turbina maggiore (si ricorda che la pressione in uscita dalla turbina è fissata per tutte le strategie di controllo). Quindi, è possibile affermare che la *Strategia 2* consente di avere le prestazioni migliori perché consente di mantenere, al variare del carico, portata di massa e pressione di ingresso turbina più elevate rispetto agli altri metodi di controllo come si evince chiaramente dalle Figure 4.5c, 4.5d e 4.5e dove rendimento elettrico, rendimento termico e potenza elettrica prodotta sono maggiori. Dalle Figure 4.5c, 4.5d e 4.5e, inoltre, si vede che la strategia di controllo peggiore in termini prestazionali è la *Strategia 3*. Questo è dovuto al fatto che una valvola risulta dannosa in termini exergetici e quindi influenza pesantemente le prestazioni del ciclo.

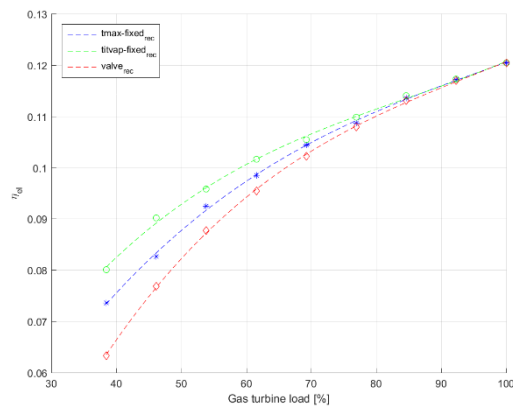
Nelle Figure 4.6a e 4.6b si può evincere che nella configurazione recuperativa B vi sono gli stessi andamenti, al variare del carico della microturbina a gas, di portata di massa del fluido motore e della pressione di evaporazione della configurazione non recuperativa A.



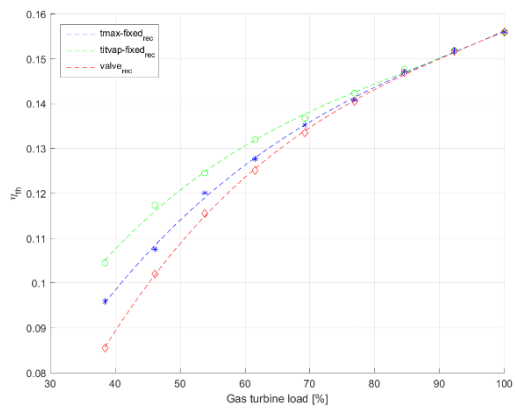
(a) Portata di massa del fluido organico nel ciclo



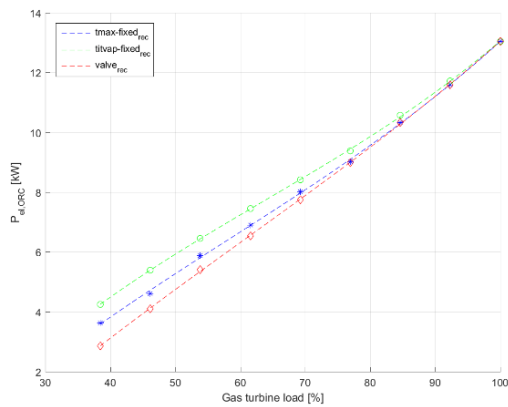
(b) Pressione di evaporazione



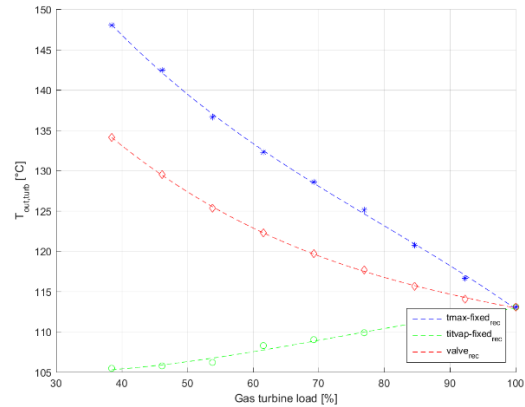
(c) Rendimento elettrico netto



(d) Rendimento termico netto di ciclo



(e) Potenza elettrica generata dal ciclo ORC

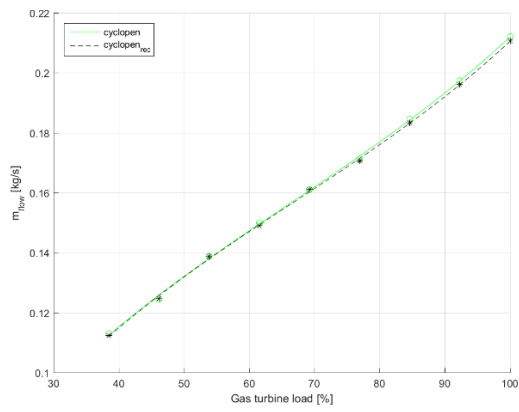


(e) Temperatura di uscita dalla turbina

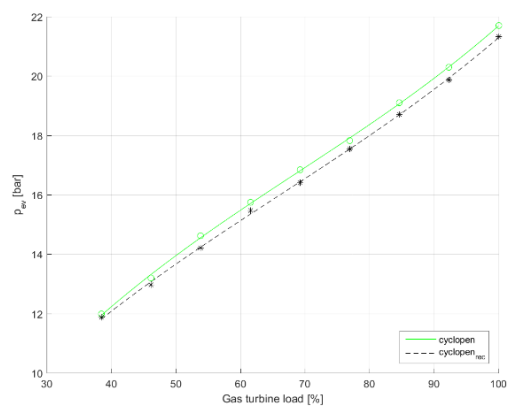
**Figure 4.6:** Andamento di portata di fluido organico (a), pressione di evaporazione (b), rendimento elettrico netto (c), rendimento termico netto di ciclo (d), potenza elettrica generata dal ciclo ORC ed (e) temperatura di uscita del vapore dalla turbina con le tre strategie di controllo per la configurazione recuperativa B.

È interessante il confronto degli andamenti di portata di massa, pressione di evaporazione, rendimento termico netto di ciclo, rendimento elettrico e potenza elettrica prodotta tra la configurazione non recuperativa A e la configurazione recuperativa B illustrato graficamente nelle Figure 4.7. Si è deciso di confrontare i due cicli con la *Strategia 2* di controllo. Osservando le figure si può affermare che l'andamento della portata di massa del fluido motore (Figura 4.7a) è circa lo stesso per entrambe le configurazioni, la pressione di evaporazione (Figura 4.7b) presenta valori leggermente maggiori per la configurazione non recuperativa A e questo comporta valori di potenza elettrica prodotta maggiori per essa, anche se a bassi carichi le curve tendono a sovrapporsi. Il rendimento termico netto di ciclo e il rendimento elettrico sono a favore della configurazione recuperativa B e questo è giustificabile tenendo conto del denominatore delle Equazioni 4.1 e 4.3, in quanto il calore assorbito dall'evaporatore a parità di altre condizioni è minore nella configurazione recuperativa (Tabella 4.2).

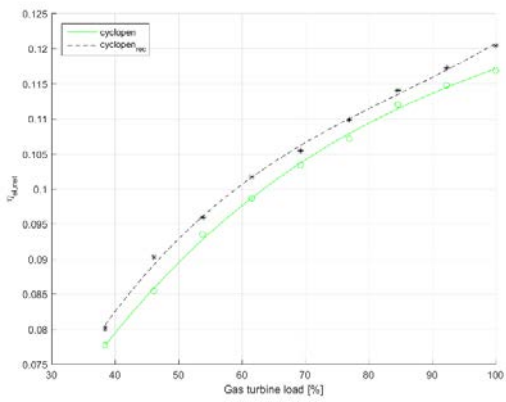




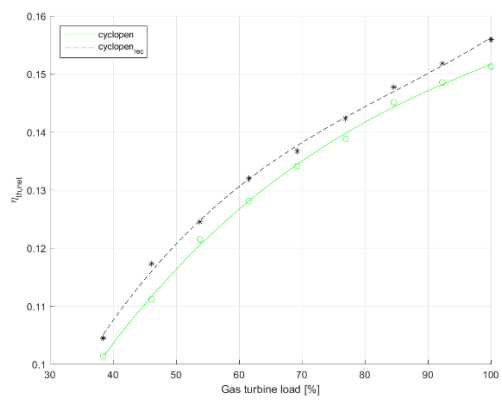
(a) Portata di massa del fluido organico nei cicli



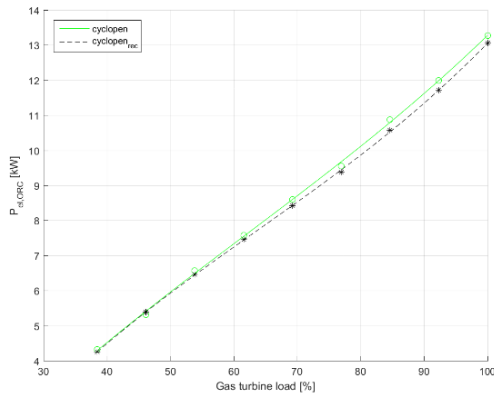
(b) Pressione di evaporazione



(c) Rendimento elettrico netto



(d) Rendimento termico netto di ciclo



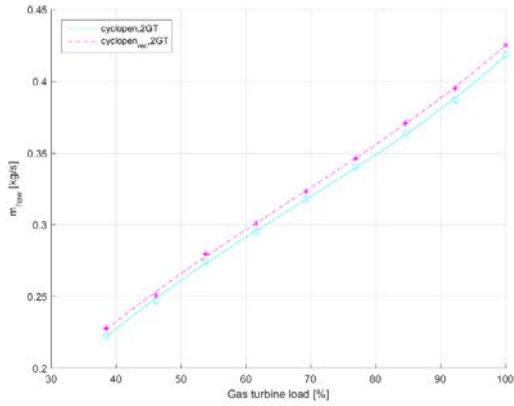
(e) Potenza elettrica generata dai cicli ORC

**Figure 4.7:** Andamento di portata di fluido organico (a), pressione di evaporazione (b), rendimento elettrico netto (c), rendimento termico netto di ciclo (d) e potenza elettrica generata dal ciclo ORC (e) della configurazione non recuperativa A e della configurazione recuperativa B.

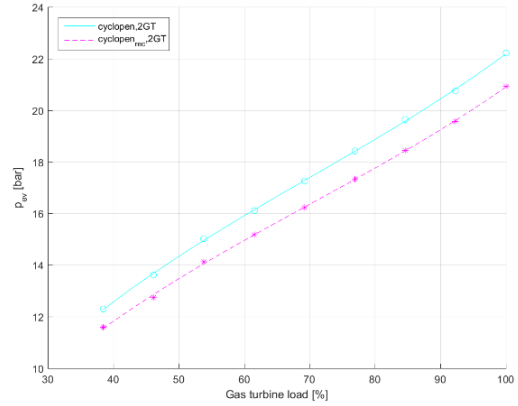
Il confronto degli andamenti di portata di massa, pressione di evaporazione, rendimento termico netto di ciclo, rendimento elettrico e potenza elettrica prodotta, al variare del carico, tra la configurazione non recuperativa C e la configurazione recuperativa D che sfruttano il calore dei gas di scarico di due microturbine a gas è illustrato graficamente nelle Figure 4.8. Si è deciso, anche in questo caso, di confrontare i due cicli con la strategia di controllo più performante cioè la *Strategia 2*.

Osservando la Figura 4.8a che illustra l'andamento della portata di massa del fluido organico all'interno del ciclo si evince che la configurazione recuperativa D presenta valori maggiori rispetto alla non recuperativa C. Una situazione opposta si ha per la pressione di evaporazione (Figura 4.8b) in cui la configurazione non recuperativa C presenta valori superiori rispetto alla recuperativa D. Questi due effetti opposti danno luogo a degli andamenti della potenza elettrica prodotta dai cicli nelle due configurazioni (Figura 4.8e) che vanno quasi a sovrapporsi. Anche gli andamenti di rendimento termico (Figura 4.8c) e rendimento elettrico (Figura 4.8d) tendono a sovrapporsi e questo è dovuto al fatto che nella configurazione D la quantità di calore scambiata al recuperatore ha un valore ridotto e quindi il calore scambiato negli evaporatori risulta all'incirca lo stesso. Analizzando, inoltre, gli andamenti dei

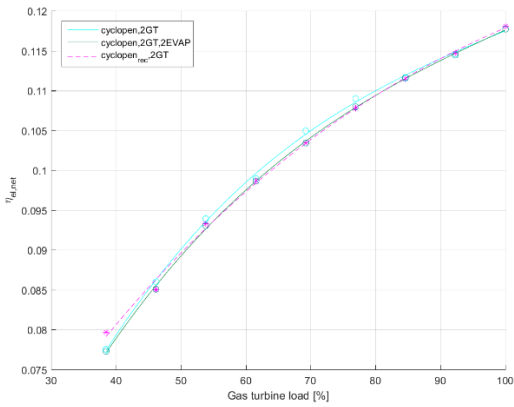
principali valori prestazionali della configurazione C rispettivamente modellata con un evaporatore e con due evaporatori posti in parallelo, si nota che la configurazione con un evaporatore presenta valori leggermente più elevati e la differenza tra le due è al massimo del 2 % sia per potenza elettrica, sia per rendimento termico ed elettrico.



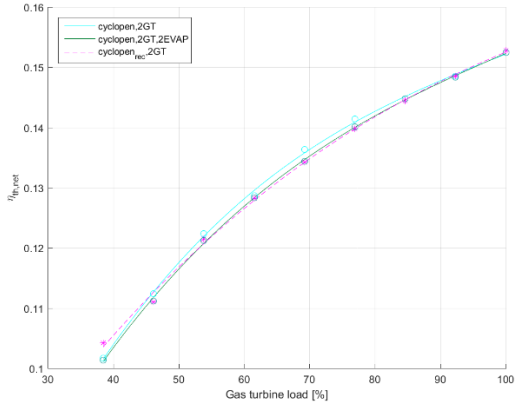
(a) Portata di massa del fluido organico nei cicli



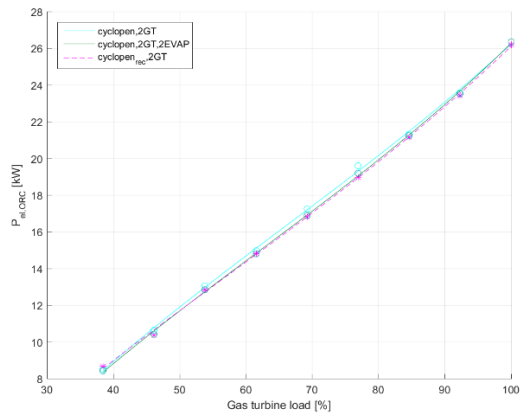
(b) Pressione di evaporazione



(c) Rendimento elettrico netto



(d) Rendimento termico netto di ciclo



(e) Potenza elettrica generata dai cicli ORC

**Figure 4.8:** Andamento di portata di fluido organico (a), pressione di evaporazione (b), rendimento elettrico netto (c), rendimento termico netto di ciclo (d) e potenza elettrica generata dal ciclo ORC (e) della configurazione non recuperativa C e della configurazione recuperativa D.

Confrontando i principali parametri prestazionali tra le configurazioni non recuperative A e C si osserva che l'andamento dei rendimenti elettrico e termico coincidono e la potenza elettrica prodotta dalla configurazione C è doppia rispetto a quella prodotta dalla configurazione A e questo è dovuto al fatto che tutte le potenze termiche negli scambiatori e le potenze rispettivamente assorbita dalla pompa e prodotta dalla turbina sono doppie per la configurazione C rispetto alla configurazione A in tutti i carichi di lavoro. Un confronto tra le configurazioni recuperative B e D evidenzia un comportamento leggermente diverso rispetto a quello tra le configurazioni non recuperative A e C. Questo è da attribuire alle potenze termiche scambiate nei recuperatori, infatti, osservando la Tabella 4.2 si evince che la potenza termica scambiata al recuperatore calcolata dal codice di calcolo Aspen per la configurazione B al design è di  $4,02 \text{ kW}$  e  $4,60 \text{ kW}$  per la configurazione D che come si vede differiscono solo del  $13 \%$ .

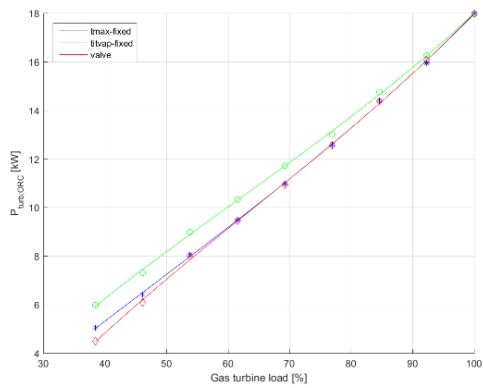
#### 4.2.2 Prestazioni dei componenti

In questa sezione vengono presentati i risultati inerenti alle prestazioni dei singoli componenti dell'impianto quali turbina, pompa e scambiatori di calore.

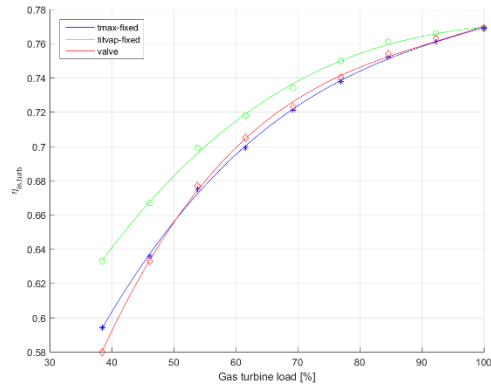
##### **Analisi delle prestazioni della turbina**

Nelle Figure 4.9 e 4.10 sono mostrati gli andamenti della potenza prodotta in turbina e del rendimento isoentropico della macchina, al variare del carico della microturbina a gas, con le tre strategie di controllo di ciclo nella configurazione non recuperativa A e nella configurazione recuperativa B. Gli andamenti della potenza prodotta in turbina ricalcano gli andamenti della potenza elettrica.

Il rendimento isoentropico della turbina diminuisce progressivamente allontanandosi dalle condizioni di pieno carico e presenta andamenti molto simili per tutte le configurazioni. Con la *Strategia 2* si riesce ad avere un andamento dei valori di rendimento isoentropico della turbina migliore rispetto alle altre due strategie di controllo e questo è dovuto al fatto che con questa strategia si ha una diminuzione minore della portata di massa e della pressione ingresso turbina al variare del carico e quindi essa consente di allontanarsi più lentamente dal punto di progetto che presenta efficienza isoentropica di turbina massima.

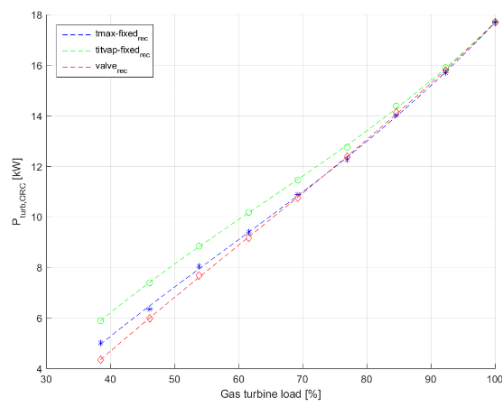


(a) Potenza prodotta in turbina

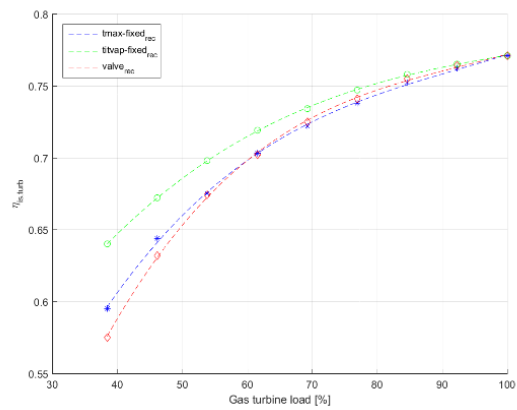


(b) Rendimento isoentropico macchina

**Figure 4.9:** Potenza prodotta in turbina (a) e rendimento isoentropico della macchina (b) al variare del carico con i tre metodi di controllo per la configurazione A.

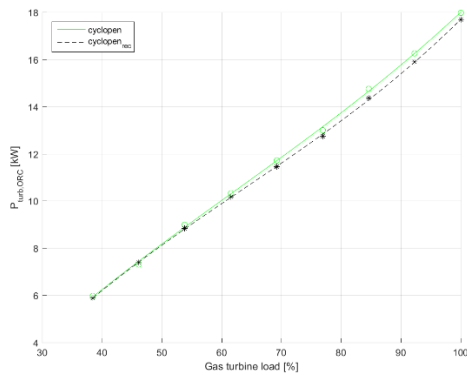


(a) Potenza prodotta in turbina

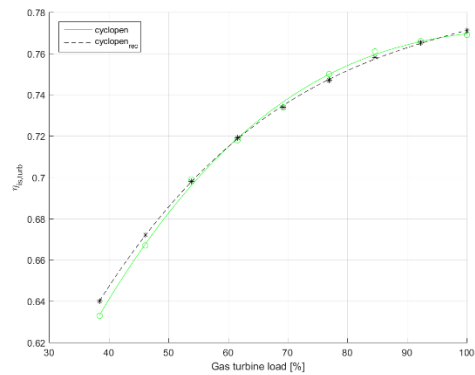


(b) Rendimento isoentropico macchina

**Figure 4.10:** Potenza prodotta in turbina (a) e rendimento isoentropico della macchina (b) al variare del carico con i tre metodi di controllo per la configurazione B.



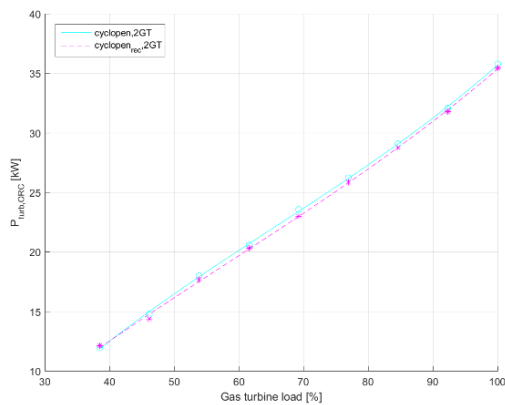
(c) Potenza prodotta in turbina



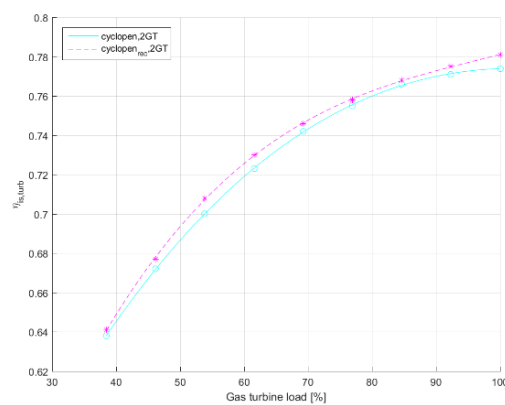
(d) Rendimento isoentropico macchina

**Figure 4.11:** Potenza prodotta in turbina (a) e rendimento isoentropico della macchina (b) al variare del carico della configurazione non recuperativa A e della configurazione recuperativa B.

Nelle figure 4.11 e 4.12, invece, vengono messi a confronto gli andamenti di potenza prodotta in turbina e rendimento isoentropico della macchina rispettivamente delle configurazioni recuperativa A e della non recuperativa B (Figura 4.11) e delle configurazioni recuperativa C e della non recuperativa D (Figura 4.12).



(c) Potenza prodotta in turbina



(d) Rendimento isoentropico macchina

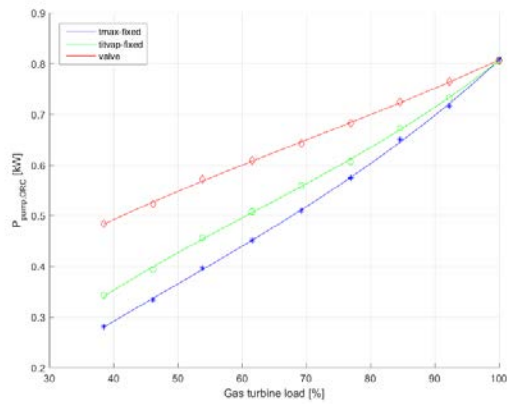
**Figure 4.12:** Potenza prodotta in turbina (a) e rendimento isoentropico della macchina (b) al variare del carico della configurazione non recuperativa C e della configurazione recuperativa D.

## **Analisi delle prestazioni della pompa**

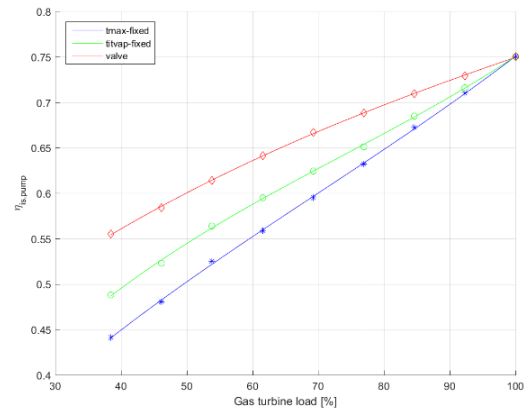
Nelle Figure 4.13 e 4.14 sono mostrati gli andamenti della potenza assorbita dalla pompa e del rendimento della macchina, entrambi diagrammati al variare del carico, con le tre strategie di controllo di ciclo nella configurazione non recuperativa A e nella configurazione recuperativa B. Analizzando gli andamenti della potenza assorbita dalla pompa nelle due configurazioni (Figure 4.13a, 4.14a) si può subito notare che la *Strategia 3*, che consente di mantenere la pressione di evaporazione costante, assorbe più potenza rispetto agli altri due metodi è questo è riconducibile al fatto che con questa strategia di controllo è necessario mantenere sempre lo stesso salto di pressione tra evaporatore e condensatore. Se si confrontano, invece, le curve della potenza assorbita dalla pompa con la *Strategia 1* e con la *Strategia 2*, notiamo che tramite la prima riusciamo ad avere un consumo di potenza minore. Questo fatto è da attribuirsi all'andamento della pressione di evaporazione (Figure 4.5b, 4.6b) che cala più rapidamente rispetto alla *Strategia 2* e quindi la pompa, al variare del carico, deve fornire un salto di pressione minore.

Per quanto concerne il rendimento isoentropico della macchina si ha che l'andamento migliore, che presenta valori più elevati rispetto alle altre strategie di controllo, è quello con la *Strategia 3* e questo deriva dal fatto che dovendo mantenere costante il salto di pressione, e sia solo la portata di massa a subire variazioni abbiamo uno scostamento meno repentino del numero dei giri della pompa e quindi un allontanamento più lento, al variare del carico, dalle condizioni di progetto della macchina rispetto alle altre due strategie di controllo. Ad avere la peggio, sempre in termini di rendimento isoentropico, è la *Strategia 1*, in quanto con questo metodo di controllo, al variare del carico, si ha una decrescita più rapida della portata di massa di fluido organico nel ciclo e della pressione di evaporazione che conduce ad un allontanamento dalle condizioni di progetto della pompa più veloce (Figure 4.5a, 4.6a).



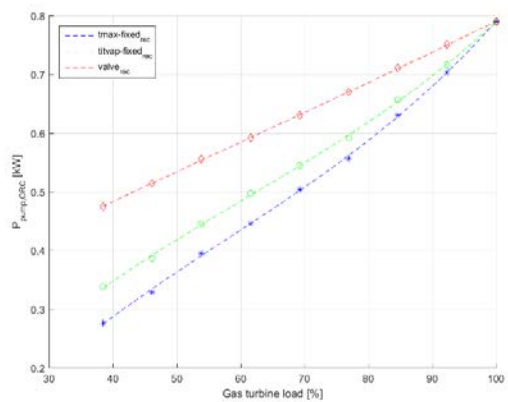


(a) Potenza assorbita dalla pompa

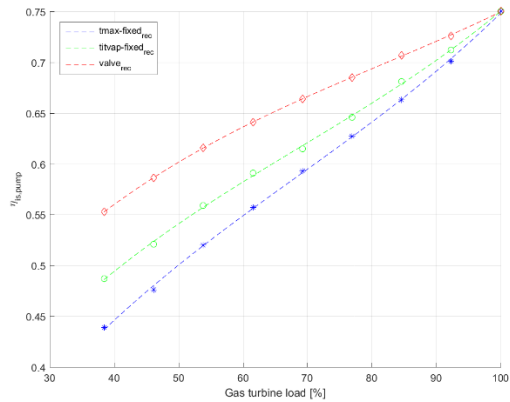


(b) Rendimento isentropico della macchina

**Figure 4.13:** Potenza assorbita dalla pompa (a) e rendimento isentropico della macchina (b) al variare del carico con i tre metodi di controllo per la configurazione non recuperativa A.



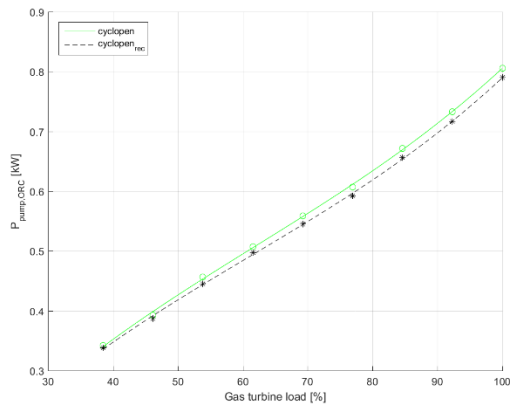
(a) Potenza assorbita dalla pompa



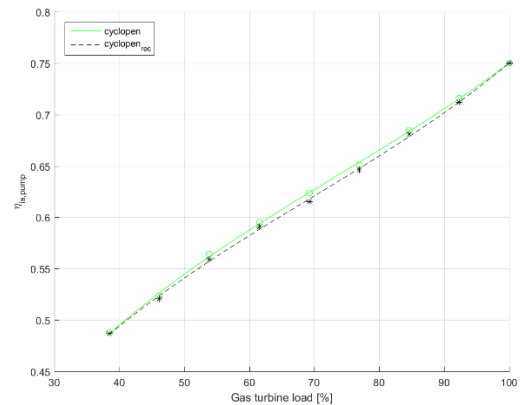
(b) Rendimento isentropico della macchina

**Figure 4.14:** Potenza assorbita dalla pompa (a) e rendimento isentropico della macchina (b) al variare del carico con i tre metodi di controllo per la configurazione recuperativa B.

Il confronto tra gli andamenti di potenza assorbita dalla pompa e rendimento isoentropico di macchina (Figure 4.15) tra la configurazione non recuperativa A e la configurazione recuperativa B, con la *Strategia 2* presenta un consumo di potenza leggermente maggiore per la configurazione non recuperativa A perché la pompa deve affrontare un salto di pressione maggiore rispetto alla configurazione B come si vede chiaramente in Figura 4.7b. Gli andamenti del rendimento isoentropico della macchina sono molto simili per entrambe le configurazioni. Prendendo in considerazione la potenza elettrica assorbita dalla pompa con la *Strategia 2* si ha che essa incide al design sulla potenza elettrica prodotta per circa il 7 % e in tutti gli altri punti in off-design incide per circa il 7-8 % per entrambe le configurazioni.



(a) Potenza assorbita dalla pompa

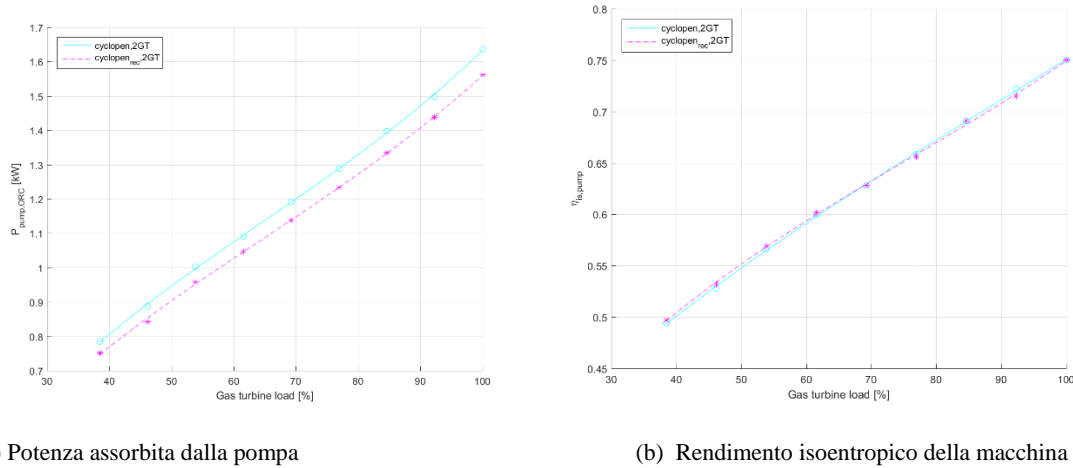


(b) Rendimento isoentropico della macchina

**Figure 4.15:** Potenza assorbita dalla pompa (a) e rendimento isoentropico della macchina (b) al variare del carico della configurazione non recuperativa A e della configurazione recuperativa B.

Anche nel confronto tra gli andamenti di potenza assorbita dalla pompa e rendimento isoentropico (Figure 4.16) della configurazione non recuperativa C e la configurazione recuperativa D possiamo trarre le stesse conclusioni fatte per il confronto tra le configurazioni A e B, in quanto il consumo di potenza della pompa è maggiore per la configurazione non recuperativa C perché essa deve affrontare un salto tra le pressioni massima e minima di ciclo maggiore come si evince chiaramente dalla Figura 4.8b. Anche in questo caso non si hanno

grossi scostamenti tra gli andamenti dei rendimenti isoentropici della pompa nelle due configurazioni.



(a) Potenza assorbita dalla pompa

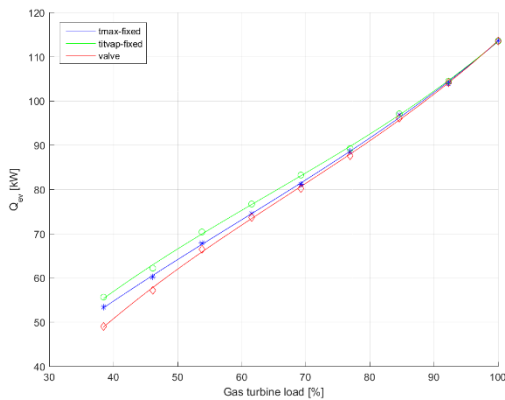
(b) Rendimento isoentropico della macchina

**Figure 4.16:** Potenza assorbita dalla pompa (a) e rendimento isoentropico della macchina (b) al variare del carico della configurazione non recuperativa C e della configurazione recuperativa D.

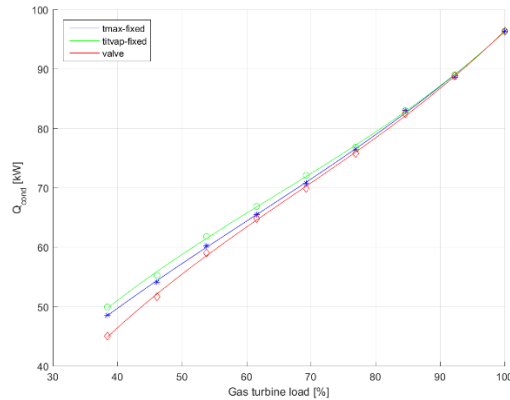
### 4.2.3 Potenze termiche scambiate

Nelle Figure 4.17 e 4.18 è possibile osservare come variano le potenze termiche scambiate all'interno di ogni scambiatore, al variare del carico, con le tre strategie di controllo di ciclo. Sia per la configurazione recuperativa A che per la configurazione non recuperativa B la *Strategia 2* consente di assorbire più potenza termica dai gas di scarico della microturbina all'evaporatore, seguita dalla *Strategia 1*. Questa tendenza è da attribuirsi alla variazione della portata di massa che per questa strategia presenta una decrescita al variare del carico meno rapida (Figure 4.5a, 4.6a). Gli andamenti delle potenze scambiate al condensatore ricalcano quelli della potenza scambiata all'evaporatore e questo è da attribuirsi sempre alla variazione della portata di massa del fluido motore spiegati prima. Studiando i trend della potenza scambiata con le tre strategie di controllo al variare del carico al recuperatore (Figura

4.18c), si evidenziano comportamenti diversi. 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, la differenza di temperatura media logaritmica e le portate di massa. L'area di scambio è costante al variare del carico, poiché la geometria degli scambiatori è fissata. Il coefficiente globale di scambio termico tende a diminuire ai carichi minori, a causa dell'abbassamento delle portate, e quindi delle velocità, all'interno dello scambiatore. La differenza di temperatura ha un andamento crescente al diminuire del carico per *Strategia 1* dovuto all'innalzamento della temperatura di uscita dalla turbina (Figure 4.6e) e questo consente a questa strategia di mantenere un andamento circa costante della potenza scambiata. Il calore scambiato al recuperatore presenta un andamento decrescente con la *Strategia 2* in quanto la temperatura di uscita dalla turbina resta pressoché costante (Figure 4.6e). Anche con la *Strategia 3* abbiamo un andamento di potenza scambiata al recuperatore decrescente perché, anche se la temperatura del vapore in uscita dalla turbina aumenta (Figure 4.6e), prevale l'effetto calante del coefficiente globale di scambio termico.

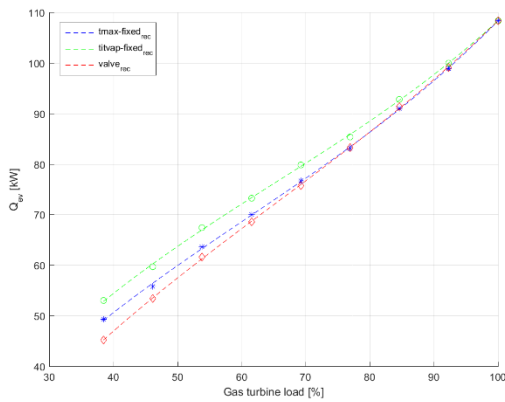


(a) Potenza termica scambiata all'evaporatore

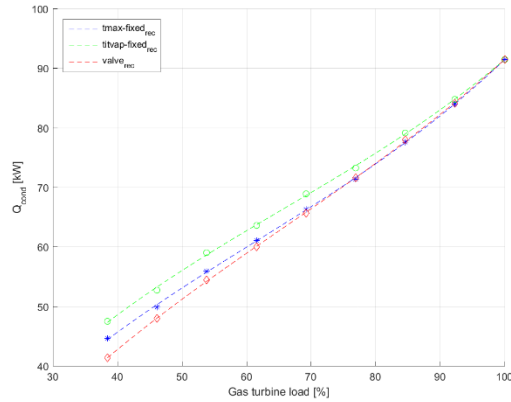


(b) Potenza termica scambiata al condensatore

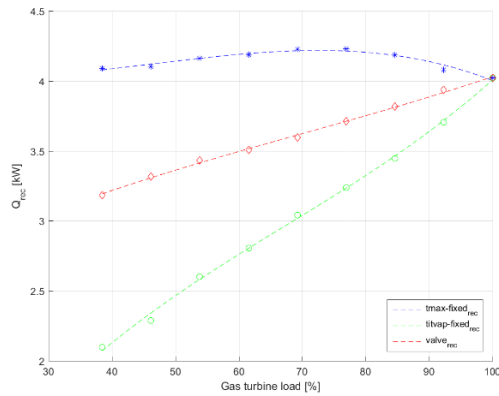
**Figure 4.17:** Potenze termiche scambiate al variare del carico con i tre metodi di controllo per la configurazione non recuperativa A.



(a) Potenza termica scambiata all'evaporatore



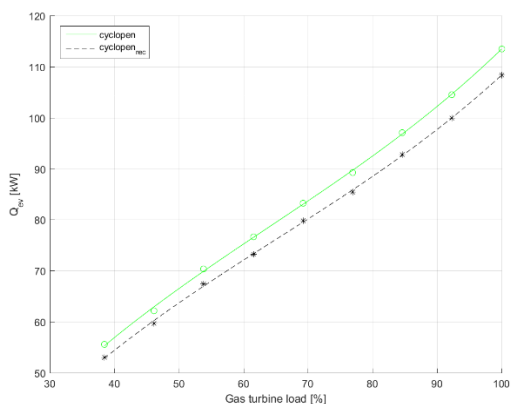
(b) Potenza termica scambiata al condensatore



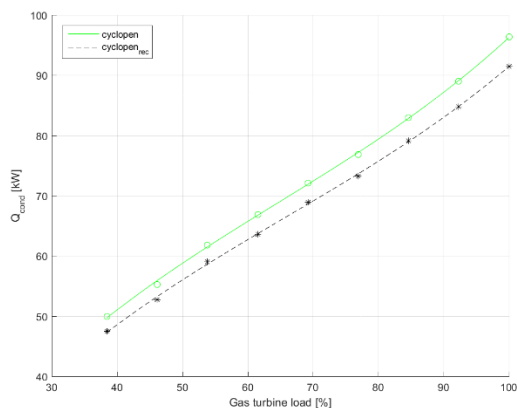
(c) Potenza termica scambiata al recuperatore

**Figure 4.18:** Potenze termiche scambiate al variare del carico con i tre metodi di controllo per la configurazione recuperativa B.

Un confronto tra le tendenze della potenza scambiata all'evaporatore e al condensatore tra la configurazione non recuperativa A e la configurazione recuperativa B (Figure 4.19) mette in luce un trend di valori più elevato per la configurazione non recuperativa A in entrambi i casi. Questi andamenti sono intuitivi se si pensa alla funzione del recuperatore all'interno del ciclo.



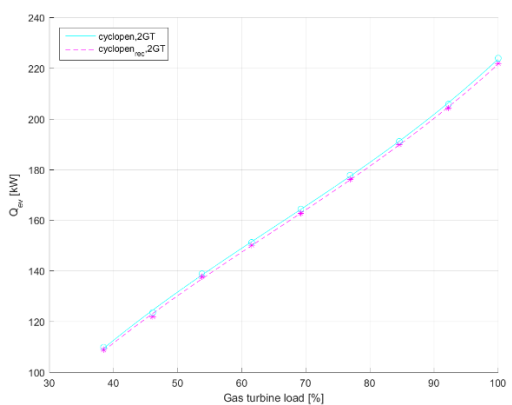
(a) Potenza termica scambiata all'evaporatore



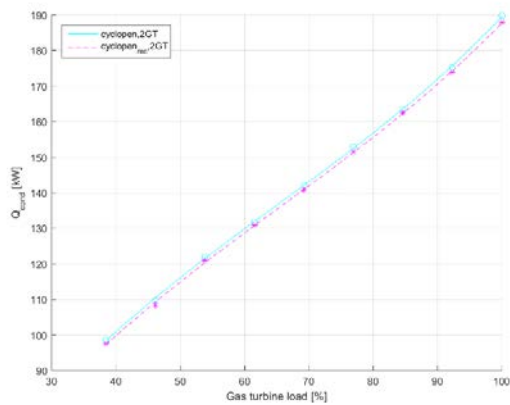
(b) Potenza termica scambiata al condensatore

**Figure 4.19:** Potenze termiche scambiate al variare del carico con i tre metodi di controllo della configurazione non recuperativa A e della configurazione recuperativa B.

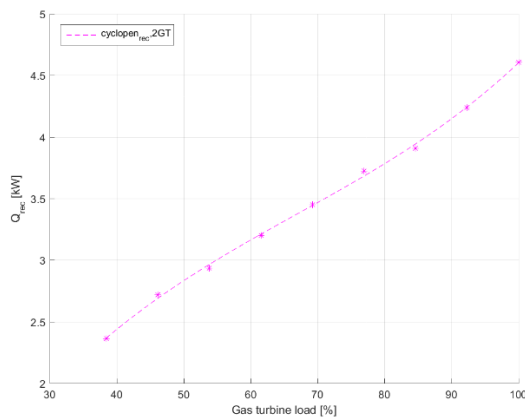
Una comparazione tra le tendenze della potenza scambiata all'evaporatore e al condensatore tra la configurazione non recuperativa C e la configurazione recuperativa D (Figure 4.19) mette in evidenza una situazione analoga a quella precedente. È da notare però che non si hanno grandi scostamenti tra gli andamenti perché, come già detto in precedenza, l'effetto recuperativo nella configurazione D è di piccola entità.



(a) Potenza termica scambiata all'evaporatore



(b) Potenza termica scambiata al condensatore



(c) Potenza termica scambiata al recuperatore

**Figure 4.20:** Potenze termiche scambiate al variare del carico con i tre metodi di controllo della configurazione non recuperativa C e della configurazione recuperativa D.

### 4.3 Discussioni finali

Dall'analisi dei risultati è possibile affermare che le configurazioni non recuperative studiate hanno prestazioni migliori dal punto di vista della potenza elettrica prodotta, che rappresenta il parametro prestazionale più importante per un sistema che recupera calore di scarto, per tutto l'intervallo di carico rispetto alle configurazioni recuperative. In particolare, si ha una differenza tra la configurazione A e la configurazione B del 2 % nelle condizioni di design che si mantiene circa costante fino ad un carico parziale della microturbina a gas del 60 % e successivamente gli andamenti tendono a coincidere. Per le configurazioni C e D, invece, si ha una differenza tra la potenza elettrica prodotta dalla configurazione C e dalla configurazione D dello 0,6 % che si mantiene pressoché costante a tutti i carichi parziali. Va sottolineato come le potenze elettriche prodotte da tutte le configurazioni si riducano drasticamente ai carichi minori e quindi è da valutare quando sia necessario spegnere il ciclo ORC.

Sapendo che le due microturbine che forniscono calore attraverso i gas di scarico alle configurazioni C e D producono una potenza elettrica di  $65 \text{ kW}$  quando si trovano entrambe al  $50 \%$  del carico, è possibile pensare di spegnere una delle due microturbine, portare a regime l'altra (potenza elettrica  $65 \text{ kW}$ ) e chiudere attraverso delle valvole le streams di uno dei due evaporatori mantenendo attivo l'altro.

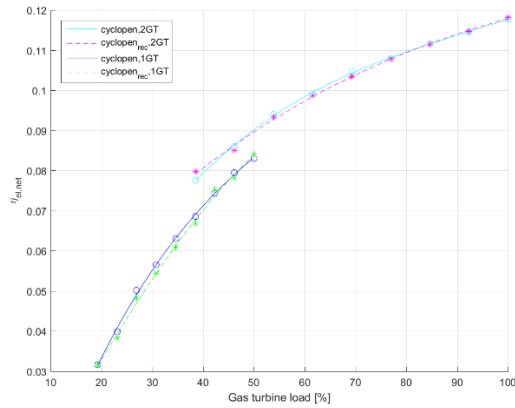
Nelle Figure 4.21 vengono illustrati i principali parametri prestazionali della configurazione non recuperativa C e della configurazione recuperativa D alimentate dai gas di scarico rispettivamente di due microturbine e di una microturbina. La portata di massa dei gas di scarico delle due microturbine entrambe al  $50 \%$  del carico è di  $0,72 \text{ kg/s}$  con una temperatura di circa  $267 \text{ }^\circ\text{C}$ . Spegnendo una microturbina e portando a regime l'altra si ha una portata di massa dei gas di  $0,49 \text{ kg/s}$  con una temperatura di  $309 \text{ }^\circ\text{C}$ . Confrontando la porzione di carico sostenuta da una microturbina che potrebbe essere stata invece sostenuta da due microturbine (dal  $50 \%$  al  $38 \%$  del carico), si osserva un trend di valori minore dei rendimenti elettrico e termico di circa il  $7 \%$  al  $50 \%$  del carico fino al  $16 \%$  al  $38 \%$  del carico.

La potenza elettrica prodotta presenta un trend di valori minori, nella stessa porzione di carico, quando le configurazioni sono alimentate dai gas di scarico di una microturbina a gas. In particolare abbiamo una potenza elettrica minore del  $16 \%$  al  $50 \%$  del carico fino al  $35 \%$  al  $38 \%$  del carico. Si può affermare, dunque, che in termini prestazionali è più conveniente mantenere in funzionamento entrambe le microturbine a gas.

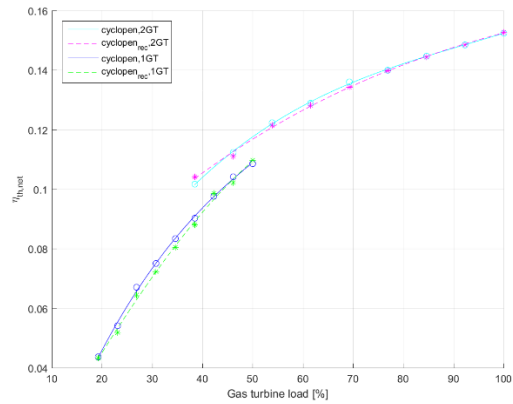
È interessante però osservare la Figura 4.21d che illustra l'andamento del rendimento elettrico totale dato dal rapporto tra la potenza elettrica totale prodotta, somma della/e microturbina/e a gas e il ciclo ORC nella configurazione non recuperativa C, e la potenza del combustibile in ingresso. Si vede che i valori maggiori di esso, nella porzione di carico sostenuta da una microturbina che potrebbe essere stata invece sostenuta da due microturbine, sono dati dalla configurazione C alimentata da una microturbina a gas. Questo è dovuto al fatto che lavorando con una microturbina vicino alle condizioni di design abbiamo un miglior rendimento rispetto ad operare con due microturbine dal  $50 \%$  del carico a scendere. Quindi, anche se il ciclo ORC è più efficiente se alimentato da due microturbine a carico parziale, l'effetto preponderante sul rendimento elettrico totale netto è dato dalla/e microturbina/e a monte. In particolare si ha una differenza di rendimento, al  $50 \%$  del carico, tra



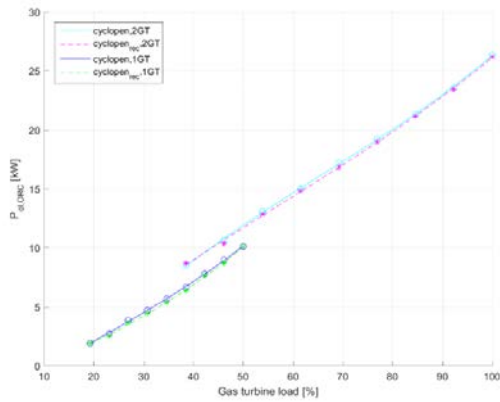
configurazione C alimentata da una microturbina e da due microturbine di circa il 14 % e di circa il 17 % al 38 % del carico.



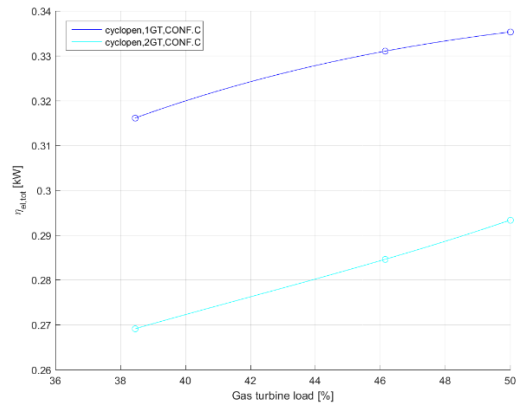
(a) Rendimento elettrico netto



(b) Rendimento termico netto di ciclo



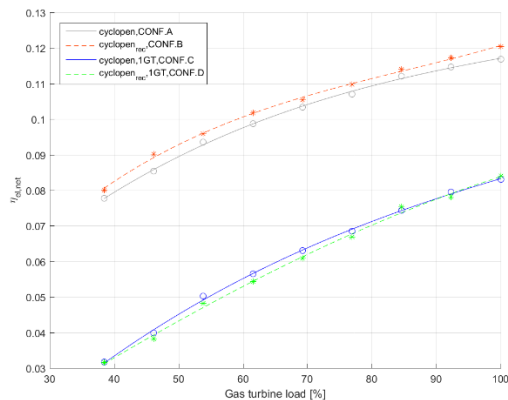
(c) Rendimento termico netto di ciclo



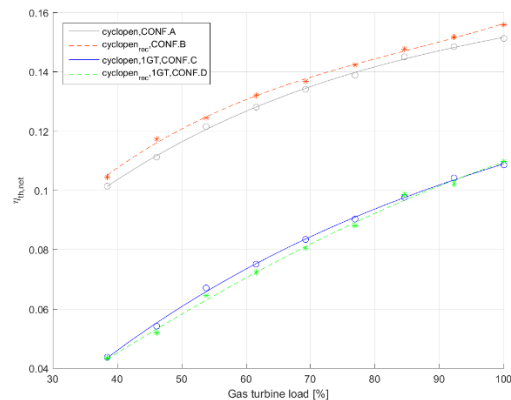
(d) Rendimento elettrico totale netto

**Figure 4.21:** Andamento di rendimento elettrico netto (a), rendimento termico netto di ciclo (b), potenza elettrica generata dal ciclo ORC (c) e rendimento elettrico totale netto (d) della configurazione non recuperativa C e della configurazione recuperativa D alimentate da due e da una microturbina a gas.

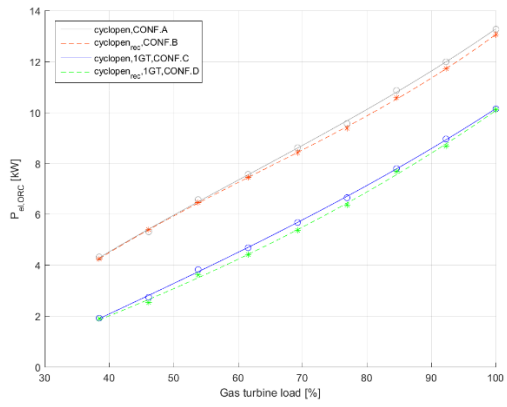
Un ulteriore paragone può essere fatto tra i principali parametri prestazionali delle configurazioni A e B e delle configurazioni C e D alimentate da una sola microturbina a gas. Come si vede nelle Figure 4.22, gli andamenti di rendimento termico di ciclo, rendimento elettrico netto e potenza elettrica prodotta presentano valori nettamente maggiori nelle configurazioni A e B. Questo è intuitivamente giustificato dal fatto che le configurazioni A e B sono state designate appositamente per lavorare con una microturbina a gas e quindi in questo caso sono più efficienti. In particolare, per quanto riguarda i rendimenti termico ed elettrico, si hanno valori minori per le configurazioni C e D di circa il 42 % nelle condizioni di design rispetto alle configurazioni A e B fino ad arrivare a circa il 141 % al minimo del carico della microturbina a gas. Per quanto concerne la potenza elettrica si ha una differenza tra configurazioni C e D e configurazioni A e B di circa il 31 % nelle condizioni di design che aumenta fino a circa il 124 % nelle condizioni di carico parziale minimo.



(a) Rendimento elettrico netto



(b) Rendimento termico netto di ciclo



(c) Rendimento termico netto di ciclo

**Figure 4.22:** Andamento di rendimento elettrico netto (a), rendimento termico netto di ciclo (b) e potenza elettrica generata dal ciclo ORC (c) delle configurazioni non recuperative A e C e delle configurazioni recuperative B e D alimentate da due e da una microturbina a gas.



## Conclusioni

In questa dissertazione è stato eseguito uno studio delle prestazioni in condizioni di off-design di due configurazioni di ciclo ORC, una senza scambiatore recuperativo ed una con scambiatore recuperativo, dimensionate per recuperare il calore di scarto dei gas di scarico di una microturbina a gas e di altre due configurazioni di ciclo ORC, una priva di scambiatore recuperativo ed una con scambiatore recuperativo, progettate per recuperare il calore di scarto dei gas di scarico di due microturbine a gas. I punti termodinamici e il fluido operativo (ciclopentano) dei quattro sistemi considerati, derivano da un processo di ottimizzazione effettuato mediante il codice di calcolo ORC-PD tool, sviluppato dal gruppo di lavoro del DII di energetica applicata in ambiente MATLAB. L'analisi è stata effettuata mediante la modellazione di questi cicli con il software Aspen Plus<sup>®</sup>, con lo scopo di simulare il comportamento reale dei sistemi e determinare i valori prestazionali ai vari regimi di carico. Mediante questo software è stato possibile studiare dettagliatamente la geometria e le prestazioni a carico parziale degli scambiatori di calore, senza la necessità di ricorrere a relazioni semplificate. Inoltre, sono state inserite le curve di efficienza della pompa e della turbina per tener conto del variare delle prestazioni di esse al variare del carico. Aspen Plus<sup>®</sup>, contenente al suo interno librerie di componenti predefiniti e un ampio database di fluidi, si è dimostrato uno strumento pratico da utilizzare e adatto al caso, specialmente nella simulazione degli scambiatori di calore effettuata tramite l'interfacciamento con il software Exchanger Design Ratio<sup>®</sup> presente all'interno dello stesso pacchetto Aspen Technology<sup>®</sup>. A sfavore, facendo un paragone con altri codici di calcolo utilizzati (come ad esempio Simulink<sup>®</sup>), va segnalata una certa mancanza di flessibilità, a meno di non voler programmare in autonomia i blocchi dei vari componenti. Un'altra critica può essere mossa al tool Aspen Plus Dynamics<sup>®</sup>, con il quale è stato fatto un tentativo di analisi del comportamento dinamico dei sistemi. L'esportazione dei modelli in ambiente Dynamics comporta delle semplificazioni: 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.

L'analisi degli andamenti dei parametri prestazionali dei sistemi ORC in condizioni di off-design risulta fondamentale, in quanto le fonti di calore di scarto sono soggette a continue fluttuazioni con un numero importante di ore in cui l'impianto opera in condizioni di fuori progetto. Al fine di adattare il sistema ORC alla variazione di carico della microturbina (o delle microturbine) sovrapposta/e sono state implementate tre differenti strategie di controllo di ciclo al fine di identificare le caratteristiche di ciascuna soprattutto per quanto riguarda l'influenza di esse nelle prestazioni dei cicli. Osservando gli andamenti dei due parametri prestazionali principali, ossia potenza prodotta e rendimento, nelle quattro configurazioni si evince che: la strategia di controllo migliore è la *Strategia 2*, le differenze tra le potenze elettriche prodotte dalle diverse configurazioni sono a vantaggio delle configurazioni senza recuperatore ma tendono ad annullarsi ai carichi minori e le differenze tra i rendimenti si mantengono all'incirca costanti per tutta la curva di carico, con valori maggiori per le configurazioni recuperative. Tuttavia, quando vengono trattate fonti energetiche di scarto, il parametro più interessante è sicuramente la potenza elettrica elaborata dal sistema. È da notare come la presenza di un recuperatore interno al ciclo abbia un effetto positivo sul rendimento, mentre in termini di potenza elettrica prodotta non si notano influenze rilevanti. È interessante, inoltre, osservare il confronto tra le prestazioni delle configurazioni ORC C e D alimentate dai gas di scarico di una microturbina a gas in condizioni non lontane da quelle di progetto piuttosto che due microturbine a gas operanti a bassi carichi di lavoro. Quest'ipotesi di funzionamento mette in luce dei valori maggiori sia di potenza elettrica prodotta, sia di rendimento nel funzionamento con due microturbine a gas, anche se un'analisi del rendimento del sistema complessivo composto da ciclo ORC e microturbina/e a gas mette in evidenza un comportamento nettamente a favore del funzionamento con una microturbina a gas.

Le prosecuzioni naturali di questo lavoro potrebbero essere: un'analisi economica della profittabilità degli impianti, avendo a disposizione la curva di carico e il numero di ore di funzionamento dell'impianto; uno studio del comportamento dinamico dei sistemi con lo scopo di valutare la velocità di risposta alle variazioni di carico e individuare la possibile presenza di punti caldi, che possono causare un deterioramento del fluido organico [24].

## 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] B. Saadatfar, R. Fakhrai, and T. Fransson. *Waste heat recovery organic rankine cycles in sustainable energy conversion: A state-of-the-art review. J MacroTrends Energy Sustain*, 1:161–188, 2013.
- [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] *Kyoto protocol to the united nations framework convention on climate change*, 1997.
- [8] European Parliament and the Council of the European Union. *Regulation (ec) no. 1272/2008 of the european parliament and of the council of 16 december 2008 on classification, labelling and packaging of substances and mixtures, amending and repealing directives 67/548/eec and 1999/45/ec, and amending regulation (ec) no. 1907/2006*. Official Journal of the European Union, 353, 2008.
- [9] ASHRAE. 2010. ANSI/ASHRAE Standard 34-2010, *Designation and Safety Classification of Refrigerants*, Atlanta: ASHRAE.
- [10] Franco e Villani, *Optimal design of binary cycle power plants for water-dominated, medium temperature geothermal fields*, *Geothermics*, 2009.
- [11] Tahsin Engin and Vedat Ari. *Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems - a case study*, *Energy conversion and management*, 46(4):551–562, 2005.
- [12] S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, V. Lemort, *Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013.

- [13] 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.
- [14] 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.
- [15] NIST, *Nist reference fluid thermodynamic and transport properties database (refprop): version 9.1*, <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm>, 2010.
- [16] 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.
- [17] E. Macchi, A. Perdichizzi, *Efficiency prediction for axial-flow turbines operating with nonconventional fluids*, J Eng Gas Turb Power, 103: 718-724, 1981.
- [18] 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.
- [19] *Cyclopentane: A blowing agent agent for polyurethane foams for insulation in domestic refrigerator-freezers*, Industry and Environment United Nations Environment Programme, October 1994.
- [20] Catalogo pompe per fluidi organici: <http://www.sterlingsihi.com/cms/it/Italy/home/prodotti-e-servizi/pompe-per-liquidi/pompe-per-il-trasferimento-di-fluidi-caldi.html>. Ultima consultazione 12/06/2017.
- [21] D. H. Cooke, *On prediction of off-design multistage turbine pressures by Stodola's ellipse*, J Eng Gas Turb Power, 107: 596-601, 1985.
- [22] A. Stodola, L. C. Lowenstein, *Steam and Gas Turbines*, McGraw-Hill, 1927.
- [23] 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.
- [24] 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.