



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Integrazione di una pompa di calore e stoccaggio termico in
un sistema con turbina a gas e ciclo ORC

Relatore: Prof. Anna Stoppato

Correlatore: Ing. Matteo Pecchini

Marco Alberti, 2055424

Anno Accademico 2022/2023

ABSTRACT-ITALIANO

Visto il grande incremento nell'utilizzo di fonti rinnovabili intermittenti, come solare ed eolico, volto a ridurre le emissioni di gas serra dal settore energetico si è deciso di studiare un sistema a ciclo combinato con stoccaggio termico e pompa di calore che sia in grado non solo di rispondere in maniera flessibile alle variazioni di carico durante la giornata, ma anche di assorbire parte dell'eventuale sovrapproduzione per mezzo di una pompa di calore a ciclo Brayton. Il sistema è stato ottimizzato e simulato su MATLAB e sempre in questo ambiente si è svolta un'analisi delle prestazioni economiche di tale soluzione. Dai risultati è emerso che la convenienza di questo tipo di impianto è strettamente correlata al profilo dei prezzi dell'energia elettrica durante la giornata, non risultando competitivo per prezzi mediamente poco variabili come quelli attuali, ma risultando invece una soluzione potenzialmente più interessante nel caso si abbia una curva dei prezzi caratterizzata da grandi variazioni come in un ipotetico scenario a forte penetrazione rinnovabile.

ABSTRACT-ENGLISH

In order to reduce emissions in the energy sector, the renewable share on the market is going to grow rapidly in the future. Since most of the investments are in intermittent renewable energy sources such as solar and wind, old fossil fuel power plants must operate in a more flexible and discontinuous way, turning off when the renewable plants can satisfy the demand, and turning on when the load increase, like in the evening.

In this work a study about a combined cycle system with Thermal Energy Storage and heat pump is presented, which is capable not only to respond flexibly to load variations during the day but also to absorb part of any overproduction by means of a Brayton cycle heat pump. The system was optimized and simulated on MATLAB and an analysis of the economic performance of this solution was carried out in this environment. From the results, it emerged that the convenience of this type of system is strictly correlated with the profile of electricity prices during the

day. It is not competitive for prices characterized by little variations like the current ones, but instead proving to be a potentially interesting solution in the case of a curve of prices characterized by large variations as in a hypothetical scenario with strong renewable penetration.

SOMMARIO

1	Introduzione	7
1.1	Ciclo Rankine organico	8
1.2	Impianti combinati	10
1.3	Stoccaggio Termico (TES)	11
1.4	Pompe di calore in sistemi di stoccaggio termico	13
2	Revisione letteratura.....	17
3	Layout di impianto	23
3.1	Impianto di riferimento	23
3.2	Impianto con TES.....	25
3.3	Impianto con pompa di calore	29
3.3.1	Pompa di calore a ciclo Rankine.....	29
3.3.2	Pompa di calore a ciclo Brayton.....	36
4	Progettazione del sistema.....	41
4.1	Impianto di riferimento	41
4.2	Condizioni di lavoro fuori progetto	43
4.3	Impianto con TES e Pompa di calore	45
4.3.1	Dimensionamento dei serbatoi.....	49
5	Simulazione	57
5.1	Storie di carico	58
5.2	Risultati termodinamici	60
5.2.1	Caso con GT accesa	61
5.2.2	Caso con GT spenta	67
6	Analisi economica	81
6.1	Definizione delle variabili e profili di prezzo	85

6.2	Studio delle prestazioni del sistema senza pompa di calore	89
6.3	Studio delle prestazioni del sistema con pompa di calore.....	98
6.3.1	Caso con GT accesa	99
6.3.2	Caso con GT spenta e aspirazione a T_{amb}	100
6.3.3	Caso con GT spenta e aspirazione a $T=100^{\circ}\text{C}$	102
7	Conclusioni	105
8	Bibliografia	109

1 Introduzione

Il riscaldamento globale dovuto all'aumento della concentrazione di gas serra in atmosfera costituisce un problema sempre più serio per gli equilibri ambientali del nostro pianeta, e di conseguenza una minaccia sempre più grave non solo per la nostra specie bensì per tutta la biosfera. Siglando l'Accordo di Parigi [1] nel 2015 i leader mondiali hanno convenuto nel mantenere l'aumento della temperatura media globale ben al di sotto dei 2°C rispetto ai livelli preindustriali. Per cercare di raggiungere tale ambizioso obiettivo l'Unione Europea e altri paesi del mondo si stanno imponendo di ridurre le emissioni di gas serra fino al Net-Zero nel 2050. Una delle tante azioni necessarie per la risoluzione di questo problema è quella di decarbonizzare il settore dell'energia andando ad aumentare significativamente la quota di energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili a basse emissioni. Tuttavia, per quanto l'utilizzo delle fonti di energia rinnovabile possa portare grandi benefici dal punto di vista ambientale, molte di queste, in particolare solare ed eolico, hanno il problema di essere aleatorie ed intermittenti, e questo rende molto complicato riuscire a soddisfare la richiesta di energia da parte della rete elettrica. Spesso nei momenti della giornata in cui i consumi di energia sono molto elevati la produzione derivante da questo tipo di fonti è parziale perché ad esempio il cielo è coperto oppure non c'è vento. In questi casi per riuscire a soddisfare la richiesta di energia è indispensabile ricorrere a quelle fonti più facilmente controllabili, tra cui i combustibili fossili. Esistono centrali dette di picco che vengono messe in funzione unicamente in quei momenti in cui la domanda di energia è molto alta, ma la produzione degli altri impianti non è sufficiente. Nel momento in cui la domanda cala però questi impianti vengono spenti o fatti lavorare in modo parziale e questo porta ad una bassa efficienza ed un basso utilizzo delle centrali. Per riuscire a rispondere in maniera adeguata alla curva di domanda e aumentare l'efficienza di conversione di questi impianti risulta indispensabile aumentarne la flessibilità. Ci sono molti metodi per aumentare la flessibilità di un impianto, uno di questi è l'utilizzo di sistemi di stoccaggio termico, Thermal Energy Storage (TES).

Questi sistemi di stoccaggio permettono di controllare in maniera più semplice ed efficace l'energia termica che viene usata per alimentare un impianto, andando ad immagazzinarla quando si ha bisogno di una minore potenza elettrica e scaricandola quando la richiesta aumenta.

In questo lavoro di tesi verrà studiato un impianto combinato composto da una turbina a gas ed un ciclo ORC, al quale saranno integrati un sistema di stoccaggio termico e una pompa di calore a ciclo Brayton in modo da consentire all'impianto di immagazzinare energia nei momenti di bassa domanda e fornire la potenza massima nei periodi di picco.

Tale lavoro si divide principalmente in due parti, una di dimensionamento e analisi termodinamica nella quale con l'ausilio di MATLAB sono stati dimensionati tutti i componenti del sistema, e una di analisi economica in cui si sono studiate le prestazioni di tale sistema in diversi scenari caratterizzati da diversi i profili di prezzo dell'energia elettrica e del gas naturale, evidenziando la convenienza o meno delle diverse configurazioni.

1.1 Ciclo Rankine organico

Il ciclo Rankine con fluido organico (ORC) è una tecnologia che segue gli stessi principi del classico ciclo Rankine (SRC), ma nel quale l'acqua è sostituita da un fluido organico che permette di sfruttare sorgenti termiche a bassa temperatura, cosa che non è economicamente conveniente nel caso si utilizzi vapor d'acqua. Questi cicli sfruttano la condensazione e l'evaporazione ripetuta del fluido di lavoro per convertire l'energia termica fornita da una sorgente di calore in energia meccanica. Il ciclo, mostrato in *Figura 1.1*, consiste in quattro trasformazioni:

- Evaporazione (1-2): il fluido viene fatto evaporare, a pressione costante, attraverso il calore estratto dalla sorgente termica Q_{Ev} , fino alla condizione di vapore saturo o surriscaldato.
- Espansione (2-3): il fluido viene fatto espandere in una turbina, generando il lavoro meccanico L_t , che attraverso un generatore può essere convertito in energia elettrica.

- Compressione (4-1): il fluido viene compresso dalla pressione di condensazione alla pressione di evaporazione attraverso una pompa, che svolge un lavoro L_t
- Condensazione (3-4): il fluido viene raffreddato, a pressione costante, cedendo il calore Q_{cond} , fino alla condizione di liquido saturo.

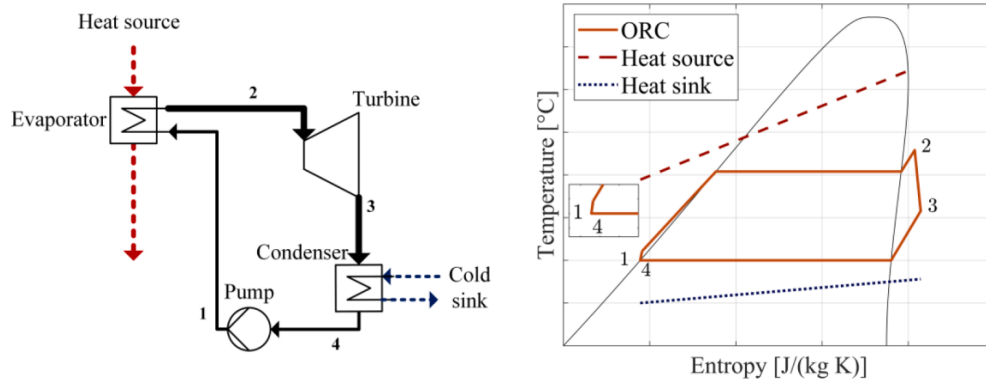


Figure 1.1: layout di un ciclo ORC e relativo diagramma T-s preso dall'articolo presentato in [2]

La potenza generata (1.1) è data dalla differenza tra la potenza prodotta dal generatore e la potenza assorbita dalla pompa, mentre il rendimento del ciclo (1.2) è dato dal rapporto tra la potenza generata e la potenza termica assorbita dall'evaporatore.

$$P = \dot{m}_f(L_t - L_p) \quad (1.1)$$

$$\eta = \frac{(L_t - L_p)}{Q_{ev}} \quad (1.2)$$

La differenza più rilevante tra i Cicli Rankine a Vapore e i Cicli Rankine Organici riguarda i fluidi di lavoro, i quali rappresentano un parametro di ottimizzazione molto importante per la progettazione e lo sviluppo degli impianti ORC. La scelta del fluido di lavoro, che dipende dalla fonte di calore, influenza fortemente le pressioni e le temperature di esercizio, l'efficienza, il dimensionamento e la selezione dei componenti chiave del sistema. In letteratura si possono trovare diverse varianti dei tradizionali sistemi ORC subcritici. Negli ORC transcritici, l'apporto di calore al ciclo avviene a pressione/temperatura supercritica, mentre

negli ORC supercritici, sia l'apporto di calore che il rigetto di calore nel/dal fluido di lavoro avvengono a parametri supercritici. Negli ORC recuperativi, *Figura 1.2*, uno scambiatore di calore interno (chiamato recuperatore) viene utilizzato per utilizzare il calore del vapore surriscaldato all'uscita di espansione per preriscaldare il fluido di lavoro prima che entri nell'evaporatore e quindi ridurre l'apporto di calore esterno al ciclo; ciò porta ad un aumento dell'efficienza di Primo Principio, poiché la potenza resa rimane la stessa. Da notare tuttavia che l'uso di recuperatori per applicazioni di recupero del calore di scarto non è sempre vantaggioso, poiché potrebbe comportare un minore assorbimento di calore dal flusso della fonte di calore e quindi una riduzione della potenza erogata.

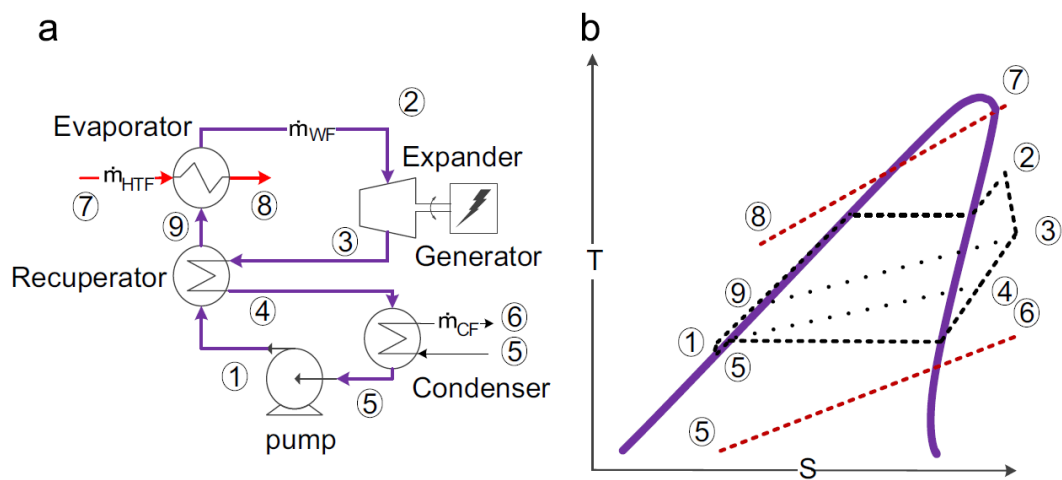


Figura 1.2: (a) Layout dei componenti con aggiunta di scambiatore interno, (b) Diagramma T-s del ciclo con recupero termico. [3]

1.2 Impianti combinati

Una centrale elettrica a ciclo combinato è un insieme di motori termici accoppiati che sfruttano la stessa fonte di calore, convertendolo in energia meccanica. Il tipo più comune utilizzato per produrre elettricità è l'impianto con turbina a gas a ciclo combinato (CCGT). L'idea di base di un CCGT consiste in due cicli che lavorano in cascata: quello di topping è il ciclo Brayton-Joule che è un ciclo di turbine a gas e quello di fondo è il ciclo Rankine che è un ciclo di turbine a vapore. In una turbina a gas, basata sul ciclo Brayton, l'aria ambiente viene compressa mediante un turbocompressore, inviata in una camera di combustione dove viene riscaldata

utilizzando l'energia del combustibile; quindi i gas di scarico si espandono attraverso una turbina assiale producendo potenza meccanica. Una parte dell'energia viene utilizzata per far funzionare il compressore, l'altra parte per produrre elettricità.

Dato che i fumi allo scarico della turbina hanno ancora una temperatura elevata, liberarli in atmosfera comporterebbe la perdita dell'energia in essi racchiusa. Lo scopo principale del CCGT è aumentare l'efficienza complessiva del sistema recuperando il calore di scarto dalla turbina a gas per eseguire un ciclo a vapore. Come mostrato nella Figura 1.4, i gas di scarico vengono inviati in un generatore di vapore a recupero di calore (HRSG) che sostituisce l'evaporatore del tradizionale ciclo Rankine. In questo modo sia il ciclo a monte che quello a valle producono energia elettrica senza aumentare il consumo di combustibile, raggiungendo così valori di efficienza molto elevati (fino al 60%).

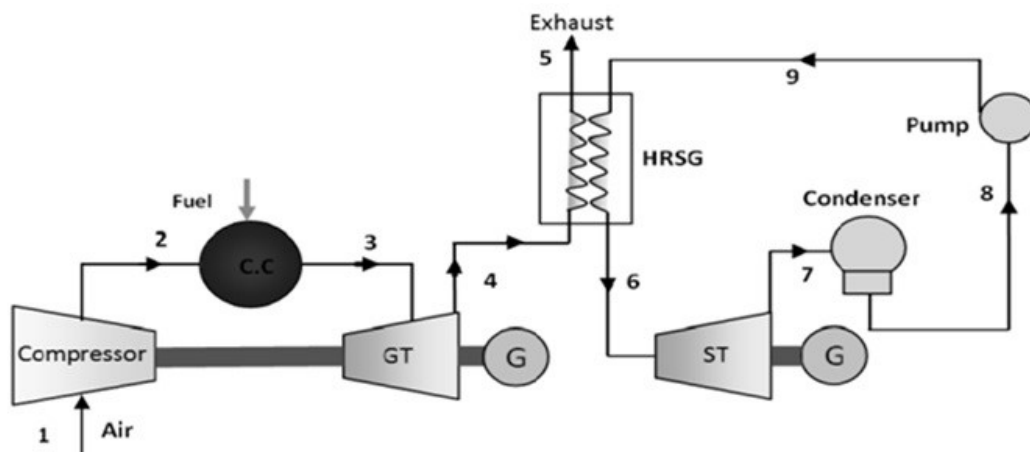


Figura 1.4: Layout di un generico ciclo combinato gas-vapore

1.3 Stoccaggio Termico (TES)

Come già chiarito nell'introduzione, la crescente penetrazione delle fonti rinnovabili nel settore energetico richiede una sempre maggiore flessibilità di impiego delle centrali a combustibili fossili che sono impiegate per rispondere nei momenti di picco di domanda, e uno dei modi che si possono usare in una centrale a ciclo combinato come quella in esame è proprio quello di interporre un sistema

di stoccaggio termico (*Thermal Energy Storage* o TES) tra il ciclo a gas e il ciclo a vapore, in modo da disaccoppiarne il funzionamento e permettendo di variare i carichi alle due sezioni in modo più libero.

Una delle caratteristiche attraverso cui possono essere classificate le diverse tipologie di TES è il modo in cui l'energia viene immagazzinata, che può avvenire attraverso calore sensibile, quando il mezzo di stoccaggio varia la sua temperatura, oppure attraverso calore latente, quando il mezzo di stoccaggio cambia fase mantenendo la sua temperatura costante.

Nel caso si sfrutti il calore sensibile, l'energia termica viene immagazzinata grazie alla variazione della temperatura del mezzo di accumulo. I materiali termovettori più utilizzati per l'accumulo di calore sensibile sono:

- *Acqua*, che ha il pregio di essere economica abbondante e sicura, ma può essere immagazzinata in forma liquida per temperature non superiori a 100 °C a pressione ambiente.
- *Oli diatermici*, che sono fluidi organici con buone proprietà di scambio termico, e possono raggiungere in forma liquida temperature di 250 °C a pressione ambiente, mentre aumentando la pressione riescono ad arrivare a temperature massime di utilizzo di 400 °C, consentendo di aver maggiori differenze di temperatura e quindi maggiori capacità di accumulo.
- *Sali fusi*, che hanno il vantaggio di raggiungere temperature di 550°C, ma lo svantaggio di avere una temperatura di fusione intorno ai 200-250°C, limitando la temperatura di esercizio al di sopra di questi valori per evitare la solidificazione.
- *Materiali solidi* come ghiaia, sabbia, rocce e cemento, economici e sicuri, solitamente sono utilizzati all'interno di serbatoi in cui viene fatto scorrere il fluido di trasferimento del calore.

Per quanto riguarda lo stoccaggio mediante calore latente, esso avviene con processi di cambio fase a temperatura costante.

I principali materiali utilizzati sono:

- *Materiali Organici*, che presentano temperature di cambio fase comprese tra 18 e 30°C, sono molto stabili sicuri e disponibili in natura, hanno però una bassa conduttività termica e degradano a temperature elevate.
- *Materiali inorganici* che consentono di avere temperature di utilizzo più elevate, come ad esempio i sali che hanno temperature di fusione intorno ai 250 °C, ma bassa conducibilità, oppure metalli che invece hanno ottime proprietà termiche, una elevata densità volumetrica di energia ma sono molto costosi.

I vantaggi di questi materiali sono che il calore latente è in generale 50-100 maggiore rispetto al calore specifico, permettendo di avere una densità energetica molto più elevata e una temperatura durante la scarica più stabile. I range di utilizzo sono però molto più contenuti rispetto ai materiali che sfruttano il calore sensibile.

1.4 Pompe di calore in sistemi di stoccaggio termico

Per incrementare ulteriormente la quantità di energia accumulata nel TES sfruttando al contempo i periodi di sovrapproduzione delle fonti rinnovabili durante la giornata, può essere interessante considerare un sistema di pompaggio termico. Tale sistema permette di assorbire calore dall'ambiente o da una sorgente di calore di scarto utilizzando la potenza elettrica in eccesso in quel momento per poi restituire potenza termica a temperatura più elevata di quella assorbita che verrà immagazzinata nel TES e successivamente riconvertita in energia elettrica.

Un sistema del genere che permette lo stoccaggio (e la riconversione) di energia in forma termica per mezzo di una pompa di calore viene detto sistema di pompaggio termico la cui sigla è PTES (*Pumped Thermal Energy Storage*) e fa parte

della più ampia categoria dei sistemi di accumulo di energia elettrica in forma termica noti come Batterie di Carnot.

Il principio di funzionamento di una Batteria di Carnot è il seguente, raffigurato in figura 1.5:

- Durante la fase di carica il fluido contenuto nel serbatoio freddo viene scaldato per mezzo della pompa di calore e trasferito nel serbatoio caldo.
- Durante la fase di scarica il fluido del serbatoio caldo cede calore a un motore termico che lo riconverte in energia elettrica e va a riempire il serbatoio a bassa temperatura.

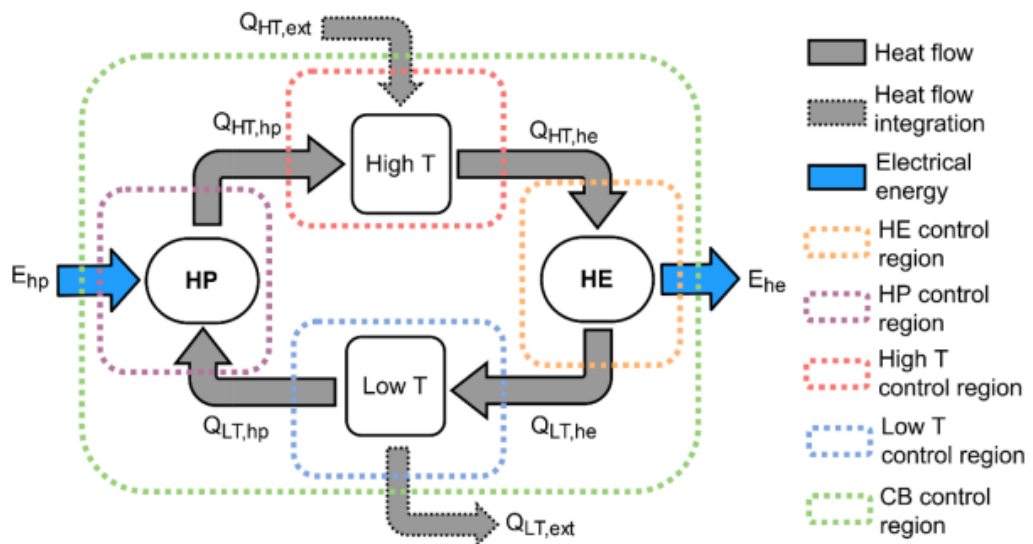


Figura 1.5: principio di funzionamento di una Batteria di Carnot. Immagine presa da [4].

Le configurazioni di PTES possono essere diverse a seconda del ciclo che si va ad utilizzare per realizzare la pompa di calore e le principali categorie sono:

- Ciclo Brayton
- Ciclo Rankine

Le prime sfruttano un ciclo di compressione ed espansione di un gas, mentre le seconde utilizzano un fluido che evapora e i cui vapori vengono compressi per essere poi condensati ed infine espansi in una valvola di laminazione.

L'utilizzo di una tecnologia piuttosto di un'altra dipenderà della temperatura a cui sono mantenuti il serbatoio caldo e quello freddo dello stoccaggio, e in particolare si avrà che per i cicli Brayton la temperatura massima di stoccaggio sarà di circa 1000 °C e generalmente superiore a 500 °C, mentre per i cicli Rankine questa sarà limitata a un massimo di circa 170°C. Tali sistemi sono analizzati in diversi articoli [4] [5] [6] che in seguito verranno ripresi maggiormente nel dettaglio.

In Figura 1.6 sono riportati gli schemi di impianto di un sistema PTES a ciclo Brayton mentre nella Figura 1.7 gli schemi per il ciclo Rankine.

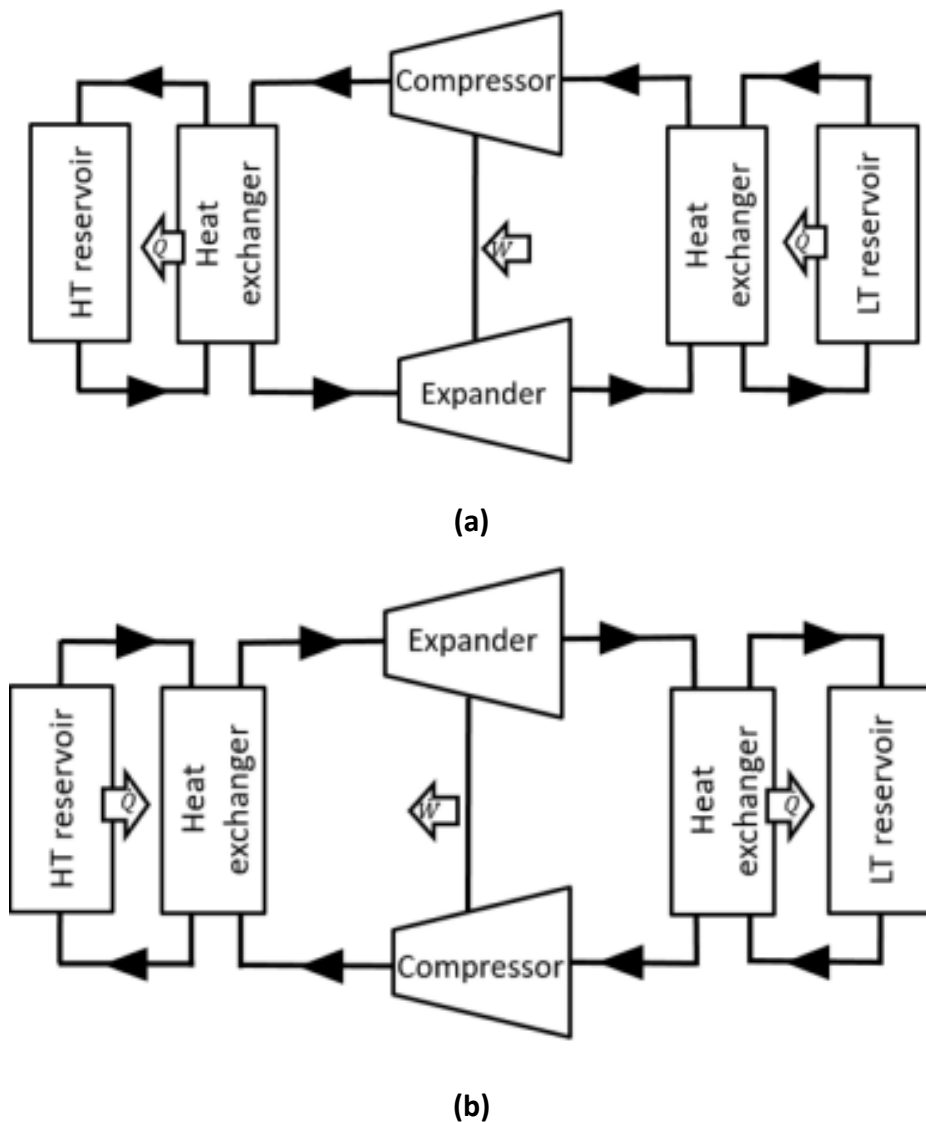
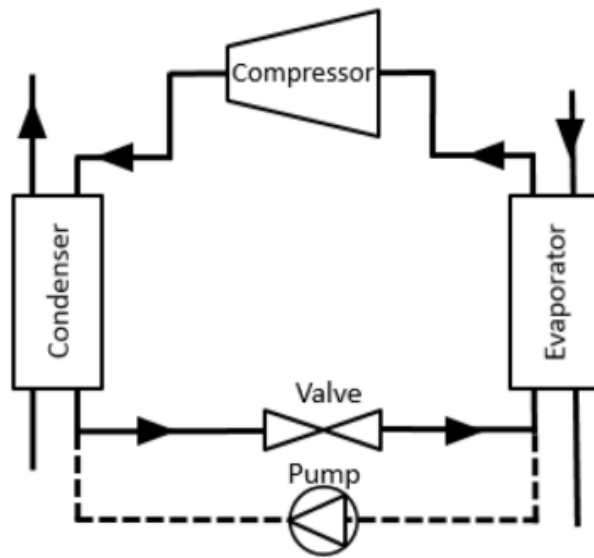
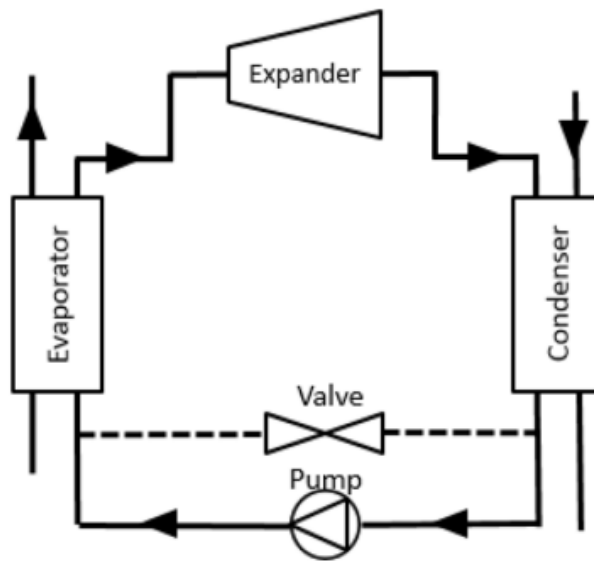


Figura 1.6: (a) Layout di impianto di un sistema PTES a ciclo Brayton operante in modalità di carica; (b) Layout del medesimo sistema operante in modalità di scarica; [4]



(a)



(b)

Figura 1.7: (a) Layout di impianto di un sistema PTES a ciclo Rankine operante in modalità di carica; (b) Layout del medesimo sistema operante in modalità di scarica; [4]

2 Revisione letteratura

Questo lavoro poggia su precedenti lavori [3] [7] che hanno già affrontato il problema del dimensionamento del sistema con TES e dunque da questi risultati si è poi sviluppata l'integrazione del sistema di pompaggio termico e l'analisi economica approfondita del sistema nelle sue configurazioni.

Una delle variabili più importanti nella progettazione del ciclo ORC è senz'altro la selezione del fluido. Simulando il ciclo ORC usando l'algoritmo di ottimizzazione di tipo genetico ORC-PD è emerso che il Ciclopentano portava a massimizzare la potenza e l'efficienza del ciclo e perciò su quest'ultimo è ricaduta la scelta del fluido di lavoro. Le principali variabili in Input del problema sono riportate in Tabella 2.1 mentre in Figura 2.1 riporta il layout di Impianto a cui si riferiscono. I valori di potenza e rendimento dell'ORC ottimizzati sono presentati in Tabella 2.2.

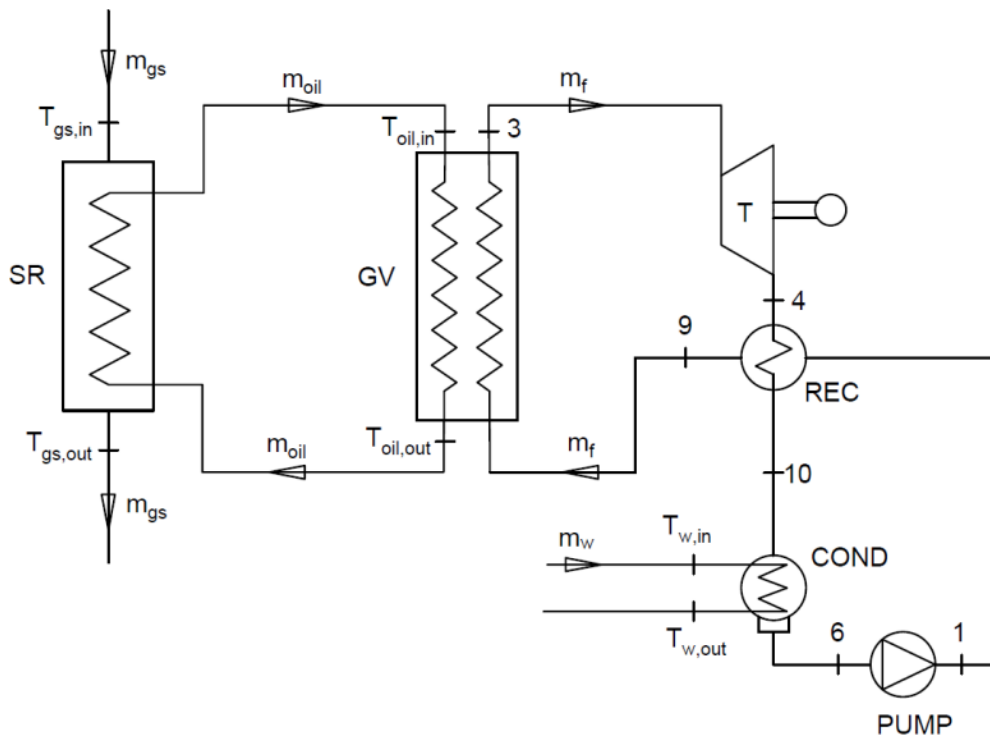


Figura 2.1: Layout dell'impianto combinato utilizzato in [3] per valutare le prestazioni dei diversi fluidi organici.

Potenza elettrica P_{tg} [MW]	Rendimento η_{tg}	Portata gas di scarico \dot{m}_{gs} [kg/s]	Temperatura gas di scarico T_{gs} [°C]
11,25	31,4%	47,5	482

Tabella 2.1: principali variabili in input del sistema sotto esame. Un elenco più dettagliato ed esaustivo di tali variabili è riportato in Tabella 5.1 nel capitolo dedicato alla simulazione del sistema.

	Toluene	Benzene	Ciclopentano	Cicloesano
P_{el} [MW]	2.45	3.23	3.97	3.17
η_{ORC}	0.163	0.183	0.209	0.177

Tabella 2.2: risultati dell'ottimizzazione del ciclo ORC con l'algoritmo ORC-PD utilizzando diversi fluidi.

Un'altra scelta importante è la tipologia di TES che si vuole adottare. In entrambi i lavori precedenti sono stati simulati sempre sia il sistema con due serbatoi, uno caldo e uno freddo, sia il sistema con un unico serbatoio stratificato.

Le prestazioni nelle due configurazioni sono risultate pressoché uguali e dal punto di vista impiantistico il serbatoio stratificato presenta il vantaggio di dimezzare quasi l'ingombro totale del sistema di stoccaggio, ma necessita una quantità d'olio che è generalmente il 10% in più di quella utilizzata nella configurazione a due serbatoi. Questo eccesso d'olio è dovuto alla presenza del termoclino e comporta un costo del sistema stratificato sempre maggiore di quello da due serbatoi, in quanto il costo dell'olio è risultato dominante rispetto a quello del serbatoio in sé. Un ultimo importante parametro da studiare è la strategia di regolazione della potenza ai carichi parziali, che può essere effettuata con la strategia a pressione costante (CP, *Constant pressure*) o a pressione variabile (SP, *Sliding pressure*).

La strategia CP consiste nel mantenere la pressione di evaporazione costante, mentre la pressione di ingresso alla turbina sarà controllata attraverso una valvola di laminazione isoentalpica, in cui il fluido organico subirà una caduta di pressione, ad entalpia costante. La strategia SP non necessita di una valvola di regolazione e prevede che la pressione di evaporazione si adatti alla variazione del carico.

Dalle simulazioni è emerso che la strategia di controllo SP permette di ottenere potenza ed efficienze migliori rispetto alla strategia CP, come mostrato in Figura 2.2, e tale risultato è in accordo con altri lavori in letteratura come quello presentato da Cao et al [8].

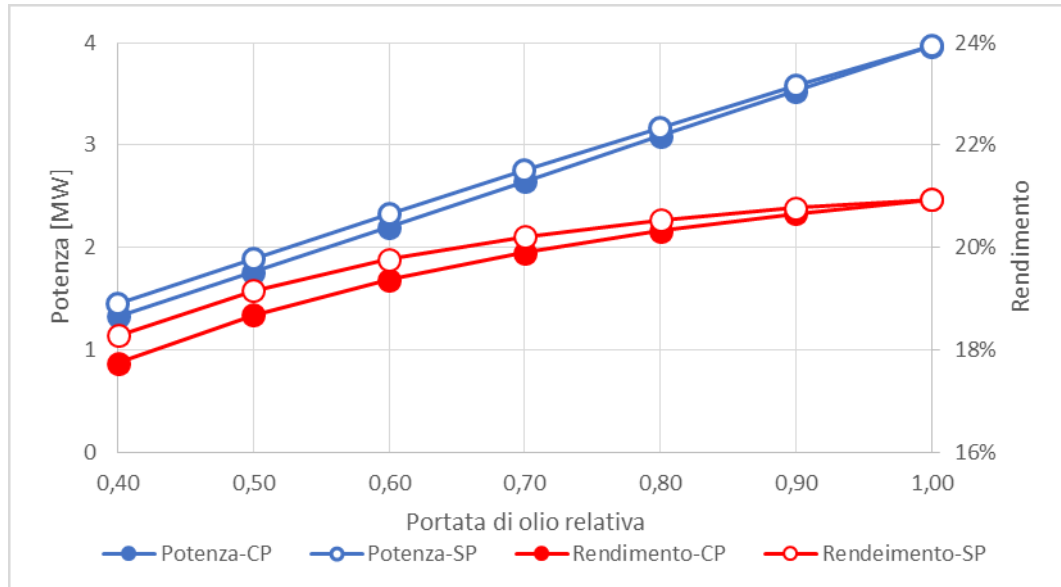


Figura 2.2: performance fuori progetto dei due sistemi di controllo della potenza dell'ORC

In merito all'utilizzo di pompe di calore in sistemi di pompaggio termico si parlerà in maniera dettagliata nel Capitolo 3.3, mentre di seguito si riportano alcuni esempi di casi studiati in letteratura.

Diversi lavori danno uno sguardo generale su tale tecnologia [4] e come già anticipato in precedenza definiscono i limiti di applicazione per le due principali tipologie di cicli, ossia una temperatura massima di 150-170°C per le pompe di calore a ciclo Rankine, generalmente raggiunti usando l'acqua come fluido di lavoro, anche se sono comuni applicazioni con cicli transcritici che usano anidride carbonica [9]. Anche per questi sistemi il range di temperature non è elevato e varia attorno ai 120 °C.

Nel lavoro di Zhanga [5] si entra maggiormente nel dettaglio con l'analisi di un sistema PTES con pompa di calore a ciclo Rankine accoppiata a un ciclo ORC per la riconversione della potenza termica. In questo studio vengono studiate diverse soluzioni impiantistiche via via più complicate sia per la pompa di calore che per

l'ORC al fine di migliorarne le prestazioni; si è variata anche la temperatura di stoccaggio tra 90 e 140°C ed è stata considerata anche l'eventuale presenza o meno di una sorgente di calore di scarto. Dai suoi studi emerge che tale tipo di sistemi porta ad un'efficienza di riconversione (*power to power efficiency*) che cresce al diminuire della temperatura massima del TES e all'aumentare della temperatura del calore di scarto che si sfrutta, come mostrato in Figura 2.3.

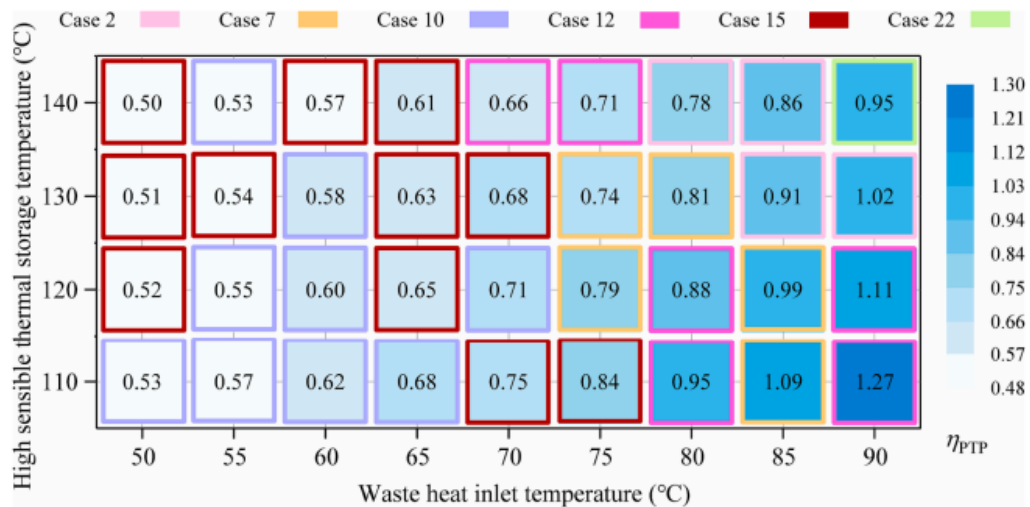


Figura 2.3: efficienze di riconversione η_{PTP} nei sistemi PTES studiati da Zhanga. I risultati sono riferiti ai sistemi con efficienza massima [5]

Ci sono dati anche da aziende che operano nel settore delle pompe di calore industriali di grandi dimensioni, come la *Turboden*, che nel suo catalogo [10] vanta alcune delle più grandi pompe di calore industriali sul mercato con temperatura massima di esercizio di 150 °C.

Altri lavori si focalizzano invece nelle soluzioni con ciclo Brayton.

L'impianto analizzato nell'articolo di Arabkoohsar [6] consiste in un sistema PTES con ciclo Brayton reversibile operante tra le temperature di 500°C e -100°C. Lo schema di impianto si può osservare in Figura 2.4.

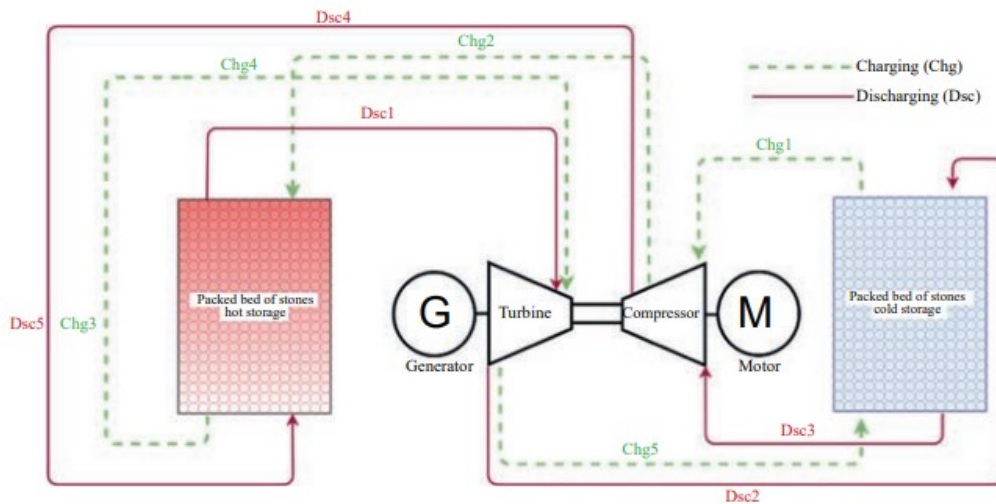


Figura 2.4: schema di un impianto PTES a ciclo Brayton reversibile [6]

I serbatoi sono costituiti da un insieme di strati di rocce sovrapposti attraverso i quali viene fatto fluire il gas che cede il suo calore nel caso del serbatoio caldo e lo assorbe nel caso di quello freddo.

Il sistema opera in un ciclo chiuso e il gas utilizzato è l'Argon in virtù della sua tendenza (tipica dei gas monoatomici) a scaldarsi e raffreddarsi in modo molto più accentuato rispetto all'aria a parità di rapporti di espansione o compressione.

In quanto a efficienze il COP del sistema quando opera come pompa di calore in fase di ricarica si attesta tra 1,3 e 1,4 mentre l'efficienza termodinamica nella fase di scarica è stata valutata pari a 0,4 portando perciò ad una *power to power efficiency* η_{PTP} compresa tra 0,52 e 0,56.

Il vantaggio principale delle pompe di calore a ciclo Rankine è che possono vantare COP più elevati di quelle che utilizzano un gas compresso in ciclo Brayton e dunque in sistemi PTES porta a rendimenti *power to power* tendenzialmente più elevati.

Lo svantaggio principale invece risiede nelle temperature massime particolarmente basse che limitano le applicazioni a quelle a media bassa temperatura e abbassano la densità energetica del sistema di accumulo.

In questo lavoro di tesi quindi partendo dai risultati ottenuti da Zenari [7] e Piccoli [3] si studierà un sistema con turbina a gas e ciclo ORC che utilizza come fluido operativo il ciclopentano e dove il carico viene controllato per mezzo della strategia a pressione variabile. In questo impianto combinato verrà integrato un

sistema di stoccaggio a due serbatoi e una pompa di calore per creare di fatto un sistema di pompaggio termico in grado di accumulare l'energia in eccesso e restituirla quando invece c'è bisogno. La prima parte del lavoro riguarderà la procedura di dimensionamento di tale sistema, mentre nella seconda si tratterà il sistema sotto il profilo economico e si valuteranno i principali indicatori economici (NPV, Simple Payback Period, LCOE) al variare del profilo della domanda di energia giornaliera, del prezzo medio dell'energia elettrica e del costo del Gas Naturale.

3 Layout di impianto

L'impianto sotto esame è costituito da più moduli e sezioni che si andranno ad aggiungere via via che la progettazione avanza.

La configurazione base è un ciclo combinato Turbina a Gas – ORC al quale verrà poi aggiunto un sistema di stoccaggio per disaccoppiare i due cicli e infine si aggiungerà anche la pompa di calore per permettere anche operazioni in modalità PTES.

3.1 Impianto di riferimento

L'impianto di riferimento consiste nella configurazione più semplice del sistema ossia il ciclo combinato turbogas-ORC.

La turbina a gas con cui si è svolta la progettazione è la GE10-1 di General Electric, le cui caratteristiche principali sono già state riportate in Tabella 2.1.

Vista l'elevata temperatura dei gas di scarico della turbina (481°C) si è deciso di frapporre tra il ciclo ORC e i fumi caldi un circuito d'olio diatermico, per diminuire il rischio di incendi vista l'infiammabilità del Ciclopentano. Per l'olio diatermico la scelta è ricaduta sul Therminol-66, vista la sua elevata temperatura massima di utilizzo, $T_{oil,max} = 357^{\circ}C$ senza bisogno di essere pressurizzato.

La configurazione risultante dell'impianto di riferimento, già presentata in Figura 2.1, è esposta nuovamente in Figura 3.1 per consentire una descrizione più efficace del sistema nelle prossime righe.

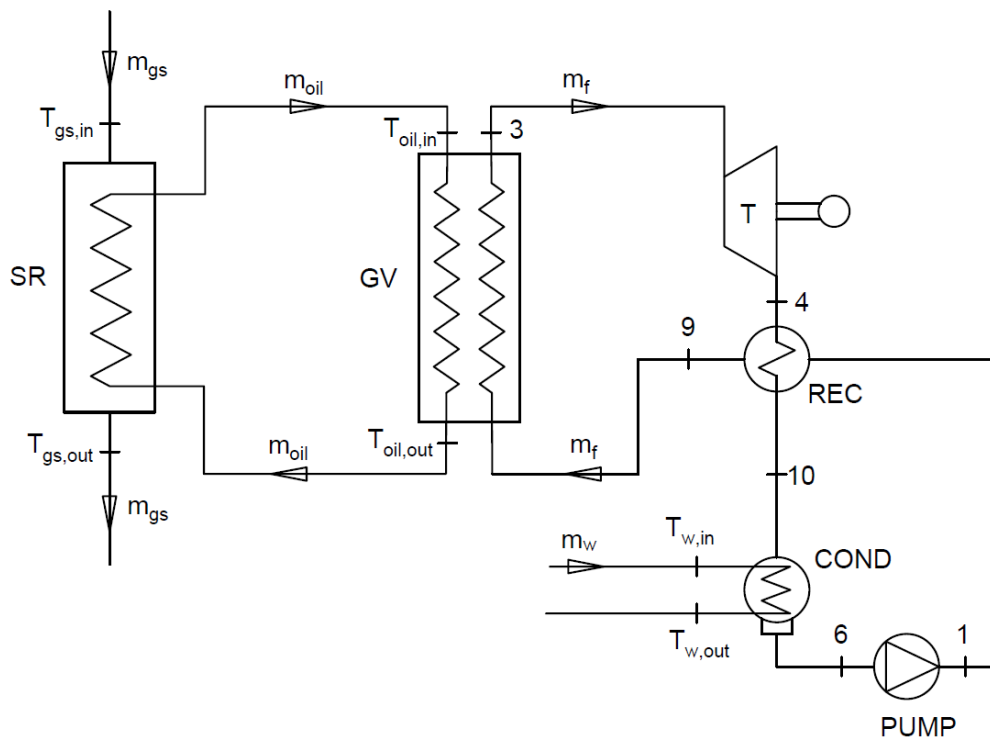


Figura 3.1: configurazione dell'Impianto di Riferimento [3]

L'energia termica dei gas di scarico viene recuperata per scaldare nello Scambiatore di calore Recuperativo (SR) la portata di olio diatermico \dot{m}_{oil} , dalla temperatura $T_{oil,in}$ alla temperatura $T_{oil,out}$, estraendo la potenza termica $P_{th,gs}$. La portata di olio caldo viene usata per alimentare il ciclo ORC attraverso il Generatore di Vapore (GV) dove la portata di fluido organico \dot{m}_f raggiunge lo stato 3 acquistando la potenza $P_{th,ORC}$ ceduta dall'olio. Il vapore ottenuto viene fatto espandere in turbina (stato 4) la quale accoppiata ad un generatore produce potenza elettrica $P_{el,ORC}$. Il vapore viene raffreddato (stato 10) nello scambiatore recuperativo (REC) e successivamente condensa (COND) fino alle condizioni di liquido saturo (stato 6). Il fluido allo stato liquido viene pressurizzato da una pompa (stato 1), riscaldato nello scambiatore recuperativo (stato 9) e quindi inviato nuovamente al generatore di vapore.

Con questa configurazione di impianto la potenza termica utilizzata per alimentare il ciclo è strettamente legata a quella estratta dai gas di scarico. Se le caratteristiche dei gas di scarico variano come conseguenza della variazione del

carico di lavoro della turbina a gas, il ciclo ORC si dovrà adattare andando a variare anch'esso il carico di lavoro. Allo stesso modo se si volesse variare il carico di lavoro dell'ORC, indipendentemente dalle condizioni di lavoro della turbina a gas, l'unico modo è variare la potenza termica estratta dai gas di scarico, questo però comporterebbe una riduzione dell'energia recuperata dalla sorgente di calore, andando a sprecare energia che idealmente avrebbe potuto essere riutilizzata. Per questo motivo il passo successivo consiste nell'integrare all'interno dell'impianto un sistema di stoccaggio termico che permetta al ciclo ORC di lavorare in modo più flessibile ed indipendentemente dall'energia recuperata dai gas di scarico.

3.2 Impianto con TES

Lo scopo del sistema di stoccaggio è quello di disaccoppiare il funzionamento della sezione a gas da quella dell'ORC. L'idea è quella di estrarre dai gas di scarico sempre la massima energia possibile, e controllare invece la potenza termica fornita all'ORC in base alle necessità. Questo sarà possibile andando a controllare le portate nei due scambiatori (SR e GV) che risulteranno disaccoppiati.

Il circuito ad olio può essere considerato diviso in due parti, una parte in cui scorre la portata \dot{m}_{SR} , che va a recuperare il calore dai gas di scarico, ed una parte in cui scorre la portata \dot{m}_{GV} che va ad alimentare il ciclo ORC, come mostrato in Figura 3.2. Quando la potenza estratta dai fumi risulta maggiore di quella necessaria al generatore di vapore allora l'energia in eccesso verrà accumulata, viceversa quando c'è bisogno di maggiore potenza rispetto a quella recuperata sarà scaricata l'energia precedentemente accumulata.

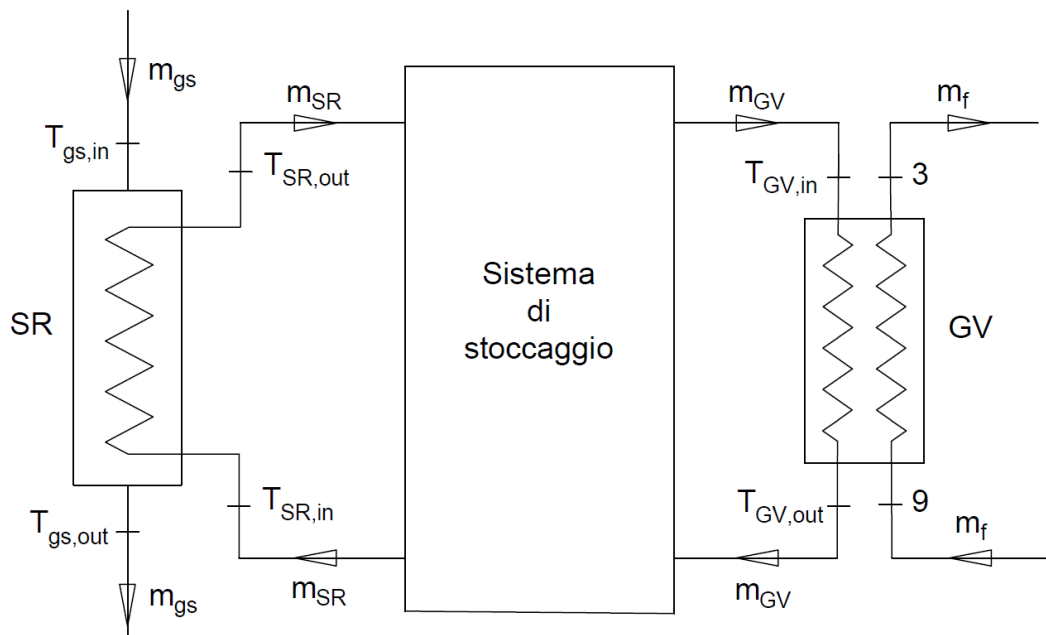


Figura 3.2: Layout di impianto con aggiunta di un sistema di stoccaggio [3]

Per il sistema di stoccaggio si è scelto di utilizzare uno stoccaggio di tipo diretto, dove quindi l'olio diatermico oltre che a servire da fluido di trasferimento del calore è utilizzato anche come fluido di stoccaggio (*Heat Storage Fluid*).

Il TES consisterà in due serbatoi, uno caldo e uno freddo, in cui verrà accumulato l'olio (Figura 3.3).

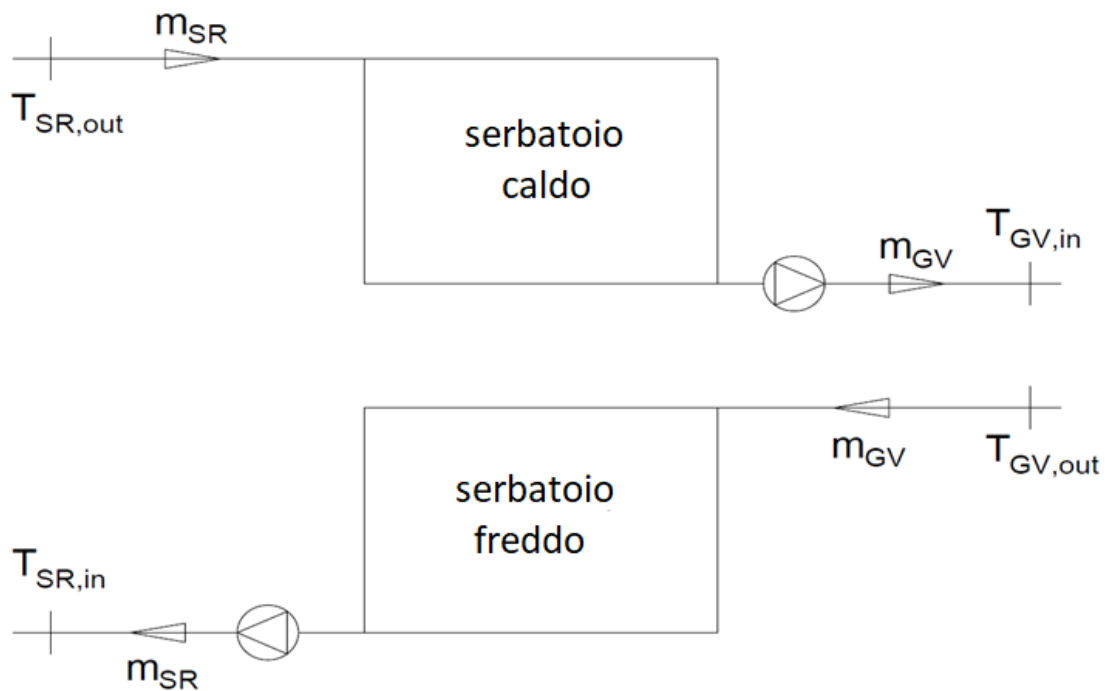


Figura 3.3: sistema di stoccaggio a due serbatoi

Lo scambiatore recuperativo viene alimentato dall'olio estratto dal serbatoio freddo, lo scada fino alla temperatura $T_{SR,out}$ con cui l'olio è immesso nel serbatoio caldo in cui si miscela con quello già presente. Dal serbatoio caldo viene poi estratta la portata necessaria ad alimentare il ciclo: l'olio esce dal generatore di vapore alla temperatura $T_{GV,out}$ con cui viene immesso nel serbatoio freddo.

La portata \dot{m}_{SR} è controllata dalle caratteristiche della sorgente di calore mentre la portata \dot{m}_{GV} in base al carico di lavoro richiesto dall'ORC. Nel caso in cui si debba produrre una bassa potenza elettrica che comporti $\dot{m}_{GV} < \dot{m}_{SR}$, allora l'energia termica viene stoccata sotto forma di massa di olio che si accumula nel serbatoio caldo, quando invece si è nella condizione $\dot{m}_{GV} > \dot{m}_{SR}$, la massa di olio caldo precedentemente accumulato viene scaricata andando a riempire il serbatoio freddo.

I serbatoi saranno modellizzati attraverso l'ipotesi di completo miscelamento, che consiste nel supporre che la portata in ingresso si misceli perfettamente con il fluido già presente all'interno del serbatoio che verrà quindi considerato a temperatura omogenea in ogni punto; sotto queste ipotesi, la temperatura del

fluido in uscita coinciderà quindi con la temperatura del fluido all'interno del serbatoio,

$$T_{out} = T.$$

Vengono utilizzate le equazioni (4.1), (4.2), (4.3), (4.4), riferite alla Figura 3.4.

$$\frac{\partial m}{\partial t} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (4.1)$$

$$\frac{d(mh)}{dt} = \dot{m}_{in}h_{in} - \dot{m}_{out}h_{out} - UA(T - T_{amb}) \quad (4.2)$$

$$m \frac{dh}{dt} + h \frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in}h_{in} - \dot{m}_{out}h_{out} - UA(T - T_{amb}) \quad (4.3)$$

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{m} \left[\dot{m}_{in}h_{in} - \dot{m}_{out}h - UA(T - T_{amb}) - h \frac{dm}{dt} \right] \quad (4.4)$$

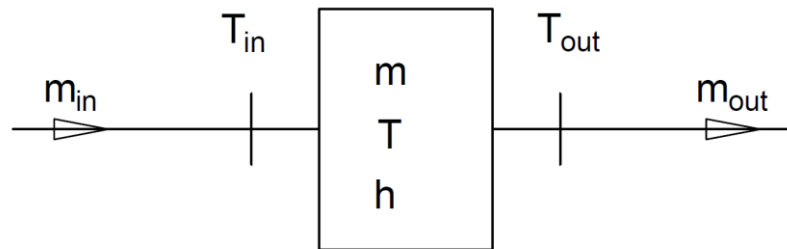


Figura 3.4: modello del serbatoio perfettamente miscelato, dove $T_{out}=T$

3.3 Impianto con pompa di calore

La novità rispetto ai lavori precedenti [3] [7] arriva con l'integrazione di una pompa di calore (*Heat Pump*, HP) nel sistema con TES.

Come già anticipato, la decisione di aggiungere questo componente serve ad aumentare la capacità di assorbire e stoccare energia per poi renderla nei momenti in cui ci sia maggior richiesta.

Questo obiettivo si può raggiungere principalmente in due modi:

- **TG accesa:** La pompa di calore utilizza l'energia elettrica prodotta dalla turbina a gas e i suoi scarti termici in uscita dallo scambiatore rigenerativo
- **TG spenta:** La pompa di calore acquista l'energia nei momenti di sovrapproduzione e non essendoci calore di scarto prodotto dalla turbina utilizza l'ambiente come sorgente calda. Tuttavia si può anche supporre la presenza di una sorgente di scarto termico industriale nei paraggi che possa essere sfruttata per migliorare l'efficienza del sistema.

Per quanto riguarda la scelta del ciclo termodinamico della pompa di calore, la scelta è stata dettata principalmente dalle limitazioni imposte dalla temperatura del serbatoio caldo e nei prossimi due paragrafi si approfondiranno quantitativamente tali scelte.

3.3.1 Pompa di calore a ciclo Rankine

Questa tipologia di pompe di calore sfrutta il ciclo Rankine inverso per funzionare.

La Figura 3.5 rappresenta lo schema di impianto di un sistema del genere. Il fluido di lavoro viene dapprima fatto evaporare sfruttando l'eventuale presenza di una sorgente di calore di scarto, in seguito viene compresso per poi cedere il suo calore alla temperatura di processo richiesta tramite la condensazione e infine viene fatto espandere, generalmente con una valvola di laminazione.

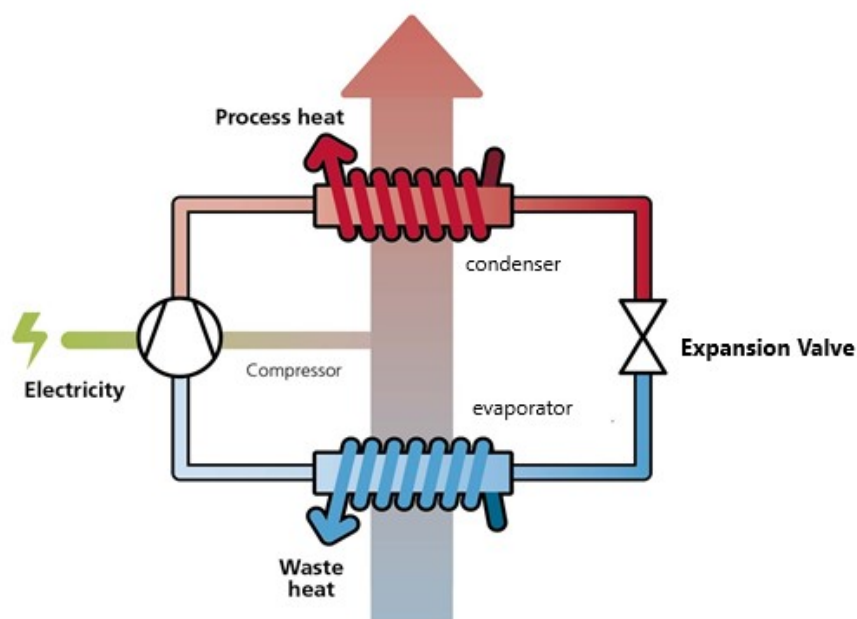


Figura 3.5: schema semplificato del principio di funzionamento di una pompa di calore a ciclo Rankine

La temperatura di stoccaggio nel serbatoio caldo è di 340°C (scelta per tenere un margine di sicurezza dalla temperatura di evaporazione dell'olio diatermico che avviene a 357°C). Questa temperatura è molto più elevata delle temperature a cui opera normalmente una pompa di calore di questo tipo; dunque è importante prima di implementare il codice per la simulazione valutare se la soluzione proposta sia effettivamente fattibile o no.

La selezione del fluido di lavoro influenza in modo significativo le prestazioni della pompa di calore. Il fluido più idoneo a un'applicazione ad elevata temperatura risulta essere l'acqua che vanta un punto critico sufficientemente elevato (374°C) da permettere di lavorare con un ciclo subcritico.

In Figura 3.6 è rappresentato il layout di impianto che si avrebbe aggiungendo l'HP:

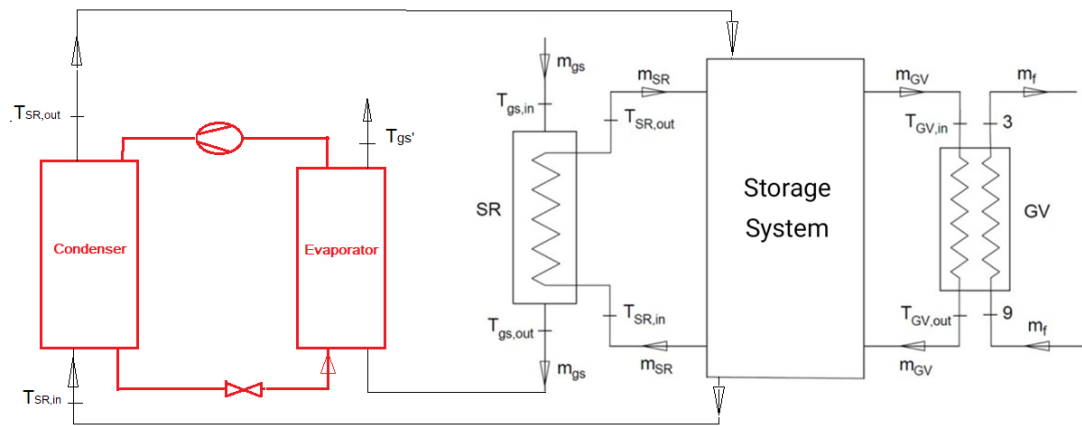


Figura 3.6: schema dell'impianto con pompa di calore a ciclo Rankine inverso

Tale sistema rientra nella casistica con GT accesa e dunque sfrutta i gas ancora caldi ($T_{gs,out} = 110^{\circ}\text{C}$) in uscita dallo scambiatore rigenerativo (SR). Si è scelto di studiare dal principio questo caso in quanto richiede alla pompa di calore un salto di temperatura minore rispetto a quello con GT spenta e dunque senza una sorgente calda da sfruttare, ragion per cui se tale sistema non si dimostrasse fattibile non avrebbe senso analizzare la seconda tipologia.

Le due variabili in gioco qui sono le due temperature tra cui lavora l'HP, ossia la temperatura di evaporazione T_{ev} e quella di condensazione T_{cond} .

Per quanto riguarda la scelta della temperatura di evaporazione, a parità di T_{cond} , essa va ad impattare su due fattori: l'efficienza del sistema (COP) e il fattore di recupero termico (χ) che rappresenta la percentuale di energia estratta dalla sorgente di calore di scarto (nel nostro caso i fumi in uscita dall'SR). Una T_{ev} bassa infatti permetterebbe di avere elevati valori di χ ma bassi valori di COP per via dell'aumento del rapporto di compressione (rc), il contrario vale per T_{ev} maggiori. La temperatura di condensazione invece va scelta il più bassa possibile per aumentare il COP e diminuire l' rc .

Per determinare la T_{cond} minima ideale sono state fatte le seguenti assunzioni:

1. $c_{p,oil} = const$;
2. $\eta_{is}=1$;

La prima assunzione è un'approssimazione accettabile, la seconda serve a porsi nel caso più favorevole per questo tipo di tecnologia e vedere se sia (almeno nel caso ideale) un'idea valida.

In Figura 3.7 è riportato il diagramma sul piano p-h del ciclo sotto esame.

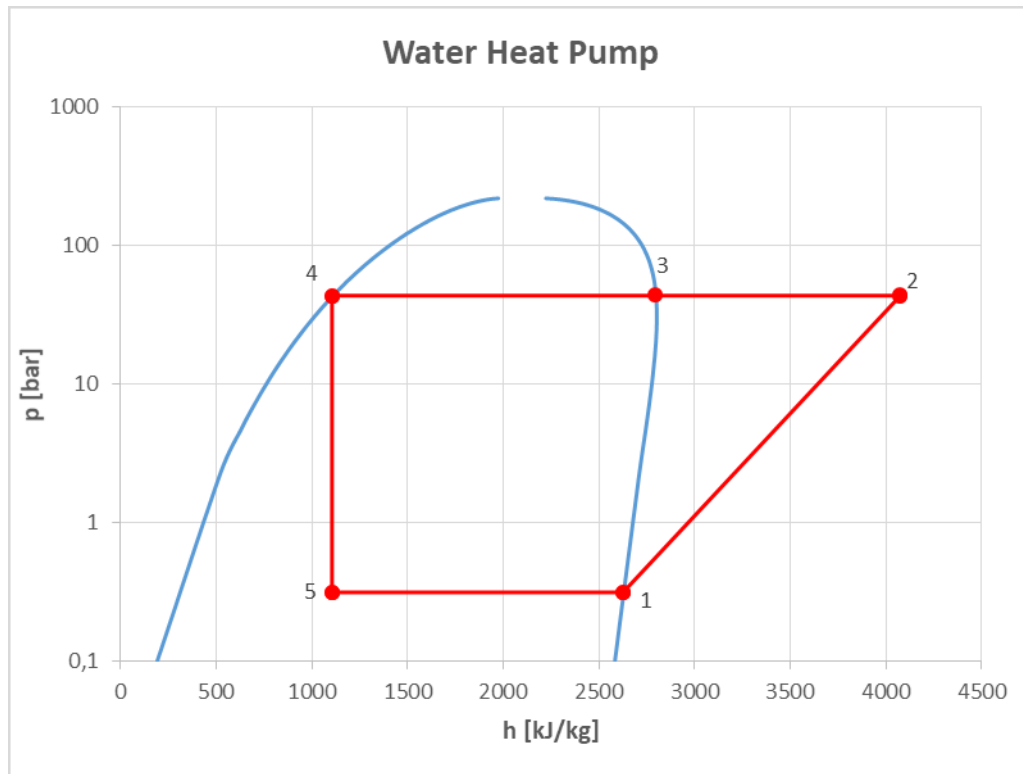


Figura 3.7: ciclo termodinamico di una pompa di calore con acqua come fluido di lavoro con $T_{ev}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{cond}=255\text{ }^{\circ}\text{C}$

Il vapore esce dal compressore surriscaldato (punto 2) e la sua temperatura diminuisce finché non raggiunge la T_{cond} (punto 3). In quel punto va imposto un pinch point tale che la temperatura T' dell'olio diatermico sia inferiore alla T_{cond} di ΔT_{pp} altrimenti lo scambio termico non può avvenire. Il valore di ΔT_{pp} scelto è pari a $15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Assumendo costante il calore specifico dell'olio diatermico si ricava l'equazione (3.1) per lo scambio termico:

$$Q = \dot{m}_{oil} \cdot c_{p,oil} \cdot (T_{hot\ tank} - T_{cold\ tank}) \quad (3.1)$$

Da cui la (3.2):

$$Q = \dot{m}_{oil} \cdot c_{p,oil} \cdot [(T_{hot\ tank} - T') + (T' - T_{cold\ tank})] \quad (3.2)$$

Dove T' è la temperatura di pinch point dell'olio.

E infine possiamo ricavare T' a partire dalla seguente proporzione:

$$(T_{hot\ tank} - T') : (T_{hot\ tank} - T_{cold\ tank}) = (h_2 - h_3) : (h_2 - h_4)$$

Che porta alla (3.3):

$$T' = T_{hot\ tank} - \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_4)} \cdot (T_{hot\ tank} - T_{cold\ tank}) \quad (3.3)$$

L'ultima equazione necessaria per identificare in modo univoco la T_{cond} scelta è la

(3.4):

$$T' = T_{cond} + \Delta T_{pp} \quad (3.4)$$

Per il caso riportato nel grafico precedente dunque le due temperature sono risultate essere $T_{ev}=70\text{ °C}$ e $T_{cond}=255\text{ °C}$.

Il profilo di scambio termico al condensatore è riportato in Figura 3.8.

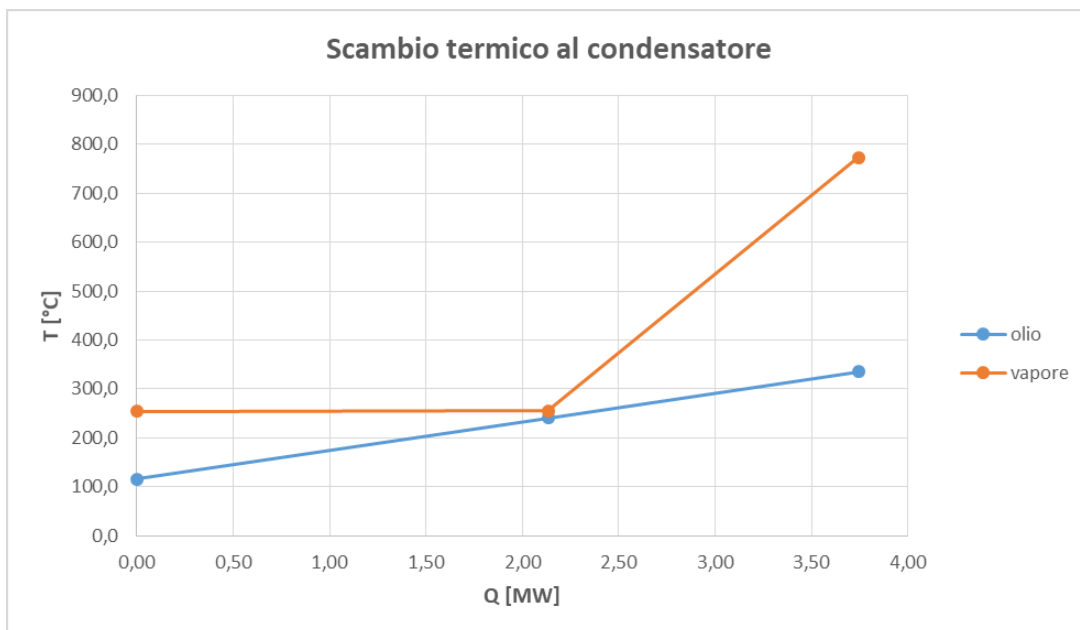


Figura 3.8: profili di temperatura al condensatore nel caso in cui si abbiano $T_{ev}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{cond}=255\text{ }^{\circ}\text{C}$ con un $\Delta T_{pp}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$

I risultati in funzione della scelta di T_{ev} sono riportati in Tabella 3.1 e figura 3.9:

T_{ev} [°C]	T_{cond} [°C]	rc \	χ \	COP \	$E_{\text{stored}}/E_{\text{gas}}$ \
30	226	734	1,00	1,71	1,71
40	241	416	0,88	1,79	1,58
50	246	300	0,75	1,87	1,40
60	251	202	0,63	1,95	1,23
70	255	138	0,50	2,05	1,03
80	259	97	0,38	2,15	0,82
90	263	70	0,25	2,26	0,56
100	266	46	0,13	2,39	0,31

Tabella 3.1: risultati ottimizzati in funzione della T_{ev}

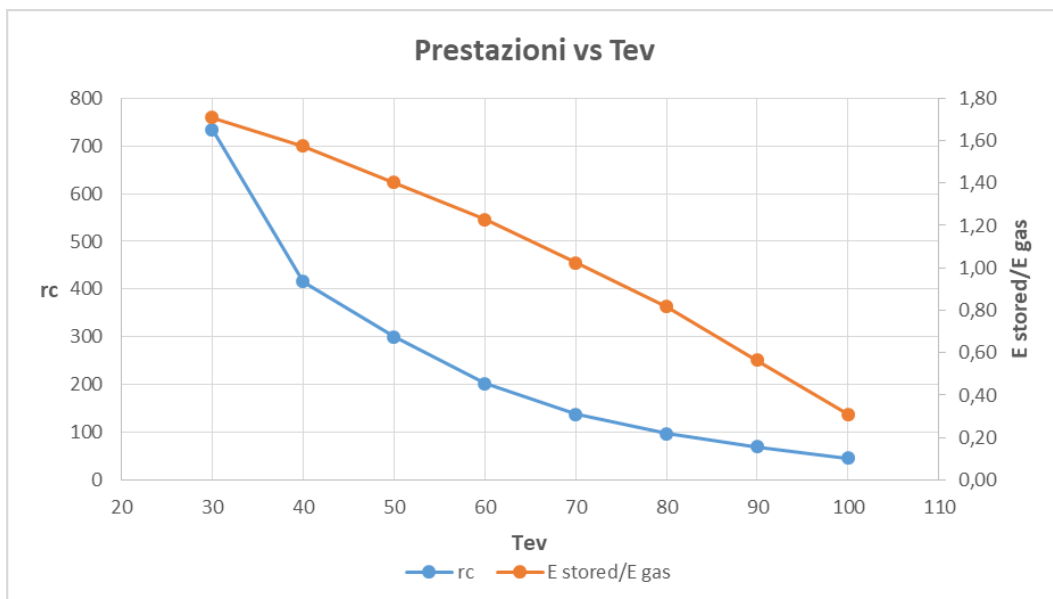


Figura 3.9: risultati ottimizzati in funzione della T_{ev}

Osserviamo innanzi tutto che la quantità di energia che siamo in grado di recuperare dai fumi e stoccare nel serbatoio è data dall'equazione (3.5):

$$\frac{E_{stored}}{E_{gas}} = \chi \cdot COP \quad (3.5)$$

E dal grafico è evidente come questa diminuisca con velocità via via crescente man mano che la T_{ev} aumenta, tuttavia ancora più rilevante è la diminuzione del rapporto di compressione che passa da un valore di 612 per una T_{ev} ~ T_{amb} fino a valori prossimi a 50 per una T_{ev} di 100 °C.

In conclusione, osserviamo che per questo tipo di tecnologia a queste temperature i rapporti di compressione sono molto elevati, il che farebbe lievitare i costi del compressore a fronte di efficienze molto modeste, rendendo questa strada per l'integrazione dell'HP impraticabile.

3.3.2 Pompa di calore a ciclo Brayton

Per implementare il sistema con pompa di calore a ciclo Brayton ci sono essenzialmente due strade: il ciclo aperto e quello chiuso.

Il primo aspira direttamente i fumi al compressore, eliminando la necessità di avere un altro scambiatore di calore rigenerativo e andando quindi a cancellare il suo impatto dai costi del sistema.

Il secondo invece ha il vantaggio di poter usare un gas monoatomico come l'Argon, che permette di operare con r_c inferiori e di conseguenza efficienze maggiori [6].

Considerando però le temperature relativamente basse a cui stiamo lavorando (340°C al serbatoio caldo quando generalmente questo è posto a $T > 500^\circ\text{C}$ in sistemi PTES a ciclo Brayton) i vantaggi del sistema chiuso verrebbero ad avere un impatto poco significativo, a fronte di costi dell'impianto maggiori. Per tale ragione si è deciso di intraprendere la strada del ciclo aperto, che verrebbe integrato come mostrato in *Figura 3.10*:

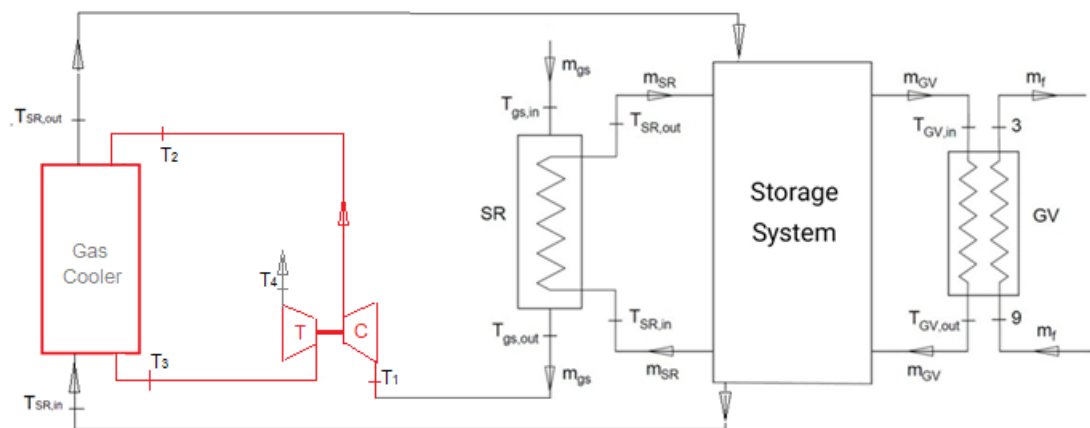


Figura 3.10: schema dell'impianto con pompa di calore a ciclo Brayton aperto

I gas di scarico in uscita dallo scambiatore rigenerativo (SR) vengono aspirati e compressi da un compressore dalla pressione ambientale e temperatura $T_1 = T_{gs,out}$ fino a una pressione che permetta il raggiungimento della temperatura $T_2 = T_{SR,in} + \Delta T_{PP}$. In seguito, i gas compressi caldi entrano nel *Gas Cooler* e si

raffreddano fino a raggiungere la temperatura $T_3 = T_{SR,in} + \Delta T_{PP} = T_2$ per poi essere espansi in turbina e finalmente rilasciati in ambiente.

Visto che anche in questo caso come nel caso dell'HP a ciclo Rankine si è al di fuori dal normale range applicativo come prima cosa è stato fatto uno studio preliminare di fattibilità del sistema.

Si è iniziato considerando un ciclo ideale e utilizzando i dati già noti ($p_1 T_1 T_2 T_3$) è possibile calcolare qualsiasi altro punto del ciclo.

Nel caso di una trasformazione isoentropica e considerando i fumi come un gas perfetto con la stessa composizione dell'aria ($k=1,4$) il rapporto di compressione sarà determinato dalla seguente equazione (3.6):

$$r_c = \left(\frac{T_{2is}}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 5,49 \quad (3.6)$$

Si può inoltre ricavare il COP della pompa di calore calcolando la potenza assorbita dal compressore, quella generata dalla turbina, e quella termica trasferita al Gas Cooler, le equazioni sono le seguenti:

$$|P_C| = \dot{m} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot RT_1 \left((r_c)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (3.7)$$

$$|P_T| = \dot{m} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot RT_1 \left(1 - \left(\frac{1}{r_c}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (3.8)$$

$$|Q| = \dot{m} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R(T_2 - T_3) = |P_C| \quad (3.9)$$

Ne segue dunque che il COP ideale sarà dato dalla (3.10) che ci porta a una funzione inversamente proporzionale a r_c :

$$COP = \frac{|Q|}{|P_C| - |P_T|} = \frac{r_c^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\left(r_c^{\frac{k-1}{2k}} - r_c^{\frac{1-k}{2k}} \right)^2} \quad (3.10)$$

La funzione che ne risulta è monotona decrescente ed è rappresentata in Figura 3.11.

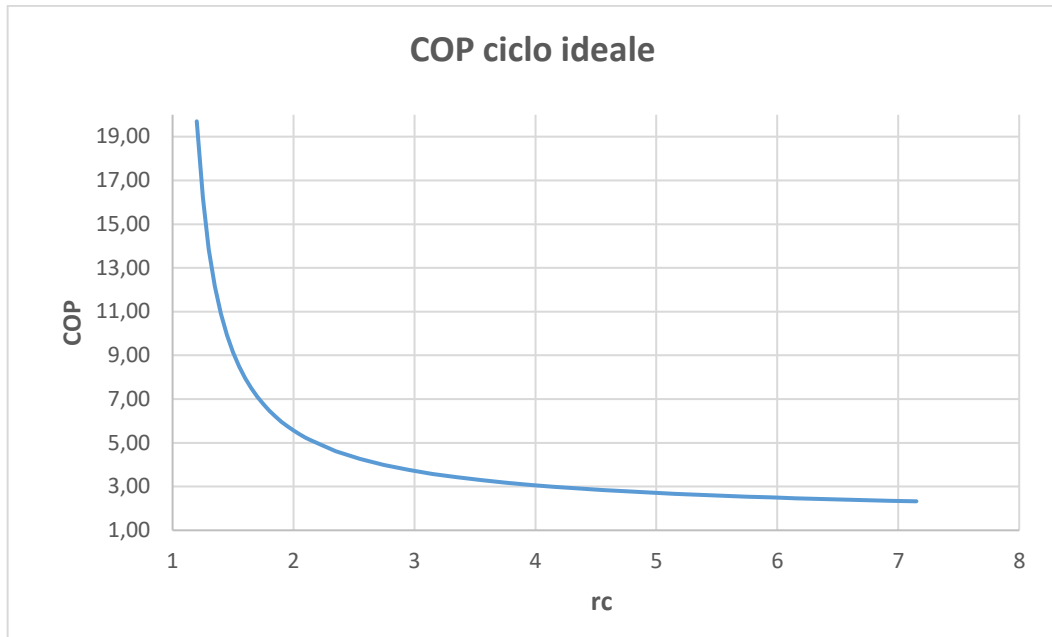


Figura 3.11: curva del COP in funzione del rapporto di compressione in un ciclo ideale

Dunque rientra nel nostro interesse minimizzare il valore di r_c in modo da migliorare le prestazioni della pompa di calore ed avere al contempo un compressore più compatto (e quindi economico). Proprio in virtù di questa considerazione si è deciso di fissare il rapporto di compressione come il valore minimo di r_c che consenta di raggiungere la temperatura T_2 partendo dalla T_1 considerando la massima efficienza isoentropica raggiungibile dal turbocompressore, ossia 0,9.

Le equazioni utilizzate per il calcolo del nuovo r_c sono le seguenti (3.11), (3.12) e (3.13), assumendo $c_{p, gas}$ costante:

$$\eta_{is} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.11)$$

$$T_{2is} = \eta_{is}(T_2 - T_1) + T_1 \quad (3.12)$$

$$r_c = \left(\frac{T_{2is}}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 4,78 \quad (3.13)$$

In questo modo siamo sicuri che sarà sempre garantito che T_2 sia superiore al valore di $T_{SR,OUT}$ senza tuttavia sovrastimare eccessivamente il valore di r_c .

In Figura 3.12 è rappresentato il ciclo reale sul piano T-s a confronto con il ciclo ideale:

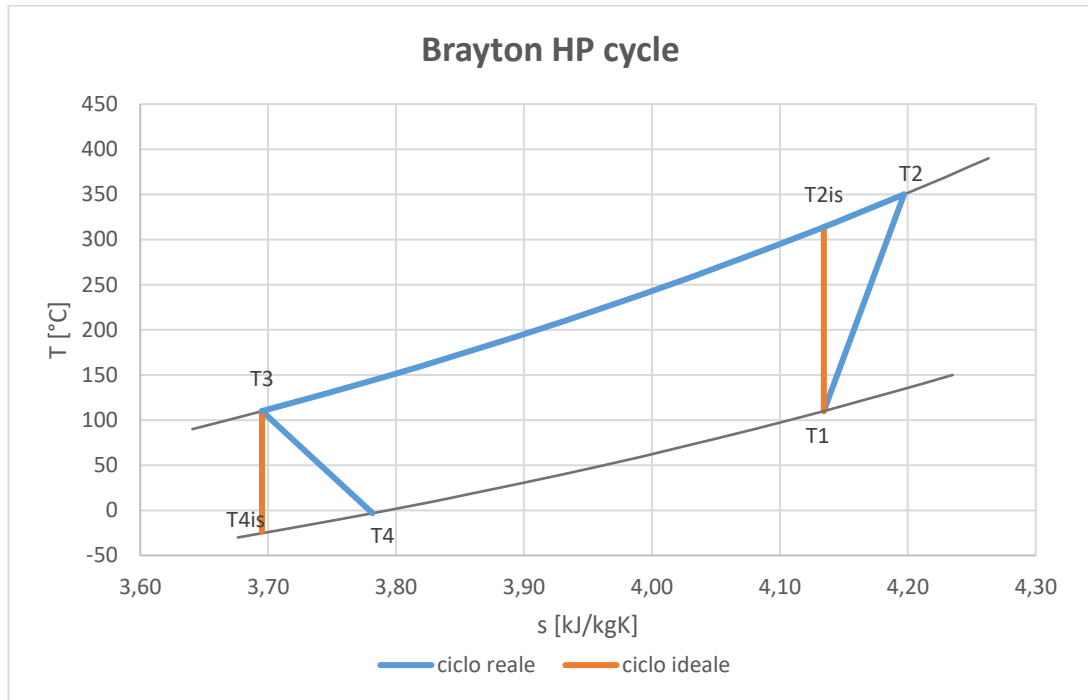


Figura 3.12: ciclo ideale a confronto con un ciclo con $\eta_{is}=0,9$ in compressione ed espansione

I valori dei parametri del ciclo per $\eta_{is}=0,9$, calcolati usando le relazioni esposte e il software Refprop sono riportati in Tabella 3.2:

RISULTATI BRAYTON HP		
T2is	326,0	°C
rc	4,78	\
T3	110	°C
T4is	-28,1	°C
T4	-14,3	°C
Pc	11,45	MW
Pt	5,93	MW
Q	11,45	MW
COP	2,07	\
COPid	2,77	\
Pel	6,81	MW

Tabella 3.2: parametri e prestazioni dell'HP a ciclo Brayton con $\eta_{is}=0,9$

Da questi risultati si deduce che la soluzione con pompa di calore a ciclo Brayton sia più adatta al sistema in esame, permettendo infatti di operare con rapporti di compressione e COP accettabili.

Va tuttavia prestata attenzione al fatto che con queste temperature e con $\eta_{is}=0,9$ al termine dell'espansione i gas escono a temperature inferiori a 0°C e dunque c'è il rischio di formazione di cristalli di ghiaccio. Per risolvere questo problema durante lo sviluppo del codice la temperatura T_3 verrà calcolata in modo tale da garantire al termine dell'espansione una temperatura di circa 10°C .

In conclusione è chiaro che entrambe le tecnologie (Rankine e Brayton) lavorino in condizioni inusuali; tuttavia, dal confronto tra le due soluzioni il sistema con pompa di calore a ciclo Brayton emerge come l'unica strada tecnicamente percorribile anche se le temperature di esercizio sono molto inferiori a quelle usualmente adottate e al compressore vengono aspirati i fumi di scarico della turbina a gas.

4 Progettazione del sistema

La progettazione del sistema si articola in più passaggi.

Il primo consiste nell'ottimizzazione dell'Impianto di riferimento, ossia il semplice ciclo combinato in condizioni di design. Successivamente si passa alla verifica delle prestazioni in condizioni di carico parziale (Off-Design). Si procede quindi con dimensionamento preliminare dell'impianto con il TES e Pompa di Calore al termine del quale si valutano le effettive prestazioni Off design del sistema e si crea una mappa che metta in relazione le condizioni dell'olio in ingresso al generatore di vapore e le condizioni di lavoro fuori progetto. Queste mappe saranno utili per simulare l'ORC nell'ultimo passaggio ossia il dimensionamento effettivo del sistema del TES.

4.1 Impianto di riferimento

L'ottimizzazione della progettazione del ciclo Rankine organico è stata eseguita con il software ORC-PD [11] con lo scopo di massimizzarne la potenza in condizioni di design. L'ORC *Plant Designer* è una soluzione di ottimizzazione implementata in MATLAB che si serve di un approccio genetico, dove i parametri termodinamici del ciclo costituiscono le variabili di scelta. Le proprietà termodinamiche dei fluidi analizzati vengono acquisite dai database REFPROP e COOLPROP.

Le variabili in ingresso per l'ottimizzazione sono le seguenti:

- Sorgente di calore
- Temperatura di ingresso, pressione di ingresso e portata di massa della sorgente di calore
- Temperatura di ingresso e di uscita e pressione di ingresso dell'acqua utilizzata per la condensazione
- Rendimento isoentropico della pompa
- Rendimento meccanico della pompa
- Rendimento del motore elettrico

- Differenza di temperatura minima ammissibile negli scambiatori di calore
- Rendimento meccanico della turbina
- Rendimento del generatore elettrico
- Pinch point dello scambiatore recuperativo $\Delta T_{pp,SR}$

Le variabili ottimizzate dallo strumento ORC-PD sono:

- Temperatura di uscita della sorgente di calore $T_{hot,out} = T_{GV,out}$
- Pressione di evaporazione del fluido organico p_{ev}
- Temperatura d'ingresso alla turbina T_3
- Pinch-point nel generatore di vapore $\Delta T_{pp,GV}$
- Pinch-point nel recuperatore $\Delta T_{pp,REC}$
- Pinch-point nel condensatore $\Delta T_{pp,COND}$
- Efficienza del recuperatore E
- Temperatura di condensazione del fluido organico T_{cond}

La procedura di ottimizzazione è esposta nel dettaglio in [11] ma di seguito si riportano le principali equazioni utilizzate.

Una volta fissato il valore di $T_{GV,out}$ utilizzando la (4.1) si è in grado di ricavare la $T_{gs,out}$ con la quale nella (4.2) si ottiene la portata d'olio allo scambiatore rigenerativo \dot{m}_{SR} .

$$T_{gs,out} = T_{GV,out} + \Delta T_{pp,SR} \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_{SR} = \dot{m}_{gs} \frac{c_{p,gs}(T_{gs,in} - T_{gs,out})}{c_{p,oil}(T_{GV,out} - T_{GV,in})} \quad (4.2)$$

Definita \dot{m}_{SR} e conoscendo $T_{GV,out}$ e $T_{GV,in}$ si procede col calcolo del calore scambiato nel generatore di vapore \dot{Q}_{GV} , e, note le pressioni di evaporazione, di condensazione e l'efficienza del recuperatore, è possibile determinare la portata del fluido organico \dot{m}_f , la portata di acqua \dot{m}_w necessaria nel condensatore e tutti i punti termodinamici del ciclo.

La potenza elettrica è quindi data dalle equazioni (4.3) (4.4) e (4.5):

$$P_{el} = P_t - P_p \quad (4.3)$$

$$P_t = \dot{m}_f (h_3 - h_4) \eta_{mec,t} \eta_{gen} \quad (4.4)$$

$$P_p = \dot{m}_f \frac{h_1 - h_6}{\eta_{mec,p} \eta_{mot}} \quad (4.5)$$

4.2 Condizioni di lavoro fuori progetto

Poiché durante la giornata l'impianto non lavorerà sempre in condizioni di progetto, è stato necessario modellare anche il suo comportamento quando opera ai carichi parziali, e per fare ciò il lavoro di Piccoli [3] si è basato su quello di Baldasso et al. [12]. Come già detto in precedenza, dai risultati ottenuti in [3] e [7] si è visto che le operazioni di controllo dei carichi a pressione variabile (*SP Sliding Pressure*) portavano a prestazioni migliori rispetto a quelle a pressione costante (*CP Constant Pressure*) quindi nelle analisi si è adottata unicamente la strategia SP. Per lo studio del comportamento off-design del sistema è stato necessario definire le equazioni che descrivono il comportamento di tutte le sue componenti al variare dei carichi.

Il coefficiente di scambio termico UA degli scambiatori di calore si ottiene dalla (4.6) e (4.7):

$$UA = UA_{Des} \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{Des}} \right)^n \quad (4.6)$$

$$UA = \frac{Q_{Des}}{\Delta T_{ml,Des}} \quad (4.7)$$

La (4.6) è basata sull'assunzione che uno dei due lati dello scambiatore sia dominante, UA_{Des} , rappresenta il coefficiente di scambio termico in condizioni di progetto, \dot{m}_{Des} la portata del fluido dominante in condizioni di progetto, \dot{m} la portata del fluido dominante in condizioni fuori progetto, e n è un parametro che può assumere valori 0.6 e 0.8 in base alla posizione del fluido dominante nello scambiatore, se all'interno o all'esterno del fascio di tubi, i valori utilizzati sono riportati in Tabella 4.1

Scambiatore	Fluido Dominante	n
SR	Gas di scarico	0.6
GV (surriscaldatore)	Fluido organico	0.8
GV (evaporatore)	Olio diatermico	0.6
GV (economizzatore)	Olio diatermico	0.6
COND (cambio fase)	Acqua	0.8
COND (desurriscaldatore)	Fluido organico	0.6

Tabella 4.1: valore di n per i diversi scambiatori

Per quanto riguarda gli altri componenti ossia la turbina e la pompa, sono state usate le relazioni esposte di seguito.

Per la turbina utilizzando la (4.8) si è in grado di calcolare il comportamento fuori progetto in quanto C_t è una costante calcolabile facilmente in condizioni di progetto, mentre T_{in} rappresenta la temperatura in ingresso alla turbina e p_{in} e p_{out} le rispettive pressioni di ingresso e uscita. Il rendimento isoentropico invece è dato dalla (4.9).

$$C_t = \frac{\dot{m}_f \sqrt{T_{in}}}{\sqrt{p_{in}^2 + p_{out}^2}} \quad (4.8)$$

$$\frac{\eta_{exp,is}}{\eta_{exp,is,Des}} = 2 \sqrt{\frac{\Delta h_{exp,is,Des}}{\Delta h_{exp,is}}} - \frac{\Delta h_{exp,is,Des}}{\Delta h_{exp,is}} \quad (4.9)$$

Il rendimento della pompa è dato dalle equazioni (4.10) e (4.11)

$$\frac{\eta_{p,is}}{\eta_{p,is,Des}} = 0.86387 + 0.3096F - 0.14086F^2 - 0.029265F^2 \quad (4.10)$$

$$F = \frac{\frac{\dot{V}}{N}}{\left(\frac{\dot{V}}{N}\right)_{Des}} \quad (4.11)$$

dove \dot{V} ed N rappresentano la portata volumetrica e il numero di giri al minuto della pompa.

Le condizioni di lavoro fuori progetto possono essere determinate considerando lo stato in ingresso della sorgente di calore, dato da \dot{m}_{oil} e $T_{oil,in}$. Questo processo implica la risoluzione iterativa delle equazioni precedentemente esposte al fine di calcolare la portata di massa del fluido organico \dot{m}_f , la pressione in ingresso alla turbina p_{in} , la temperatura dell'olio in uscita $T_{oil,out}$, gli stati termodinamici in vari punti del ciclo e infine la potenza e l'efficienza dell'ORC P_{el} e η_{ORC} .

4.3 Impianto con TES e Pompa di calore

Il passo successivo nella progettazione costituisce l'integrazione del TES e dell'HP nel sistema. A differenza dei dimensionamenti precedenti ora la procedura terrà conto delle storie di carico della turbina a gas e dell'ORC nonché dei periodi in cui è in funzione l'HP. Un esempio di tali storie di carico è riportato in Figura 4.1.

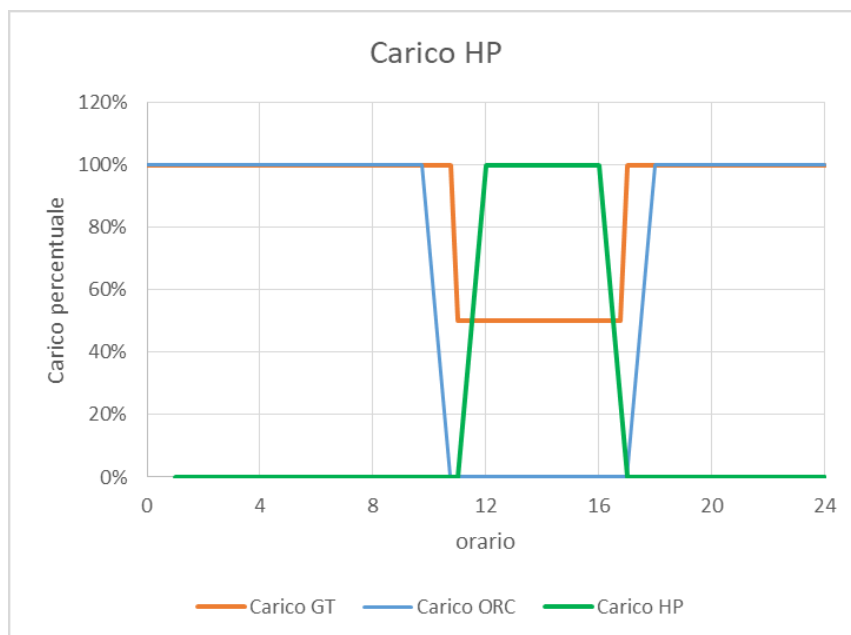


Figura 4.1: esempio di storie di carico di GT ORC e HP durante la giornata.

Le curve in figura descrivono i carichi che si potrebbero avere in una giornata caratterizzata da prezzi particolarmente bassi nelle ore centrali a causa ad esempio di una grande potenza solare installata. Tuttavia i profili di prezzo e le combinazioni di storie di carico da analizzare sono svariate perciò tale argomento sarà approfondito nel capitolo dedicato all'analisi economica.

L'obiettivo dell'ottimizzazione è anche ora quello di massimizzare la potenza di design dell'ORC; tuttavia, tenendo presente la sua storia di carico e la presenza dello stoccaggio, ne uscirà un valore diverso rispetto a quello calcolato per l'impianto di riferimento che era un semplice ciclo combinato.

Inizialmente si considera un modello semplificato considerando infinite le masse nei serbatoi così che la loro temperatura rimanga costante (Figura 4.2).

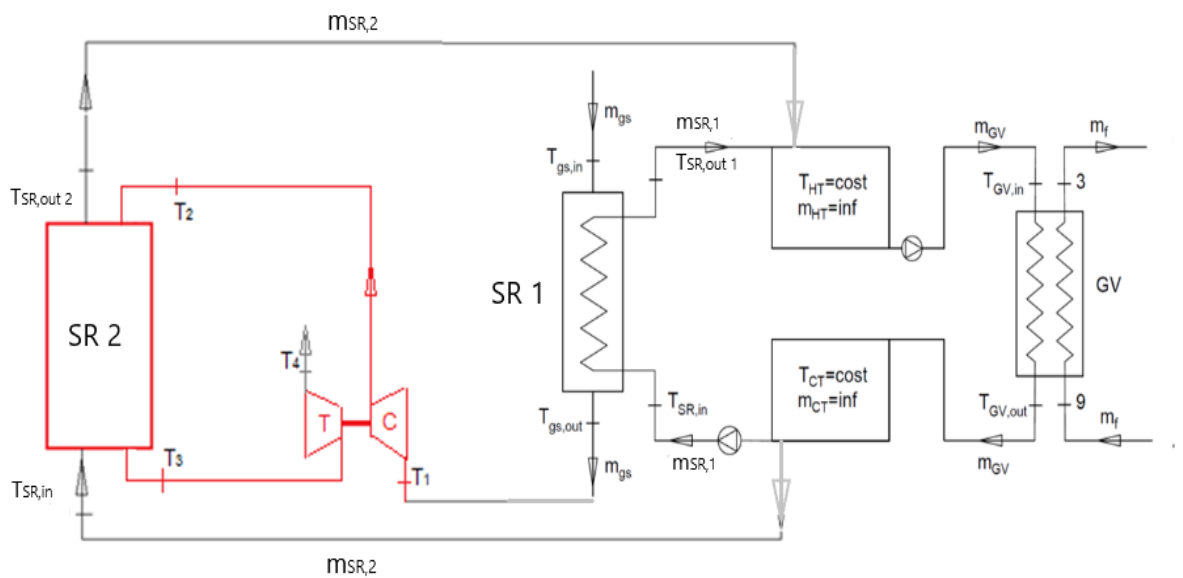


Figura 4.2: impianto con TES e HP (in rosso) con aspirazione dei fumi caldi della GT. La configurazione con aspirazione di aria ambiente è identica, ma senza il collegamento tra $T_{gs,out}$ e T_1 .

Nel sistema senza TES avevamo $\dot{m}_{SR} = \dot{m}_{GV}$, ma ora queste portate variano in modo indipendente e inoltre, avendo aggiunto anche la pompa di calore al sistema, la portata \dot{m}_{SR} sarà data dalla (4.12).

$$\dot{m}_{SR}(t) = \dot{m}_{SR,1}(t) + \dot{m}_{SR,2}(t) \quad (4.12)$$

La condizione imposta è che la massa totale entrante nei serbatoi e quella uscente nell'arco della giornata siano equivalenti. Tale vincolo è espresso dalla (4.13).

$$\int_t \dot{m}_{SR}(t) dt = \int_t \dot{m}_{GV}(t) dt \quad (4.13)$$

La temperatura del serbatoio caldo è imposta pari alla temperatura di ingresso dell'olio al generatore di vapore $T_{HT} = T_{GV,in}$, nota come condizione al contorno. La temperatura del serbatoio freddo invece è posta uguale alla temperatura media dell'olio in uscita dal generatore di vapore, $T_{GV,out}$, quest'ultima è calcolabile utilizzando la funzione di previsione $f_T(C)$ che esprime la temperatura di uscita dell'olio in funzione del carico di lavoro. Avendo imposto la storia di carico $C(t)$ si può calcolare la temperatura d'uscita dell'olio relativa attraverso l'equazione (4.14), ed essendo noto il valore di questa temperatura in condizioni di Design $T_{GV,out,Des}$, è possibile determinare il suo valore assoluto, equazione (4.15), e quindi il valore medio.

$$T_{GV,out,rel}(t) = f_T(C(t)) \quad (4.14)$$

$$T_{GV,out}(t) = T_{GV,out,rel}(t) \cdot T_{GV,out,Des} \quad (4.15)$$

Le temperature dei due serbatoi corrispondono rispettivamente alle temperature di ingresso e uscita agli scambiatori recuperativi:

$$T_{SR,in} = T_{CT} \quad (4.16)$$

$$T_{SR,out 1} = T_{SR,out 2} = T_{HT} \quad (4.17)$$

Queste due temperature permettono di calcolare la portata che circola nello scambiatore recuperativo primario attraverso il bilancio termico, equazioni (4.18) e (4.19).

$$\dot{m}_{SR 1}(t) = \dot{m}_{gs}(t) \frac{c_{p,gs}(T_{gs,in} - T_{gs,out})}{c_{p,oil}(T_{SR,out} - T_{SR,in})} \quad (4.18)$$

$$T_{gs,out} = T_{SR,in} + \Delta T_{pp,SR} \quad (4.19)$$

Per quanto riguarda lo scambiatore recuperativo secondario, invece, per trovare $\dot{m}_{SR2}(t)$ prima vanno calcolate le temperature T_2 e T_3 del circuito della pompa di calore.

Nel caso in cui il compressore aspiri i gas di scarico della turbina si andrà ad utilizzare la (4.20), altrimenti se la turbina a gas è spenta si utilizza la (4.21).

$$T_1 = T_{gs,out} \quad (4.20)$$

$$T_1 = T_{amb} \quad (4.21)$$

Dato che la pompa di calore andrà ad operare sempre in condizioni di design nei momenti in cui entrerà in funzione, si è assunta l'efficienza isoentropica di compressione costante durante le operazioni e pari a $\eta_{is} = 0.85$ che è un valore tipico per un compressore assiale.

Dopodiché nota T_1 ed essendo $p_1 = p_{amb}$ tramite REFPROP si possono ricavare l'entropia e l'entalpia specifiche S_1 e H_1 .

Si impone T_2 pari alla temperatura del serbatoio caldo (4.22) e con la (4.23) si può calcolare la temperatura di compressione isoentropica $T_{2,is}$.

$$T_2 = T_{HT} + \Delta T_{pp,SR} \quad (4.22)$$

$$T_{2,is} = \eta_{is} \cdot (T_2 - T_1) + T_1 \quad (4.23)$$

Ora con REFPROP possiamo ricavare la pressione p_2 note che sono $T_{2,is}$ e $S_2 = S_1$ e anche H_2 note T_2 e p_2 .

Nota la pressione p_2 possiamo calcolare anche la temperatura T_3 con un procedimento simile dato che conosciamo lo stato finale di espansione ossia $p_2 = p_{amb}$ e $T_4 = 10^\circ C$ che imponiamo per evitare la formazione di ghiaccio in turbina. Anche in questo caso si pone $\eta_{is} = 0.85$.

Noti tutti i punti del ciclo si può calcolare il valore di $\dot{m}_{SR2}(t)$ delle equazioni (4.24) e (4.25) dove k nella (4.25) varia tra 0 e 1 e indica la frazione dei gas che vengono aspirati dalla pompa.

$$\dot{m}_{SR2}(t) = \dot{m}_{gs,HP}(t) \frac{H_2 - H_3}{c_{p,oil}(T_{SR,out} - T_{SR,in})} \quad (4.24)$$

$$\dot{m}_{gs,HP}(t) = k \cdot \dot{m}_{gs}(t) \quad (4.25)$$

L'andamento nel tempo della portata del generatore di vapore può essere espresso come prodotto tra il suo valore di design e l'andamento del suo valore relativo $\dot{m}_{GV,rel}(t)$, il quale può essere calcolato attraverso l'utilizzo della funzione di previsione $f_{\dot{m}}(C)$, equazione (4.26), ottenendo (4.27)

$$\dot{m}_{GV,rel}(t) = f_{\dot{m}}(C(t)) \quad (4.26)$$

$$\int_t \dot{m}_{SR}(t) dt = \int_t \dot{m}_{GV,rel}(t) \cdot \dot{m}_{GV,Des} dt \quad (4.27)$$

Questo permette di calcolare il valore in condizioni di progetto, attraverso l'equazione (4.28).

$$\dot{m}_{GV,Des} = \frac{\int_t \dot{m}_{SR}(t) dt}{\int_t \dot{m}_{GV,rel}(t) dt} \quad (4.28)$$

4.3.1 Dimensionamento dei serbatoi

Il dimensionamento dei due serbatoi del TES consiste in una procedura iterativa in cui vengono inizialmente definiti i valori di alcuni parametri, ovvero profilo di temperatura del serbatoio caldo, potenza massima prodotta e stato iniziale dei serbatoi, che saranno progressivamente aggiornati in modo da rispettare le condizioni imposte, in particolare la potenza prodotta dall'ORC deve seguire nel modo più fedele possibile la storia di carico imposta, e il livello di riempimento dei serbatoi a inizio e fine della giornata deve essere lo stesso per garantire la ripetibilità del ciclo nei giorni successivi.

Il diagramma di flusso di Figura 4.3 sintetizza la procedura, che verrà esposta più nel dettaglio successivamente.

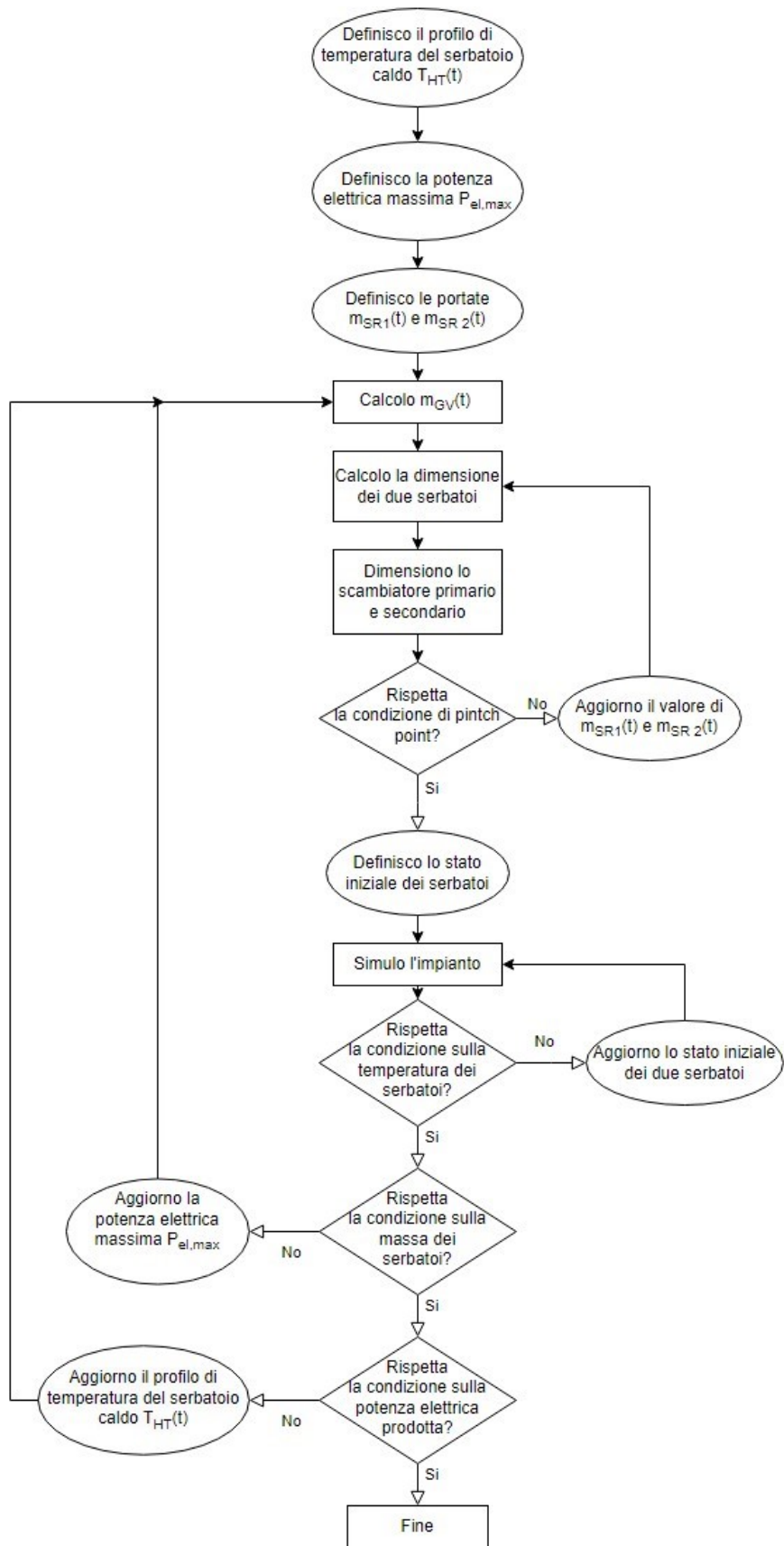


Figura 4.3: diagramma di flusso della procedura di di dimensionamento dell'impianto

Per prima cosa si definisce il profilo di temperatura del serbatoio caldo nell'arco della giornata, imponendolo alla prima iterazione costante e pari alla temperatura d'ingresso dell'olio nel generatore di vapore in condizioni di design, $T_{HT}(t) = T_{GV,in,Des} = 340 \text{ }^\circ\text{C}$. Viene imposto poi il valore della potenza massima prodotta, che nel primo tentativo sarà pari al valore di potenza nominale del ciclo $P_{el,max} = P_{el,Des}$, e insieme ai valori $P_{el,min}$ e $P_{el,int}$ scelti precedentemente è possibile definire la storia di carico $P(t)$.

Il passo successivo consiste nel definire le portate di olio circolanti nel sistema. Per quanto riguarda la portata $\dot{m}_{GV}(t)$ essa è ricavata dalle mappe precedentemente realizzate nel modello off design e dipenderà dalla temperatura dell'olio in ingresso $T_{GV,in}(t) = T_{HT}(t)$ e dal carico richiesto all'ORC $P(t)$. In Figura 4.4 vediamo una rappresentazione grafica della mappa in questione.

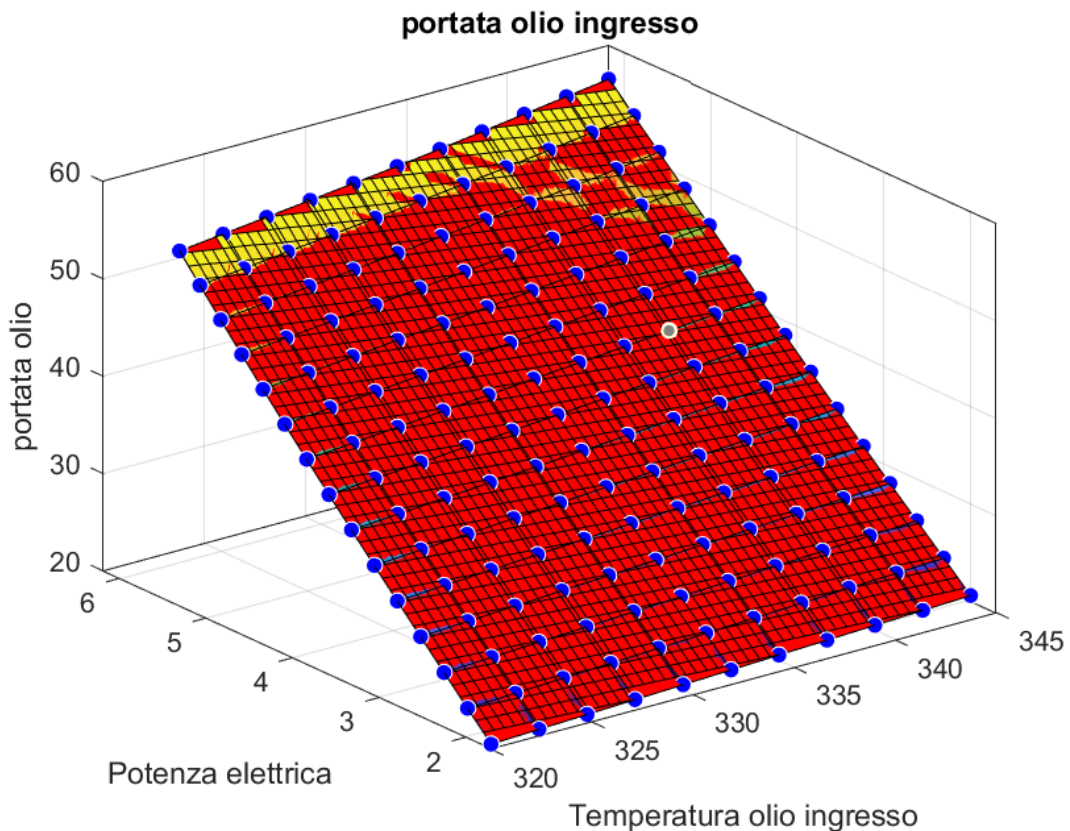


Figura 4.4: portata di olio in ingresso al generatore di vapore in funzione della temperatura dell'olio e della potenza richiesta

Il calcolo della portata $\dot{m}_{SR}(t)$ invece dipende dal carico della turbina a gas per determinare $\dot{m}_{SR1}(t)$ e della pompa di calore per determinare $\dot{m}_{SR2}(t)$, equazioni (4.29) e (4.30)

$$\dot{m}_{SR1}(t) = \dot{m}_{gs}(t) \frac{h_{gs,in} - h_{gs,out}}{c_{p,oil}(T_{SR,out} - T_{SR,in})} \quad (4.29)$$

$$\dot{m}_{SR2}(t) = \dot{m}_{gs,HP}(t) \frac{h_2 - h_3}{c_{p,oil}(T_{SR,out} - T_{SR,in})} \quad (4.30)$$

Dove h_2 ed h_3 sono calcolati conoscendo il rapporto di compressione dell'HP e la sua efficienza isoentropica, considerando l'entalpia dei gas aspirati pari ad $h_{gs,out}$. Tutte le altre temperature invece sono imposte pari ai valori di design.

Dagli andamenti delle portate è possibile determinare la massa di olio M_{oil} che dovrà essere contenuta nei serbatoi, e da questa si possono ricavare i volumi, equazioni (4.31) e (4.32).

$$V_{HT} = \frac{M_{oil}}{\rho_{HT}} \quad (4.31)$$

$$V_{CT} = \frac{M_{oil}}{\rho_{CT}} \quad (4.32)$$

Dove ρ_{HT} e ρ_{CT} rappresentano le densità dell'olio nei due serbatoi calcolate alle rispettive temperature massime. I valori ottenuti saranno incrementati del 10% per fare in modo che i serbatoi non siano mai completamente vuoti o pieni.

Scegliendo pari a 2 il rapporto di aspetto $R = \frac{H}{D}$, è possibile calcolare il diametro, l'altezza e la superficie di entrambi i serbatoi, (4.32) (4.33) (4.34).

$$d = \sqrt[3]{\frac{4V}{\pi R}} \quad (4.33)$$

$$h = R \cdot d \quad (4.34)$$

$$A = 2 \frac{\pi d^2}{4} + \pi dh \quad (4.35)$$

I due scambiatori recuperativi devono essere progettati in modo tale da scaldare le portate $\dot{m}_{SR\ 1,Des}$ e $\dot{m}_{SR\ 1,Des}$ dalla temperatura d'ingresso $T_{SR,in,Des}$ a quello di uscita $T_{SR,out,Des}$. Queste temperature sono imposte uguali alle temperature medie dei due serbatoi, tenendo però in considerazione le perdite di calore verso l'esterno. La temperatura media del serbatoio freddo si suppone coincidere con la temperatura media dell'olio in uscita dal GV, mentre quella del serbatoio caldo è calcolata in base al profilo $T_{HT}(t)$ definito precedentemente. Le temperature di design dello scambiatore sono quindi calcolabili attraverso le equazioni (4.36) e (4.37).

$$T_{SR,in,Des} = T_{CT,avg} - \frac{UA_{CT}(T_{CT,avg} - T_{amb})}{\dot{m}_{SR,Des}c_p} \quad (4.36)$$

$$T_{SR,out,Des} = T_{HT,avg} + \frac{UA_{HT}(T_{HT,avg} - T_{amb})}{\dot{m}_{SR,Des}c_p} \quad (4.37)$$

Dove $UA\Delta T$ rappresenta le perdite di calore verso l'esterno mentre $\dot{m}_{SR,Des}$ è la portata totale di design data dalla somma di $\dot{m}_{SR\ 1,Des}$ e $\dot{m}_{SR\ 2,Des}$.

Dal bilancio dello scambiatore primario si può determinare la temperatura di uscita dei gas di scarico, (4.38),

$$T_{gs,out,Des} = T_{gs,in,Des} - \frac{\dot{m}_{SR\ 1,Des} c_{p,oil}}{\dot{m}_{gs} c_{p,gs}} (T_{SR,out,Des} - T_{SR,in,Des}) \quad (4.38)$$

ed il valore del pinch point, (4.39).

$$\Delta T_{pp,SR\ 1} = T_{gs,out,Des} - T_{SR,in,Des} \quad (4.39)$$

Noto il valore della temperatura di uscita del gas di scarico $T_{gs,out,Des}$ lo si usa come input per il calcolo della temperatura T_2 post-compressione del gas nell'HP. Noto anche il valore di design della temperatura di uscita dei gas dallo scambiatore secondario T_3 che consente di mantenere la temperatura T_4 post-espansione nell'intono dei 10 °C, si procede al calcolo della portata di progetto aggiornata $\dot{m}_{SR\ 2,Des}$ (4.40).

$$\dot{m}_{SR\ 2,Des} = \dot{m}_{gs,HP,Des} \frac{c_{p,gs}(T_2 - T_{3,Des})}{c_{p,oil}(T_{SR,out,Des} - T_{SR,in,Des})} \quad (4.30)$$

A questo punto viene fatta la prima verifica, quella sul valore del pinch-point dello scambiatore primario. Se il valore ottenuto coincide con quello ottimale $\Delta T_{pp,SR,ott} = 15^{\circ}C$, a meno di un errore, si può continuare con la progettazione, altrimenti, bisogna aggiustare il valore della $P_{el,max}$ e ricominciare la procedura dal punto in cui vengono calcolate le portate. Se il pinch point risulta inferiore vuol dire che la potenza richiesta dall'impianto è troppo elevata, per ridurla bisogna diminuire il valore della $P_{el,max}$, mentre se risulta superiore la $P_{el,max}$ può essere aumentata. Lo scambiatore secondario varia di dimensioni per ogni iterazione assieme al primario ma non ha una condizione di pinch point da ottimizzare dato che come già detto in precedenza, il valore di temperatura allo scarico non è una variabile ed è già stato calcolato nella fase precedente di dimensionamento dell'HP. Tuttavia il valore della temperatura dei gas caldi in ingresso T_2 era stato precedentemente calcolato con la (4.22) e dunque questo garantisce comunque un corretto accoppiamento dei profili di temperatura di gas e olio allo scambiatore secondario.

Il passo successivo consiste nel definire lo stato iniziale dei serbatoi. Le temperature della prima iterazione sono definite come si è detto prima, ossia $340^{\circ}C$ per il serbatoio caldo, mentre per il serbatoio freddo si fa la media della temperatura di uscita dell'olio dal GV. La massa iniziale invece viene scelta affinché il livello di riempimento dei serbatoi durante tutta la giornata rimanga compreso tra il 5% e il 95%. Il passo successivo consiste nel simulare il sistema, e per farlo si è discretizzata la giornata in intervalli di tempo Δt . Per ogni intervallo di tempo, noto lo stato iniziale e i valori di $\dot{m}_{GV}(t)$ e $\dot{m}_{SR}(t)$, viene determinato lo stato termodinamico dei vari punti, le potenze termiche scambiate, la potenza elettrica prodotta ed il nuovo stato dei serbatoi. Al termine di ogni simulazione viene verificata la condizione sullo stato dei serbatoi dato che, per garantire la ripetibilità del ciclo, le temperature di inizio e fine giornata devono coincidere. Se il controllo fallisce, le temperature iniziali vengono aggiornate con le temperature ricavate al termine dell'iterazione precedente e la simulazione viene eseguita nuovamente finché la condizione non viene rispettata. Viene poi effettuato un secondo

controllo per garantire che i livelli di olio all'interno dei serbatoi siano gli stessi all'inizio e alla fine della giornata. Per fare ciò, l'energia all'interno dei serbatoi viene valutata all'inizio e alla fine della giornata. Se i valori sono diversi significa che esiste una differenza tra l'energia assorbita dai gas di scarico e l'energia ceduta all'ORC; in particolare se la variazione è positiva significa che il sistema ha immagazzinato energia in eccesso e si può aumentare il carico massimo $P_{el,max}$, viceversa se la variazione è negativa è necessario ridurre il valore.

L'ultima verifica riguarda la potenza elettrica prodotta $P_{el}(t)$ dato che la portata $\dot{m}_{GV}(t)$ imposta per la simulazione era stata calcolata per ottenere la potenza elettrica definita dalla storia di carico $P(t)$ a seconda di un profilo di temperatura del serbatoio caldo $T_{HT}(t)$ predefinito e quindi la potenza elettrica effettivamente generata $P_{el}(t)$ risulterà diversa poiché l'andamento effettivo di questa temperatura sarà differente. Per rispettare questa condizione si ripete nuovamente la procedura di progettazione del sistema andando a sostituire il profilo della temperatura del serbatoio caldo $T_{HT}(t)$, che inizialmente era stato supposto costante, col il profilo ottenuto dall'ultima simulazione.

Una volta verificati con successo tutti i controlli la procedura di dimensionamento è conclusa e si può passare all'analisi dei risultati ottenuti.

5 Simulazione

Il sistema è stato simulato in diverse configurazioni e con differenti storie di carico per poter svolgere un'analisi il più possibile approfondita non solo del suo comportamento fisico e ma anche delle sue prestazioni economiche.

I modelli di sistema sotto esame, come anticipato nella parte iniziale, sono principalmente due:

- Sistema con la pompa di calore alimentata dalla turbina a gas (sia per la potenza elettrica che per quella termica)
- Sistema con la pompa di calore che acquista energia elettrica dalla rete

Le variabili in input utilizzate per la simulazione sono riassunte in Tabella 5.1, mentre si ricorda che correntemente con i risultati ottenuti da Piccoli e Zenari [3] [7] il fluido organico utilizzato è il Ciclopentano, mentre l'olio del circuito stoccato nel TES è il *Therminol-66* [13]. La strategia di controllo della potenza dell'ORC, invece, è quella a pressione variabile (*Sliding Pressure*).

Gas	Olio	Condensatore	Efficienze	HP
$T_{gs} = 482^{\circ}C$	$T_{oil,in} = 340^{\circ}C$	$T_{w,in} = 15^{\circ}C$	$\eta_{is,p} = 0.8$	$\eta_{is} = 0.85$
$\dot{m}_{gs,Des} = 47.5 \frac{kg}{s}$	$p_{oil} = 101.3 kPa$	$T_{w,out} = 25^{\circ}C$	$\eta_{mec,p} = 0.92$	$T_4 = 10^{\circ}C$
$p_{gs} = 101.3 kPa$	$\Delta T_{pp,SR1} = 15^{\circ}C$	$p_w = 101.3 kPa$	$\eta_{mec,t} = 0.9$	$T_{amb} = 20^{\circ}C$
			$\eta_{mot} = 0.9$	
			$\eta_{gen} = 0.92$	

Tabella 5.1: variabili in input utilizzate per l'ottimizzazione del sistema

Inoltre, i limiti imposti alle variabili che verranno ottimizzate dal codice sono riassunti in Tabella 5.2. I limiti di pressione al condensatore sono stati fissati per evitare una differenza eccessiva con la pressione ambientale, imponendo $p_{cond,min} = 0.8 \text{ bar}$ e $p_{cond,max} = 1.1 \text{ bar}$, mentre la pressione di evaporazione massima è stata fissata considerando le limitazioni tecniche.

	Limite inferiore	Limite superiore
$T_{GV,out}$ [$^{\circ}C$]	90	$T_{oil,in}$
p_{ev} [bar]	$p_{cond,max}$	$p_{ev,max} = 35 \text{ bar}$
T_3 [$^{\circ}C$]	$T_{cond,max} + 10^{\circ}C$	$T_{oil,in}$
T_{cond} [$^{\circ}C$]	$T_{cond,min}$	$T_{cond,max}$
$\Delta T_{pp,GV}$ [$^{\circ}C$]	25	100
$\Delta T_{pp,REC}$ [$^{\circ}C$]	20	100
$\Delta T_{pp,COND}$ [$^{\circ}C$]	10	100
E	0	0.8

Tabella 5.2: limiti inferiore e superiore delle variabili di ottimizzazione

5.1 Storie di carico

Per decidere quali storie di carico adottare per la turbina a gas l'ORC e l'HP è necessario chiarire quale sia l'obiettivo dell'impianto. Nel caso in esame si tratta di rendere profittevole un impianto dove la turbina a gas essendo di piccola taglia non vanta efficienze elevate e dunque non riuscirebbe a competere nel mercato elettrico, e per tale ragione la si va ad accoppiare con un ORC creando un ciclo combinato per aumentarne l'efficienza e aggiungendo anche un sistema di stoccaggio e una pompa di calore che consentano operazioni più flessibili, così da poter vendere più energia nei momenti in cui il prezzo risulti maggiormente vantaggioso e accumularla quando invece cala.

Tipicamente durante la giornata il prezzo dell'energia elettrica presenta due picchi, uno alla mattina e uno alla sera dovuti principalmente all'aumento dei consumi domestici, mentre durante le ore centrali della giornata il prezzo si attesta a valori più bassi.

Dunque, per cercare di sfruttare i momenti con prezzi più favorevoli le storie di carico analizzate sono le seguenti:

1. Caso con HP alimentata dalla TG, Figura 5.2

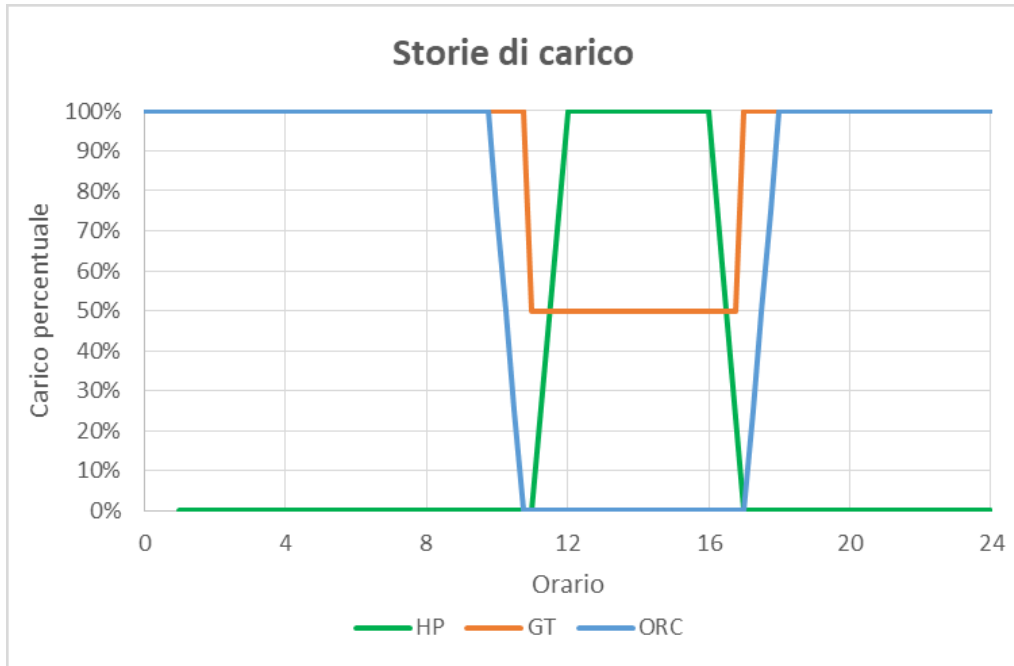


Figura 5.2: storie di carico nel caso con turbina a gas accesa che alimenta direttamente la pompa di calore

2. Caso con TG spenta e HP alimentata dalla rete, Figura 5.3

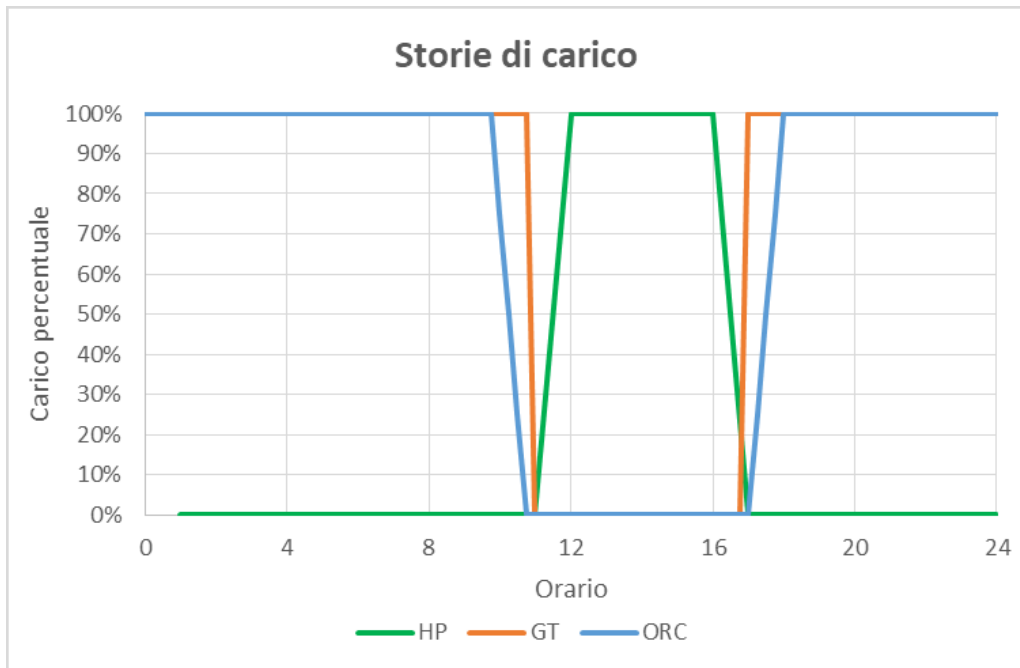


Figura 5.3: storie di carico nel caso con turbina a gas spenta nel momento in cui entra in funzione la pompa di calore

5.2 Risultati termodinamici

Per tutte le simulazioni si è proceduto con ordine andando a simulare dapprima l'impianto di riferimento, che essendo un semplice ciclo combinato GT-ORC non soggetto alle storie di carico è uguale per tutte le casistiche studiate.

Le variabili in ingresso sono già state riassunte nella Tabella 5.1 e perciò non verranno riportate nuovamente.

I risultati ottenuti dall'ottimizzazione del ciclo di riferimento sono riportati in Tabella 5.2 e Figura 5.4.

Impianto di riferimento		
T_oil_out	118	[°C]
p_ev	31,9	[bar]
T_3	250	[°C]
T_cond	45	[°C]
Δp_{p_GV}	33	[°C]
Δp_{p_REC}	28	[°C]
Δp_{p_cond}	18	[°C]
ϵ	0,44	\
P_th_gs	18,3	[MW]
P_el	3,64	[MW]
eta_ORC	0,199	\
T_ev	213	[°C]
ΔT_{surr}	37	[°C]
p_cond	0,875	[bar]
m_oil	35,7	[kg/s]
m_f	29,1	[kg/s]
m_w	331	[kg/s]
eta_is_t	0,898	\
E_th [MWh]	439	[MWh]
E_el [MWh]	87,2	[MWh]

Tabella 5.2: risultati dell'ottimizzazione dell'impianto di riferimento

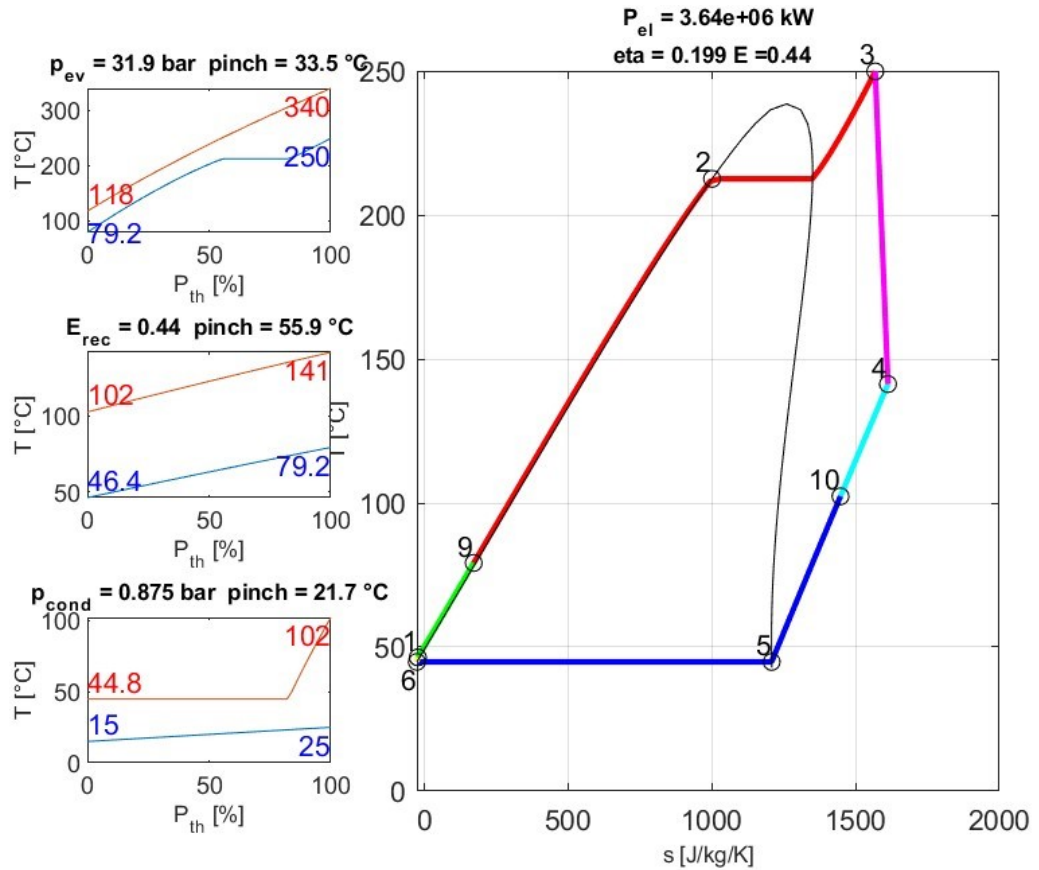


Figura 5.4: a sinistra vediamo i profili di temperatura nei tre scambiatori di calore presenti nell'impianto di riferimento, mentre a destra è rappresentato nel diagramma T-s il ciclo ORC ottimizzato

Dai risultati ottenuti risulta che il ciclo ORC ha una potenza nominale di 3,64 MW. Una volta che si andrà ad aggiungere il sistema di stoccaggio termico e si introdurrà una storia di carico per l'ORC tale valore aumenterà, e crescerà ulteriormente quando al TES sarà aggiunta anche la pompa di calore.

5.2.1 Caso con GT accesa

Il passo successivo è stato aggiungere le storie di carico di turbina a gas ORC e pompa di calore per simulare l'impianto con TES semplificato, ossia quello con serbatoi di massa infinita e temperatura costante, come nell'immagine 4.2 al

capitolo 4. La storia di carico considerata per questa configurazione del sistema (Caso 1) è quella riportata in Figura 5.2. I risultati sono riassunti in Tabella 5.3.

Impianto con TES e HP semplificato		
T_oil_out	110,85	[°C]
p_ev	28,44	[bar]
T_3	244,85	[°C]
T_cond	42,85	[°C]
Δp_{p_GV}	28,13	[°C]
Δp_{p_REC}	50,45	[°C]
Δp_{p_cond}	19,45	[°C]
ϵ	0,50	\
P_th_gs	26,97	[MW]
P_el	5,43	[MW]
eta_ORC	0,20	\
T_ev	204,51	[°C]
ΔT_{surr}	40,34	[°C]
p_cond	0,82	[bar]
m_oil	51,34	[kg/s]
m_f	43,44	[kg/s]
m_w	485,53	[kg/s]
eta_is_t	0,90	\
Risultati HP		
p1	1,013	[bar]
p2	5,225	[bar]
COP	1,81	\
rc	5,1580	\
T3_Des	138,064	[°C]

Tabella 5.3: risultati dell'ottimizzazione del sistema considerando la presenza del TES sotto l'ipotesi di serbatoi a temperatura costante e massa infinita

Da questi risultati salta subito all'occhio il consistente aumento di potenza dell'ORC che si è verificato introducendo il TES e la pompa di calore nel sistema. Vediamo infatti che si passa da 3,64 MW a 5,43 MW che corrispondono ad un aumento del 49% della potenza rispetto al valore calcolato per il semplice ciclo combinato. Per quanto riguarda invece i parametri della pompa di calore, osserviamo che il rapporto di compressione è in linea con quelle che erano state le previsioni teoriche durante l'iniziale studio di fattibilità (equazione 3.6) e lo stesso vale per il COP che si attesta a 1,81.

I risultati della simulazione delle prestazioni off design del sistema sono invece osservabili in Figura 5.5 e 5.6. Da tali risultati poi si generano le mappe delle prestazioni off design necessarie a modellare il comportamento dell'ORC nell'ultimo passaggio della progettazione, ossia il dimensionamento del TES.

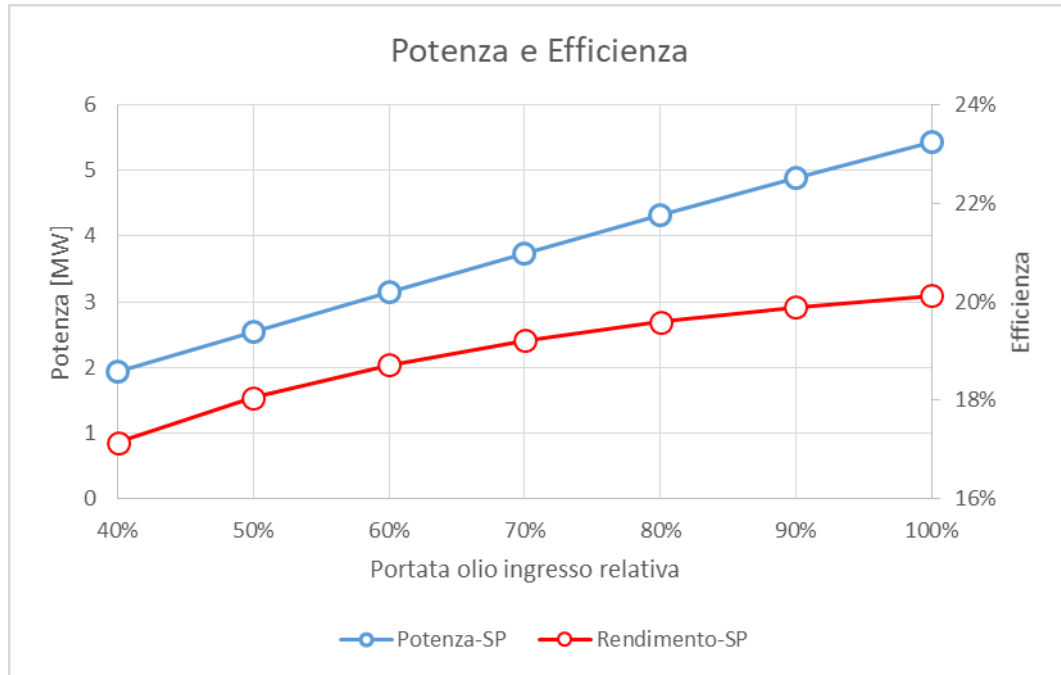


Figura 5.5: andamento di efficienza e Potenza dell'ORC al variare della portata $\dot{m}_{GV}(t)$

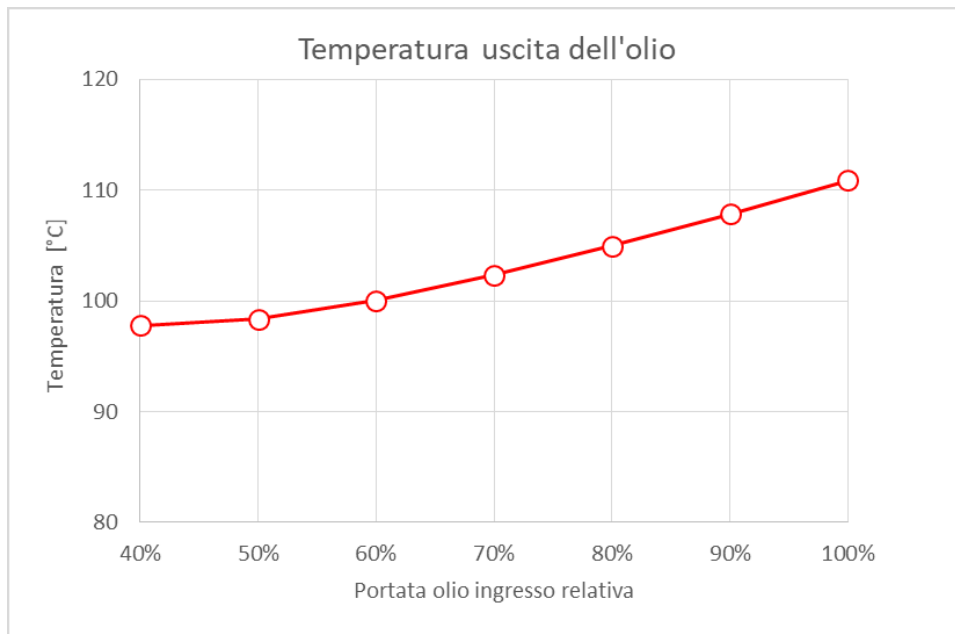


Figura 5.6: andamento della temperatura dell'olio in uscita dal generatore di vapore

I risultati del dimensionamento finale del sistema sono riportati in Tabella 5.4.

SISTEMA DI STOCCAGGIO		
V_HT	1.389,16	m ³
V_CT	1.135,97	m ³
M_TT	1.076.070,53	kg
V_TT	2525,13	m ³
d_HT	9,60	m
d_CT	8,98	m
T_HT_avg	339,70	°C
T_CT_avg	110,56	°C
T_HT(1)	339,73	°C
T_CT(1)	111,03	°C
m_HT(1)	649.594,06	kg
m_CT(1)	426.476,46	kg
SCAMBIATORE RECUPERATIVO PRIMARIO		
m_SR_1_Des	35,39	kg/s
T_SR_in_Des	110,58	°C
T_SR_out_Des	340,61	°C
T_gs_in_Des	482	°C
T_gs_out_Des	125,59	°C
$\Delta T_{pp_SR_1}$	15,00	°C
SCAMBIATORE RECUPERATIVO SECONDARIO		
m_SR_2_Des	17,23	kg/s
T_SR_in_Des_2	111,27	°C
T_SR_out_Des	340,61	°C
T2_Des	387,32	°C
T3_Des	138,06	°C
$\Delta T_{pp_SR_2}$	26,79	°C
POTENZE ED EFFICIENZE		
P_el_max	5,51	MW
C_max	1,01	%
E_th_gs	457,17	MWh
E_th_loss	2,08	MWh
E_th_ORC	455,07	MWh
E_el_ORC	91,49	MWh
eta TES	0,9954	\
eta ORC	0,2010	\
eta tot	0,2001	\
POMPA DI CALORE		
P_el_HP	6,12	MW
COP_mean	1,82	\
E_th_HP	52,93	MWh

Tabella 5.4: risultati finali della progettazione del sistema con TES e HP

Rispetto al dimensionamento preliminare con l'ipotesi dei serbatoi ideali, le differenze non sono molto marcate per quanto riguarda la potenza di design dell'ORC che risulta pari a 5,51 MW contro i 5,43 MW precedentemente calcolati. Invece, per quanto riguarda i profili di temperatura, osserviamo in Figura 5.7 qualche differenza rispetto all'ipotesi di temperatura costante formulata in precedenza. Infatti, sebbene la temperatura del serbatoio caldo oscilli molto poco durante l'arco della giornata, quella del serbatoio freddo invece è caratterizzata da un picco verso il basso attorno alle 18:00. Questo picco negativo è dovuto al fatto che in quel momento della giornata il livello del serbatoio freddo raggiunge il minimo, perciò nel momento in cui si avvia l'ORC fa uscire olio a temperatura inferiore dal generatore di vapore dato che sta lavorando in maniera parzializzata (vedi Figura 5.6) e quest'olio che entra nel serbatoio freddo si può miscelare con poco olio che rimane dentro al serbatoio e determina il calo di temperatura che vediamo.

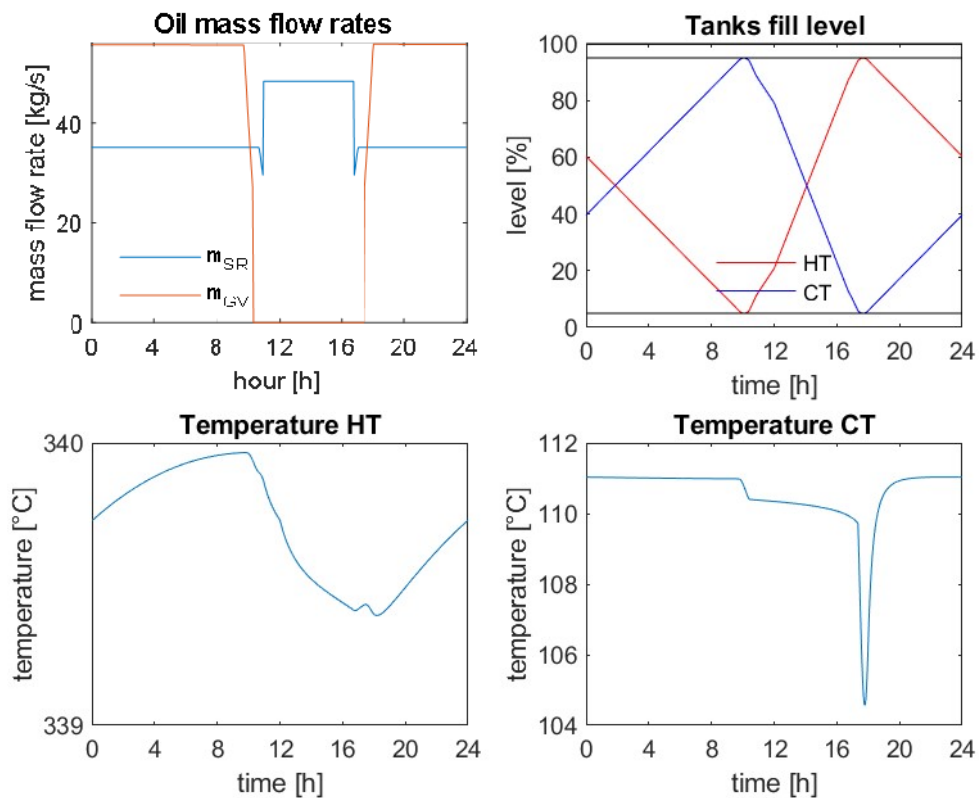


Figura 5.7: andamento dei principali parametri del TES durante la giornata

Per quanto riguarda le prestazioni della pompa di calore, invece, facendo riferimento alla Figura 5.8 possiamo osservare come la potenza assorbita dalla pompa sia molto stazionaria durante la giornata, e questo va a giustificare la scelta di assumere il rendimento isoentropico di compressione ed espansione costante durante la simulazione, in quanto l'HP risulta operare con ottima approssimazione in stato stazionario. Anche il COP si attesta a valori che possono essere considerati costanti durante la giornata andando a variare di pochissimo il valore calcolato nel sistema semplificato passando da 1,81 a 1,82.

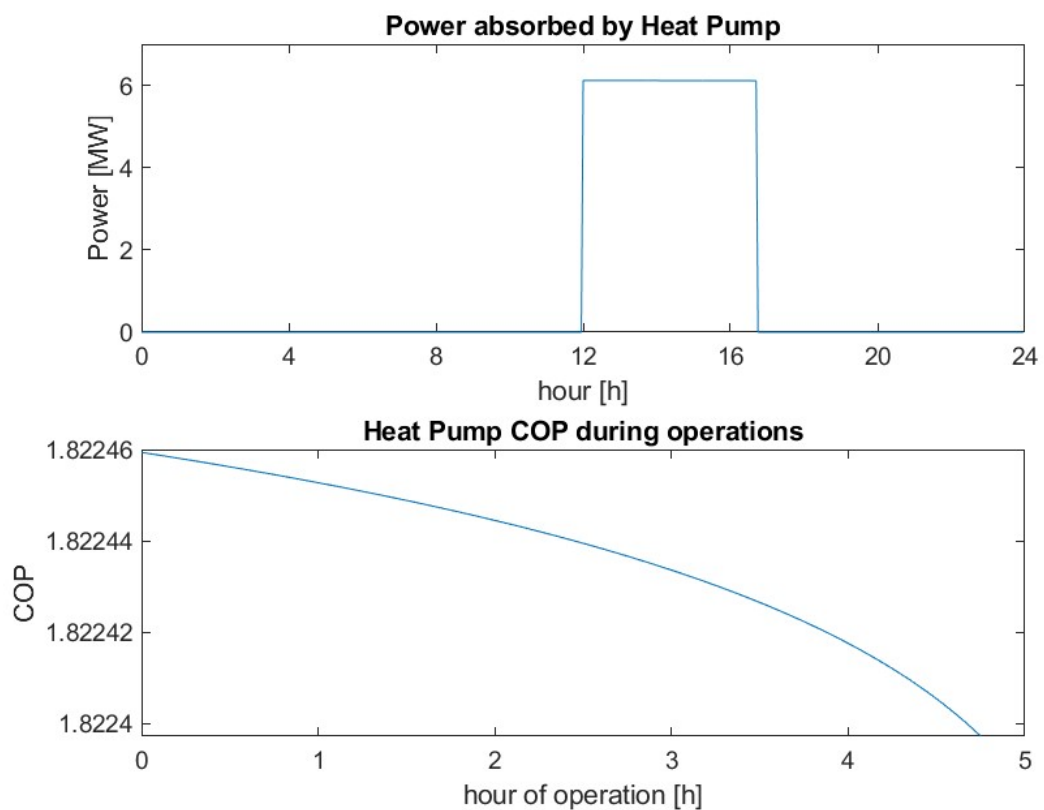


Figura 5.8: andamento della potenza elettrica assorbita e COP della pompa di calore durante le sue ore di lavoro

Infine, per concludere l'analisi dei risultati della prima configurazione del sistema, si può osservare in Figura 5.9 l'andamento della temperatura T_4 in uscita dalla turbina della pompa di calore. Il suo valore anche se risulta di poco inferiore al valore di 10°C imposto in sede di progetto ha un andamento che poco si discosta

dai 9 °C e permette efficacemente di evitare la formazione di cristalli di ghiaccio nella turbina.

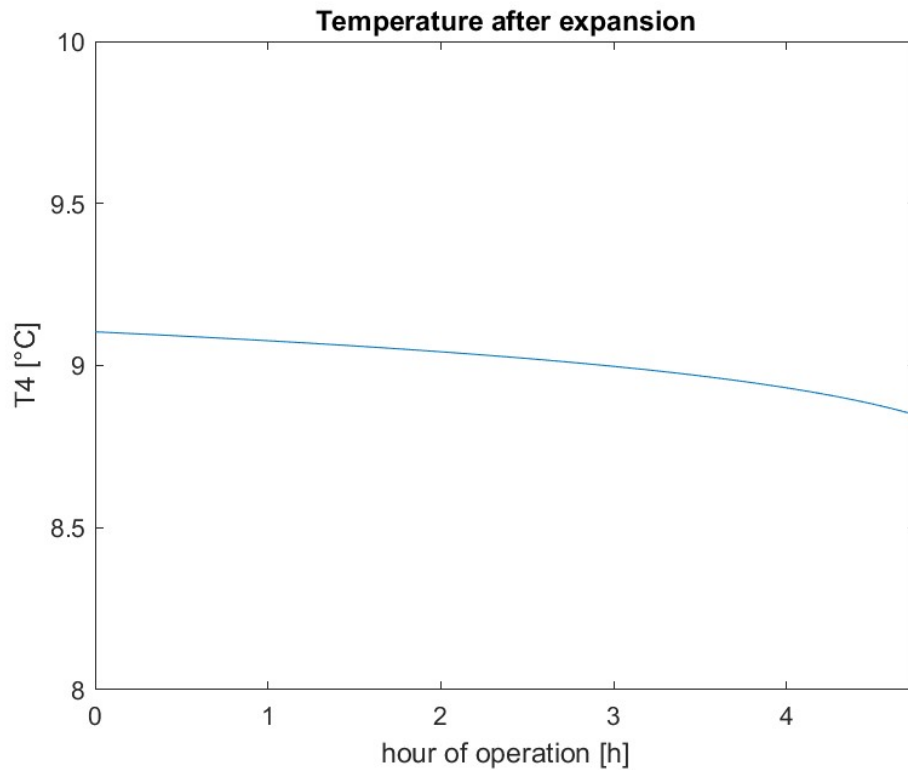


Figura 5.9: andamento della temperatura di fine espansione T_4 durante le ore di lavoro della pompa di calore

5.2.2 Caso con GT spenta

Nel caso in cui la turbina a gas sia spenta nei momenti in cui entra in funzione la pompa di calore, non si avranno più i gas caldi da aspirare come nel caso precedente quindi si possono distinguere due sotto casi:

1. Caso in cui si aspira aria a temperatura ambiente
2. Caso in cui si aspira gas caldo di scarto da un qualche processo industriale

Per il primo caso si è simulato un impianto dove l'HP aspira aria a temperatura ambiente pari a 20°C, mentre per il secondo caso facendo riferimento alle ricerche riportate in [14] emerge che in Europa nel settore industriale la maggior parte del calore di scarto sia compreso tra i 100 °C e i 200 °C ad eccezione del settore

siderurgico dove si possono raggiungere temperature nettamente superiori (Figura 5.10).

Perciò si è deciso di studiare il comportamento del sistema con una sorgente di calore di 100°C in modo da essere sicuri che potesse comprendere la fetta più grande possibile di emettitori industriali in grado di soddisfarla.

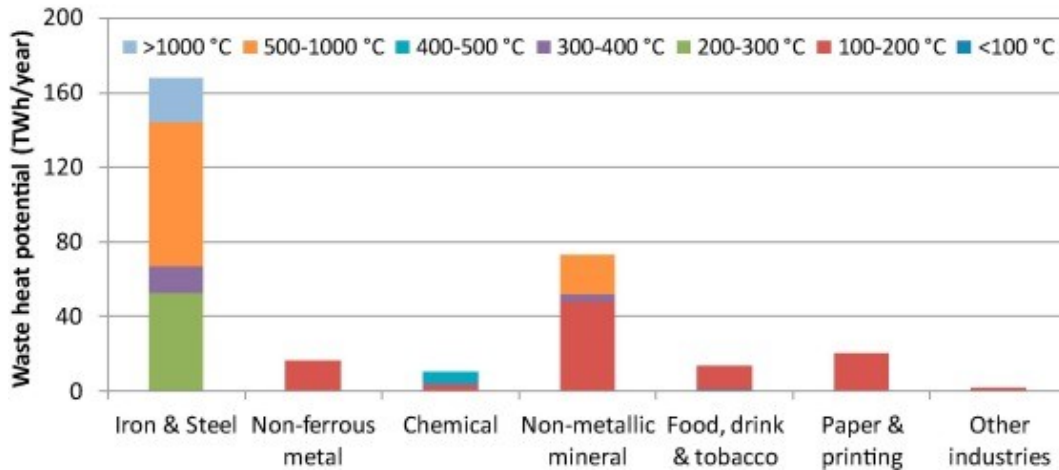


Figura 5.10: potenziale energetico del calore di scarto nell'industria europea diviso per fasce di temperatura. [14]

Un'ultima variabile decisionale per quanto riguarda questa configurazione del sistema a GT spenta, sta nella libertà di scelta della portata d'aria da aspirare, non essendo più vincolati dalla portata di gas di scarico in uscita dalla turbina.

Per le simulazioni si è utilizzato un valore di portata pari alla metà del valore di design della portata di gas alla GT ossia $\dot{m}_{gas,HP} = \frac{1}{2} \cdot \dot{m}_{gas,DES} = 23,75 \frac{kg}{s}$

Il motivo per cui si è scelto di usare questa portata sarà approfondito più nel dettaglio nel capitolo dell'analisi economica, dato che è stata una scelta volta a trovare un compromesso tra la quantità di energia che il sistema era in grado di assorbire dalla rete e i costi del sistema, in particolare quello dello scambiatore recuperativo secondario SR2.

CASO 1: aspirazione a $T_{amb}=20^{\circ}\text{C}$

Per il caso che si andrà ad analizzare ora la storia di carico applicata è quella riportata in Figura 5.3.

Anche in questo caso si riportano prima i risultati calcolati nel sistema semplificato utilizzato per dimensionare successivamente il TES. La Tabella 5.5 riporta i valori dei parametri ottimizzati dell'impianto.

Impianto con TES e HP semplificato		
T_oil_out	109,85	[°C]
p_ev	30,96	[bar]
T_3	254,85	[°C]
T_cond	42,85	[°C]
Δp_{GV}	27,31	[°C]
Δp_{REC}	62,79	[°C]
Δp_{cond}	19,85	[°C]
ε	0,42	\
P_th_gs	21,25	[MW]
P_el	4,26	[MW]
eta_ORC	0,20	\
T_ev	210,45	[°C]
ΔT_{surr}	44,40	[°C]
p_cond	0,82	[bar]
m_oil	40,32	[kg/s]
m_f	32,89	[kg/s]
m_w	382,98	[kg/s]
eta_is_t	0,90	\
Risultati HP		
p1	1,01	[bar]
p2	11,22	[bar]
COP	1,08	\
rc	11,08	\
T3_Des	215,49	[°C]

Tabella 5.5: risultati dell'ottimizzazione dell'impianto sotto le ipotesi del TES semplificato con HP che aspira aria a $T=20^{\circ}\text{C}$

Dai risultati riportati si nota che la potenza dell'ORC in questo caso è inferiore al caso studiato con GT accesa, abbiamo infatti 4,26 MW contro i 5,43 MW del caso precedente. Il motivo risiede principalmente nel fatto che la turbina a gas opera per meno ore durante la giornata e dunque c'è meno energia che può essere accumulata nel TES e successivamente sfruttata dall'ORC.

Per quanto riguarda la pompa di calore si nota subito l'importante aumento della pressione p_2 che supera gli 11 bar e questo porta anche a un drastico calo del COP che scende al valore di 1,08.

Le prestazioni off-design del sistema sono riportate in Figura 5.11 e 5.12.

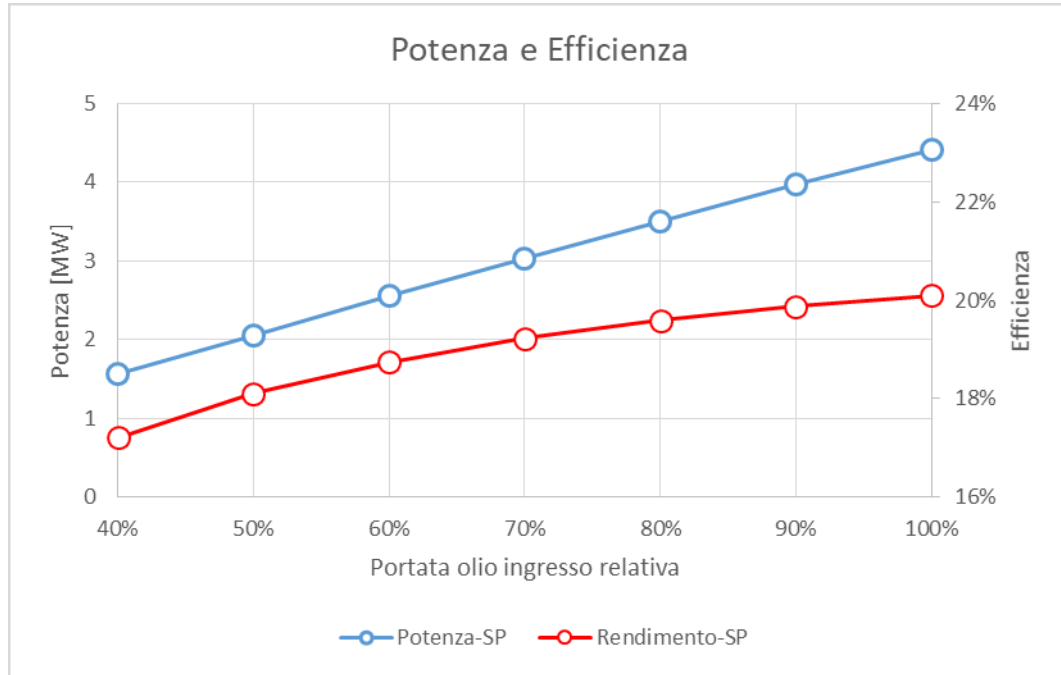


Figura 5.11: andamento di efficienza e Potenza dell'ORC al variare della portata $\dot{m}_{GV}(t)$

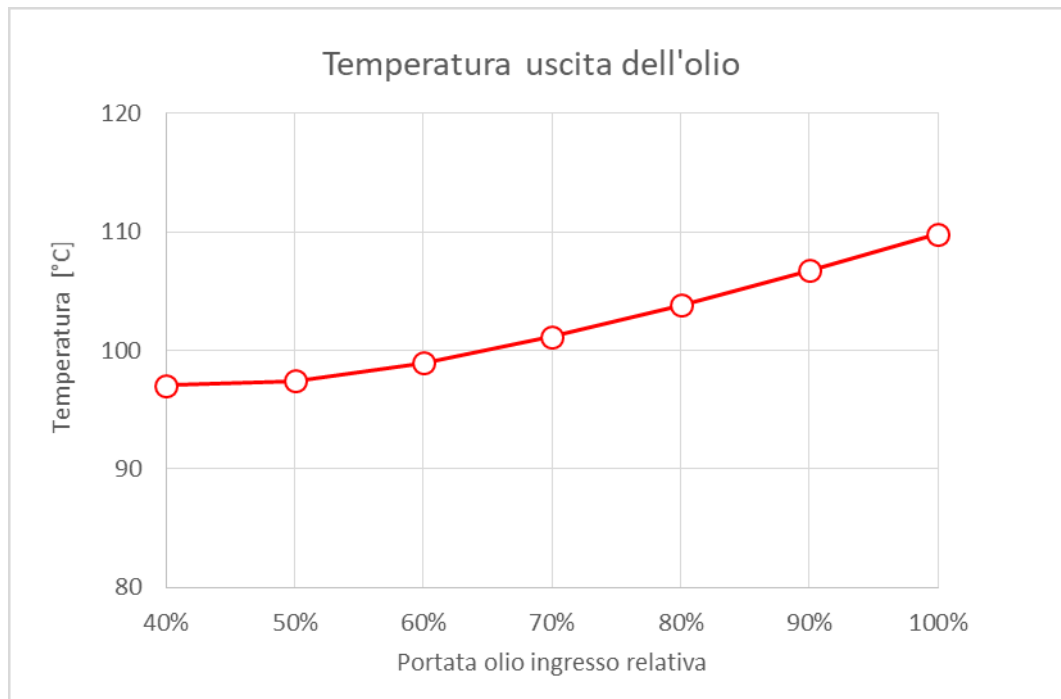


Figura 5.12: andamento della temperatura dell'olio in uscita dal generatore di vapore

In Tabella 5.6 si riportano invece i risultati del dimensionamento finale del sistema.

SISTEMA DI STOCCAGGIO		
V_HT	430,47	m ³
V_CT	351,69	m ³
M_TT	333.409,59	kg
V_TT	782,16	m ³
d_HT	6,50	m
d_CT	6,07	m
T_HT_avg	339,75	°C
T_CT_avg	109,22	°C
T_HT(1)	340,03	°C
T_CT(1)	109,90	°C
m_HT(1)	201.028,92	kg
m_CT(1)	132.380,67	kg
SCAMBIATORE RECUPERATIVO PRIMARIO		
m_SR_1_Des	35,40	kg/s
T_SR_in_Des	109,51	°C
T_SR_out_Des	340,33	°C
T_gs_in_Des	482,00	°C
T_gs_out_Des	124,56	°C
$\Delta T_{pp_SR_1}$	15,06	°C
SCAMBIATORE RECUPERATIVO SECONDARIO		
m_SR_2_Des	6,56	kg/s
T_SR_in_Des_2	109,51	°C
T_SR_out_Des	340,33	°C
T2_Des	355,00	°C
T3_Des	215,49	°C
$\Delta T_{pp_SR_2}$	14,67	°C
POTENZE ED EFFICIENZE		
P_el_max	4,30	MW
C_max	1,01	%
E_th_gs	357,68	MWh
E_th_loss	0,95	MWh
E_th_ORC	356,73	MWh
E_el_ORC	71,45	MWh
eta TES	1,00	\
eta ORC	0,20	\
eta tot	0,20	\
HEAT PUMP		
P_el_HP	3,83	MW
COP_mean	1,08	\
E_th_HP	25,79	MWh

Tabella 5.6: risultati finali del dimensionamento del sistema con TES e HP

Dai risultati si osserva una diminuzione importante dei volumi dei serbatoi rispetto al caso con GT accesa, e la massa totale di olio si riduce del 70% rispetto al caso

iniziale. Il sistema di stoccaggio, dunque, esce ridimensionato da questa analisi e il fatto che si venga ad accumulare meno energia durante la giornata è evidente in maniera diretta dai dati: si passa dai 457 MWh nella configurazione iniziale ai 357 MWh della configurazione attuale con una conferma del calo anche nella potenza dell'ORC che si attesta a 4,30 MW in condizioni di progetto.

Dai dati sulla pompa di calore osserviamo invece che la potenza assorbita dalla pompa si limita a 3,83 MW contro i 6,12 MW precedenti e il motivo risiede principalmente nella decisione di dimezzare la portata di aria aspirata, mentre il dato più interessante da commentare risulta quello sul COP pari a 1,08. Dalla Figura 5.13 si osserva un andamento costante visto lo stato stazionario in cui opera la pompa di calore durante l'arco della giornata; tuttavia, come valore è estremamente basso e il motivo risiede principalmente nel grande rapporto di compressione richiesto al compressore. Un valore del genere rende la soluzione con pompa di calore un'opzione poco competitiva dato che non si discosta di molto dalle prestazioni di un sistema con resistori, ma presenta costi e complessità decisamente più elevati. Ad ogni modo una discussione più approfondita troverà posto nel capitolo delle analisi economiche e nelle conclusioni.

In Figura 5.14 si riporta l'andamento della temperatura T_4 dopo l'espansione in turbina. Anche per questa configurazione si osserva un andamento che poco si discosta dal valore di 9,5°C e che consente di operare con un buon margine di sicurezza.

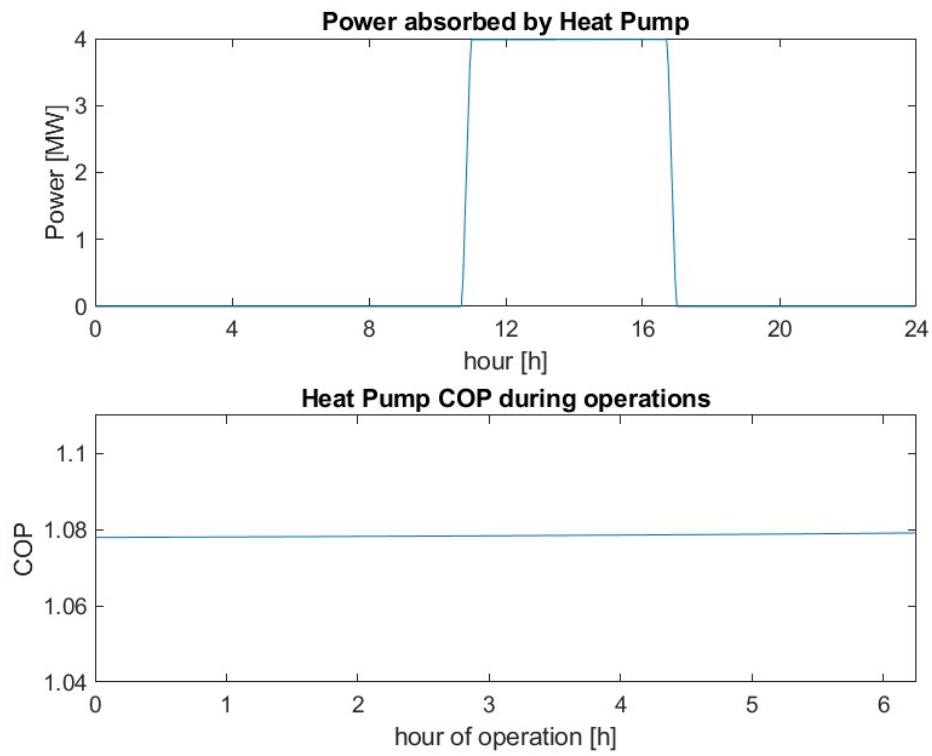


Figura 5.13: andamento giornaliero di potenza assorbita e COP della pompa di calore

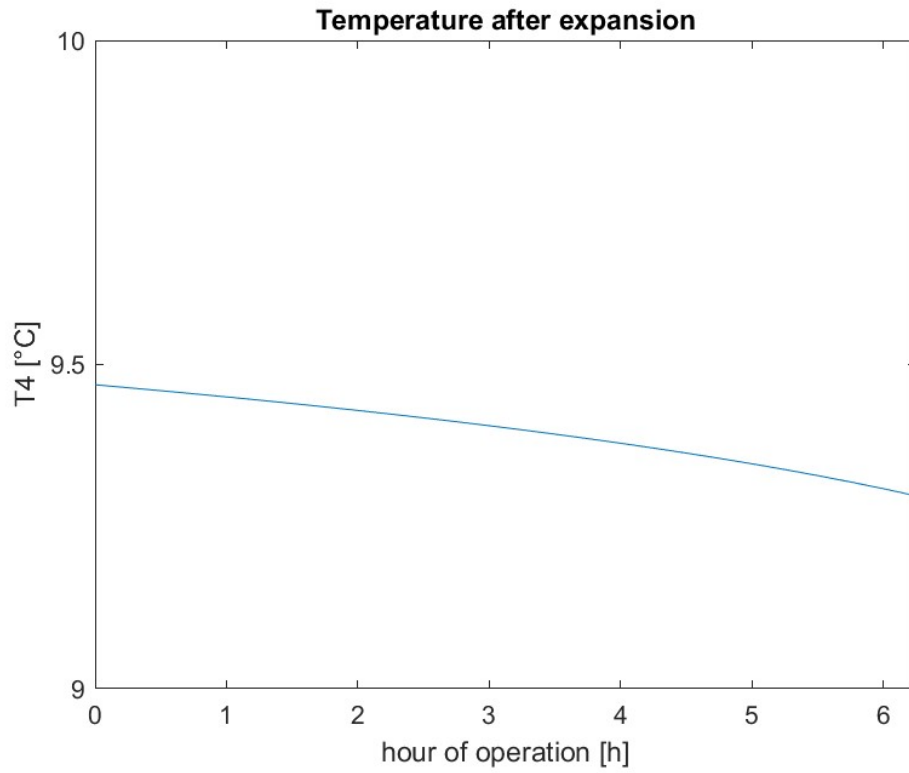


Figura 5.14: andamento giornaliero della temperatura T_4 allo scarico della turbina

Infine, in Figura 5.15 sono riportati gli andamenti dei principali parametri del TES. Rispetto al caso precedente non c'è molto da aggiungere in quanto i profili di temperatura risultano molto simili e anche in questa configurazione si osserva un picco negativo della temperatura del serbatoio freddo per lo stesso motivo commentato in precedenza. La differenza più evidente è nel grafico delle portate dove si assiste ad un calo di \dot{m}_{SR} a metà giornata dato che in quel momento è in funzione unicamente la pompa di calore, mentre la turbina a gas è spenta.

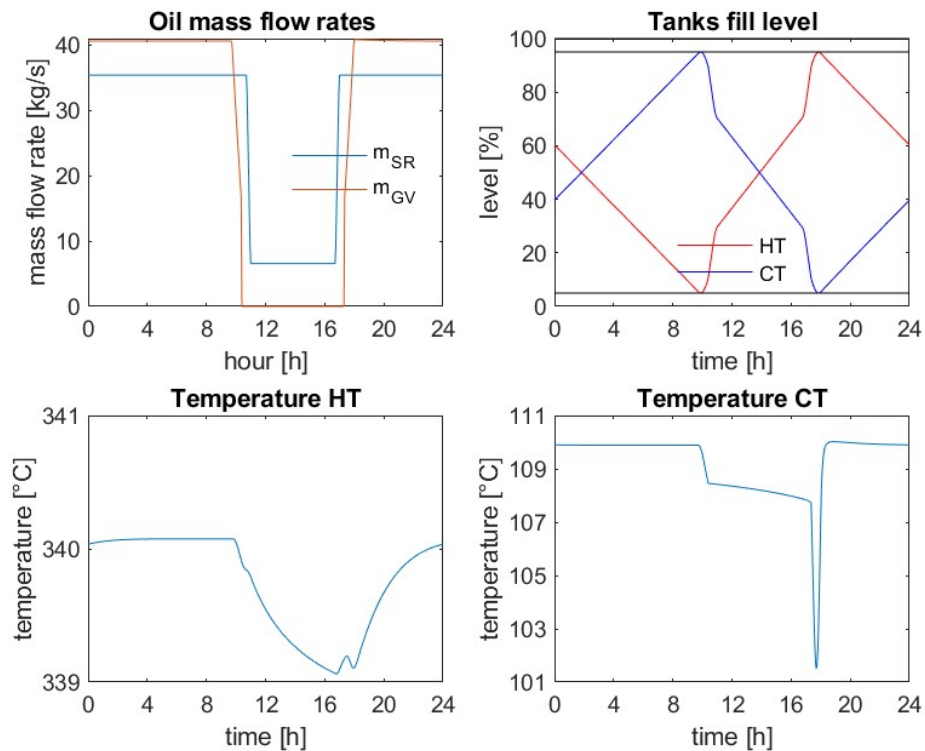


Figura 5.15: andamento dei principali parametri del TES durante la giornata

Caso 2: aspirazione a $T=100^{\circ}\text{C}$

In questo caso come già detto si simulerà l'impianto considerando la presenza di una sorgente di calore di scarto a 100°C che verrà sfruttata dalla pompa di calore.

La storia di carico è analoga a quella vista per il caso 1.

Di seguito in Tabella 5.7 sono riportati i risultati ottenuti durante la simulazione del TES semplificato.

Impianto con TES e HP semplificato		
T_oil_out	108,85	[°C]
p_ev	33,04	[bar]
T_3	246,85	[°C]
T_cond	42,85	[°C]
Δp_{GV}	32,92	[°C]
Δp_{REC}	56,02	[°C]
Δp_{cond}	19,65	[°C]
ε	0,40	\
P_th_gs	21,95	[MW]
P_el	4,38	[MW]
eta_ORC	0,20	\
T_ev	215,09	[°C]
ΔT_{surr}	31,76	[°C]
p_cond	0,82	[bar]
m_oil	41,50	[kg/s]
m_f	34,76	[kg/s]
m_w	396,01	[kg/s]
eta_is_t	0,90	\
Risultati HP		
p1	1,013	[bar]
p2	5,20	[bar]
COP	1,70	\
rc	5,13	\
T3_Des	141,00	[°C]

Tabella 5.7: risultati dell'ottimizzazione dell'impianto sotto le ipotesi del TES semplificato con HP che aspira aria a $T=100^{\circ}\text{C}$

È subito evidente un miglioramento delle prestazioni della pompa di calore, il cui COP passa dal valore di 1,08 a quello di 1,70, molto più vicino alle prestazioni del sistema con aspirazione di fumi della turbina a gas. Anche il rapporto di compressione è calato in maniera sensibile da 11,08 a 5,13 con una pressione massima p_2 pari a 5,20 bar contro 11,22 bar. Tale diminuzione, che è in gran parte responsabile dell'incremento del valore di COP, si vedrà avere anche un effetto positivo sui costi dei componenti del sistema.

Le prestazioni fuori progetto del sistema sono invece sintetizzate in Figura 5.16 e 5.17 e non presentano novità rispetto ai casi precedenti, mentre in Tabella 5.8 sono riportati i risultati dell'ottimizzazione e dimensionamento del TES.

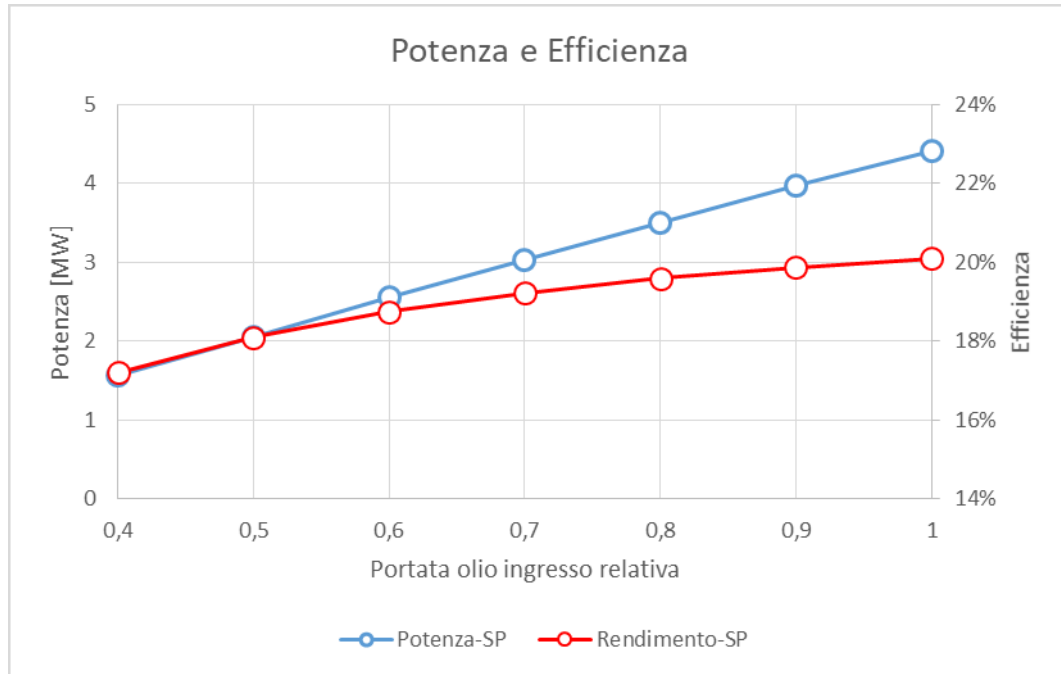


Figura 5.16: andamento di efficienza e Potenza dell'ORC al variare della portata $\dot{m}_{GV}(t)$

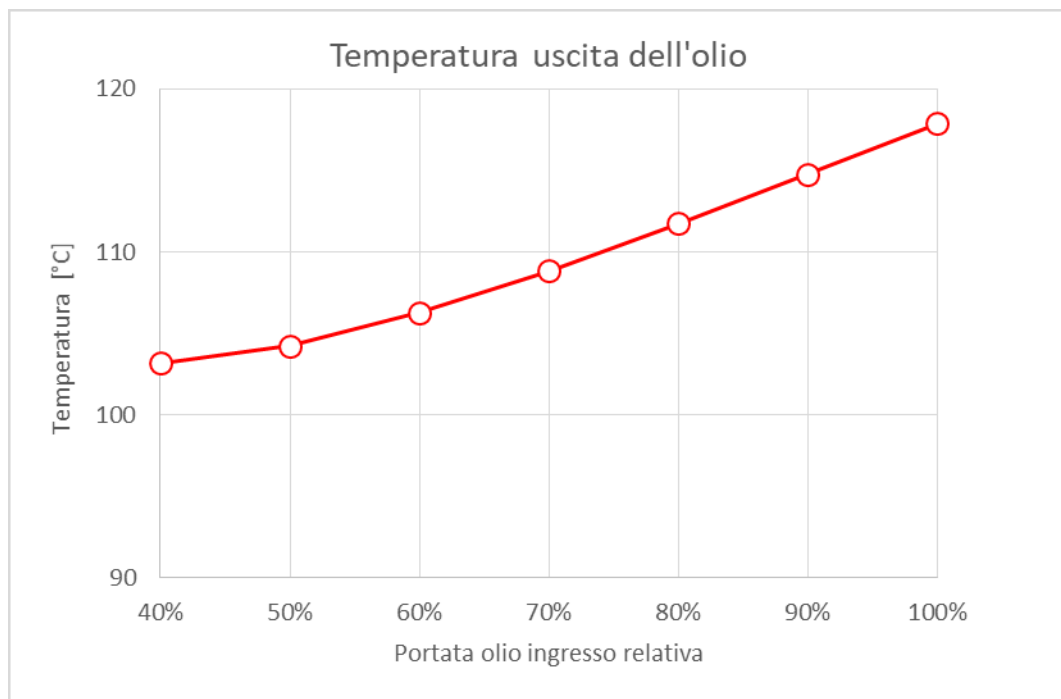


Figura 5.17: andamento della temperatura dell'olio in uscita dal generatore di vapore

SISTEMA DI STOCCAGGIO		
V_HT	567,43	m ³
V_CT	466,32	m ³
M_TT	439.484,62	kg
V_TT	1.033,75	m ³
d_HT	7,12	m
d_CT	6,67	m
T_HT_avg	339,81	°C
T_CT_avg	117,46	°C
T_HT(1)	340,01	°C
T_CT(1)	118,09	°C
m_HT(1)	265.268,44	kg
m_CT(1)	174.216,18	kg
SCAMBIATORE RECUPERATIVO PRIMARIO		
m_SR_1_Des	35,65	kg/s
T_SR_in_Des	117,67	°C
T_SR_out_Des	340,39	°C
T_gs_in_Des	482	°C
T_gs_out_Des	132,67	°C
$\Delta T_{pp_SR_1}$	15,00	°C
SCAMBIATORE RECUPERATIVO SECONDARIO		
m_SR_2_Des	10,26	kg/s
T_SR_in_Des_2	117,67	°C
T_SR_out_Des	340,39	°C
T2_Des	355,00	°C
T3_Des	141,00	°C
$\Delta T_{pp_SR_2}$	14,61	°C
POTENZE ED EFFICIENZE		
P_el_max	4,52	MW
C_max	1,17	%
E_th_gs	361,15	MWh
E_th_loss	1,16	MWh
E_th_ORC	360,00	MWh
E_el_ORC	84,33	MWh
eta TES	0,9968	\
eta ORC	0,2343	\
eta tot	0,2335	\
HEAT PUMP		
P_el_HP	3,69	MW
COP_mean	1,70	\
E_th_HP	39,19	MWh

Tabella 5.8: risultati di ottimizzazione e dimensionamento del sistema con TES e pompa di calore che sfrutta una sorgente a 100°C

Dall'analisi di questi risultati osserviamo che l'aumento dell'efficienza della pompa di calore ha permesso, a parità di potenza elettrica assorbita, lo stoccaggio di 39 MWh extra oltre a quelli dovuti al recupero del calore dai fumi della turbina contro i 25 MWh recuperati nel caso con COP inferiore, portando ad un aumento del 57%. Tale aumento nello stoccaggio si riflette anche in un incremento delle dimensioni dell'ORC che passa da una taglia di 4,30 MW a una di 4,52 MW. In Figura 5.18 si riporta l'andamento della potenza assorbita e COP della pompa anche per questa casistica, mentre in Figura 5.19 il profilo della temperatura T_4 durante le ore di operazione della pompa di calore.

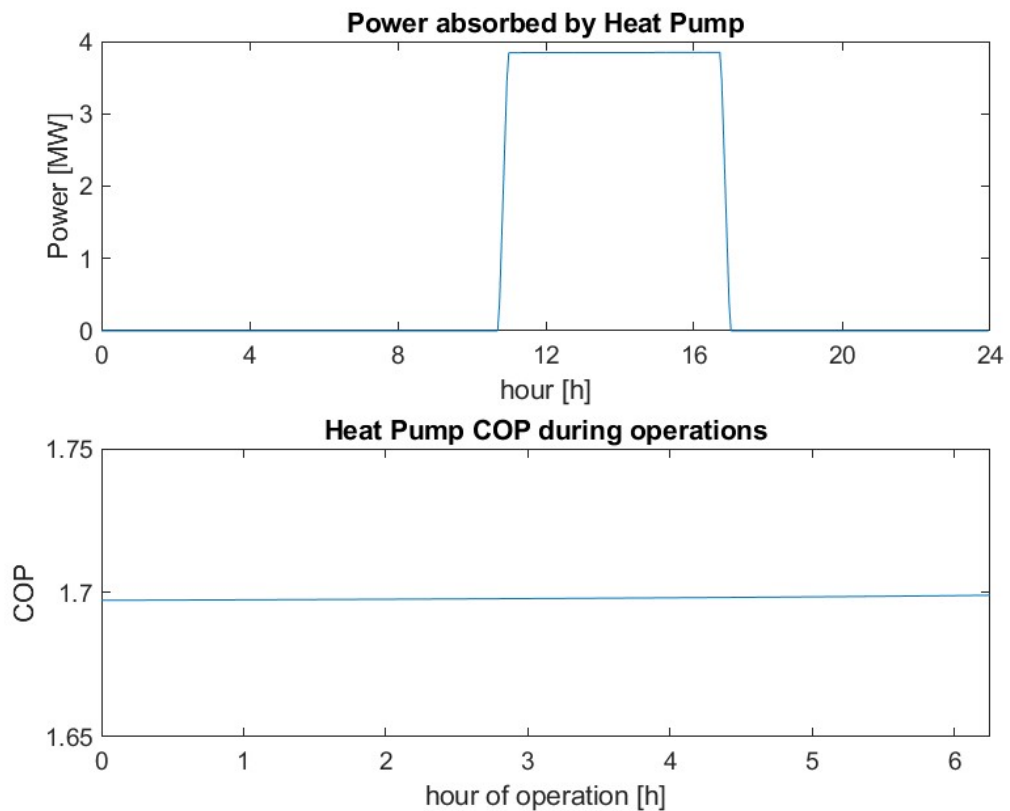


Figura 5.18: andamento giornaliero di potenza assorbita e COP della pompa di calore

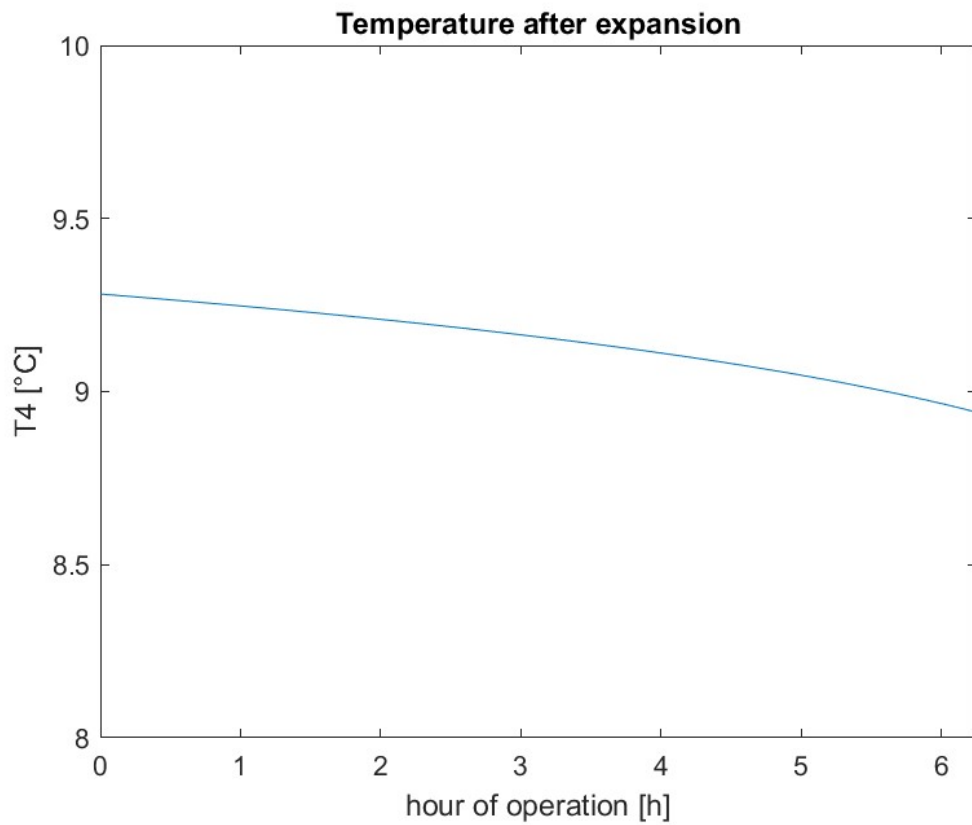


Figura 5.19: andamento giornaliero della temperatura T_4 allo scarico della turbina

In figura 5.20, per concludere, si riporta l'andamento dei parametri principali del TES nell'arco della giornata. La principale differenza dai valori del caso precedente dove non si aveva la sorgente di calore di scarto sta nel profilo delle portate, in particolare quella di \dot{m}_{SR} che è passata dai 6,56 kg/s a 10,26 kg/s per via della maggiore quantità di calore scambiato.

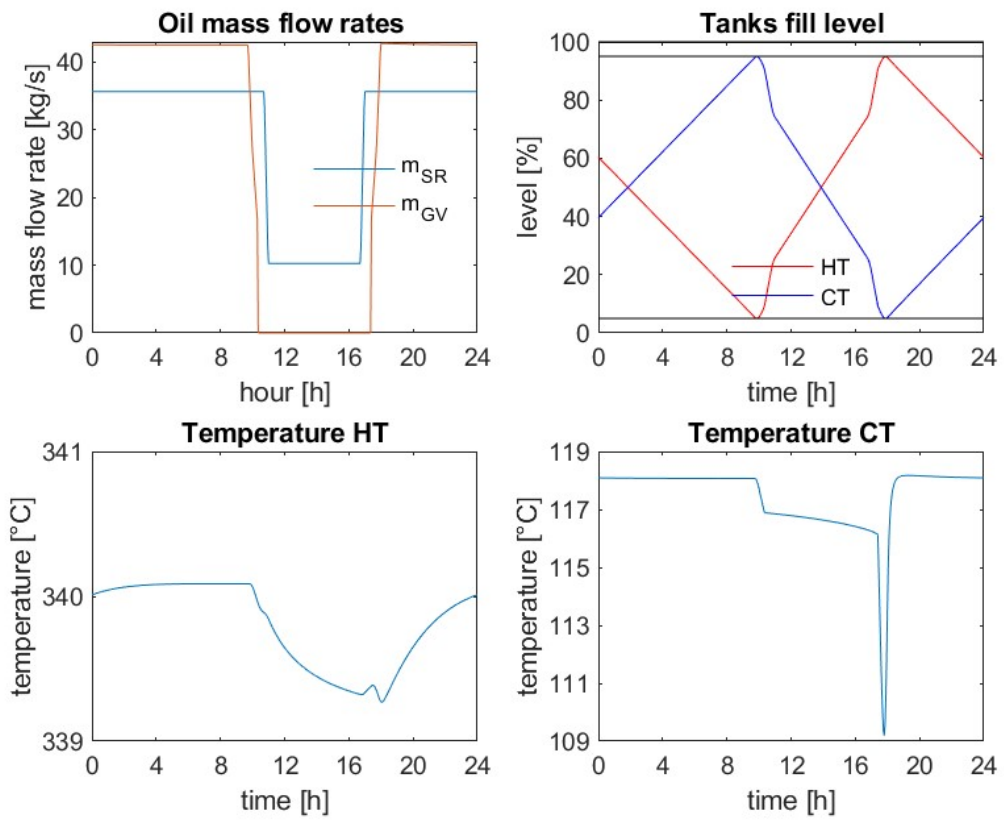


Figura 5.20: andamento dei principali parametri del TES durante la giornata

6 Analisi economica

In quest'ultimo capitolo si presenta l'analisi delle prestazioni economiche del sistema.

Questo tipo di analisi è essenziale per valutare se il progetto presentato possa risultare una soluzione competitiva o meno a seconda degli scenari che si possono presentare.

Le variabili principali che vanno ad influire sulle prestazioni economiche del sistema sono principalmente il prezzo di vendita dell'energia elettrica e il prezzo del gas naturale.

In quest'ultimo capitolo dunque si studieranno diversi scenari economici per le diverse configurazioni del sistema, tuttavia prima è bene chiarire anche un altro aspetto di questa analisi, ossia la stima dei costi dei componenti del sistema.

Per valutare questi costi si è utilizzato lo stesso approccio presentato in [15].

Questa tecnica prende il nome di MCM (*Module Costing Method*) ed è utilizzata per stimare il costo dei componenti in un generico impianto coinvolto in processi dell'industria chimica sfruttando delle correlazioni empiriche. Tali correlazioni, poi, vengono attualizzate utilizzando gli indici CEPCI (*Chemical Engineering Plant Cost Index*) che tengono conto dei costi aggiornati di manodopera, progettazione, costruzione e componentistica.

Le correlazioni utilizzate sono riportate di seguito.

Come prima cosa si ricava l'area degli scambiatori di calore utilizzando la (6.1):

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_{ml}} \quad (6.1)$$

Dove ΔT_{ml} è la differenza di temperature media logaritmica, Q il calore scambiato e U il coefficiente di scambio termico totale, i cui valori stimati sono riportati in Tabella 6.1 e ricavati da [16].

U_{cond}	300 Wm ⁻² K ⁻¹
U_{eco}	400 Wm ⁻² K ⁻¹
U_{evap}	700 Wm ⁻² K ⁻¹
U_{surr}	300 Wm ⁻² K ⁻¹
U_{rec}	300 Wm ⁻² K ⁻¹
U_{SR}	300 Wm ⁻² K ⁻¹

Tabella 6.1: valori del coefficiente di scambio termico totale nei diversi scambiatori di calore utilizzati per stimare l'area

Per scambiatori di calore con area compresa tra i 80 m² e i 4000 m² e per il generatore elettrico si utilizza la (6.2).

$$C_p^0 = C_B \left(\frac{N}{Q_B} \right)^M \quad (6.2)$$

Dove C_p^0 è il costo di acquisto del componente, C_B è il costo base del componente, M è una costante specifica per il dispositivo, N è un parametro che dipende dalla taglia del componente mentre Q_B è un coefficiente. I valori dei coefficienti sono riportati in Tabella 6.2.

Per scambiatori di calore di dimensioni inferiori, pompe e motori elettrici si fa invece riferimento alla (6.3).

$$\log_{10} C_p^0 = K_1 + K_2 \log_{10} N + K_3 (\log_{10} N)^2 \quad (6.3)$$

Dove N dipende dalla taglia del componente, mentre K_1 , K_2 e K_3 dipendono dal tipo di componente che si sta analizzando e sono riportati in Tabella 6.3.

L'equazione generale per il calcolo del BMC (*Bare Module Cost*) che tiene conto dei costi diretti e indiretti del componente è data dall'equazione (6.4)

$$C_{BM} = C_p^0 F_{BM} \quad (6.4)$$

Dove F_{BM} è il fattore di correzione per il componente in questione.

Per gli scambiatori di grandi dimensioni che rientrano nella (6.2) F_{BM} è data dalla (6.4).

$$F_{BM} = F_M F_P F_T \quad (6.5)$$

Con:

- F_M fattore di correzione del materiale
- F_P fattore di correzione della pressione

- F_T fattore di correzione della temperatura

Per i componenti il cui costo invece viene computato utilizzando la (6.3) il valore di F_{BM} è dato dalla (6.6):

$$F_{BM} = (B_1 + B_2 F_M F_P) \quad (6.6)$$

Con F_P calcolabile utilizzando la (6.7) e con B_1, B_2, C_1, C_2 e C_3 costanti caratteristiche del componente.

$$F_P = 10^{C_1 + C_2 \log_{10} p + C_3 (\log_{10} p)^2} \quad (6.7)$$

Per il calcolo del costo della turbina dell'ORC invece si utilizza la correlazione (6.8):

$$C_{Exp} = C_0 \left(\frac{n}{n_0}\right)^{0.5} \left(\frac{SP_{LS}}{SP_0}\right)^{1.1} \quad (6.8)$$

Dove $C_0 = 1230 \text{ k€}$, $n_0 = 2$, e $SP_0 = 0.18 \text{ m}$ mentre n è il numero di stadi e SP_{LS} la dimensione caratteristica dello stadio più grande.

Componente	N	C_B	Q_B	M	F_M	F_P	F_T	F_{BM}
Scambiatore di calore	A [m ²]	32800	80	0.68	1	1.5	1.6	-
Generatore Elettrico	P[kW]	1850000	11800	0.94	-	-	-	1.5

Tabella 6.2: coefficienti utilizzati per l'analisi economica nelle (6.2) e (6.5)

Componente	N	K_1	C_1	B_1	F_M	F_{BM}
		K_2	C_2	B_2		
		K_3	C_3			
Scambiatore di calore	A [m ²]	4.3247	0.03881	1.63	1	-
		-0.3030	-0.11272	1.66		
		0.1634	0.08183			
Pompa	P[kW]	3.3892	-0.3935	1.89	1.575	-
		0.0536	0.3957	1.35		
		0.1538	-0.00226			

Motore elettrico della pompa	P[kW]	2.4604 1.4191 -0.1798	-	-	-	1.5
------------------------------	-------	-----------------------------	---	---	---	-----

Tabella 6.3: coefficienti utilizzati per l'analisi economica nelle (6.3) e (6.6)

Per la stima del costo del compressore e della turbina della pompa di calore si sono invece utilizzate le correlazioni (6.9) e (6.10), tratte da [17].

$$C_{Com} = \left(\frac{39.5 \times \dot{m}}{0.9 - \eta_{is,Com}} \right) \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \left[\ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \right] \quad (6.9)$$

$$C_{Exp} = \left(\frac{266.3 \times \dot{m}}{0.92 - \eta_{is,Exp}} \right) \left[\ln \left(\frac{P_3}{P_4} \right) \right] [1 + \exp(0.036T_2 - 54.4)] \quad (6.10)$$

Infine, per attualizzare il costo del componente ai prezzi attuali si moltiplica il BMC calcolato per il rapporto tra l'indice CEPCI dell'anno corrente e quello dell'anno di pubblicazione della correlazione, equazione (6.11).

$$C_{BM_{new}} = C_{BM_{ref}} \frac{CEPCI_{new}}{CEPCI_{ref}} \quad (6.11)$$

Noti i BMC attualizzati di tutti i componenti, si può calcolare il costo totale dell'ORC dalla formula (6.12), sommando i C_{BM} di: scambiatore rigenerativo, scambiatore recuperativo primario, generatore di vapore, pompa, turbina e generatore elettrico. Analogamente si farà per quello della pompa di calore, sommando i C_{BM} di scambiatore recuperativo secondario, compressore e turbina.

$$C_{ORC} = 1.4 \cdot C_{BM_T} = 1.4 \cdot \sum_1^n C_{BM_i} \quad (6.12)$$

Per il TES invece si considera il costo del Therminol-66 pari a 5 €/l mentre quello dei serbatoi si ricava dalla (6.13) in accordo con quanto riportato in [18].

$$C_{tank} = 167.19 \cdot 1.1756 \cdot V_{tank} \quad (6.13)$$

Il costo del TES sarà dato dalla somma di quello dell'olio e dei serbatoi.

Per quanto riguarda la turbina a gas, il suo costo è stato stimato con la (6.14) dove P_{tg} è espressa in kW.

$$C_{gt} = 900 \cdot P_{tg} \quad (6.14)$$

6.1 Definizione delle variabili e profili di prezzo

Per effettuare un'analisi economica dettagliata e consistente del sistema sotto esame è stato necessario evidenziare le variabili in gioco per decidere come trattarle. Fissare infatti un profilo di prezzo della corrente elettrica e il prezzo del gas associato non avrebbe permesso di vagliare tutte le casistiche che possono presentarsi e si sarebbe trattato di un'analisi molto limitata.

Così si è deciso di procedere andando a isolare tre diversi parametri in funzione dei quali svolgere un'analisi esaustiva e completa.

I parametri individuati sono i seguenti:

- Prezzo del gas naturale
- Profilo del prezzo dell'energia elettrica normalizzato
- PUN medio associato al profilo normalizzato

Il PUN medio poi è rapportato al prezzo del gas naturale e in questo modo si ottiene il prezzo di vendita dell'energia elettrica come il prodotto di questi tre parametri (6.15).

$$PrezzoVendita = PrezzoNG \cdot \frac{PUNmedio}{PrezzoNG} \cdot ProfiloNormalizzato \quad (6.14)$$

Per le analisi si faranno variare liberamente sia il prezzo del gas naturale che il rapporto $\frac{PUN}{NG}$, mentre il profilo normalizzato sarà definito all'inizio dell'analisi.

Visto appunto che il profilo normalizzato non verrà fatto variare, ma fissato, è bene chiarire la logica con cui si sono scelti tali profili.

Per l'analisi delle prestazioni del sistema senza pompa di calore si è scelto di studiare diversi profili di prezzo (4 in totale).

Il primo è un profilo di prezzo che riprende l'andamento degli ultimi anni per valutare se il sistema sotto esame possa risultare competitivo nell'attuale mercato. In Figura 6.1 è riportato il prezzo medio dell'anno 2023 ricavato dal sito del mercato elettrico [19], che una volta normalizzato sarà utilizzato come primo profilo di prezzo.

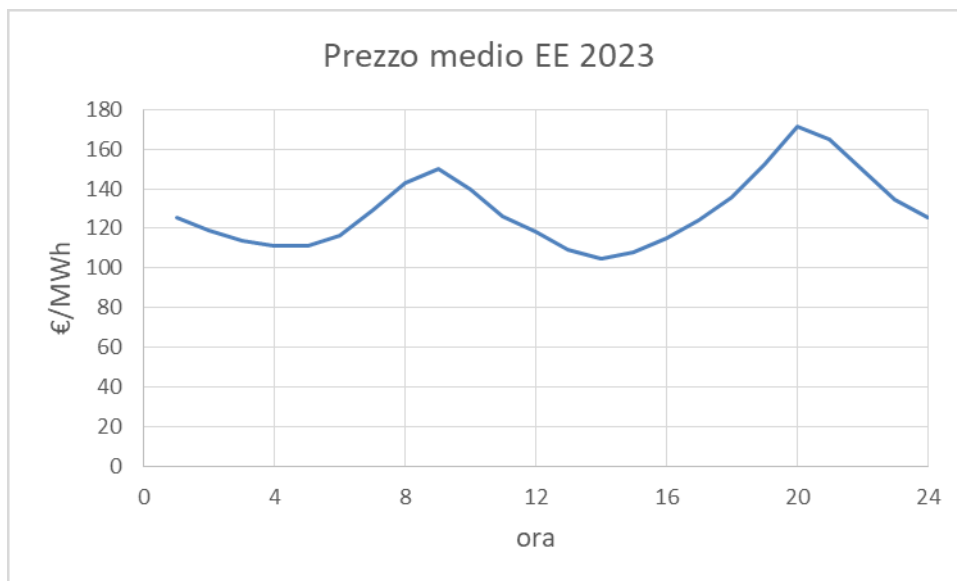


Figura 6.1: profilo di prezzo medio dell'energia elettrica durante una giornata nel 2023 (gennaio-ottobre)

In Figura 6.2 invece vediamo a confronto i prezzi normalizzati durante la giornata di tre anni diversi, 2018 2020 e 2023. Dai grafici è evidente che l'andamento negli ultimi anni non ha subito grandi variazioni, mantenendo un andamento caratterizzato da due picchi giornalieri e prezzi più bassi nelle ore centrali della giornata e la notte. Notiamo tuttavia che la curva del 2023 è caratterizzata da prezzi che in termini relativi sono un po' più bassi al centro della giornata rispetto agli altri anni presi in esame. Questo si può spiegare con il fatto che i dati del 2023 non si riferiscono a tutto l'anno, ma al periodo che va da gennaio a ottobre, e dunque mancano due mesi invernali caratterizzati da basso irradiazione solare. E proprio in tali mesi si assiste ad un aumento della domanda di energia elettrica anche per le ore centrali della giornata per necessità di illuminazione ma anche riscaldamento.

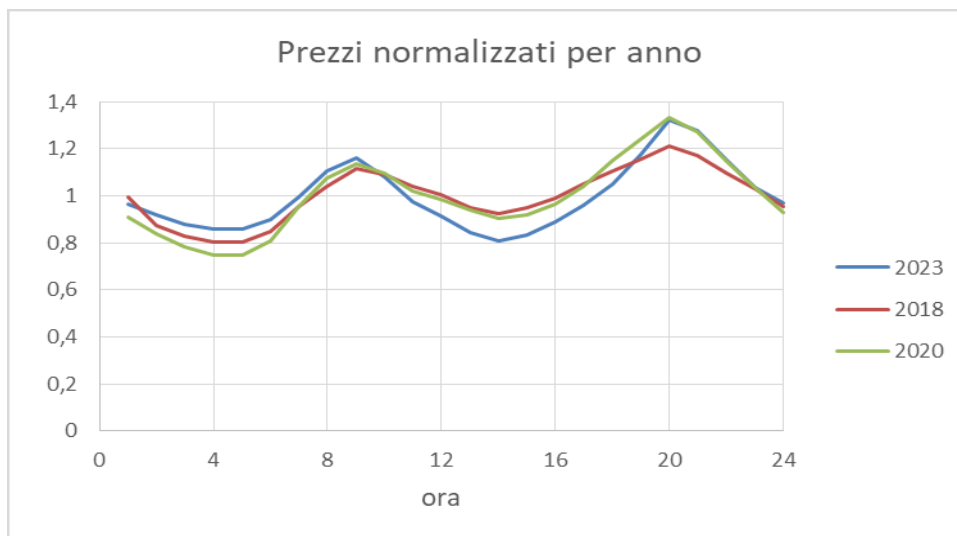


Figura 6.2: confronto tra il prezzo normalizzato dell'energia elettrica durante la giornata in 3 anni diversi

Con gli altri tre profili si è voluto vagliare uno scenario diverso da quello attuale, andando ad ipotizzare una forte penetrazione del solare nel mix energetico. Tale fonte energetica aiuta a ridurre le emissioni di gas serra, ma è anche poco flessibile e non è in grado di adattarsi alla domanda. Capita dunque che in regioni con forte presenza di pannelli fotovoltaici come in California o nella regione cinese del Qinghai [20] il carico elettrico delle ore centrali della giornata sia soddisfatto in larga parte o a volte anche totalmente dal solare. Dunque, le altre fonti energetiche a metà giornata si trovano a dover soddisfare carichi molto bassi, che incontrano poi un aumento molto marcato a fine giornata, creando una curva di carico giornaliero nota come *Duck Curve* (Figura 6.3). Questa valle nei carichi di metà giornata può portare a prezzi molto bassi dell'energia elettrica a volte persino negativi, i quali subiscono poi un brusco rimbalzo verso sera quando torna necessario l'utilizzo di centrali a gas.

Dunque, alla luce di queste considerazioni si sono studiati i profili presentati in Figura 6.4 che permettono anche di valutare quanto la variabilità di prezzo impatti sulla convenienza del sistema con TES.

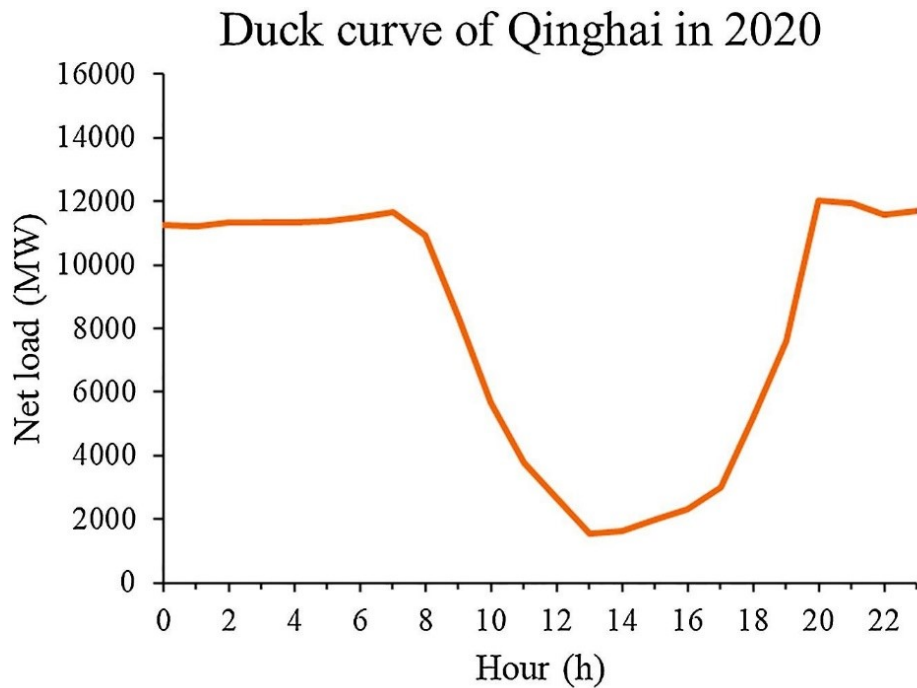


Figura 6.3: Duck Curve nella provincia di Qinghai. Il carico nelle ore centrali della giornata è soddisfatto per più del 70% dal fotovoltaico. [20]

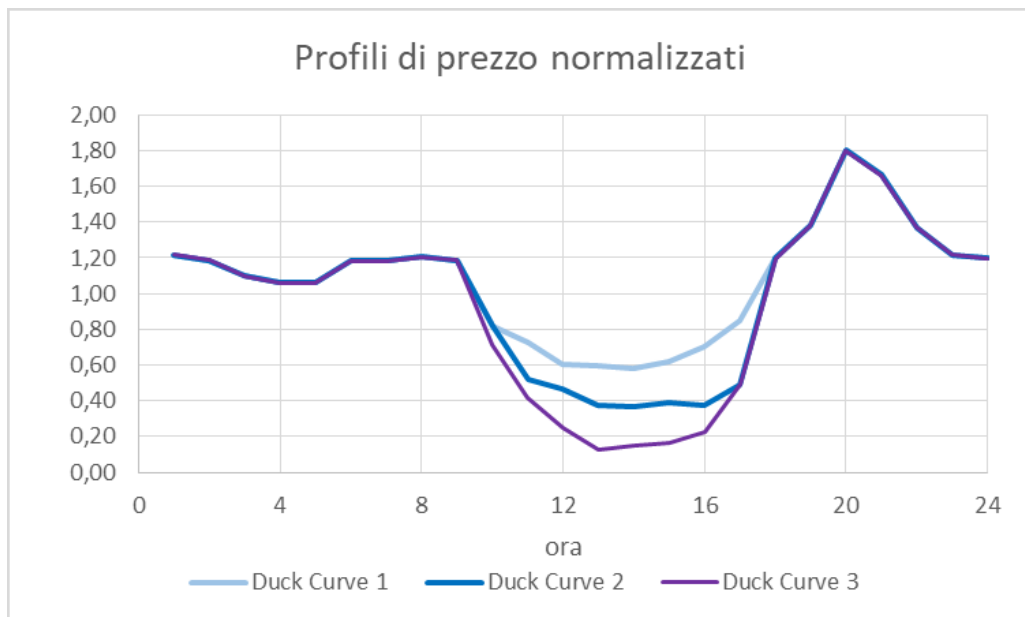


Figura 6.4: profili di prezzo variabili analizzati per il sistema con TES

6.2 Studio delle prestazioni del sistema senza pompa di calore

Prima di procedere ad inserire la pompa di calore nell'impianto, le prestazioni del sistema sono state valutate in tutte e tre le configurazioni possibili:

- Turbina a gas
- Ciclo combinato gas-ORC
- Ciclo combinato con TES

In questo modo poi, studiando i risultati di questa prima analisi, si è valutato il tipo di profilo di prezzo da usare per lo studio delle prestazioni del sistema con pompa di calore.

I principali indicatori economici calcolati e analizzati in questo lavoro sono il Valore Attuale Netto o NPV dall'inglese *Net Present Value*, il Periodo di rimborso semplice o *Simple Payback Period*, il Costo livellato dell'energia LCOE da *Levelized Cost Of Energy*, il Flusso di Cassa o *Cash Flow* e l'indice di profittabilità dell'investimento. Il *Cash Flow* è calcolato come mostrato nella formula (6.15), dove t_{corp} rappresenta l'imposta sulle società, che in Italia è al 24%, S_{annual} sono i ricavi di vendita annui dell'energia elettrica, C_{fuel} è la spesa annuale per l'acquisto di gas naturale, mentre $C_{O\&M}$ rappresenta i costi di operazione e manutenzione dell'impianto, che sono stimati tramite la (6.16).

$$CF = (1 - t_{corp})(S_{annual} - C_{O\&M} - C_{fuel}) \quad (6.15)$$

$$C_{O\&M} = 0.02 * C_{site} \quad (6.16)$$

Il *Net Present Value* è calcolato con la (6.17) mentre il fattore di recupero del capitale o *Recovery Factor* si ricava dalla (6.18) dove n sono gli anni di vita dell'impianto, 25 nel nostro caso e i è il tasso di interesse che vale 3%.

$$NPV = CF \cdot RF - C_{site} \quad (6.17)$$

$$RF = \sum_1^n \frac{1}{(1+i)^n} \quad (6.18)$$

L'indice di profittabilità IP, il costo livellato dell'energia LCOE e il Periodo di rimborso semplice SPB si calcolano rispettivamente con la (6.19), (6.20) e (6.21).

$$IP = \frac{NPV + C_{site}}{C_{site}} \quad (6.19)$$

$$LCOE = \frac{C_{site} + C_{O\&M} \cdot RF + C_{fuel} \cdot RF}{E_{annual} \cdot RF} \quad (6.20)$$

$$SPB = \frac{C_{site}}{CF} \quad (6.21)$$

Dove E_{annual} rappresenta la produzione annuale di energia elettrica.

Il primo profilo che si va ad analizzare è quello per il caso specifico del 2023 con un prezzo del gas naturale di 35 €/MWh e un rapporto $\frac{PUN}{NG}$ pari a 2,96. I risultati sono riportati nella Tabelle 6.4.

	TG	TG+ORC	TG+ORC+TES
Annual Income €/year	9.450.000,00 €	12.503.400,00 €	12.526.445,80 €
Cost fuel	10.031.847,13 €	10.031.847,13 €	10.031.847,13 €
Cash Flow €/year	-596.103,82 €	1.550.303,87 €	1.506.850,11 €
Net Present Value	-20.505.043,89 €	5.411.702,74 €	643.945,72 €
Profitability Index	-1,02518952	1,250727894	1,025158987
Levelised Cost of Energy	120,1 €/MWh	98,278 €/MWh	100,023 €/MWh
Simple Payback	\	13,92	16,98

Tabella 6.4: principali indicatori economici per le tre configurazioni di impianto considerando il primo profilo di prezzi (Figura 6.1) normalizzato e ponendo il prezzo del NG pari a 35 €/MWh e PUN/NG=2,96

La storia di carico associata ai dati presentati nella colonna del sistema con TES in Tabella 6.4 è riportata in Figura 6.5. Per i primi due casi si è considerato un carico sempre del 100% sia per la turbina a gas che per il ciclo ORC. Nel caso con TES si è invece potuto rendere indipendente l'ORC dalla turbina a gas e per questo motivo

si sono studiate storie di carico differenti. Dai risultati emerge però che il sistema con TES non è conveniente per i prezzi attuali dell'energia elettrica, e infatti vediamo un grande differenza nel NPV e nel *Profitability Index* dei due sistemi.

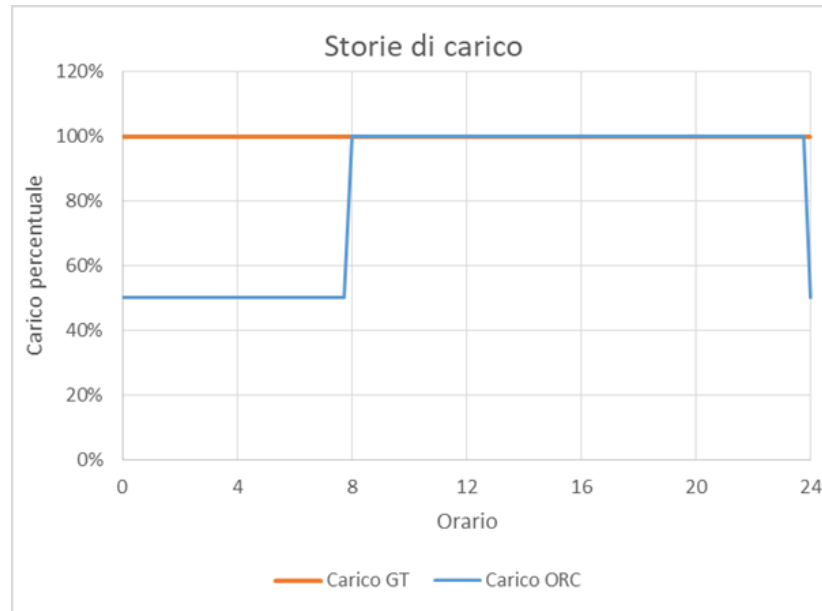


Figura 6.5: storie di carico associate al sistema con TES

Tuttavia, questi risultati forniscono informazioni puntuali e non dicono nulla sulla risposta del sistema a variazioni di prezzo del gas e dell'energia elettrica. Per questa ragione si è anche calcolato il valore del NPV=0 in funzione del prezzo del NG e del rapporto $\frac{PUN}{NG}$ per tutte le soluzioni impiantistiche esaminate e si sono riportate le curve in Figura 6.6. Si è deciso di usare questo tipo di grafico in quanto rende bene evidente da un punto di vista visivo la convenienza di un sistema piuttosto che un altro al variare del prezzo del gas naturale e del PUN.

Si osserva subito che la turbina a gas da sola non è assolutamente competitiva essendo ben al di sopra dalle altre curve, e ciò significa che a parità di prezzo del NG dovrà vendere l'energia elettrica a prezzi decisamente più elevati per non operare in perdita. Vediamo anche che la distribuzione dei prezzi del gas in relazione al rapporto $\frac{PUN}{NG}$ negli ultimi anni segue bene l'andamento della curva del ciclo combinato GT-ORC. Questo è dovuto al fatto che il prezzo dell'energia in Italia

è determinato nella maggior parte dei momenti dell'anno dagli impianti a gas a ciclo combinato. Vediamo inoltre che per i prezzi del 2018 e 2019 il sistema studiato non risulta competitivo e ciò è dovuto al fatto che generalmente le centrali elettriche a ciclo combinato gas-vapore raggiungono efficienze più elevate ($\eta_{th} \sim 60\%$ con punte del 63% [21]) di quelle raggiunte dal nostro impianto ($\eta_{th,Des} = 45\%$). Questo avvantaggia le centrali gas-vapore, specialmente a prezzi bassi del gas naturale dove i margini di guadagno percentuali rimangono simili, ma in valore assoluto diminuiscono rispetto a casi come il 2022 in cui il gas ha toccato il valore medio annuo di 116 €/MWh per via della guerra in Ucraina. Per quanto riguarda il TES vediamo invece che non risulta una soluzione particolarmente competitiva, e che riesce ad emergere di poco solamente per prezzi del gas superiori a 80 €/MWh.

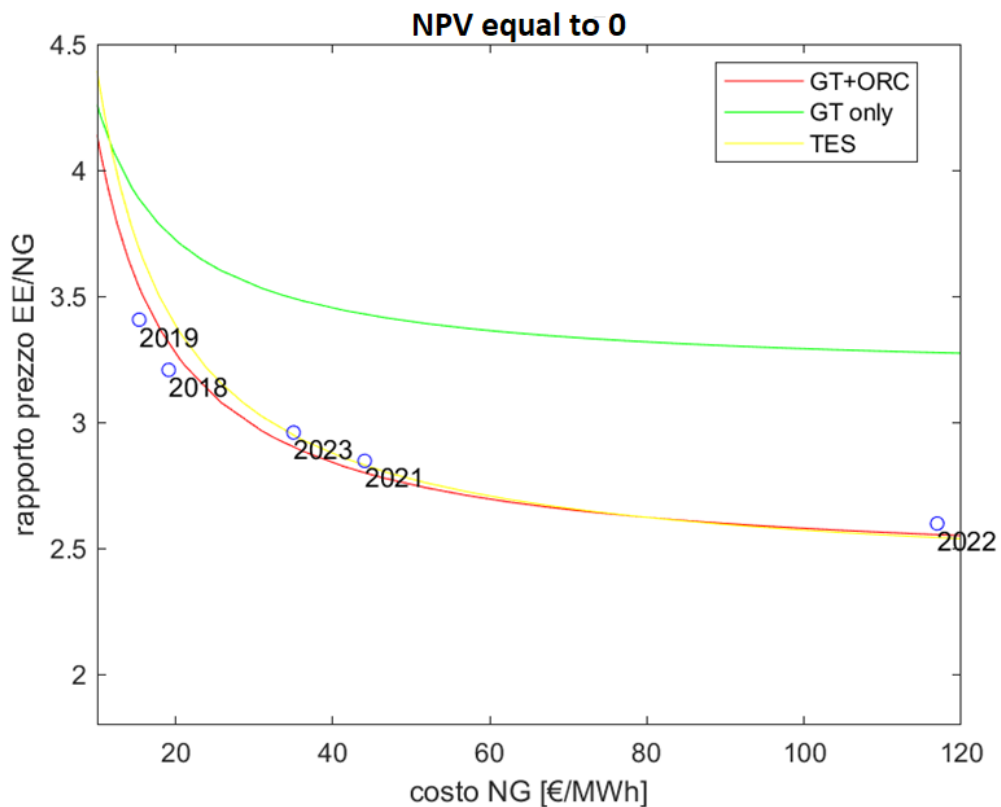


Figura 6.6: confronto tra le tre configurazioni del sistema in funzione di prezzo del NG e PUN per il primo profilo di prezzo

Per avere un confronto con i dati riportati in Tabella 6.4 si sono calcolati i risultati economici del profilo *Duck Curve 2* mantenendo uguale il prezzo del NG e il rapporto $\frac{PUN}{NG}$, e sono riportati in Tabella 6.5 6.6 e 6.7. Essendo un profilo caratterizzato da maggiore variabilità durante la giornata si sono calcolate le prestazioni nelle diverse configurazioni sia a carico costante che a carico variabile. Tali risultati puntuali non sono riportati invece per i profili *Duck Curve 1* e *Duck Curve 3* per evitare di appesantire la trattazione. Di tutte e tre le curve rimanenti si riportano però i grafici NPV=0 (Figura 6.10 6.11 e 6.12) che consentono analisi e commenti più interessanti in merito al sistema.

	Turbina a gas da sola	
	FIXED LOAD	VARIABLE LOAD
Annual Income €/year	9.324.000,00 €	7.967.264,81 €
Cost fuel	10.031.847,13 €	8.150.875,80 €
Cash Flow €/year	-691.863,82 €	-293.444,35 €
Net Present Value	-22.172.526,91 €	-15.234.789,74 €
Profitability Index	-1,189879201	-0,504670591
Levelised Cost of Energy	120,17 €/MWh	134,61 €/MWh
Simple Payback	\	\

Tabella 6.5: principali indicatori economici per un impianto costituito unicamente dalla turbina a gas considerando il prezzo del NG pari a 35 €/MWh e PUN/NG=2,96

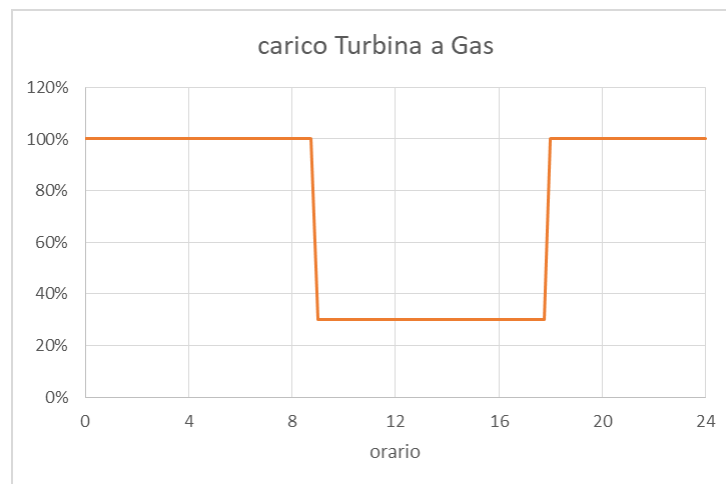


Figura 6.7: carico della turbina durante la giornata riferito alle operazioni in Variable Load della Tabella 6.5

	Ciclo combinato gas-ORC	
	FIXED LOAD	VARIABLE LOAD
Annual Income €/year	12.336.688,00 €	10.785.814,78 €
Cost fuel	10.031.847,13 €	8.150.875,80 €
Cash Flow €/year	1.423.602,75 €	1.674.477,32 €
Net Present Value	3.205.437,42 €	7.573.953,31 €
Profitability Index	1,148510111	1,350906445
Levelised Cost of Energy	98,27 €/MWh	106,67 €/MWh
Simple Payback	15,16	12,88

Tabella 6.6: principali indicatori economici per un impianto a ciclo combinato Gas-ORC considerando il prezzo del NG pari a 35 €/MWh e PUN/NG=2,96

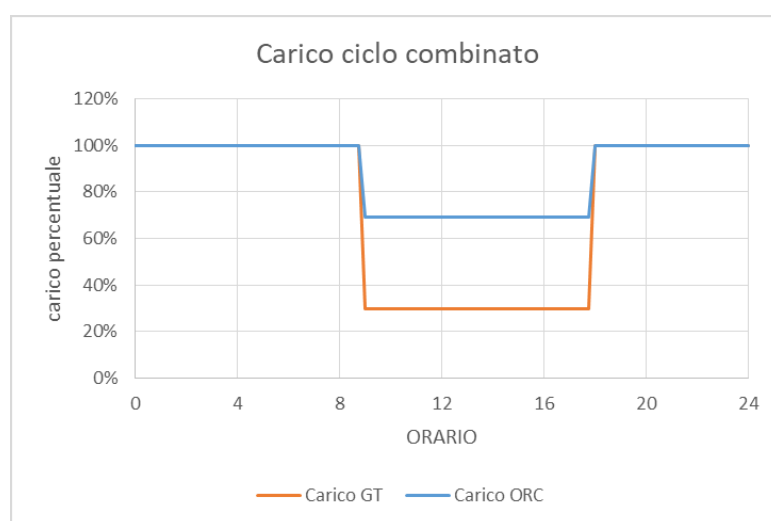


Figura 6.8: storie di carico giornaliere riferite al Variable Load in Tabella 6.6

Ciclo combinato + TES	
Annual Income €/year	11.520.677,03 €
Cost fuel	8.150.875,80 €
Cash Flow €/year	2.118.032,92 €
Net Present Value	7.735.829,25 €
Profitability Index	1,265418403
Levelised Cost of Energy	111,44 €/MWh
Simple Payback	13,76

Tabella 6.7: principali indicatori economici per un impianto a ciclo combinato Gas-ORC con TES considerando il prezzo del NG pari a 35 €/MWh e PUN/NG=2,96

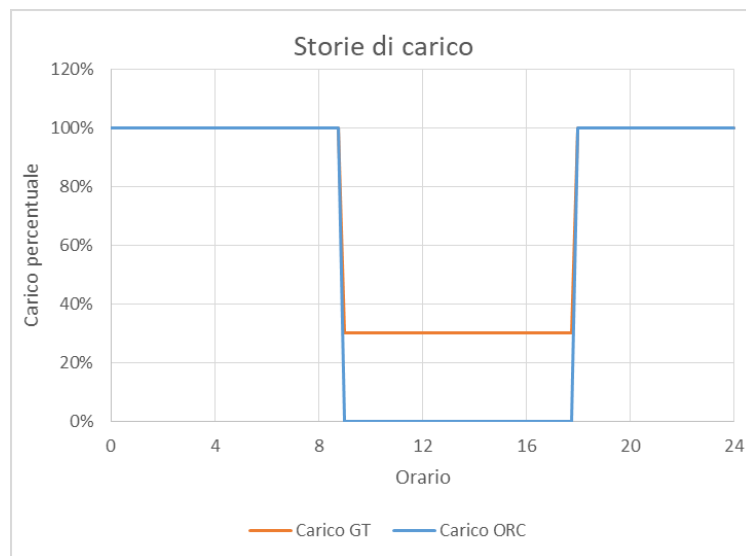


Figura 6.9: storie di carico giornaliere riferite al Variable Load in Tabella 6.7

Dai risultati emerge subito che nel caso si abbia un prezzo particolarmente variabile la soluzione più conveniente è sempre quella di adattare il carico dell'impianto a tali variazioni. Si fa notare che il TES è stato studiato solamente nel caso a carico variabile in quanto non avrebbe senso utilizzare un sistema del genere sempre in condizioni di design, mentre la storia di carico dell'ORC nella configurazione Gas+ORC è vincolata a portata e temperatura dei fumi in uscita dalla turbina a gas.

Osservando il NPV la soluzione con TES risulta la migliore con un valore di 7.735.825 € seguito a breve distanza dalla soluzione cogenerativa a carico variabile che raggiunge un NPV di 7.573.953 €. Va però considerato anche il *Profitability Index*, che vediamo essere maggiore nel caso della soluzione senza TES (1,35 contro 1,26) così come il *Simple Payback Period* che aumenta di un anno nel caso con TES. Questo ci fa capire che, anche se la soluzione con TES vanta in NPV più alto, il ritorno economico impiegherà più tempo a concretizzarsi e sarà percentualmente inferiore a quello di un semplice impianto a ciclo combinato.

In Figura 6.10 si riporta il grafico con NPV=0 associato al secondo profilo di prezzo e vediamo in effetti che in corrispondenza dei valori del 2023 la soluzione a ciclo combinato semplice e quella con TES sono quasi equivalenti ma che per prezzi del

gas superiori la soluzione con TES diventa nettamente più competitiva potendo operare a rapporti di $\frac{PUN}{NG}$ inferiori.

I dati storici sono stati riportati per un confronto col il grafico precedente ma qui perdono un po' di significato dato che erano nati da profili di prezzo molto più simili al primo e per questo vediamo che si discostano sensibilmente dalle curve del TES e dell'impianto a ciclo combinato a carico variabile.

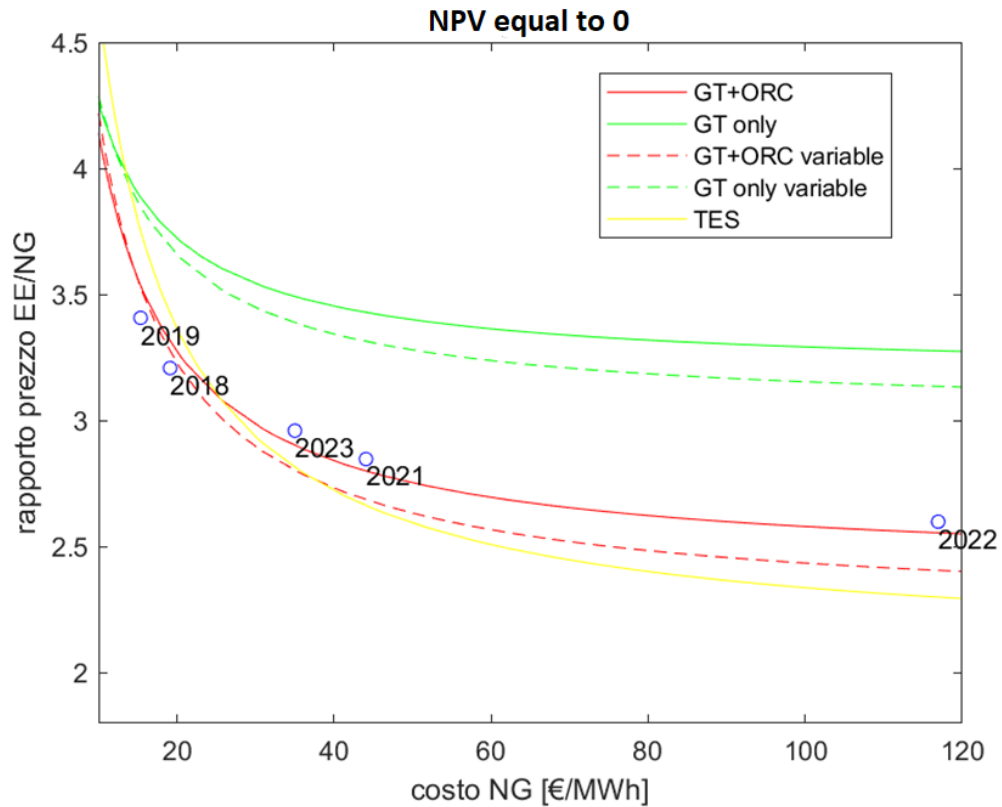


Figura 6.10: confronto tra le tre configurazioni del sistema in funzione di prezzo del NG e PUN per il profilo Duck Curve 2

Di seguito in Figura 6.11 e 6.12 si riportano i grafici NPV=0 dei profili *Duck Curve 1* e *Duck Curve 3* rispettivamente.

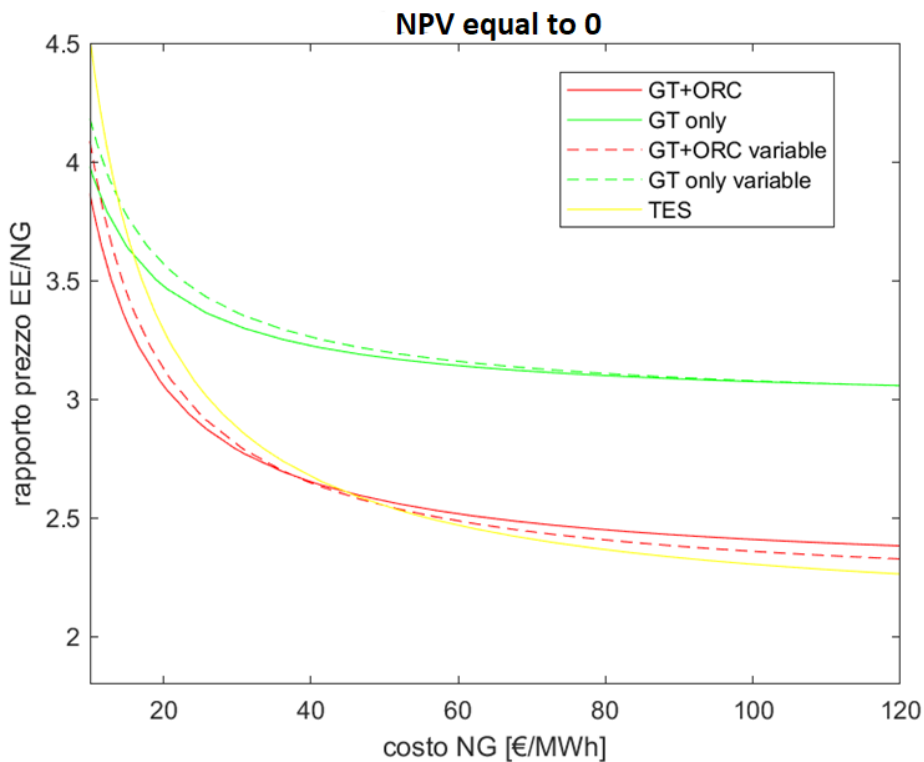


Figura 6.11: confronto tra le tre configurazioni del sistema in funzione di prezzo del NG e PUN per il profilo Duck Curve 1

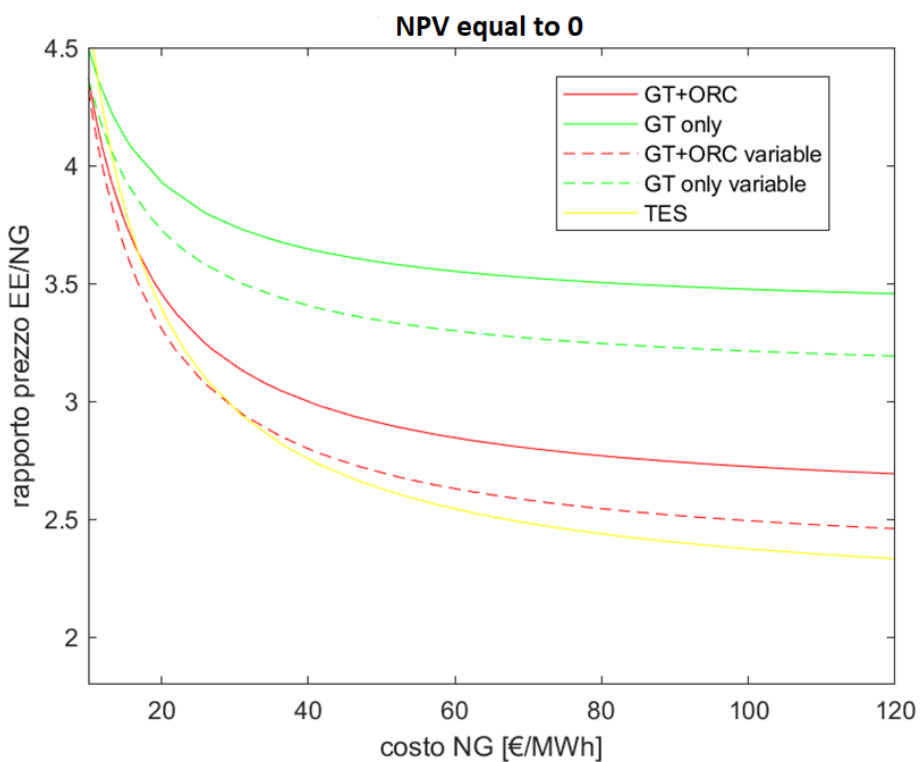


Figura 6.12: confronto tra le tre configurazioni del sistema in funzione di prezzo del NG e PUN per il profilo Duck Curve 3

Come era prevedibile osserviamo che il profilo caratterizzato dalla variabilità di prezzo più elevata (*Duck Curve 3*) risulta anche quello in cui il TES sorpassa il ciclo combinato al prezzo del NG inferiore ossia 29 €/MWh, mentre man mano che il profilo si fa più costante durante la giornata tale prezzo di si alza dai 35 €/MWh per la *Duck Curve 2* ai 50 €/MWh della *Duck curve 1* fino agli 80 €/MWh del profilo 1, che si ricorda rappresentare l'attuale andamento giornaliero dei prezzi in Italia. Dai risultati ottenuti emerge quindi che il sistema con TES risulterà tanto più conveniente quanto più è variabile il prezzo durante la giornata, e questo è dovuto alla possibilità che si ha di stoccare dell'energia per poterla utilizzare nei momenti più favorevoli, cosa che non è possibile con le altre tipologie di impianto.

6.3 Studio delle prestazioni del sistema con pompa di calore

Dall'analisi del sistema con TES si è osservato che diventa sempre più competitivo all'aumentare della variabilità dei prezzi durante la giornata. Per tale ragione, nel caso di questi profili di prezzo diventa interessante anche l'idea di introdurre nel sistema una pompa di calore in grado di assorbire e immagazzinare l'energia durante i momenti della giornata in cui il prezzo di vendita risulta particolarmente basso e all'impianto non convenga vendere l'elettricità prodotta.

Quest'analisi utilizzerà come profilo normalizzato di prezzo il più variabile (*Duck Curve 3*, Figura 6.4) e si andranno ad esaminare le due modalità di funzionamento studiate al Capitolo 5:

- **Caso con GT accesa**, dove si sfruttano i gas caldi prodotti dalla turbina e la sua energia elettrica per far funzionare l'HP
- **Caso con GT spenta**, dove la pompa di calore assorbe l'energia elettrica dalla rete
 - 1) Aspirando l'aria a $T_{amb} = 20^{\circ}\text{C}$
 - 2) Aspirando l'aria a $T = 100^{\circ}\text{C}$

6.3.1 Caso con GT accesa

Il caso con la turbina a gas accesa è stato analizzato da un punto di vista del dimensionamento al Capitolo 5.2.1 e in Figura 5.2 si erano riportate le storie di carico su cui è stata basata la simulazione.

In Figura 6.13 si presentano i risultati a confronto con le altre configurazioni del sistema.

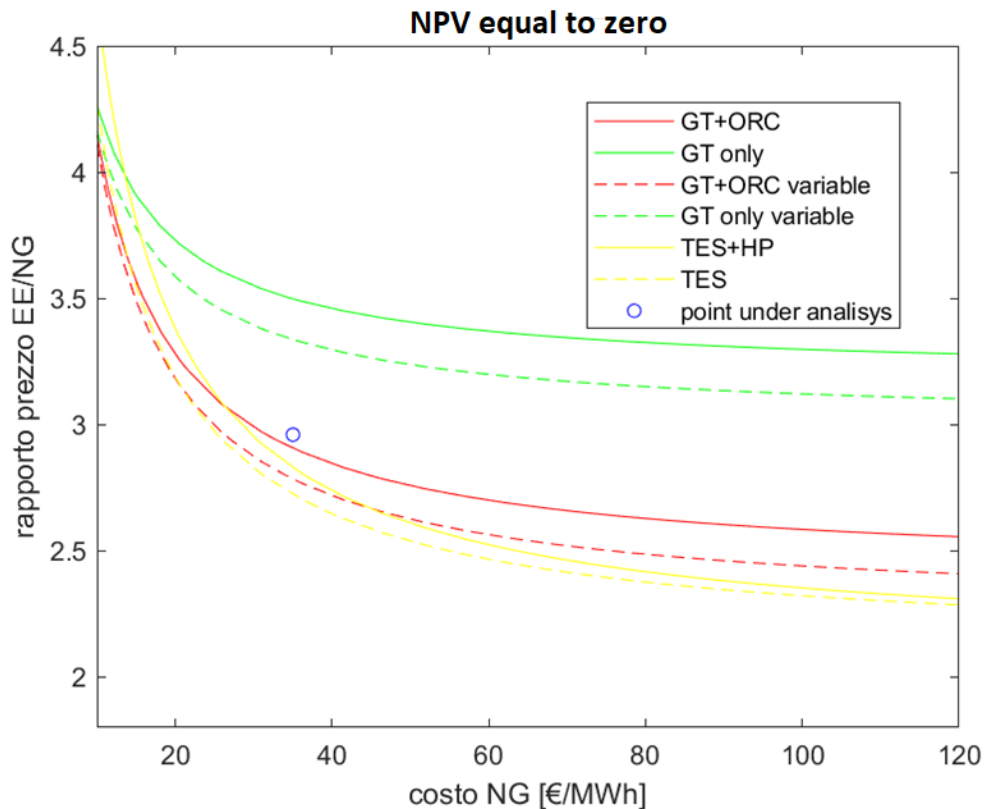


Figura 6.13: confronto fra le diverse configurazioni del sistema nel caso si utilizzino i gas allo scarico della turbina per far funzionare la pompa di calore

Ciò che si evince immediatamente dal grafico è che la soluzione con TES risulta praticamente sempre la più competitiva, mentre quella con pompa di calore la segue al secondo posto senza mai superarla. Il motivo principale sta nel fatto che in questa modalità non si riesce a sfruttare il momento di prezzo basso dell'energia elettrica, dato che non si acquista dalla rete, ma si consuma la corrente prodotta dalla turbina a gas la quale acquista il GN a prezzo costante durante la giornata.

Per questa ragione la pompa di calore andrà ad operare in perdita durante l'anno, e dunque necessitando di eventuali incentivi per poter far fronte alle spese. In Tabella 6.8 si riportano i risultati calcolati in corrispondenza del *point under analysis* riportato in Figura 6.13.

	TES + HP	TES ONLY
Plant tot	33.268.649,49 €	27.946.857,98 €
Annual Income €/year	12.837.498,39 €	12.793.275,86 €
Cost fuel	9.091.361,46 €	9.091.361,46 €
Cash Flow TOTAL €/year	2.341.380,59 €	2.388.662,70 €
Cash Flow HP €/year	-635.619,35 €	\
Net Present Value	7.502.156,57 €	13.647.278,40 €
Net Present Value HP	-14.752.076,67 €	\
Profitability Index	1,225502288	1,488329615
Levelised Cost of Energy	106,80 €	105,18 €
Simple Payback (years)	14,21	11,70

Tabella 6.8: principali indicatori economici in corrispondenza del punto segnato in Figura

$$6.13 \text{ (prezzo NG}=35\text{€/MWh e } \frac{PUN}{NG}=2,96)$$

Dai risultati emerge chiaramente quanto dedotto dal grafico e si osserva che la soluzione con pompa di calore in questo caso particolare comporterebbe un aumento dell'investimento iniziale di 5.321.792 € e opererebbe in perdita di 635.619 €/anno.

6.3.2 Caso con GT spenta e aspirazione a T_{amb}

Per quanto riguarda il caso con GT spenta il problema del dimensionamento è stato affrontato nel Capitolo 5.2.3 e le storie di carico sono state presentate in Figura 5.3.

Nel primo caso in esame si è supposto che la pompa di calore acquistasse l'energia elettrica dalla rete nei momenti in cui il prezzo risultasse più favorevole aspirando aria a temperatura ambiente.

Come già anticipato nel Capitolo 5, in questa configurazione la portata di aria processata dalla pompa di calore non è più vincolata a quella dei gas di scarico e perciò si è potuto decidere la taglia con maggiore libertà. Tuttavia, va sottolineato che andando ad operare tra i 20°C e i 355 °C il rapporto di compressione a cui deve

far fronte la pompa di calore è considerevolmente più elevato di quello che si aveva nel caso appena analizzato dove i gas di scarico entravano ad una temperatura media di 120°C e venivano portati a 355°C. Questo porta anche ad un aumento considerevole della pressione all'interno dello scambiatore di calore secondario, che passa da poco più di 5 bar a quasi 12 bar.

Si è quindi scelto di compensare l'aumento dei costi d'investimento dovuto alle elevate pressioni di esercizio diminuendo la portata di aria aspirata imponendo

$$\dot{m}_{HP} = \frac{1}{2} \dot{m}_{Des,GT}.$$

I risultati del confronto con le altre configurazioni sono riportati in Figura 6.14.

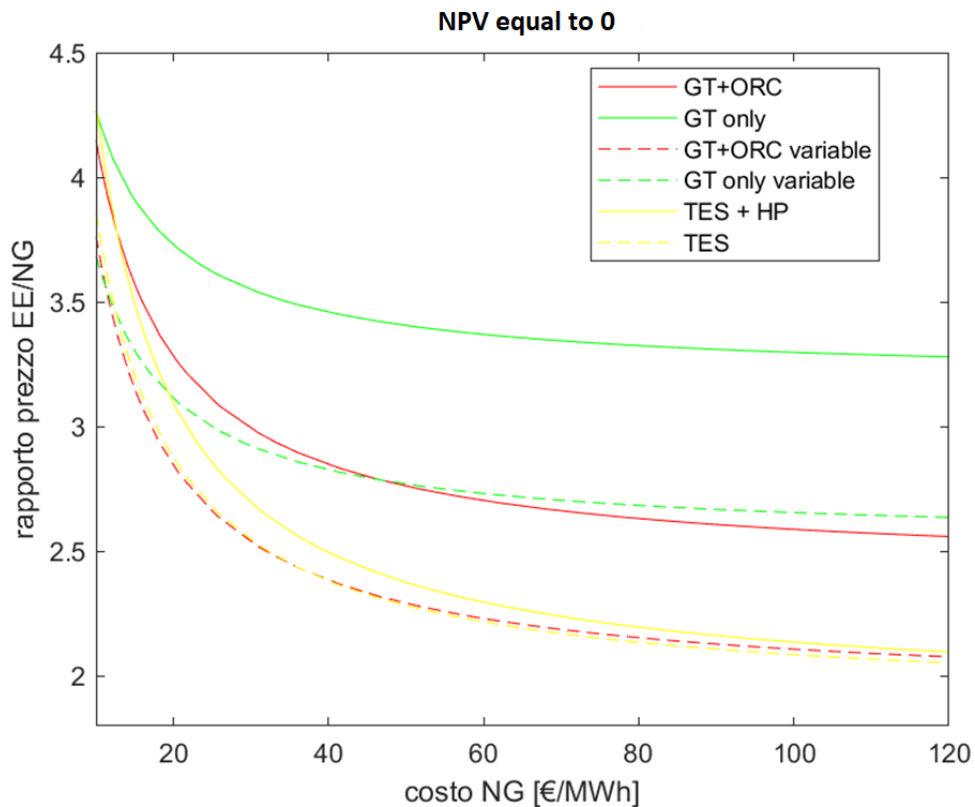


Figura 6.14: confronto fra le diverse configurazioni del sistema nel caso la pompa di calore aspiri aria a $T_{amb}=20^{\circ}C$

Dai risultati si evince che il TES e il ciclo combinato con variazione dei carichi sono pressoché equivalenti visto che le storie di carico di ORC e GT sono praticamente accoppiate, mentre la soluzione con pompa di calore risulta sempre più svantaggiosa. Qui il motivo è da ricercare in modo particolare nel basso valore di

COP della pompa di calore causato dall'elevato rapporto di compressione. Si parla infatti di un COP=1,08 che rende tale configurazione equivalente per efficienza ad un sistema di resistenze.

6.3.3 Caso con GT spenta e aspirazione a T=100°C

Nel caso in cui invece sia presente una sorgente di calore di scarto esterna che possa essere sfruttata le prestazioni del sistema migliorano in modo significativo. Il sistema in esame è stato dimensionato al Capitolo 5 considerando una sorgente di calore di scarto a 100°C e i risultati conseguiti sono riportati in Figura 6.15, considerando la portata d'aria calda aspirata dalla pompa di calore pari a quella del caso precedente.

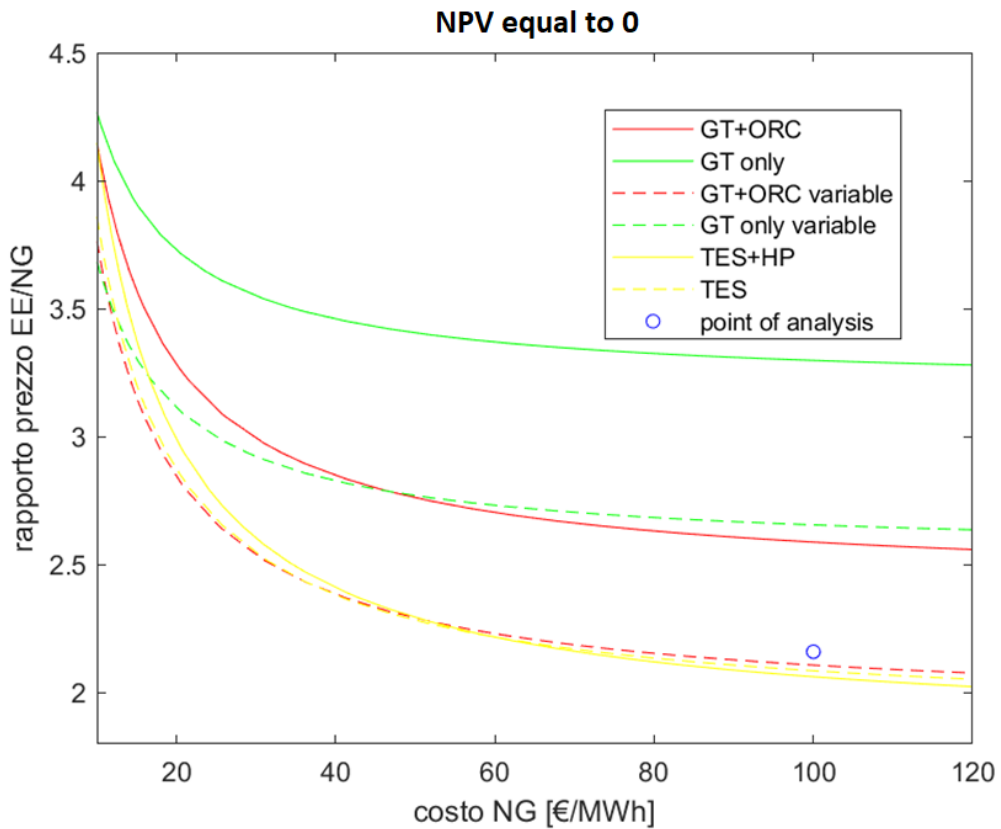


Figura 6.15: confronto fra le diverse configurazioni del sistema nel caso la pompa di calore aspiri aria a T=100°C

Dal grafico vediamo che in questo caso la soluzione con pompa di calore può risultare la scelta migliore, in particolare per prezzi del gas naturale particolarmente elevati. Il motivo è dovuto all'efficienza molto migliorata rispetto al caso precedente COP=1,70 contro un COP=1,08 e a minori pressioni di esercizio che consentono di diminuire i costi di investimento iniziale.

In Tabella 6.9 si riportano i valori dei principali indicatori economici calcolati in corrispondenza del punto di analisi riportato in Figura 6.15.

	TES +HP	TES ONLY
Plant tot	28.469.697,85 €	23.463.743,40 €
Annual Income €/year	25.288.980,25 €	24.469.986,14 €
Cost fuel	21.496.815,29 €	21.496.815,29 €
Cash Flow TOTAL €/year	2.449.305,97 €	1.902.960,95 €
Cash Flow HP €/year	453.776,80 €	\
Net Present Value	14.180.428,69 €	9.672.796,61 €
Net Present Value HP	4.366.035,73 €	\
Profitability Index	1,50	1,41
Levelised Cost of Energy	257,25 €/MWh	257,65 €/MWh
Simple Payback (years)	11,6	12,3

Tabella 6.9: Indicatori economici a confronto per il sistema con TES e quello con

$$TES \text{ e } HP. (NG=100 \frac{\text{€}}{\text{MWh}} \text{ e } \frac{PUN}{NG}=2,15)$$

Dai risultati in tabella si osserva che il sistema con pompa di calore risulti effettivamente più conveniente sia in termini di *Profitability Index* che in termini di *Simple PayBack Period*.

Tuttavia, non va dimenticato che questi risultati oltre a poggiano sull'ipotesi di un prezzo giornaliero dell'energia fortemente variabile durante tutto l'anno, si riferiscono anche ad un prezzo del gas naturale molto elevato (100 €/MWh).

La convenienza, dunque, di un sistema con TES e HP di questo tipo dipenderà molto sia dal futuro mercato dell'energia che dall'eventuale presenza di incentivi per queste soluzioni, che potrebbero contribuire ad assorbire le momentanee sovrapproduzioni delle rinnovabili e limitare il sovradimensionamento della loro potenza nominale installata rispetto a quella richiesta dalle utenze.

7 Conclusioni

In questo lavoro si è sviluppata una procedura per il dimensionamento di un impianto a ciclo combinato gas – ORC in cui sono stati integrati un sistema di stoccaggio termico (TES) e una pompa di calore (HP) per aumentare la flessibilità di impiego del sistema e permettergli di sfruttare al meglio la variabilità dei prezzi giornalieri dell'energia elettrica.

Il sistema di stoccaggio studiato consiste in una soluzione a due serbatoi con stoccaggio diretto dell'olio diatermico utilizzato per il recupero dell'energia termica dai fumi di scarico della turbina a gas.

Si sono inoltre studiate le diverse tecnologie di pompe di calore per trovare la soluzione più adatta alle temperature di esercizio dell'impianto (serbatoio caldo a $T_{Des} = 340^{\circ}C$ e serbatoio freddo a $T_{Des} = 110^{\circ}C$). La soluzione con pompa di calore a ciclo Brayton è emersa come scelta obbligata vista la temperatura massima ben oltre il limite di applicazione delle pompe di calore a ciclo Rankine, sebbene anche questa tecnologia operi a temperature molto inferiori a quelle abitualmente impiegate ($>500^{\circ}C$). La configurazione scelta per tale soluzione è del tipo aperto, con aspirazione diretta dei fumi di scarico o dell'aria ambiente in modo tale da semplificare l'equipaggiamento ridurre i costi di investimento e manutenzione.

Si sono studiate due diverse configurazioni del sistema con pompa di calore.

La prima prevede che la turbina a gas rimanga accesa nei momenti in cui la pompa di calore entra in funzione per alimentarla con elettricità e gas caldi.

La seconda vede la pompa di calore alimentata dall'energia elettrica acquistata dalla rete nei momenti in cui i prezzi risultano più bassi, mentre la turbina a gas rimane spenta. Di questo secondo caso poi si è valutata anche l'influenza di un'eventuale fonte di calore di scarto industriale che permetta di aspirare aria calda a $100^{\circ}C$.

I risultati delle simulazioni hanno mostrato per il primo caso in esame (turbina a gas accesa) un aumento del 49% della potenza nominale dell'ORC a seguito

dell'integrazione di TES e pompa di calore rispetto al ciclo combinato semplice, passando da 3,64 MW a 5,43. Il COP dell'HP è stato calcolato pari a 1,81.

Nel secondo caso in esame, invece, la potenza nominale dell'ORC è aumentata del 17%, quando l'HP aspira aria ambiente a 20°C, mentre del 25% quando è presente la fonte di calore di scarto a 100°C e i COP sono risultati rispettivamente pari a 1,08 e 1,70.

Si è poi svolta un'analisi economica delle prestazioni del sistema nelle sue diverse configurazioni.

I costi di investimento dell'impianto sono stati stimati con il metodo MCM (*Module Costing Method*) e attualizzati con gli indici CEPCI e si è considerata una vita utile dell'impianto di 25 anni.

Tale analisi è stata svolta per 4 diversi profili normalizzati del prezzo giornaliero dell'energia elettrica caratterizzati da un grado crescente di variabilità durante la giornata. Per tali profili si sono calcolati i principali indicatori di performance economiche in funzione di due variabili: il prezzo del gas naturale e il rapporto tra il PUN medio giornaliero e il prezzo del gas naturale $\left(\frac{PUN}{NG}\right)$.

Dall'analisi è emerso che la convenienza del sistema con TES rispetto a un sistema a ciclo combinato dipende in maniera molto forte dalla variabilità dei prezzi giornalieri dell'energia elettrica. Per il primo profilo (che riprende l'attuale andamento dei prezzi giornalieri) risulta infatti conveniente solamente per prezzi del gas naturale superiori a 80 €/MWh $\left(\frac{PUN}{NG} = 2,6\right)$, valore che scende a 29 €/MWh $\left(\frac{PUN}{NG} = 3\right)$ per il quarto profilo, il più variabile.

Per quanto riguarda la pompa di calore è emerso che la configurazione con turbina a gas accesa porta ad operare in perdita, non potendo sfruttare i bassi prezzi dell'energia durante il funzionamento dell'HP che invece utilizza quella auto prodotta dall'impianto.

Per il caso con la turbina a gas spenta durante il funzionamento dell'HP i risultati dipendono dalla temperatura di aspirazione. Nel caso in cui si aspira aria a $T_{amb}=20^{\circ}C$ il COP è pari a 1,08 e rende tale soluzione sconveniente e di scarso

interesse applicativo. In presenza di una sorgente di calore di scarto a 100°C invece sono emersi risultati più interessanti. Il COP è risultato pari a 1,70 e il sistema è emerso come conveniente rispetto alle altre configurazioni per un prezzo del NG superiore a 50 €/MWh. Va tuttavia sottolineato che questi risultati sono riferiti al profilo di prezzo maggiormente variabile e non si discostano comunque in maniera netta dalle altre configurazioni (TES e Ciclo Combinato).

Prima di concludere va tuttavia sottolineato un pregio di questo sistema che non è stato possibile valorizzare con questa analisi. Come si è visto l'integrazione di TES e HP dà la possibilità di avere una maggiore potenza nominale all'ORC (anche del 50% nel caso con TG accesa) e al contempo permette di dirottare in maniera molto rapida la potenza elettrica generata dalla TG all'HP stoccandola nel TES. Queste caratteristiche renderebbero l'impianto molto più rapido nella risposta alle variazioni della potenza erogata rispetto ad un ciclo combinato convenzionale e tale rapidità e flessibilità potrebbe essere una caratteristica estremamente desiderabile in un futuro dove la produzione di energia sia dominata da fonti rinnovabili non programmabili.

8 Bibliografia

- [1] «Accordo di Parigi sui cambiamenti climatici,» [Online]. Available: <https://www.consilium.europa.eu/it/policies/climate-change/paris-agreement/>.
- [2] C. S. K. B. F. K. F. D. S. K. G. B. C. N. M. Christoph Wieland, «Innovations for organic Rankine cycle power systems: Current trends and future perspectives,» *Applied Thermal Engineering*, 2023.
- [3] P. Cesare, «Flessibilizzazione di un impianto combinato di piccola taglia mediante l'utilizzo di stoccaggio termico,» *Università di Padova*, 2022.
- [4] G. F. F. A. P. S. L. M. D. p. V. L. Olivier Dumonta, «Carnot battery technology: A state-of-the-art review».
- [5] L. S. Y. Z. , J. H. , X. S. , P. H. , G. P. , H. T. , G. S. Meiyang Zhanga, «Configuration mapping of thermally integrated pumped thermal energy storage system».
- [6] A. Arabkoohsar, «Pumped heat storage system,» *Aalborg University, Denmark*, 2021.
- [7] M. Zenari, «Simulation of a Gas Turbine – Organic Rankine Cycle Combined Power Plant with the integration of a direct Thermal Energy Storage to improve flexibility,» *Università di Padova*, 2023.
- [8] Y. C. e. Y. Dai, «Comparative analysis on off-design performance of a gas turbine and ORC combined cycle under different operation approaches,» *Energy Conversion and Management*, 2017.
- [9] J. B. J. Koksharov, «Analysis of low-temperature pumped thermal energy storage systems based on a transcritical CO₂ charging process».

- [10] «<https://www.turboden.com/it/soluzioni/2602/pompe-di-calore-di-grossa-taglia>,» [Online].
- [11] A. B. A. S. e. A. M. A. Pezzuolo, «The ORC-PD: A versatile tool for fluid selection and Organic Rankine Cycle unit design,» 2016.
- [12] J. G. A. M. M. U. L. e. F. H. E. Baldasso, «Technical and economic feasibility of organic Rankine cycle-based waste heat recovery systems on feeder ships: Impact of nitrogen oxides emission abatement technologies,» 2016.
- [13] «Theminol 66 thecnical data,» [Online]. Available: <http://twf.mpei.ac.ru/TTHB/HEDH/HTF-66.PDF>.
- [14] G. K. b. c. A. C. a. U. L. C. a. G. M. Michael Papapetrou a b, «Industrial waste heat: Estimation of the technically available resource in the EU per industrial sector, temperature level and country».
- [15] K. K.-D. A. S. A. B. Youcef Redjeb, «The IRC-PD Tool: A Code to Design Steam and Organic Waste Heat Recovery Units,» *Energies*, 2021.
- [16] A. Dimian e C. Bildea, «Chemical Process Design: Computer-Aided Case Studies,» *Hoboken,NJ, USA*, 2008.
- [17] b. D. S. Q. S. K. S. J. L. X. W. Chenghong Wanga, «Techno-economic analysis on nitrogen reverse Brayton cycles for efficient coalbed methane liquefaction process».
- [18] H. X. Ruoxuan Fan, «Exergoeconomic optimization and working fluid comparison of low-temperature Carnot battery systems for energy storage,» *Journal of Energy Storage*, 2022.
- [19] «<https://www.mercatoelettrico.org>,» [Online].
- [20] N. Z. E. D. M. M. F. P. C. K. Q. Hou, «Probabilistic duck curve in high PV penetration power system: concept, modeling, and empirical analysis in China,» *Appl. Energy*, 2019.

[21] «Centrale termoelettrica di Marghera Levante, Edison,» [Online]. Available:
<https://www.edison.it/it/centrale-di-marghera-levante#:~:text=Tecnologia%20d'avanguardia,i%20pi%C3%B9%20alti%20in%20Italia..>