

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

TESI DI LAUREA

in

IMPATTO AMBIENTALE DEI SISTEMI ENERGETICI M

**ANALISI DI UN SISTEMA ENERGETICO PER IL
RECUPERO DI CASCAMI TERMICI A MEDIO-ALTA
ENTALPIA DI TIPO “DUAL-LOOP”**

CANDIDATO:
Marco Mascioli

RELATORE:
Prof. Andrea De Pascale

CORRELATRICE:
Ing. Lisa Branchini

Anno Accademico 2018/19

Sessione I

INDICE

SOMMARIO.....	pag. 6
1. INTRODUZIONE.....	pag. 8
1.1. Diffusione Globale degli Impianti ORC.....	pag. 9
1.1.1. Diffusione degli Impianti ORC per Recupero di Calore.....	pag. 11
1.2. Tipologie di Fluido.....	pag. 13
1.2.1. Fluidi Puri.....	pag. 16
1.2.2. Miscele di Fluidi Puri.....	pag. 17
1.3. Limitazioni di un Impianto ORC.....	pag. 18
1.3.1. Limitazione sulle Pressioni di Evaporazione e Condensazione.....	pag. 18
1.3.2. Limitazione sulla Massima Temperatura di Decomposizione.....	pag. 18
1.3.3. Limitazioni negli Espansori.....	pag. 18
1.3.4. Limitazioni Ambientali e di Sicurezza.....	pag. 19
1.4. Configurazioni per il Ciclo Rankine.....	pag. 19
1.4.1. Ciclo Rankine Base.....	pag. 19
1.4.2. Ciclo Rankine Subcritico.....	pag. 20
1.4.3. Ciclo Rankine Transcritico.....	pag. 20
1.4.4. Ciclo Rankine con Scambiatore Rigenerativo Interno.....	pag. 21
1.4.5. Ciclo Rankine con Riscaldamento.....	pag. 22
1.4.6. Ciclo Rankine con Preriscaldatori della Linea di Alimento.....	pag. 22
1.5. Sistemi ORC ad Alta Temperatura.....	pag. 22
1.5.1. Stato dell'Arte di Sistemi ORC a Media e Alta Temperatura.....	pag. 22
1.5.2. Sistemi ORC ad Altissima Temperatura.....	pag. 23
1.5.3. Possibili Applicazioni della Tecnologia VHT-ORC.....	pag. 25
1.5.4. Confronto Tra VHT-ORC e Altre Tecnologie CHP.....	pag. 28

2. ANALISI E OTTIMIZZAZIONE DI UN SISTEMA

ORC “DUAL-LOOP”	pag. 30
2.1. Simulazione del Sistema Dual-Loop Originale.....	pag. 30
2.1.1. Prestazioni del Sistema Dual-Loop Originale.....	pag. 36
2.2. Modelli di Calcolo a Supporto della Simulazione.....	pag. 37
2.2.1. Calcolo delle Perdite di Carico.....	pag. 37
2.2.2. Calcolo della Potenza Assorbita dal Condensatore ad Aria.....	pag. 38
2.3. Ottimizzazione del Sistema Dual-Loop.....	pag. 38
2.3.1. Vincoli da Imporre e Parametri di Input.....	pag. 38
2.3.2. Analisi di Sensibilità.....	pag. 40
2.3.4. Prestazioni del Sistema Dual-Loop Ottimizzato.....	pag. 45
2.4. Analisi di Sensibilità al Variare dei Fluidi Operativi.....	pag. 47
2.4.1. Analisi del Sistema con Therminol [®] 72.....	pag. 48
2.4.2. Risultati e Considerazioni.....	pag. 51

3. ANALISI DI UN SISTEMA ORC SEMPLICE..... pag. 55

3.1. Sistema ORC Semplice.....	pag. 56
3.1.1. Vincoli da Imporre e Parametri di Input.....	pag. 56
3.1.2. Analisi di Sensibilità e Ottimizzazione.....	pag. 58
3.1.3. Prestazioni del Sistema ORC Semplice.....	pag. 63
3.2. Sistema ORC Semplice con Recuperatore.....	pag. 65

4. ANALISI DI UN SISTEMA A VAPORE

D’ACQUA..... pag. 71

4.1. Ciclo Hirn a Vapore d’Acqua.....	pag. 72
4.1.1. Vincoli da Imporre e Parametri di Input.....	pag. 74
4.1.2. Analisi di Sensibilità e Ottimizzazione.....	pag. 75
4.1.3. Prestazioni del Ciclo Hirn a Vapore d’Acqua.....	pag. 82
4.2. Sistema Dual-Loop con Vapore d’Acqua.....	pag. 84
4.2.1. Vincoli da Imporre e Parametri di Input.....	pag. 86
4.2.2. Analisi di Sensibilità e Ottimizzazione.....	pag. 87

4.2.3. Prestazioni del Sistema Dual-Loop con Vapore d'Acqua.....	pag. 92
4.2.4. Confronti Prestazionali e Considerazioni.....	pag. 92

5. CONFRONTI FINALI E CONCLUSIONI..... pag. 98

5.1. Confronto tra i Sistemi Analizzati.....	pag. 98
--	---------

5.2. Conclusioni.....	pag. 103
-----------------------	----------

BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA..... pag. 104

SOMMARIO

Lo studio descritto in questa tesi riguarda l'analisi di diverse soluzioni di layout per lo sfruttamento di un cascame termico, al fine di produrre potenza elettrica. Questa sorgente di calore è rappresentata da una corrente di prodotti di combustione emessa da una turbina a gas, con temperatura superiore a 550 °C. Tale condizione ha indotto a prendere in considerazione innovative applicazioni della tecnologia ORC (*Organic Rankine Cycle*), da tempo impiegata nel mercato del recupero di calore, ma che trova il suo principale limite nella massima temperatura di esercizio dei fluidi di lavoro. Infatti, tradizionalmente gli impianti ORC sono adottati in abbinamento a sorgenti di calore con temperature inferiori a 500 °C, quindi il caso proposto in questo studio rappresenta una sfida per la tecnologia ORC e per i fluidi impiegati. Pertanto, all'interno di questa tesi viene mostrato un confronto, sia dal punto di vista prestazionale sia dal punto di vista di parametri attinenti al costo e alla complessità impiantistica, tra un sistema energetico di nuova concezione configurato con due cicli in cascata, che implementa la cosiddetta tecnologia VHT-ORC (*Very High Temperature ORC*), e altre soluzioni da più tempo disponibili sul mercato.

Nel capitolo introduttivo si offre una panoramica sulla diffusione degli impianti ORC nel mondo e una descrizione dei principi base di questa tecnologia, mostrando non solo l'attuale stato dell'arte, ma anche le applicazioni più innovative.

Nel capitolo 2 viene descritta l'analisi di un sistema ORC con due cicli in cascata (che chiameremo *dual-loop*), proposto dall'azienda italiana Turboden per lo sfruttamento della suddetta corrente di fumi. Una volta ricostruito il layout all'interno del software di simulazione *Aspen Hysys* e aver ricavato i parametri prestazionali in base alle condizioni operative suggerite, si effettua un'indagine su alcuni parametri termodinamici per verificare se tali condizioni sono quelle ottimali.

Nel capitolo 3 si descrive un sistema ORC semplice, cioè composto da un unico ciclo, operante con le stesse condizioni della sorgente di calore e della zona di condensazione (per tutti i sistemi si adotta un condensatore ad aria) previste per il sistema precedente. Per abbinare questo ciclo tradizionale a una sorgente di calore *ad altissima temperatura*, lo scambio di calore viene mediato tramite olio diatermico.

Nel capitolo 4 si valutano le prestazioni offerte da sistemi energetici che adottano vapore d'acqua, che presenta meno problemi rispetto ai fluidi organici sul fronte della massima temperatura di eser-

cizio ma, per contro, impone condizioni operative che hanno un forte impatto sulla complessità impiantistica.

Nel capitolo 5, al fine di completare il quadro di confronto tra i sistemi analizzati, riportiamo per ognuno di questi i valori numerici di una serie di parametri, il cui significato consente di fare valutazioni sia sul fronte delle prestazioni sia su quello dei costi di installazione e di gestione. Infatti, dal momento che le soluzioni proposte sono pensate per essere applicate a valle di sistemi energetici preesistenti e si configurano come impianti di taglia modesta (inferiore a 10 MW), non si può prescindere da considerazioni economiche nel valutare la loro fattibilità.

1. INTRODUZIONE

Molte fonti di energie rinnovabili, come l'energia solare, l'energia geotermica, le biomasse e i rifiuti solidi urbani, nonché i diversi tipi di calore industriale di scarto, rappresentano una promettente risorsa per soddisfare il crescente fabbisogno energetico mondiale e per contrastare i problemi di inquinamento ambientale dovuti all'eccessiva emissione di CO₂ e di inquinanti dell'aria (come NO_x, SO_x, etc.). Purtroppo, a causa del basso contenuto exergetico del calore fornito da queste fonti (calore di "bassa qualità"), un'efficiente conversione in energia elettrica risulta difficile se si utilizzano i metodi tradizionali, quali i *cicli Rankine a vapor d'acqua*.

Infatti, sfruttare calore a bassa temperatura può risultare poco conveniente dal punto di vista economico, poiché il vapor d'acqua a basse pressioni richiede macchinari voluminosi; inoltre, il ridotto surriscaldamento del vapore può provocarne la parziale condensazione all'interno della turbina che porta al danneggiamento delle pale. L'utilizzo dell'acqua come fluido operativo è, dunque, consigliato solo per applicazioni ad alta temperatura in grandi impianti centralizzati.

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

I vantaggi di tipo operativo derivanti dall'uso di un impianto ORC sono anch'essi molteplici:

- a) Semplici procedure di avviamento e fermata.
- b) Ottime prestazioni ai carichi parziali e pronta risposta nei transitori.
- c) Minima necessità di personale per gestione e manutenzione.
- d) Gestione del modulo ORC completamente automatizzata.
- e) Alta affidabilità e disponibilità.
- f) Funzionamento silenzioso.
- g) Utilizzo di condensatori ad aria senza eccessiva penalizzazione delle prestazioni.

1.1. Diffusione Globale degli Impianti ORC

Prima di addentrarci nella descrizione della tecnologia ORC, effettuiamo una panoramica sulla sua diffusione in ambito commerciale negli ultimi decenni, concentrandoci in particolar modo sugli impianti che generano potenza elettrica grazie al recupero di calore. In questa analisi si escludono i prototipi in scala di laboratorio e gli impianti di taglia inferiore a 50 kW, poiché al di sotto di questa soglia le tecnologie utilizzate sono diverse e riguardano altri mercati.

L'attuale capacità totale installata ammonta a circa 2749 MW, distribuita in 563 centrali elettriche. Inoltre, risultano in costruzione 75 nuovi stabilimenti, con una capacità complessiva di circa 524 MW [1]. Nella Figura 1.1 si può osservare la ripartizione della produzione energetica degli impianti ORC in base alla fonte sfruttata:

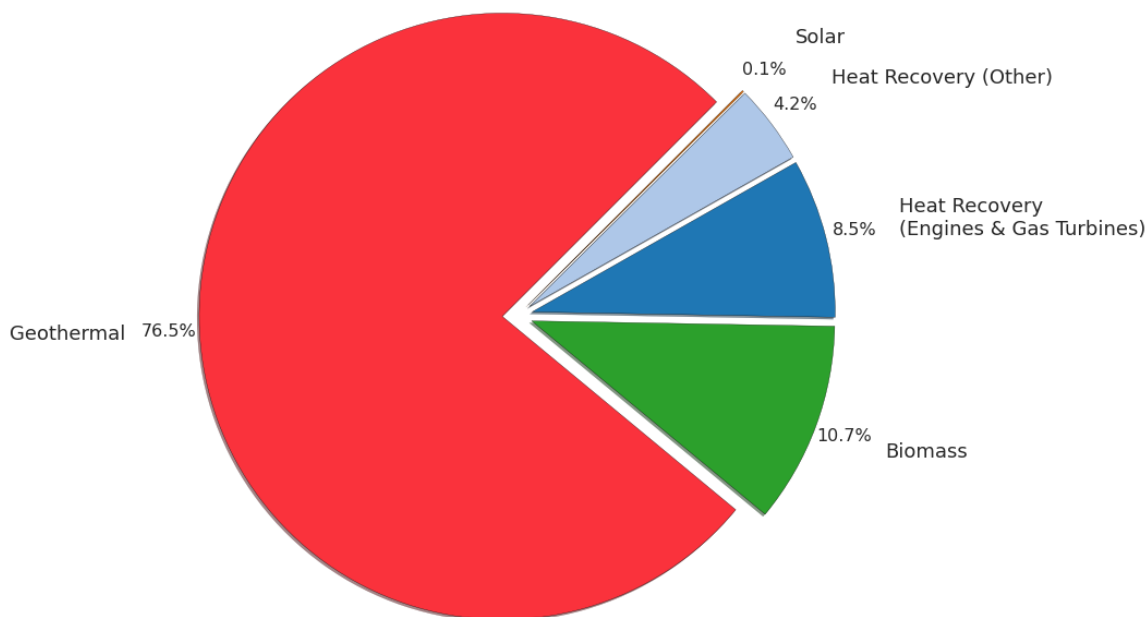


Figura 1.1 – Market share degli impianti ORC rispetto alla fonte energetica (dati aggiornati a gennaio 2016) [1]

Le centrali geotermiche contribuiscono al 76,5 % di tutta la capacità installata di ORC nel mondo. La biomassa segue con il 10,7 %. Il recupero di calore dalle turbine a gas e le centrali elettriche stazionarie Diesel hanno una quota simile con l'8,50 %. Tutte le altre applicazioni di recupero del calore rappresentano il 4,20 %, mentre lo sfruttamento di energia solare rimane trascurabile.

Come mostra la Figura 1.2, ORMAT è il leader mondiale per la capacità installata totale (65,7 %), seguita dalle aziende italiane Turboden (12,6 %) ed Exergy (9,80 %).

La Figura 1.3 indica la capacità installata degli impianti ORC nel corso degli anni, divisa per applicazione. Il mercato degli ORC ha raggiunto il picco nel 2013; da allora, possiamo notare un calo fino al 2015. Ciò potrebbe essere dovuto a una flessione delle applicazioni geotermiche, legato ai

bassi prezzi del gas naturale e alla competizione con il solare e con l'eolico (soprattutto nel mercato statunitense). Il mercato del recupero di calore, invece, è cresciuto significativamente negli ultimi anni, passando da 14,5 MW nel 2013 a 116,8 MW nel 2015.

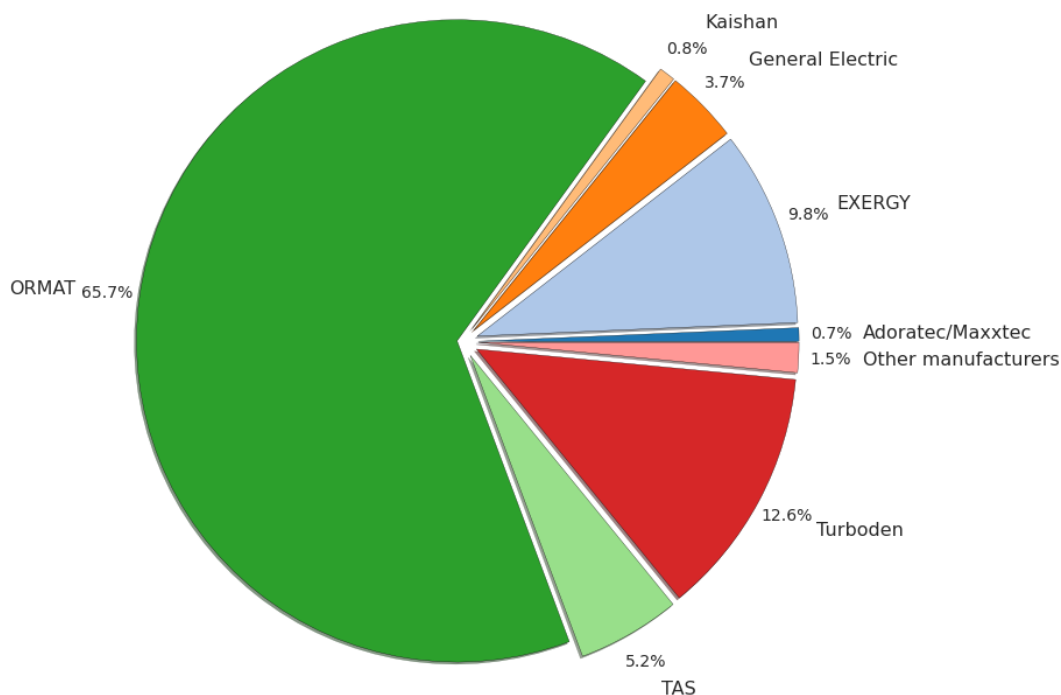


Figura 1.2 – Market share degli impianti ORC rispetto al produttore (dati aggiornati a gennaio 2016) [1]

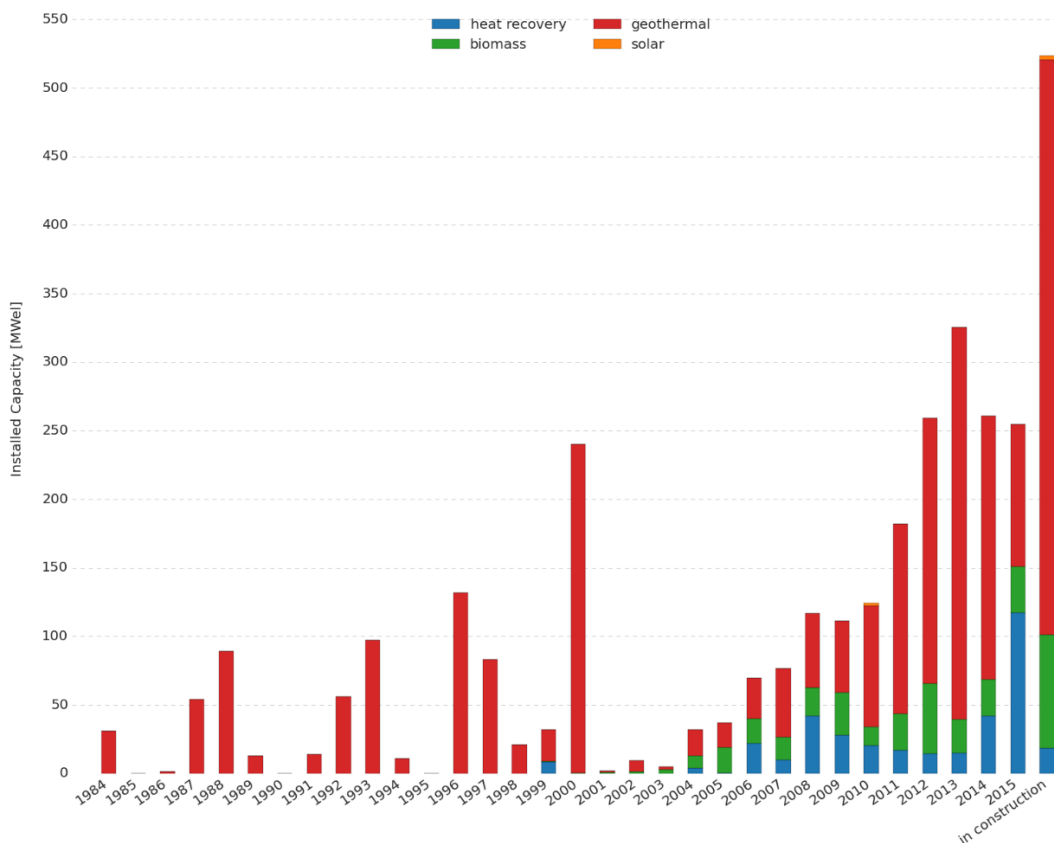


Figura 1.3 – Capacità installata nel corso degli anni divisa per applicazione [1]

1.1.1. Diffusione degli Impianti ORC per Recupero di Calore

Il mercato del recupero di calore è ancora in una fase iniziale, ma con circa 349 MW di capacità elettrica installata nel mondo e 18,5 MW di nuova capacità derivante da impianti in costruzione (10 progetti), ha da tempo superato la fase prototipale. L'applicazione principale è il recupero del calore residuo da motori Diesel o da turbine a gas, con il 66,8 % della capacità installata (41 progetti). Riguardo alle applicazioni industriali, il settore in cui gli ORC trovano maggiore diffusione è l'industria del cemento, con 10 progetti e una potenza installata totale di 29 MW. Tuttavia, le potenzialità della tecnologia ORC in questo settore industriale, come in quello del metallo e del vetro, sono ancora poco sfruttate.

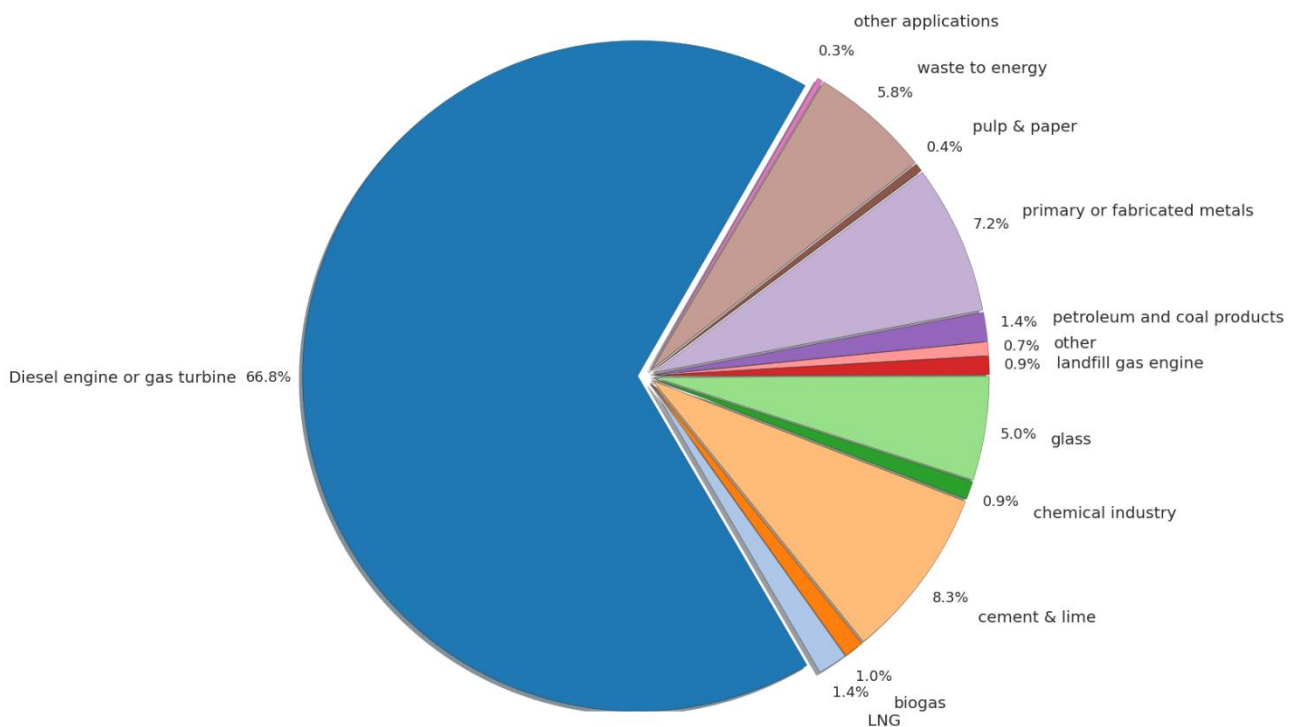


Figura 1.4 – Ripartizione della capacità totale installata degli impianti ORC dedicati al recupero di calore di scarto [1]

A questo punto, è interessante catalogare per taglia gli impianti ORC che fanno uso di calore di scarto. La dislocazione di questi ultimi può essere osservata in Figura 1.5, da cui emerge una certa concentrazione nel territorio europeo. Per la suddetta classificazione, divideremo le dimensioni degli impianti nelle seguenti fasce:

- a) 0 ÷ 1 MW;
- b) 1 ÷ 5 MW;
- c) 5 ÷ 10 MW;
- d) oltre 10 MW.



Figura 1.5 – Distribuzione nel mondo degli impianti ORC adibiti al recupero di calore di scarto [1]

Su un totale di 329 impianti dislocati in tutto il mondo, risulta che per il 75,7 % (249 impianti) si tratta di installazioni di taglia inferiore al MW. Seguono con un netto distacco i moduli ORC con capacità installata compresa tra 1 e 5 MW, che occupano il 14,0 % del mercato (46 impianti), e quelli di potenza compresa tra 5 e 10 MW, che rappresentano il 9,10 % (30 impianti) della totalità. Infine, occupano una quota residuale gli impianti di taglia superiore ai 10 MW, dei quali si contano solo 4 installazioni e che occupano, dunque, l'1,20 %. Una raffigurazione schematica di questa statistica è mostrata nella Figura 1.6.

Le ragioni di un tale sbilanciamento di questo mercato verso impianti di piccola taglia è da ricercare nella difficoltà tecnologica insita nel convertire in energia elettrica dei cascami termici che, di norma, si trovano a temperature medio-basse. Inoltre, non va trascurata la necessità di contenere il co-

sto e la complessità impiantistica (a cui si accompagnerebbero maggiori costi per operazioni manutentive aggiuntive) di installazioni che devono operare a valle dei sistemi energetici primari.

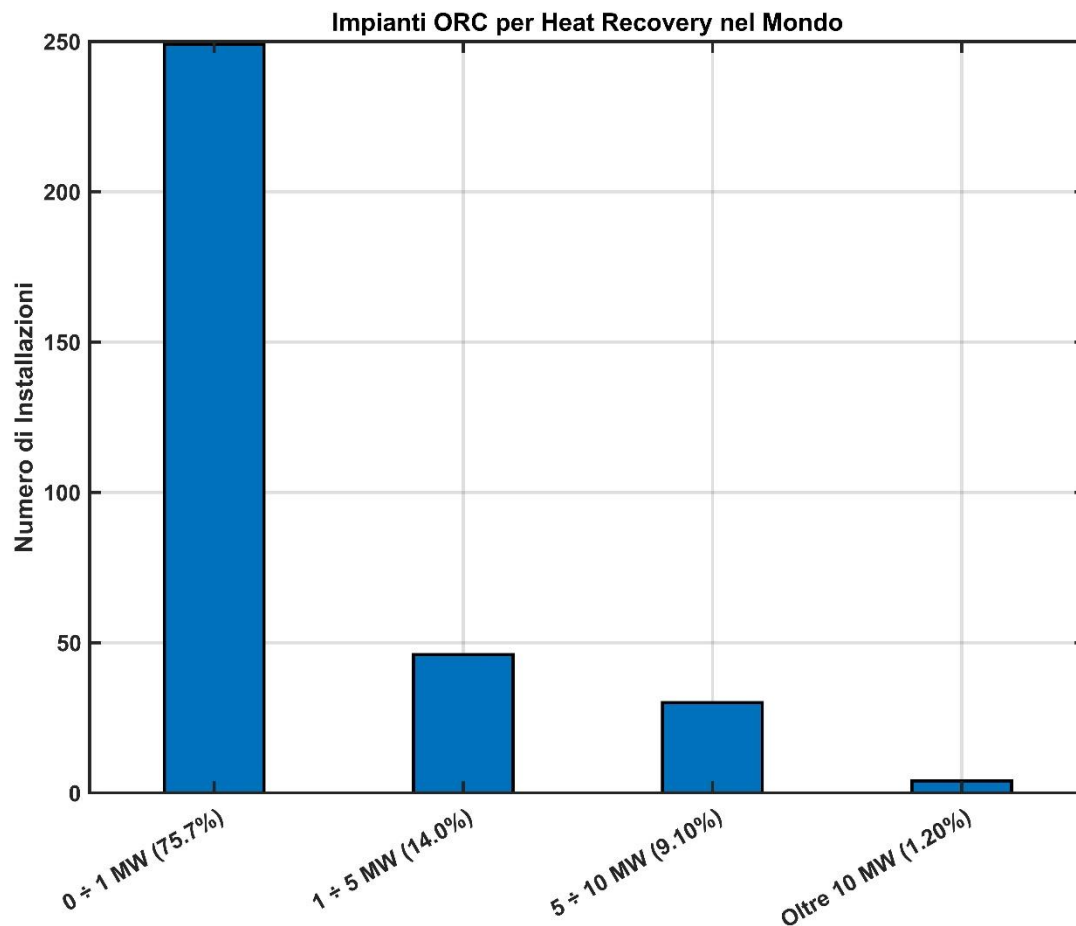


Figura 1.6 – Classificazione per taglia degli impianti ORC adibiti al recupero di calore

1.2. Tipologie di Fluido

A livello generale, introduciamo una prima catalogazione dei fluidi secondo:

- Composizione molecolare*, come illustrato nel paragrafo 1.2.1.
- Complessità molecolare*.
- Punto critico*: pressione e temperatura.
- Proprietà termodinamiche*: calore specifico, calore latente, conducibilità termica, massa molecolare, punto critico, ...
- Parametri di sicurezza*: infiammabilità, tossicità, compatibilità con i materiali, ozone depletion potential (ODP), global warming potential (GWP), ...

In ogni modo, dal punto di vista operativo, una delle classificazioni più importanti si basa sulla pendenza della curva di saturazione del vapore. Da questa caratteristica, infatti, dipendono l'applicabili-

tà del fluido, l'efficienza di ciclo e la potenza netta estratta, nonché l'assetto e i componenti dell'impianto. Questa distinzione è basilare per procedere con la selezione del fluido, che va scelto secondo le peculiarità della sorgente termica disponibile.

Come mostra la Figura 1.7, un fluido è detto *umido* (o *wet*) quando la sua curva di saturazione del vapore nel diagramma T-s ha pendenza dT/ds negativa. Quando la pendenza della curva di saturazione del vapore è positiva il fluido viene detto *secco* (o *dry*). Quando invece la pendenza è all'incirca infinita, cioè si ha un andamento pressoché verticale della curva di saturazione, si parla di fluido *isoentropico* (o *isentropic*).

I fluidi umidi, tra i quali si contano l'acqua e l'ammoniaca, sono caratterizzati da un basso titolo di vapore a fine espansione: infatti si ha una progressiva condensazione del vapore durante l'espansione isoentropica. Bassi valori del titolo di vapore sono da evitare, poiché la presenza di goccioline di liquido disperse nella fase vapore può erodere le palette della turbina, pregiudicandone la durata e quindi l'affidabilità dell'intero ciclo. Per ovviare a questo inconveniente è necessario provvedere al surriscaldamento del vapore saturo, in modo tale che il titolo in uscita dalla turbina non sia inferiore a 0,85. Data la bassa conducibilità termica della fase vapore, la presenza del surriscaldatore implica un considerevole aumento della superficie di scambio dell'evaporatore e quindi un maggior investimento di capitale iniziale.

Per contro i fluidi secchi e isoentropici, tra i quali rientrano i fluidi organici, non hanno bisogno di surriscaldamento. Per i fluidi molto secchi, partendo l'espansione da vapore saturo, a fine espansione il vapore sarà fortemente surriscaldato, rappresentando così una potenziale perdita se non sfruttato, e un maggior carico da smaltire al condensatore, essendo necessario maggiorare l'area di scambio della zona di desurriscaldamento data la bassa conducibilità termica del vapore.

Una possibile soluzione è ricorrere a uno scambiatore rigenerativo interno, che provveda al desurriscaldamento del vapore saturo a fine espansione e preriscaldi il liquido in uscita dal condensatore. In tal modo il rendimento di ciclo aumenta, ma crescono anche la complessità dell'impianto e l'investimento, per la presenza dello scambiatore aggiuntivo. Vale la pena sottolineare come il surriscaldamento non solo non sia necessario per i fluidi secchi, ma sia anzi controproducente e diminuisca l'efficienza di ciclo, mentre per fluidi umidi la aumenti: come si evince dai diagrammi T-s, spostandosi verso destra (aumentando cioè il grado di surriscaldamento) si ha un progressivo avvicinamento delle isobare per i fluidi secchi e un allontanamento per i fluidi umidi, che comporta rispettivamente una minor ed una maggior estrazione di lavoro. I fluidi isoentropici risultano "indifferenti" agli effetti del surriscaldamento.

In Figura 1.8 si riporta un confronto tra le curve limite di alcuni fluidi organici (sia isoentropici sia secchi) e quelle dell'acqua.

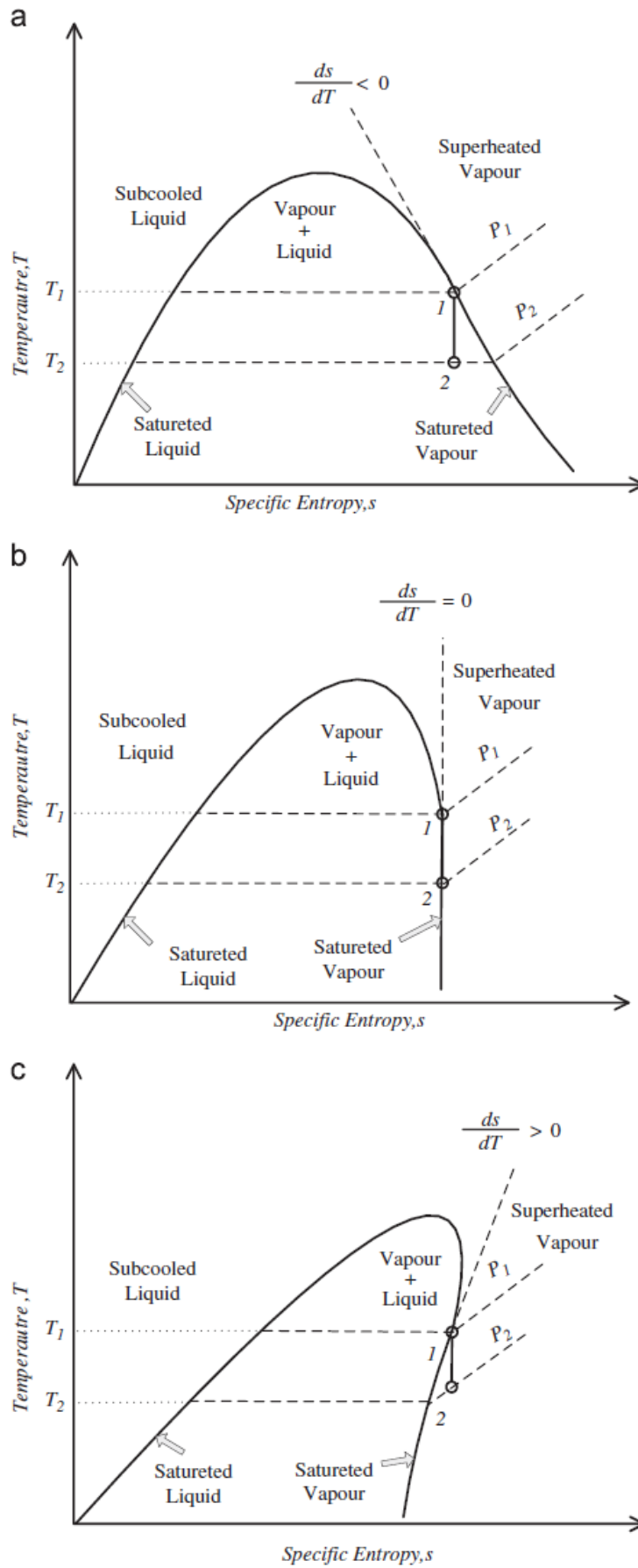


Figura 1.7 – Andamenti qualitativi sul diagramma T - s delle curve limite di (a) fluidi umidi, (b) fluidi isoentropici e (c) fluidi secchi [2]

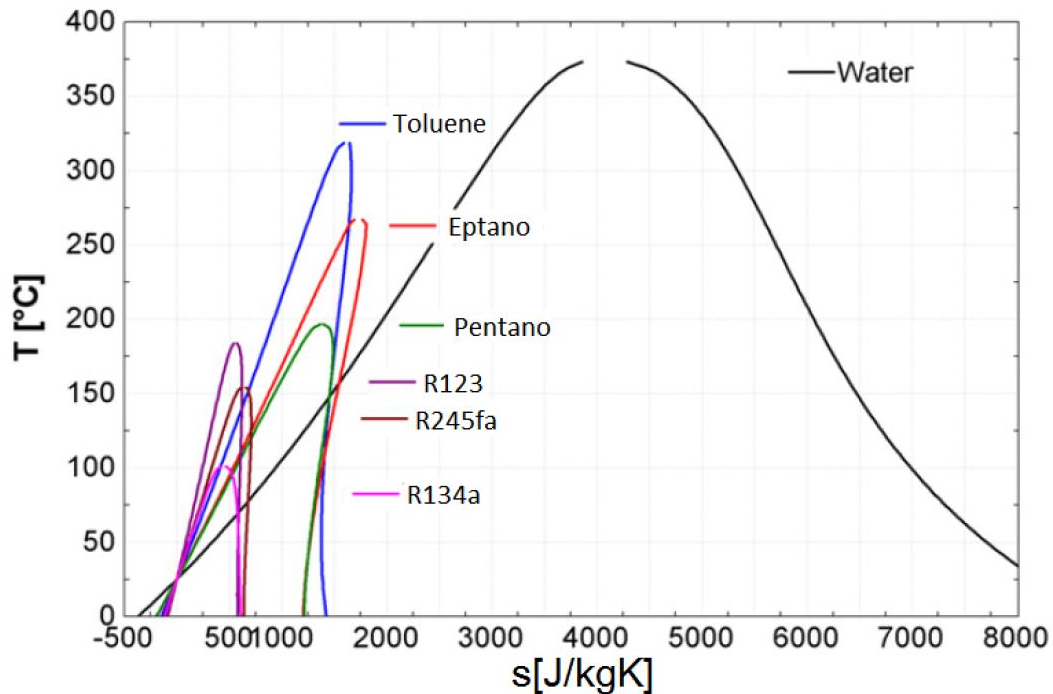


Figura 1.8 – Confronto tra curve limite di alcuni fluidi sul diagramma T-s [3]

1.2.1. Fluidi Puri

La scelta del fluido gioca un ruolo chiave: da questa dipende poi l'intero assetto del ciclo, le macchine scelte e i parametri termodinamici ottimali. Bisogna, quindi, prestare molta attenzione alla fase di selezione del fluido di lavoro.

I fluidi possono essere raggruppati in 7 gruppi, o famiglie, a seconda degli atomi che li compongono e della loro struttura molecolare [2]:

- a) *Idrocarburi (HC)*: a loro volta distinguibili in *lineari* (ad esempio, propano e pentano), *ramificati* (ad esempio, isobutano e isopentano) e *aromatici* (ad esempio, benzene, toluene e xilene). Presentano ottime proprietà termodinamiche, ma anche problemi di infiammabilità.
- b) *Perfluorocarburi (PFC)*: estremamente stabili ed inerti, alta complessità molecolare, non ottimali dal punto di vista prestazionale-termodinamico.
- c) *Silossani*: disponibili spesso in miscele, (quasi sempre *zeotropiche*, per le quali i processi di evaporazione e condensazione isobara non sono isotermi), bassi livelli di tossicità e infiammabilità, alta massa molecolare.
- d) *Idrofluorocarburi (HFC)*: ODP nullo, hanno potenzialità interessanti.
- e) *Eteri ed eteri fluorinati*: infiammabili, tossici.
- f) *Alcoli*: infiammabili, solubili in acqua.
- g) *Inorganici*: largamente disponibili ed economici, minimo impatto ambientale, possono dare problemi operativi (ad esempio, con ammoniaca bisogna evitare elementi in rame).

Bisogna precisare che non esiste un unico fluido ottimale per i cicli Rankine a fluido organico. Diverse condizioni operative e diverse tipologie di sorgente termica rendono più idonei certi fluidi rispetto ad altri. Inoltre, una volta scelta la sorgente e le condizioni operative, un fluido può risultare migliore a seconda di quali indici prestazionali si valutino e di quale sia la funzione obiettivo da ottimizzare (potenza resa, rendimento termico, rendimento exergetico, minimo costo dell'energia prodotta, ...). Infine, si tenga presente che la selezione del fluido non deve rispondere solo a un criterio termodinamico, ma anche rispettare vincoli su temperature, pressioni massime e pressioni minime sopportabili dal fluido stesso e dai componenti dell'impianto, design degli scambiatori e degli espansori, normative ambientali e di sicurezza.

1.2.2. Miscele di Fluidi Puri

La fase di vaporizzazione isobara di un fluido puro è anche isoterma, se si trascurano le perdite di carico dovute all'attrito. Poiché la sorgente termica presenta solitamente un profilo non costante, durante la fase di evaporazione isoterma aumenta la differenza di temperatura tra il fluido caldo lato sorgente e il fluido freddo motore del ciclo Rankine, con conseguente crescita delle irreversibilità associate allo scambio termico. Per ovviare a questo inconveniente, in taluni casi può rivelarsi vincente il ricorso a *miscele zeotropiche*, solitamente bicomponente. I due fluidi che compongono la miscela devono avere temperature di ebollizione non troppo dissimili, in modo da formare il tipico diagramma a lente o *glide* durante il cambiamento di fase liquido-vapore. La composizione della miscela può essere variata in modo da rispettare gli standard fisici, chimici, ambientali e di sicurezza richiesti al fluido.

Solitamente il glide è di alcuni gradi Kelvin e viene mantenuto moderato, altrimenti la differenza di temperatura tra inizio e fine condensazione cresce e aumentano le perdite exergetiche legate allo scambio termico e anche il costo di produzione del pozzo termico, che deve essere più freddo per poter permettere lo scambio termico, dato che la temperatura di fine condensazione è più bassa che nel caso di fluido puro. Simili considerazioni, ma a rovescio, valgono per l'evaporatore.

Va considerato che lo spostamento (*shift*) di composizione dovuto a condensazione ed evaporazione differenziale comporta una diminuzione della differenza di temperatura media logaritmica e quindi, a parità di flusso termico, un aumento della superficie di scambio termico. Inoltre, con l'uso di miscele anche le perdite di carico sono più consistenti, specie nell'evaporatore, e vanno perciò debitamente valutate e limitate.

1.3. Limitazioni di un Impianto ORC

1.3.1. Limitazione sulle Pressioni di Evaporazione e Condensazione

Poiché alle pressioni di evaporazione e condensazione sono associate le rispettive temperature di saturazione, tanto più è grande la loro differenza tanto più il rendimento termico di ciclo è alto. Tuttavia, un valore troppo elevato della pressione di evaporazione comporta spessori maggiori delle tubazioni e dei componenti di alta pressione del ciclo, con conseguente aumento del costo. Inoltre, per valori di pressione prossimi alla pressione critica, modeste fluttuazioni di temperatura si accompagnano a grandi variazioni della pressione, rendendo il funzionamento instabile.

Se si considera un fluido la cui curva di saturazione del vapore nel diagramma T-S è molto ripida, con pendenza negativa immediatamente sotto al punto critico e poi positiva, bisogna porre attenzione che il punto di inizio espansione sia tale per cui non si entri nella zona del bifase, cosa che può succedere nella prima fase dell'espansione per un fluido con questa forma della curva di saturazione. Per evitare questo inconveniente si può ridurre la pressione di evaporazione imposta, oppure fornire un surriscaldamento tale per cui l'espansione proceda sempre nella zona del vapore surriscaldato. Invece, la pressione di condensazione è preferibile che sia leggermente superatmosferica, impedendo l'infiltrazione di gas incondensabili dall'esterno e rendendo superfluo il *degasatore*. Inoltre, in tal modo il volume specifico del vapore è ridotto, il che significa espansori più compatti.

1.3.2. Limitazione sulla Massima Temperatura di Decomposizione

Alcuni fluidi presentano un valore di temperatura oltre il quale iniziano a decomporsi, perdendo le loro peculiarità. Tale limite non deve essere superato o il fluido dovrà essere sostituito, obbligando alla fermata dell'impianto, quindi a costi per mancata produzione e ricarica del liquido.

1.3.3. Limitazioni negli Espansori

Gli espansori vanno scelti in base al tipo di fluido impiegato nel ciclo.

Per le *turbine radiali* le limitazioni sono connesse al *numero di Mach*, alla velocità tangenziale e alla velocità di rotazione. Una velocità tangenziale elevata, compatibilmente con i materiali, è preferibile perché implica un aumento del lavoro specifico di stadio. Per evitare soffocamento, il numero di Mach nella girante e negli ugelli non deve superare 0,85; inoltre, un valore troppo elevato porterebbe ad un calo del rendimento isoentropico di espansione. Questa limitazione vincola il massimo rapporto pressione/volume nella turbina.

Gli *espansori volumetrici* sono limitati nelle loro applicazioni dal rapporto volumetrico intrinseco, solitamente inferiore a 5. Un'altra limitazione è data dal volume spazzato o *cilindrata*, che va scelta in base alla portata di fluido organico circolante nell'impianto.

1.3.4. Limitazioni Ambientali e di Sicurezza

Tra i principali parametri da considerare ci sono l'*Ozone Depletion Potential* (ODP, misura la capacità di distruzione dell'ozono), il *Global Warming Potential* (GWP, misura l'impatto sull'effetto serra) e l'*Atmospheric Lifetime* (ALT, misura il tempo di permanenza di un gas in atmosfera). Le normative che i fluidi di lavoro devono rispettare e, di conseguenza, i requisiti richiesti variano da paese a paese. Tendenzialmente, nei paesi in via di sviluppo le norme ambientali sono più permissive, ma negli ultimi anni l'attenzione verso le tematiche ambientali è ovunque via via crescente.

Secondo la classificazione ASHRAE di sicurezza dei refrigeranti, i fluidi sono raggruppati in ordine crescente secondo la loro *tossicità* (A o B) e *infiammabilità* (1, 2 o 3). Talvolta sono tollerati fluidi anche piuttosto "pericolosi", a seconda delle applicazioni in cui vengono impiegati: ad esempio, il problema dell'infiammabilità diventa critico nelle applicazioni su veicoli, mentre può essere tenuto in sicurezza per installazioni fisse, in luoghi isolati e predisposti di sistema antincendio.

1.4. Configurazioni per il Ciclo Rankine

1.4.1. Ciclo Rankine Base

Il ciclo Rankine di riferimento è composto da quattro componenti: pompa, generatore di vapore, turbina e condensatore. Nella sua architettura originaria il fluido operativo è acqua. Nel caso di temperature inferiori ai 300 °C tuttavia, il ciclo Rankine tradizionale a vapor d'acqua diventa poco performante; per basse (< 150 °C) e medie temperature (150 ÷ 350 °C) si preferisce ricorrere ad altri fluidi, che garantiscono prestazioni migliori e realizzano un miglior accoppiamento con la sorgente termica.

Seguendo lo schema di Figura 1.9, il ciclo Rankine ideale si articola secondo le seguenti trasformazioni:

- 4-1: compressione isoentropica nella pompa.
- 1-2: somministrazione isobara di calore dall'esterno, nel generatore di vapore (o caldaia).
- 2-3: espansione isoentropica nell'espansore (o turbina).
- 3-4: rilascio isobaro di calore all'esterno, nel condensatore.

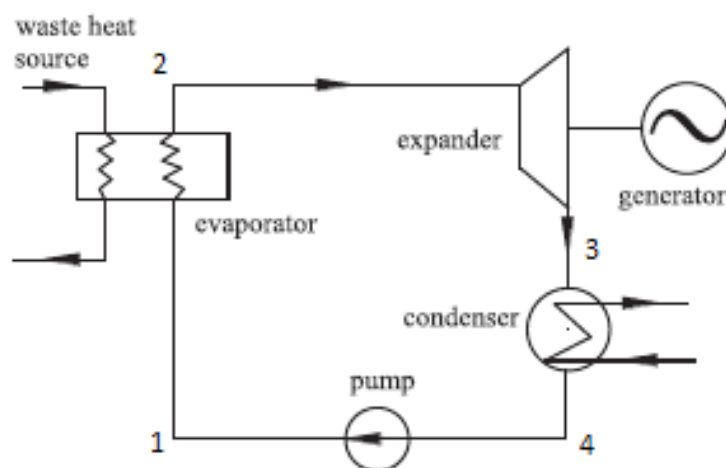


Figura 1.9 – Schema semplificato di un ciclo Rankine base

Il ciclo Rankine a vapore d'acqua trova vasta applicazione nelle grandi centrali termoelettriche di potenza, alimentate tipicamente a carbone o olio pesante, talvolta con piccole frazioni di biomassa, rifiuti solidi urbani, coke e bio-olio. Per aumentare il rendimento di questi impianti si ricorre a surriscaldamento, risurriscaldamento e spillamenti rigenerativi atti a preriscaldare l'acqua di alimento. Con tali accorgimenti il rendimento complessivo dell'impianto si assesta intorno al $40 \div 42\%$ per centrali tradizionali, arrivando a sfiorare o superare il 50% rispettivamente nelle centrali supercritiche e ultrasupercritiche di più moderna concezione.

1.4.2. Ciclo Rankine Subcritico

In questi cicli l'evaporazione avviene nella zona del bifase, al di sotto del punto critico. A seconda del tipo di fluido (umido, secco o isoentropico), il surriscaldamento può essere più o meno marcato e incidere in modo più o meno benefico sulle prestazioni di ciclo.

1.4.3. Ciclo Rankine Transcritico

Il rendimento di ciclo aumenta all'aumentare della temperatura di evaporazione e quindi della pressione di evaporazione corrispondente. Un ciclo Rankine semplice opera tra la pressione massima, di evaporazione, e la pressione minima, di condensazione.

Il ciclo si dice *transcritico* quando la pressione critica si trova tra le pressioni massima e minima del ciclo; si dice invece *supercritico* quando tutto il ciclo si trova al di sopra della campana di saturazione definita dalle *curve di Andrews*. All'atto pratico, poiché configurazioni supercritiche propriamente dette non sono ancora mai state valutate neanche a titolo di prototipo, né con vapore acqueo né con fluidi organici, il termine supercritico è usato come sinonimo di transcritico, a designare un ciclo con evaporazione al di sopra del punto critico.

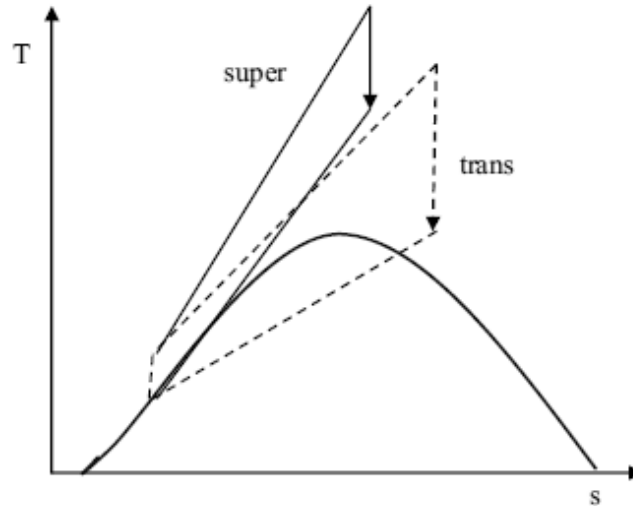


Figura 1.10 – Posizionamento delle pressioni massima e minima di ciclo per un ciclo transcritico e per uno supercritico

Da alcuni studi risulta che:

- a) Lo spostamento da ciclo subcritico a transcritico non incrementa significativamente le prestazioni.
- b) Gli scambiatori lavorano in modo più efficiente con fluido supercritico (non si ha presenza di bifase, ma di un'unica fase transcritica).
- c) I profili termici di sorgente e fluido motore sono generalmente accoppiati in modo migliore, riducendo la differenza di temperatura motrice e quindi le perdite legate a questo tipo di irreversibilità.
- d) I cicli transcritici richiedono scambiatori e tubi più robusti, dato il maggior livello di sollecitazioni pressorie cui sono sottoposti tali componenti, quindi maggior costo.

1.4.4. Ciclo Rankine con Scambiatore Rigenerativo Interno

L'inserimento di un *recuperatore*, nel caso si faccia uso di un fluido molto secco, consente di migliorare il rendimento termico del ciclo, sebbene occorra tener conto del maggior costo complessivo e della complessità derivante dall'aggiunta di tale scambiatore. Secondo alcuni studi i vantaggi derivanti dall'introduzione dello scambiatore rigenerativo vengono meno quando la temperatura del fluido scende al di sotto dei 100 °C indicativamente.

Lo schema semplificato di un ciclo Rankine con recuperatore è mostrato nella Figura 1.11.

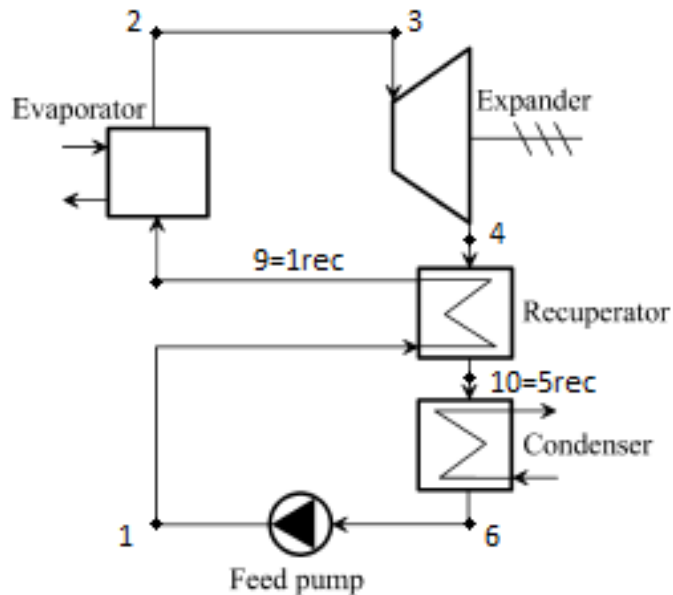


Figura 1.11 – Schema semplificato di un ciclo Rankine con recuperatore

1.4.5. Ciclo Rankine con Riscaldamento

Tale configurazione non è stata presa in considerazione con fluidi organici, dal momento che, come detto, i fluidi secchi non beneficiano di un elevato grado di surriscaldamento. Invece, si tratta di una soluzione molto comune nel caso di cicli a vapor d'acqua, tanto che nelle grandi centrali di potenza è sempre adoperato.

1.4.6. Ciclo Rankine con Preriscaldatori della Linea di Alimento

Il preriscaldatore può essere chiuso o del tipo a miscela. La presenza dei preriscaldatori aumenta l'efficienza del ciclo e permette un miglior controllo del flusso. Il beneficio derivante dall'utilizzo di più preriscaldatori è nullo, per cui è consigliabile installarne solo uno.

1.5. Sistemi ORC ad Alta Temperatura

1.5.1. Stato dell'Arte di Sistemi ORC a Media e Alta Temperatura

La maggior parte dei sistemi ORC disponibili in commercio utilizzano fluidi organici puri o miscele provenienti dalle seguenti tre famiglie: idrocarburi, silossani e refrigeranti. In particolare, gli idrocarburi e i silossani sono comunemente utilizzati per sfruttare le fonti di calore *a media temperatura* (MT), cioè compresa tra 200 e 250 °C, e *ad alta temperatura* (HT), cioè compresa tra 250 e 500 °C, mentre i refrigeranti sono normalmente utilizzati per le applicazioni con fonte di calore *a bassa temperatura*, cioè inferiore a 200 °C [4]. Nella Tabella 1.1 viene fornito un elenco non esaustivo dei

fluidi di lavoro più comunemente utilizzati nei sistemi ORC commerciali in abbinamento a fonti di calore MT e HT e il rispettivo intervallo di temperatura di funzionamento. Nessuno dei fluidi di lavoro elencati nella suddetta tabella mostra stabilità termica a temperature superiori a 300 °C. Questo valore massimo di temperatura operativa limita l'efficienza elettrica dei sistemi ORC oggi disponibili in commercio. Nella Tabella 1.2 viene fornita una rappresentazione delle prestazioni tipiche dei sistemi commerciali ORC, a seconda del livello di temperatura della fonte di calore. I sistemi ORC a media e alta temperatura vengono comunemente applicati nei seguenti settori: sfruttamento di biomasse, recupero di calore da motori primari o da processi industriali, recupero energetico da rifiuti e sfruttamento di energia termica solare.

Tabella 1.1 – Fluidi comunemente impiegati per ORC con fonti di calore MT e HT [4]

Working Fluid	Max Operating Bulk Fluid Temperature	Evaporation Temperature Range	Condensation temperature Range
Octamethyltrisiloxane (MDM)	295 °C	250 – 280°C	80 – 150°C
Hexamethyldisiloxane (MM)	295°C	180 – 250°C	20 – 120°C
Cyclopentane	295°C	150 – 210°C	> 0°C
N-pentane	295 °C	130 – 160°C	> 0°C
Toluene	320°C	200 – 280°C	20 – 80°C

Tabella 1.2 – Prestazioni tipiche di ORC a media e alta temperatura [5]

Parameter	Electrical efficiency		Thermal efficiency	
	HT – VHT	MT	HT – VHT	MT
Heat Source Temperature				
Power only	25 – 29 %	20 – 22 %	0 %	0 %
LT CHP	17 – 22 %	14 – 18 %	77 – 82 %	81 – 85 %
MT CHP	11 – 16 %	9 – 13 %	83 – 88 %	86 – 90 %
HT CHP	6 – 10 %	4 – 8 %	89 – 93 %	91 – 95 %

1.5.2. Sistemi ORC ad Altissima Temperatura

Diciamo che una sorgente di calore è *ad altissima temperatura* (VHT) se supera i 500 °C. Esiste una vasta letteratura relativa a studi teorici sui sistemi ORC che funzionano a temperature molto elevate, con fluidi organici stabili oltre i 300 °C [6]-[8]. Il reale sfruttamento di questo sviluppo tecnologico porterebbe a un migliore utilizzo delle fonti di calore, a migliori efficienze del sistema e a un ampliato campo di applicazione dei sistemi ORC.

I composti organici più interessanti per i cicli ORC, poiché stabili a temperature molto elevate e in generale adatti come fluido di lavoro, sono: toluene, bifenile, ossido di difenile, terfenile, quadrifenile, idrocarburi lineari, idrocarburi aromatici alchilati, fenilcicloesano, bicicloesile, perfluoropolietere, silossani [6]-[8]. Esempi di nomi commerciali di questi fluidi sono Therminol[®] VP-1, Dowtherm A, SYLTHERM[®], HELISOL[®] 5A, Therminol[®] LT, Therminol[®] VP-3. Nella Tabella 1.3

sono riportate le temperature operative della miscela di difenil - difenil ossido, presente nel Thermi-
 nol[®] VP-1, e dell'Helisol[®] 5A.

Tabella 1.3 – Intervalli operativi di temperature per fluidi adatti a fonti di calore VHT [5]

Working Fluid	Max Operating Temperature [°C]	Turbine Admission Temperature Range [°C]	Condensation temperature Range [°C]
Diphenyl - Diphenyl oxide mixture	400	390 – 350	250 – 160
Helisol 5A	425	400 – 420	250 – 150

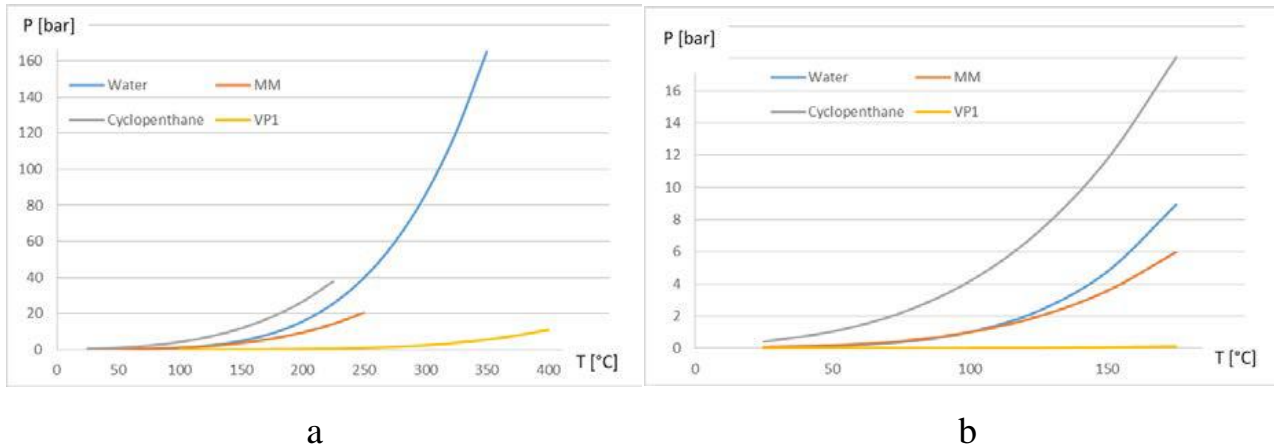


Figura 1.12 – Curve di saturazione di vari fluidi ORC rispetto a quella del vapor d'acqua (a) nel range temperatura-pressione complessivo e (b) nel range tipico della zona fredda del ciclo [5]

Un confronto tra la curva di saturazione dell'acqua e quelle di diversi fluidi di lavoro ORC è riportato in Figura 1.12. Il principale vantaggio potenziale della tecnologia VHT-ORC rispetto ai sistemi ORC e SRC tradizionali, è la possibilità di evaporare a temperature superiori a 300 ÷ 350 °C con pressioni relativamente basse (ad esempio, inferiori a 20 bar, considerando la miscela di difenil-difenil ossido come fluido di lavoro).

D'altra parte, nella zona fredda di un ciclo VHT-ORC, si verifica una limitazione della temperatura minima di condensazione realizzabile correlata alla pressione di saturazione. Infatti, come si può vedere nella Figura 1.12 (b), la pressione di saturazione diventa molto bassa (inferiore a 0,05 bar per temperature inferiori a 150 °C e inferiore a 0,01 bar a temperatura ambiente). Tale bassa pressione impone, per motivi pratici legati alla fattibilità dell'espansore e alla progettazione e ai costi del condensatore, una temperatura minima di condensazione di circa 150 °C.

Considerando questo vincolo, si possono prendere in considerazione due configurazioni principali per la tecnologia VHT-ORC:

- a) *Configurazione CHP ad alta temperatura (HT-CHP)*. Questa configurazione consente la produzione di diversi fluidi ad alta temperatura (ad esempio vapore, olio termico, acqua surriscaldata o aria calda) nell'intervallo di temperatura tra 150 ÷ 250 °C, che vengono riscalda-

ti direttamente dal fluido di lavoro dell'ORC nella sua fase di condensazione (Figura 1.13 (a)) all'interno del ciclo VHT-ORC.

- b) *Configurazione di sola potenza.* A causa della condensazione ad alta temperatura, si abbina un ciclo topper VHT-ORC a un ciclo bottomer MT-ORC, per massimizzare l'efficienza elettrica e la potenza (Figura 1.13 (b)). Ne deriva un sistema di due cicli in cascata.

Considerando le alte temperature di evaporazione dei sistemi VHT-ORC, l'efficienza di conversione energetica di questi cicli è significativamente maggiore rispetto ai sistemi ORC e SRC tradizionali, come riportato nella Tabella 1.4.

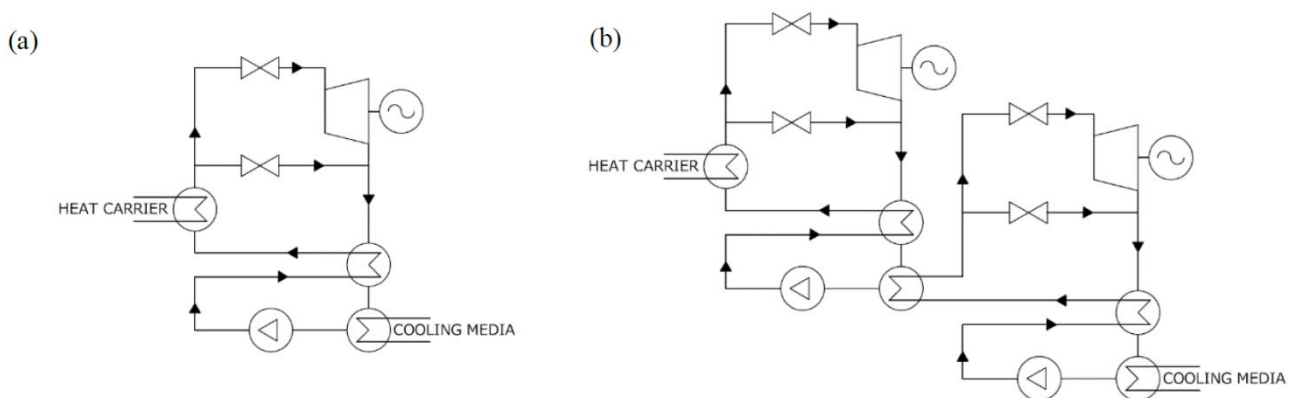


Figura 1.13 – Sistemi VHT-ORC in configurazione (a) HT-CHP e (b) sola potenza [5]

Tabella 1.4 – Prestazioni indicative di sistemi ORC ad altissima temperatura [5]

	Electrical efficiency	Thermal efficiency
Power only	30 – 34 %	0 %
HT CHP	15 – 20 %	79 – 84 %

1.5.3. Possibili Applicazioni della Tecnologia VHT-ORC

Considerando l'aumento di prestazioni consentito dai sistemi VHT-ORC, evidenziato dal confronto tra i livelli di efficienza riportati nella Tabella 1.4, relativi ai sistemi VHT-ORC, e quelli riportati nella Tabella 1.2, relativi ai sistemi HT-ORC, si possono identificare varie applicazioni e mercati potenziali per questa tecnologia. Come illustrato nel paragrafo 1.5.2, la tecnologia VHT-ORC può essere utilizzata in due principali configurazioni di impianto, cioè HT-CHP e sola potenza. Segue una breve classificazione delle fonti di calore e di freddo che potrebbero essere abbinate alla tecnologia VHT-ORC.

Sorgenti di calore

Considerando che nel ciclo VHT-ORC l'evaporazione del fluido di lavoro avviene a circa 400 °C, le fonti di calore che possono essere accoppiate con questa tecnologia devono avere una temperatu-

ra significativamente maggiore di 400 °C (ad esempio maggiore o uguale a 500 °C). Dunque, le principali fonti di calore che possono essere utilizzate dalla tecnologia VHT-ORC sono:

- a) Gas caldo proveniente dalla combustione di combustibili convenzionali (ad esempio gas naturale, gasolio, oli combustibili, syngas, ...).
- b) Gas caldo proveniente dalla combustione di combustibili solidi (ad esempio biomasse, carbone, rifiuti, ...).
- c) Gas caldo generato da altri cicli o processi (ad esempio da turbine a gas o da processi industriali),
- d) Altri mezzi caldi generati da processi esotermici (ad esempio formaldeide, produzione di acido solforico, ...).

In base a quanto descritto, è utile sottolineare che, diversamente dai tradizionali sistemi HT-ORC, la tecnologia VHT-ORC può operare in presenza di combustibili convenzionali come gas naturale o diesel.

Sorgenti fredde

Come indicato in precedenza, la temperatura di condensazione del ciclo VHT-ORC deve essere superiore a 150 °C per ottenere progetti tecnicamente fattibili su scala industriale. Le principali sorgenti fredde che possono essere utilizzate dalla tecnologia VHT-ORC sono:

- a) Un secondo ORC come ciclo bottomer negli impianti di sola potenza, in cui va massimizzata l'efficienza elettrica.
- b) Vapore saturo o surriscaldato, a livelli di pressione tra 5 e 40 bar.
- c) Acqua surriscaldata, a temperature comprese tra 150 e 250 °C,
- d) Olio termico, a temperature comprese tra 150 e 250 °C,
- e) Aria calda, con temperature comprese tra 150 e 250 °C per cicli rigenerativi e fino a 300 ÷ 350 °C per cicli non rigenerativi.

Mercato per la configurazione di sola potenza

Nella modalità sola potenza, la tecnologia ORC ad altissima temperatura consente un aumento di circa il 15 ÷ 20 % delle performance elettriche nette rispetto alla migliore alternativa disponibile tra i sistemi ORC commerciali ad alta temperatura e raggiunge valori massimi di efficienza del 30 ÷ 35 %.

Un tale miglioramento delle prestazioni elettriche può portare all'erosione della quota di mercato della tecnologia SRC, tradizionalmente considerata più efficiente, soprattutto per le centrali elettriche di grandi dimensioni (> 5 MW).

Questa configurazione può essere interessante quando la sorgente di calore primaria non consente di impiegare cicli più efficienti (come i cicli termodinamici di Otto, Diesel e Bryton). I tipi di combu-

stibile che possono essere vantaggiosamente utilizzati dal sistema VHT-ORC in modalità sola potenza, combinato con un ciclo ORC in cascata, sono: biomasse, rifiuti, carbone, altri combustibili non convenzionali e calore residuo proveniente da processi di produzione.

Uno scenario interessante per la configurazione di sola potenza è quello del recupero di calore da una turbina a gas. In questo caso, ci sarebbero tre cicli in cascata: (i) il ciclo di Bryton in cima, (ii) quindi il VHT-ORC alimentato dai fumi della combustione, e infine (iii) un ciclo ORC tradizionale alimentato dal calore di condensazione del VHT-ORC e dal calore residuo dei fumi del ciclo (i). Un sistema con questa configurazione può raggiungere efficienze elettriche superiori al 50 %.

Mercato per la configurazione HT-CHP

La tecnologia VHT-ORC può essere utilizzata in segmenti di mercato tradizionalmente non adatti alle tecnologie ORC, sia per quanto riguarda il tipo di sorgenti di calore sia per ciò che concerne il tipo di combustibile utilizzato dal sistema.

Molte strutture di produzione richiedono grandi quantità di elettricità e preziose fonti di calore ad alta temperatura, in particolare vapore saturo, per soddisfare i processi interni, quali distillazione, essiccazione, evaporazione, concentrazione, riscaldamento, atomizzazione, sterilizzazione, pastorizzazione, vulcanizzazione, idratazione, ... Le industrie manifatturiere più esigenti in termini di vapore ed elettricità sono: industria della carta, chimica, farmaceutica, alimentare e tessile [9]. Normalmente, questi stabilimenti di produzione possono scegliere se acquistare energia elettrica dalla rete e produrre vapore tramite una caldaia separata alimentata da combustibile o installare un sistema di cogenerazione per soddisfare i requisiti elettrici e termici con un singolo impianto.

Nei sistemi VHT-ORC in configurazione HT-CHP, i fluidi ad alta temperatura ottenuti dalla cogenerazione, unitamente all'elevata efficienza globale, consentono l'impiego di combustibili convenzionali come gas naturale o gasolio come fonti di energia primaria. In virtù di ciò, la tecnologia VHT-ORC può competere con le tecnologie CHP tradizionali come i motori alternativi (RE), le turbine a gas (GT) e i sistemi SRC (CP-SRC) collegati a caldaie.

Va poi considerato che, a seconda della specifica regione geografica, alcuni combustibili sono più disponibili rispetto ad altri: in Europa e Nord America c'è buona disponibilità di gas naturale, quindi in queste aree rappresenta la migliore soluzione di approvvigionamento di carburante sotto il punto di vista economico ed ambientale. Pertanto, è fondamentale la compatibilità dell'impianto con questa risorsa.

Se il gas naturale è disponibile sul sito, la tecnologia VHT-ORC sarà la soluzione preferibile quando [5]:

- a) Tutto il calore richiesto è ad alta temperatura (ad esempio solo vapore, senza poter impiegare acqua da circuiti di raffreddamento).

- b) Il rapporto tra le richieste di calore e di elettricità è superiore a 3.
- c) Il costo del carburante è relativamente alto.
- d) C'è carenza di credito di CO₂ all'interno dell'ETS (sistema di scambio di quote di emissione).

Nelle zone in cui il gas naturale non è disponibile, si adottano altri combustibili per soddisfare il fabbisogno di calore, come carbone, biomasse, rifiuti, ecc. Con questi combustibili, i sistemi RE e GT non possono essere impiegati, mentre l'SRC, finora l'unico sistema CHP dispiegabile, presenta limiti di fattibilità economica per piccoli impianti (< 5 MW). Dunque, nell'ambito dei piccoli impianti che adottano combustibili alternativi, la tecnologia VHT-ORC può essere molto competitiva rispetto all'SRC per cogenerare elettricità e calore ad alta temperatura, perché consente di ottenere un'efficienza piuttosto elevata (sfruttando l'altissima temperatura di evaporazione) e mantiene i tipici vantaggi ORC elencati nella prima parte del capitolo 1.

1.5.4. Confronto Tra VHT-ORC e Altre Tecnologie CHP

Nella Tabella 1.5 si riporta un confronto generale della nuova tecnologia VHT-ORC con quelle CHP tradizionali: motori alternativi (RE), turbine a gas (GT) e sistemi SRC con caldaia (CP-SRC).

Tabella 1.5 – Confronto generale tra VHT-ORC e tecnologie CHP tradizionali (valori indicativi per taglie d'impianto 2 ÷ 5 MW, pressione di produzione di vapore CHP di 10,0 bar, pressione di evaporazione SRC di 40,0 bar) [5]

	RE	GT	CP-SRC	VHT-ORC	GT+VHT-ORC
Fuels	natural gas, biogas, diesel oil, HFO, LFO	natural gas, biogas, diesel oil, HFO, LFO	natural gas, biogas, diesel oil, HFO, LFO, biomass, waste, coal	natural gas, biogas, diesel oil, HFO, LFO, biomass, waste, coal	natural gas, biogas, diesel oil, HFO, LFO
Gross Electric Efficiency (from fuel)	40-45 %	30-35 %	6-11%	14-17%	36-40 %
Low temperature Heat Efficiency	15-20%	5%	N/A	N/A	5%
Medium temperature Heat Efficiency	15-20%	35-45 %	80-85 %	70-75	30-40 %
Overall energy efficiency	70-85 %	70-85%	85-90%	85-90%	75-85%
O&M (including overhaul)	> 10 €/MWh	> 10 €/MWh	>5-7 €/MWh	> 2-4 €/MWh	> 8 €/MWh
Lifetime	< 100.000 h < 12 years	< 160.000 h < 20 years	< 160.000 h < 20 years	< 240.000 h < 30 years	< 160.000 h < 20 years

Riassumendo, la tecnologia ORC trova uno dei suoi limiti nella massima temperatura operativa dei fluidi di lavoro, legata alla stabilità termica degli stessi. Attualmente, lo stato dell'arte della tecnologia ORC fissa la massima temperatura operativa a circa 300 °C. L'introduzione di nuovi fluidi con stabilità termica a temperature più elevate crea nuove frontiere per la tecnologia ORC, sia in

configurazioni di sola potenza sia grazie alle nuove applicazioni HT-CHP. In particolare, per la cogenerazione da gas naturale, i sistemi ORC ad altissima temperatura possono essere competitivi rispetto alle più tradizionali tecnologie di cogenerazione nei casi in cui il rapporto calore-elettricità è maggiore di tre e il calore è richiesto solo a temperature medio-alte.

Nei casi in cui il gas naturale non è disponibile e l'energia proviene da biomasse, carbone o rifiuti, la tecnologia VHT-ORC può comunque essere impiegata in un impianto di cogenerazione, risultando vantaggiosa soprattutto in impianti di taglia medio-piccola (ad esempio tra 0,5 e 5 MW).

2. ANALISI E OTTIMIZZAZIONE DI UN SISTEMA ORC “DUAL-LOOP”

Il lavoro che ci accingiamo a descrivere nelle prossime pagine di questo capitolo riguarda lo studio di un sistema energetico, la cui sorgente termica è rappresentata da una corrente di prodotti di combustione. Questi fumi vengono generati da una turbina a gas, pertanto lo scenario che ci si presenta è quello di un impianto ORC adibito al recupero di calore di scarto.

Trovandosi i suddetti fumi a una temperatura superiore ai 500 °C, tale ambito si presta molto bene all'adozione della tecnologia VHT-ORC in configurazione di sola potenza, già descritta nei paragrafi 1.5.2 e 1.5.3. Infatti, a valle della turbina a gas troveremo due cicli in cascata:

- a) Un ciclo VHT-ORC alimentato dai fumi della combustione.
- b) Un ciclo ORC tradizionale alimentato dal calore di condensazione del VHT-ORC.

L'obiettivo dell'implementazione del sistema *dual-loop* a valle del sistema energetico principale (la turbina a gas) è sia quello di incrementare la potenza totale netta erogata sia quello di intensificare l'efficienza elettrica complessiva dell'impianto: in simili applicazioni, è lecito attendersi che quest'ultima possa raggiungere valori superiori al 50 %.

Nel presente studio, le condizioni di funzionamento della turbina a gas vengono considerate immutabili. Quindi, l'unica traccia di questa macchina di cui andrà tenuto conto sarà la portata di fumi emessa, il cui stato termodinamico rappresenterà parte degli input del problema. A dare avvio allo studio sarà l'analisi di un sistema *dual-loop* sviluppato dall'azienda italiana Turboden, i cui parametri operativi sono noti. Dopo aver determinato le prestazioni del sistema, si effettuerà un'indagine volta all'individuazione della condizione di funzionamento ottimale, muovendo opportune variabili di ottimizzazione selezionate. Infine, si analizzerà la sensibilità del medesimo sistema al variare dei fluidi di lavoro, testando alcuni fluidi sostitutivi rispetto a quelli suggeriti da Turboden.

2.1. Simulazione del Sistema Dual-Loop Originale

Il sistema originale proposto da Turboden è riportato in Figura 2.1. Come detto, si tratta di un impianto di tipo VHT-ORC in configurazione di sola potenza, le cui principali peculiarità sono de-

scritte nel paragrafo 1.5.2 e la cui rappresentazione in forma schematica viene mostrata in Figura 1.13 (b). Nel seguito chiameremo *ciclo HT* quello di alta temperatura, per il quale la sorgente calda sono i fumi, e *ciclo LT* quello di bassa temperatura, per il quale la sorgente calda è il fluido del ciclo HT durante la sua condensazione: il fluido del ciclo HT (un olio) evapora e surriscalda grazie ai fumi, si espande in un espansore e, infine, condensa cedendo calore al fluido del ciclo LT (un fluido organico). Quest'ultimo evapora e surriscalda negli scambiatori in cui il fluido del ciclo HT desurriscalda e condensa, mentre effettua la sua condensazione in un condensatore ad aria. Tra l'espansione e la condensazione, nel ciclo LT è presente un recuperatore, dove il fluido organico effettua buona parte del desurriscaldamento fornendo al contempo potenza termica per una prima fase di economizzazione, prima che il fluido organico stesso vada a interagire con il fluido del ciclo HT negli scambiatori di calore intermedi tra i due cicli.

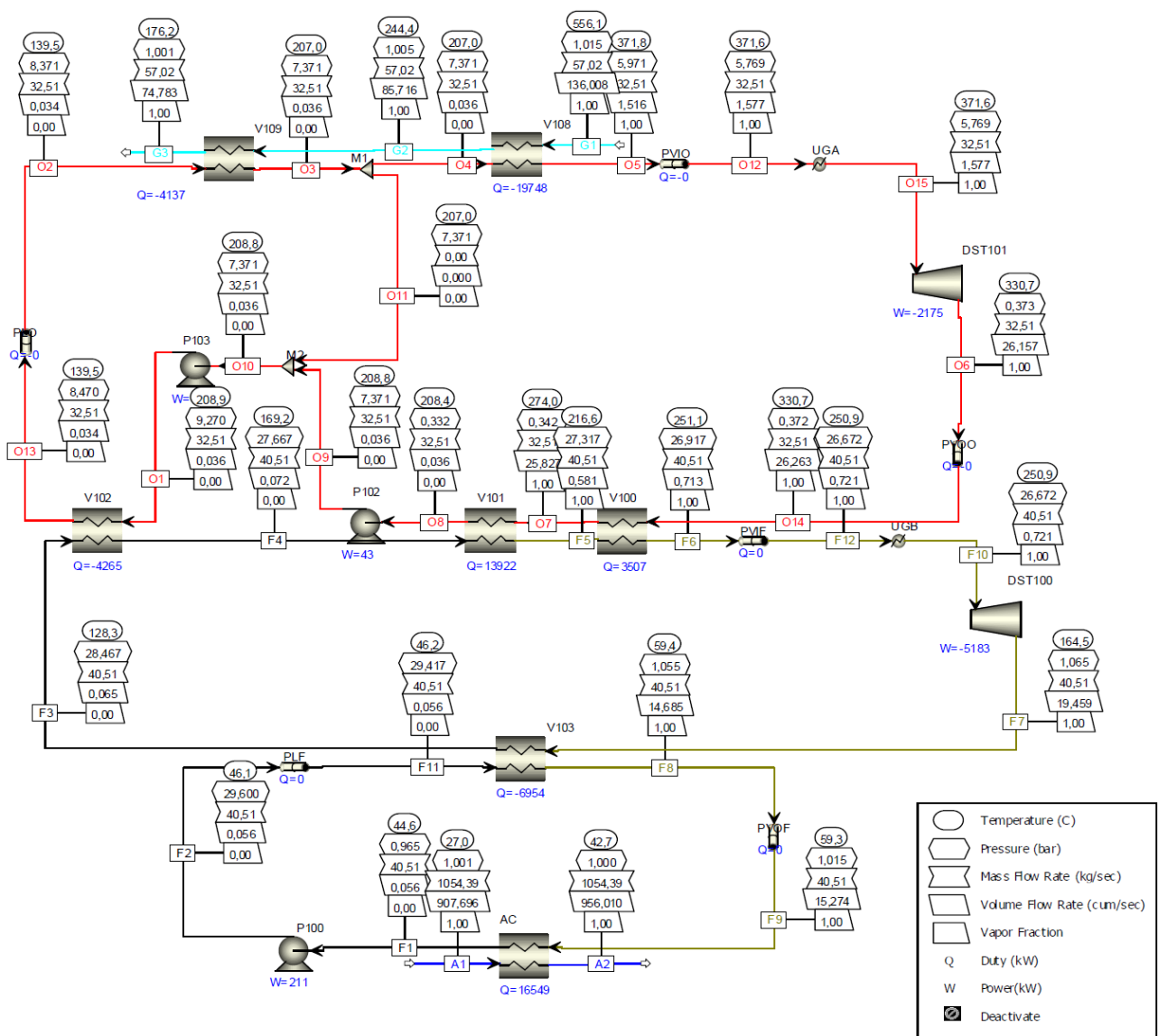


Figura 2.1 – Layout del sistema dual-loop originale raffigurante i valori di alcune grandezze fisiche per ciascun flusso materiale [Turboden]

La prima fase del presente studio ha lo scopo di replicare nel modo più fedele possibile il sistema ORC di partenza all'interno del software di simulazione *Aspen Hysys*, che verrà sfruttato anche per le successive simulazioni. In questo modo, sarà possibile effettuare comparazioni tra soluzioni di layout e/o fluidi di lavoro diversi, rispetto ad alcuni parametri prestazionali.

La composizione dei flussi materiali è riportata nella Tabella 2.1:

Tabella 2.1 – *Composizione dei flussi materiali presenti nel sistema*

Fumi (Sorgente Calda)		Aria Secca (al Condensatore LT)		Therminol® VP-1 (Ciclo HT)		Ciclopentano (Ciclo LT)	
O ₂	14,8 %	O ₂	21,0 %	Difenile (C ₆ H ₅) ₂	26,5 %	C ₅ H ₁₀	100 %
N ₂	74,6 %			Ossido di Difenile	73,5 %		
H ₂ O	6,20 %	N ₂	79,0 %	C ₁₂ H ₁₀ O			
CO ₂	4,36 %						

Invece, nella Tabella 2.2 si riportano alcune caratteristiche di rilievo dei fluidi operanti nei due cicli:

Tabella 2.2 – *Caratteristiche rilevanti del Therminol® VP-1 e del Ciclopentano*

Fluido	Composizione		Peso Mole- colare Me- dio	Temperatu- ra Critica	Pressione Critica	Temperatura Massima di Esercizio
Therminol® VP-1 (Ciclo HT)	(C ₆ H ₅) ₂	26,5 %	166,0 g/mol	499,0 °C	33,1 bar	400,0 °C
	C ₁₂ H ₁₀ O	73,5 %				
Ciclopentano (Ciclo LT)	C ₅ H ₁₀	100 %	70,1 g/mol	239,0 °C	45,2 bar	≈ 330 °C

Si introducono nella simulazione i seguenti dati forniti da Turboden:

- Rendimento Isoentropico dell'Espansore del ciclo HT: $\eta_{\text{EspHT}} = 0,85$
- Rendimento Isoentropico dell'Espansore del ciclo LT: $\eta_{\text{EspLT}} = 0,81$
- Rendimento Isoentropico della Pompa del ciclo HT: $\eta_{\text{PHT}} = 0,63$
- Rendimento Isoentropico della Pompa del ciclo LT: $\eta_{\text{PLT}} = 0,81$
- Rendimento dei Generatori connessi agli Espansori: $\eta_g = 0,97$
- Rendimento dei Motori connessi alle Pompe: $\eta_m = 0,94$
- Potenza Consumata dal Condensatore ad Aria: $P_K = 125,6 \text{ kW}$

Per quanto riguarda le perdite di carico Δp , si sceglie di concentrare quelle presenti nei condotti all'interno degli scambiatori, sommandole a quelle già presenti in questi ultimi.

Dunque, è stato realizzato nell'ambiente di simulazione di Aspen Hysys il seguente layout, che rappresenta una versione semplificata di quello di partenza al fine di separare ed evidenziare le trasformazioni che intervengono sui fluidi di lavoro:

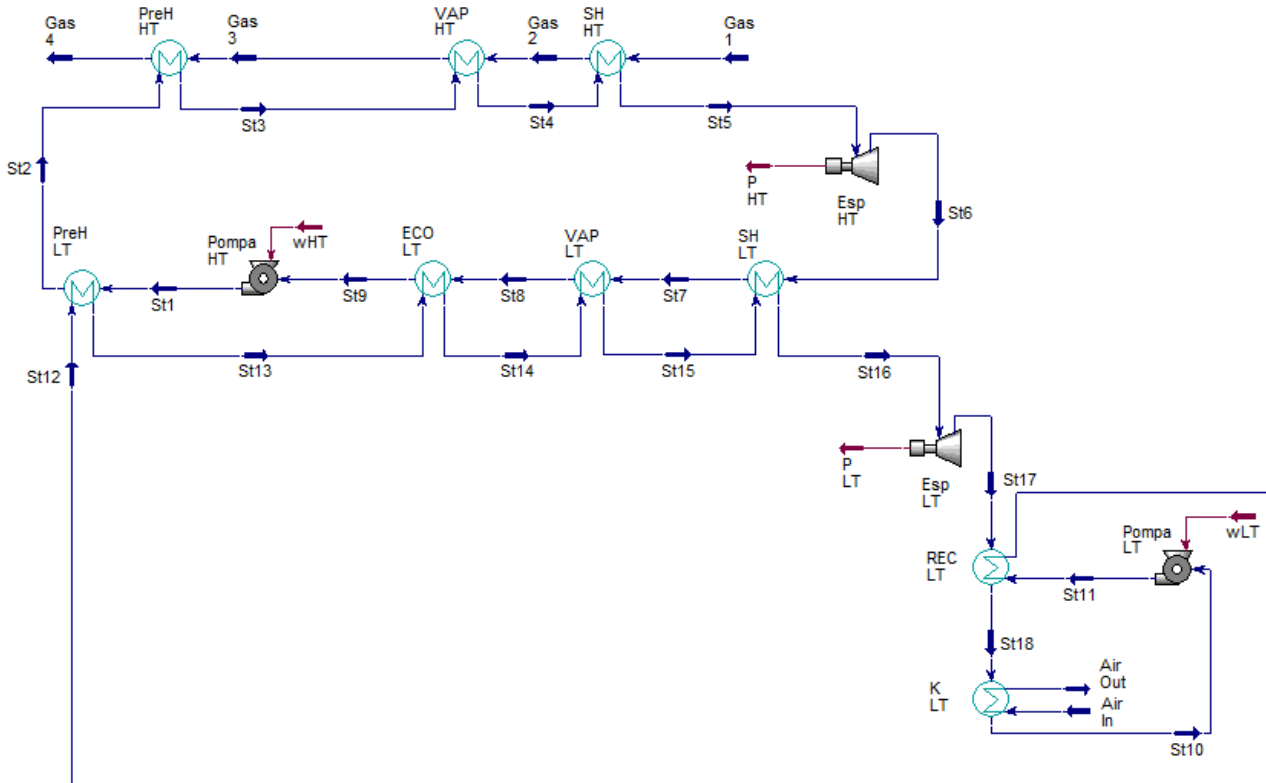


Figura 2.2 – Layout del sistema dual-loop rappresentato in Aspen Hysys

Rispetto al sistema proposto da Turboden, si segnalano le seguenti differenze:

- Il Therminol[®] VP-1, in uscita dal preriscaldatore PreH_{HT} (St3), raggiunge lo stato di liquido saturo e non sottoraffreddato; dunque, nello scambiatore di calore VAP_{HT} non rimane alcun tratto di economizzazione ma solo quello di vaporizzazione.
- La fase di surriscaldamento del VP-1 viene eseguita in un apposito scambiatore SH_{HT} e non direttamente in quello VAP_{HT}.
- Analogamente, in VAP_{LT} il Ciclopentano effettua unicamente la vaporizzazione, mentre tutto il surriscaldamento avviene in SH_{LT} piuttosto che essere suddiviso tra questi 2 scambiatori; infine, l'economizzazione è ripartita tra il recuperatore REC_{LT}, il preriscaldatore PreH_{LT} e l'economizzatore ECO_{LT} in modo simile al sistema originale, fatta eccezione per la presenza di ECO_{LT} che si fa carico dell'ultima fase di economizzazione, prima eseguita direttamente nel vaporizzatore VAP_{LT}.

Quindi, in accordo con i dati forniti, sono stati imposti i valori riportati nel seguito di portata \dot{m} , temperatura massima di ciclo T_{MAX} , pressione di condensazione p_k , pressione di evaporazione p_{ev} e, di conseguenza, salto di temperatura nel surriscaldatore ΔT_{SH} .

Per il ciclo HT si ha:

$$\dot{m}_{VP-1} = 32,5 \frac{kg}{s} , \quad T_{MAX_{HT}} = 371,6 \text{ } ^\circ\text{C} , \quad p_{k,VP-1} = 0,34 \text{ bar} , \\ p_{ev,VP-1} = 7,37 \text{ bar} , \quad \Delta T_{SH_{HT}} = 8,20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Per il ciclo LT si ha:

$$\dot{m}_{Cpen} = 40,5 \frac{kg}{s} , \quad T_{MAX_{LT}} = 250,9 \text{ } ^\circ\text{C} , \quad p_{k,Cpen} = 1,02 \text{ bar} , \\ p_{ev,Cpen} = 27,5 \text{ bar} , \quad \Delta T_{SH_{LT}} = 49,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La simulazione ha, dunque, restituito i seguenti diagrammi di scambio termico:

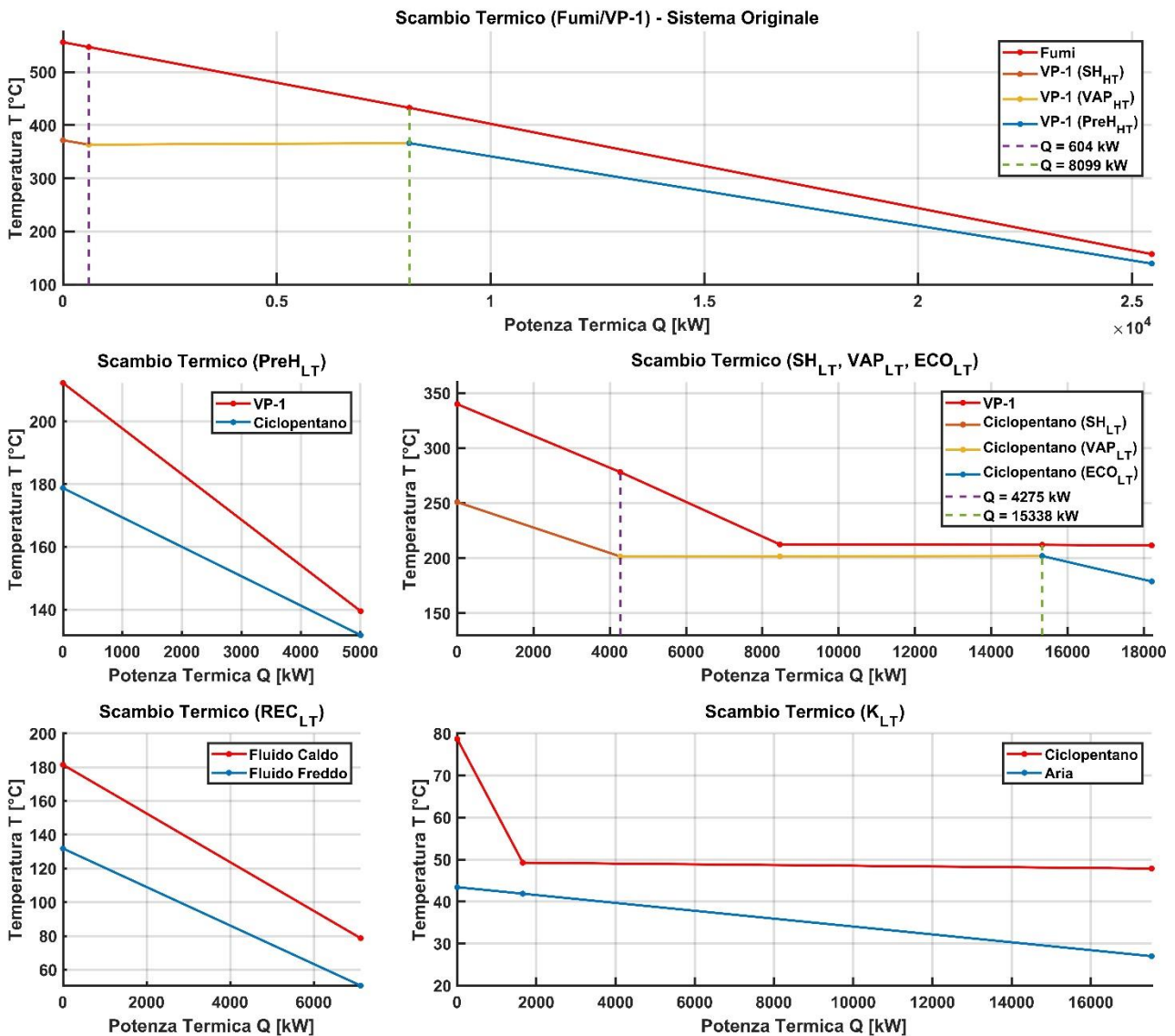


Figura 2.3 – Diagrammi di scambio termico per il sistema dual-loop originale

Tabella 2.3 – Parametri termodinamici di rilievo dei flussi materiali del sistema dual-loop originale

	Frazione di Vapore	Temperatura	Pressione	Portata in Massa	Potenza Termica	Entalpia	Calore Specifico	Densità
Unità		°C	bar	kg/s	kW	kJ/kg	kJ/kg-K	kg/m ³
Gas 1	0.96	556.1	1.02	57.0	-30389	-533.0	1.16	0.44
Gas 2	0.96	547.0	1.01	57.0	-30993	-543.5	1.16	0.44
Gas 3	1.00	432.8	1.01	57.0	-38489	-675.0	1.14	0.49
Gas 4	1.00	157.3	1.00	57.0	-55853	-979.5	1.07	0.80
St1	0.00	212.3	9.27	32.5	16493	507.3	2.23	888.2
St2	0.00	139.5	8.47	32.5	11487	353.3	2.00	952.1
St3	0.00	366.2	7.37	32.5	28852	887.5	2.73	724.8
St4	1.00	363.4	6.57	32.5	36348	1118	2.26	20.6
St5	1.00	371.6	5.77	32.5	36951	1137	2.28	17.9
St6	1.00	340.0	0.37	32.5	34648	1066	2.20	1.21
St7	1.00	278.2	0.34	32.5	30373	934.3	2.05	1.24
St8	0.29	212.1	0.34	32.5	19310	594.0	2.12	4.72
St9	0.00	211.5	0.33	32.5	16437	505.6	2.23	887.7
St10	0.00	47.9	0.96	40.5	-59300	-1464	1.91	717.2
St11	0.00	50.6	29.6	40.5	-59088	-1459	1.92	717.9
St12	0.00	131.9	28.5	40.5	-51969	-1283	2.43	624.1
St13	0.00	178.8	27.7	40.5	-46963	-1159	2.88	550.9
St14	0.00	201.9	27.5	40.5	-44091	-1088	3.28	497.6
St15	1.00	201.5	27.3	40.5	-33027	-815.3	2.03	48.5
St16	1.00	250.9	26.7	40.5	-28752	-709.8	2.24	42.9
St17	1.00	181.5	1.02	40.5	-34641	-855.1	1.95	1.90
St18	1.00	78.7	1.02	40.5	-41760	-1031	1.46	2.43
Air In	1.00	27.0	1.00	1054	2131	2.02	1.01	1.16
Air Out	1.00	43.4	1.00	1054	19671	18.7	1.01	1.10

2.1.1. Prestazioni del Sistema Dual-Loop Originale

Per misurare le prestazioni complessive del sistema, introduciamo i tre parametri elencati nel seguito, la cui descrizione più dettagliata viene offerta nel paragrafo 5.1. Questi indici verranno adottati anche per la valutazione delle configurazioni alternative analizzate più avanti.

a) *Potenza Netta Totale del Sistema ORC:*

$$P_{ORC} = P_{TOT,HT} + P_{TOT,LT} = 7797 \text{ kW} ,$$

con:

$$P_{TOT,HT} = P_{HT} - P_{Pompa_{HT}} = 2247 \text{ kW} ,$$

$$P_{TOT,LT} = P_{LT} - P_{Pompa_{LT}} - P_K = 5550 \text{ kW} ,$$

dove le singole potenze sono considerate al netto dei rendimenti isoentropici di espansori e pompe, del rendimento dei generatori connessi agli espansori e di quello dei motori connessi alle pompe. La descrizione e il valore numerico dei termini che compongono le potenze totali sono riportati nella Tabella 2.4.

b) *Rendimento Totale:*

$$\eta_{ORC} = \frac{P_{ORC}}{Q_{IN}} = 30,6 \% ,$$

con $Q_{IN} = 25464 \text{ kW}$ potenza termica introdotta dai fumi.

c) *Rendimento di Recupero:*

$$\eta_{Rec} = \eta_{ORC} \varepsilon = 22,6 \% , \quad \varepsilon = \frac{T_{F,IN} - T_{F,OUT}}{T_{F,IN} - 15^\circ\text{C}} = 0,74 ,$$

con $\varepsilon = \text{efficienza di scambio}$ e $T_F = \text{temperatura dei fumi}$.

Tabella 2.4 – Potenze erogate o assorbite da espansori, pompe e condensatore nel sistema dual-loop originale

P_{HT} (potenza erogata dall'espansore del ciclo HT)	P_{LT} (potenza erogata dall'espansore del ciclo LT)	$P_{Pompa_{HT}}$ (potenza assorbita dalla pompa del ciclo HT)	$P_{Pompa_{LT}}$ (potenza assorbita dalla pompa del ciclo LT)	P_K (potenza assorbita dal condensatore ad aria)
2302 kW	5888 kW	55,3 kW	212,4 kW	125,6 kW

I dati ricavati dalla simulazione sono abbastanza concordi con quelli forniti da Turboden; in ogni modo, al fine di rendere possibili futuri confronti, nel fare riferimento al sistema originale d'ora in poi considereremo i dati della simulazione e non più quelli di Turboden.

2.2. Modelli di Calcolo a Supporto della Simulazione

Per effettuare le analisi riportate nei prossimi paragrafi e capitoli del presente studio, occorrerà modificare un certo numero di parametri di input opportunamente scelti. Questi condizioneranno in modo più o meno sensibile le altre variabili appartenenti ai sistemi in esame, tramite leggi fisiche che, nella maggior parte dei casi, vengono computate in tempo reale dal software Aspen Hysys. Tuttavia, il simulatore non si fa carico né del calcolo delle perdite di carico (sebbene sia possibile fornirne il valore all'interno degli scambiatori di calore) né del calcolo della potenza assorbita dal ventilatore del condensatore ad aria (dal momento che è stato modellato all'interno del software come un semplice scambiatore a superficie). Pertanto, è necessario integrare le simulazioni con calcoli eseguiti esternamente al software relativi a:

- a) un modello di calcolo delle perdite di carico che, come detto nel paragrafo 2.1, sono supposte concentrate all'interno degli scambiatori di calore;
- b) un modello di calcolo della potenza assorbita dal condensatore ad aria.

2.2.1. Calcolo delle Perdite di Carico

Come detto, le perdite di carico nei condotti vengono concentrate negli scambiatori e sommate a quelle di questi ultimi. Pertanto, associamo al generico scambiatore X una determinata perdita di carico concentrata Δp_X , calcolata come:

$$\Delta p_X = \xi_X \bar{\rho}_X \frac{v^2}{2} = \frac{\xi_X}{A_X^2} \frac{\dot{m}^2}{2 \bar{\rho}_X},$$

con ξ_X = coefficiente di perdita di carico concentrata per lo scambiatore X, v = velocità del fluido, A_X = sezione di passaggio, \dot{m} = portata in massa del fluido e $\bar{\rho}_X$ = densità media del fluido durante l'attraversamento dello scambiatore X, data da:

$$\bar{\rho}_X = \frac{\rho_{X,IN} + \rho_{X,OUT}}{2}$$

Grazie ai valori forniti da Turboden, per il sistema originale conosciamo le differenze di pressione $\Delta p_X = p_{X,IN} - p_{X,OUT}$ agli scambiatori, le densità medie $\bar{\rho}_X$, essendo note le densità in ingresso $\rho_{X,IN}$ e in uscita $\rho_{X,OUT}$, e le portate massiche \dot{m} . Le sezioni A_X non sono note, ma possiamo calcolare le quantità:

$$\frac{\xi_X}{A_X^2} = 2 \frac{\Delta p_X \bar{\rho}_X}{\dot{m}^2}$$

A questo punto, possiamo sfruttare i coefficienti caratteristici di ciascuno scambiatore appena calcolati per determinare le nuove perdite di carico, che intervengono modificando i parametri del ciclo (in particolare portate e densità):

$$\Delta p_{X,new} = \frac{\xi_X}{A_X^2} \frac{\dot{m}_{new}^2}{2 \bar{\rho}_{X,new}}$$

Si tenga conto che, a ogni modifica effettuata su Aspen Hysys, i valori forniti dal software sfruttano le perdite di carico determinate nella modifica precedente e dunque a rigore obsoleti. Pertanto, è opportuno variare i parametri del sistema per piccoli step, in modo che anche la variazione delle perdite di carico Δp_X sia piccola, ed effettuare di volta in volta le modifiche.

2.2.2. Calcolo della Potenza Assorbita dal Condensatore ad Aria

Il ventilatore del condensatore ad aria ha un consumo di potenza proporzionale alla portata in massa di aria che sposta:

$$P_K = \frac{V \Delta p}{\eta_K} = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho_{IN} \eta_K},$$

con V [m^3/s] = portata volumetrica di aria, Δp [Pa] = salto di pressione necessario a vincere le perdite di carico, η_K = rendimento del ventilatore, \dot{m} [kg/s] = portata in massa di aria, ρ_{IN} [kg/m^3] = densità dell'aria in ingresso. Portata in massa, salto di pressione e densità sono dati forniti dalle simulazioni, mentre non conosciamo il rendimento del ventilatore; tuttavia, possiamo ricavarlo tramite i dati del sistema originale, tra i quali è presente la potenza consumata $P_K = 125,6$ kW:

$$\eta_K = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho_{IN} P_K} = \frac{1054 \frac{kg}{s} \times 100 Pa}{1,16 \frac{kg}{m^3} \times 125600 W} = 0,73$$

Con questo valore di rendimento potremo calcolare la potenza P_K consumata dal condensatore ad aria al variare della portata massica d'aria richiesta per condensare (ed eventualmente anche desurriscaldare) il fluido di lavoro.

2.3. Ottimizzazione del Sistema Dual-Loop

2.3.1. Vincoli da Imporre e Parametri di Input

In base a criteri di buona progettazione, si sceglie di imporre i seguenti vincoli:

- a) Differenze di temperatura agli scambiatori tra “fluido caldo” e “fluido freddo” nel caso gas-liquido:

$$\Delta T_I = \Delta T_{pinch} \geq 15 \div 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- b) Differenze di temperatura agli scambiatori nel caso liquido-liquido:

$$\Delta T_I = \Delta T_{pinch} \geq 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- c) Margine cautelativo sulla massima temperatura di ciclo per entrambi i fluidi:

$$T_{MAX} \approx T_{MAX,fluido} - 30,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- d) Temperatura minima dei fumi in uscita per evitare il problema della *rugiada acida*:

$$T_{F,MIN} \geq 150 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- e) Massime pressioni di evaporazione dei due fluidi:

$$p_{ev} \leq 0,76 p_{cr} \quad (p_{cr} = \textit{pressione critica del fluido})$$

- f) Salto di temperatura dell'aria nel condensatore K_{LT} :

$$\Delta T_{air} = 15,0 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow T_{air,OUT} = T_{air,IN} + \Delta T_{air} = 27,0 \text{ } ^\circ\text{C} + 15,0 \text{ } ^\circ\text{C} = 42,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

In base ai vincoli elencati, un primo limite del sistema è sicuramente rappresentato dalla temperatura massima del fluido del ciclo HT; il Therminol[®] VP-1 è uno degli oli con la massima temperatura di esercizio (400,0 °C) e per esso si ha:

$$T_{SH} = T_{MAX} \approx T_{MAX,VP-1} - 30,0 \text{ } ^\circ\text{C} = 370,0 \text{ } ^\circ\text{C} ,$$

a fronte di una temperatura di ingresso dei fumi di 556,1 °C (dati Turboden). Un altro punto critico è senz'altro rappresentato dall'interazione tra ciclo HT e ciclo LT negli scambiatori intermedi (Pre- H_{LT} , ECO_{LT} , VAP_{LT} , SH_{LT} , facendo riferimento allo schema di Figura 2.2), dove pressioni e temperature di condensazione/evaporazione si limitano a vicenda. Infine, è evidente che il vincolo sulla temperatura in uscita dell'aria nel condensatore del ciclo LT rappresenta un limite alla riduzione della pressione di condensazione del fluido organico.

I parametri di input selezionati sono riportati nella Tabella 2.5.

Tabella 2.5 – Parametri di input per il sistema dual-loop

Fumi	Aria al Condensatore K_{LT}	Fluido del Ciclo HT	Fluido del Ciclo LT
Portata	Temperatura in Ingresso	Portata	Portata
Temperatura in Ingresso	Pressione in Uscita	Temperatura Massima (in ingresso all'espansore)	Temperatura Massima (in ingresso all'espansore)
Pressione in Ingresso	Temperatura in Uscita	Pressione di Vaporizzazione	Pressione di Vaporizzazione
Temperatura in Uscita		Pressione di Condensazione	Pressione di Condensazione

2.3.2. Analisi di Sensibilità

Tra gli input scelti per la simulazione, solo alcuni possono essere modificati al fine di individuare lo scenario ottimale rispetto ai parametri prestazionali indicati nel paragrafo 2.1.1. Gli altri, che rappresentano le condizioni al contorno del sistema e su cui dunque non si può agire, sono:

- a) Stato dei fumi in ingresso (temperatura, pressione, portata).
- b) Temperatura in ingresso, temperatura in uscita e pressione in uscita (pressione ambiente) dell'aria al condensatore.

Per quanto concerne i restanti parametri di input, tramite la simulazione si osservano le seguenti dipendenze e limiti tra grandezze fisiche (si faccia riferimento allo schema di Figura 2.2):

$$\text{per } T_{Gas\ 4} \downarrow, \quad T_{St2} \downarrow \Delta T_{I,PreH_{LT}} \downarrow \Rightarrow$$

Nell'abbassare la temperatura dei gas in uscita $T_{Gas\ 4}$ si raggiunge il ΔT minimo dello scambiatore $PreH_{LT}$.

$$\text{per } p_{St3} \uparrow, \quad T_{St3} \uparrow \Rightarrow$$

Nell'alzare la pressione di vaporizzazione p_{St3} del VP-1 la temperatura di vaporizzazione T_{St3} raggiunge la massima temperatura di esercizio T_{MAX} .

$$\text{per } p_{St7} \downarrow, \quad T_{St6} \downarrow T_{St7} \downarrow T_{St8} \downarrow T_{St9} \downarrow \Rightarrow$$

Nell'abbassare la pressione di condensazione p_{St7} del VP-1 si raggiunge il ΔT minimo agli scambiatori ECO_{LT} , VAP_{LT} , SH_{LT} .

$$\text{per } \dot{m}_{VP-1} \uparrow, \quad \Delta T_{pinch,VAP_{HT}} \downarrow \Delta T_{I,PreH_{HT}} \downarrow \Rightarrow$$

Nell'alzare la portata del VP-1 \dot{m}_{VP-1} si raggiunge il ΔT minimo allo scambiatore $PreH_{HT}$; ciò limita la riduzione della differenza di temperatura al *pinch point*.

$$\text{per } T_{St16} \uparrow, \quad \text{tutte le } T \text{ a valle fino a } T_{St12} \uparrow \Rightarrow$$

Nell'alzare la temperatura massima del Ciclopentano T_{St16} si raggiunge il ΔT minimo allo scambiatore $PreH_{LT}$.

$$\text{per } p_{St14} \uparrow, \quad T_{St14} \uparrow T_{St15} \uparrow T_{St17} \downarrow T_{St18} \downarrow \Rightarrow$$

Nell'alzare la pressione di vaporizzazione p_{St14} del Ciclopentano si raggiunge il ΔT minimo al vaporizzatore VAP_{LT} e al recuperatore REC_{LT} .

$$\text{per } p_{St18} \downarrow, \quad T_{St17} \downarrow T_{St18} \downarrow \Rightarrow$$

Nell'abbassare la pressione di condensazione p_{S18} del Ciclopentano si raggiunge il ΔT minimo allo scambiatore REC_{LT} .

$$\text{per } \dot{m}_{Cpen} \uparrow, \quad \Delta T_{I,PreH_{LT}} \downarrow$$

Evidenziati questi legami tra grandezze fisiche, procediamo a variare le pressioni di evaporazione p_{ev} dei due cicli, al fine di ottenere delle curve di potenza e di salto di temperatura ai surriscaldatori da cui determinare le condizioni operative ottimali. A ogni step di variazione di pressione, pari a 0,50 bar, si individuano le massime portate nei 2 cicli; le modifiche vengono effettuate su un ciclo per volta partendo dal ciclo HT.

Nello svolgere l'analisi ci si è imbattuti in alcuni dei suddetti limiti del sistema, sia per quanto riguarda il ciclo HT sia relativamente al ciclo LT:

- a) *Ciclo HT*: la portata \dot{m}_{VP-1} è limitata superiormente dalla differenza di temperatura ΔT minima di ≈ 15 °C da mantenere nel $PreH_{HT}$ tra fumi e VP-1, quindi non può essere incrementata oltre un certo valore al diminuire della pressione di vaporizzazione. Inoltre, tale pressione non può andare oltre 7,50 bar, altrimenti la temperatura di vaporizzazione raggiunge il limite di temperatura del VP-1.
- b) *Ciclo LT*: la portata \dot{m}_{Cpen} è limitata superiormente dalla differenza di temperatura ΔT minima di ≈ 10 °C da mantenere nel $PreH_{LT}$ tra VP-1 e Ciclopentano, quindi non può essere incrementata oltre un certo valore al diminuire della pressione di vaporizzazione. Inoltre, tale pressione non può andare oltre 28,0 bar, altrimenti si riduce eccessivamente il ΔT al pinch point del vaporizzatore VAP_{LT} .

A causa di questi limiti, i valori ottimali di portata risultano gli stessi del sistema originale Turboden, a prescindere dalle pressioni di evaporazione:

- a) Per il ciclo HT, $\dot{m}_{VP-1} = 32,5$ kg/s
- b) Per il ciclo LT, $\dot{m}_{Cpen} = 40,5$ kg/s

Riguardo alle pressioni di condensazione, si è scelto di settare:

- a) quella del VP-1 al minimo valore compatibile con pressione e temperatura di evaporazione del Ciclopentano, nel rispetto delle minime differenze di temperatura agli scambiatori ECO_{LT} e VAP_{LT} ;
- b) quella del Ciclopentano al minimo valore consentito dal condensatore ad aria; infatti, come detto qui si impone una differenza di temperatura dell'aria di 15,0 °C tra ingresso e uscita, quindi la temperatura $T_{air,OUT} = 42,0$ °C dell'aria in uscita deve essere sufficientemente più bassa rispetto a quella del Ciclopentano in ingresso per consentirne la condensazione.

Per entrambi i cicli, la potenza erogata dall'espansore mostra un trend crescente con la pressione di evaporazione, mentre la variazione di temperatura nel surriscaldatore scende, essendo state fissate le temperature massime dei due cicli raggiunte all'uscita dei surriscaldatori (375,0 °C per il ciclo HT, 260,0 °C per il ciclo LT) e aumentando, come noto, la temperatura di evaporazione con la rispettiva pressione.

Il Therminol® VP-1 ha una pressione critica $p_{cr,VP-1}$ pari a 33,1 bar, quindi in assenza di altri limiti potrebbe raggiungere la pressione di evaporazione:

$$p_{ev,VP-1_{MAX}} = 0,76 p_{cr,VP-1} = 25,2 \text{ bar}$$

È dunque evidente come la sua temperatura massima di esercizio (≈ 370 °C) rappresenti una limitazione molto stringente alle prestazioni del sistema.

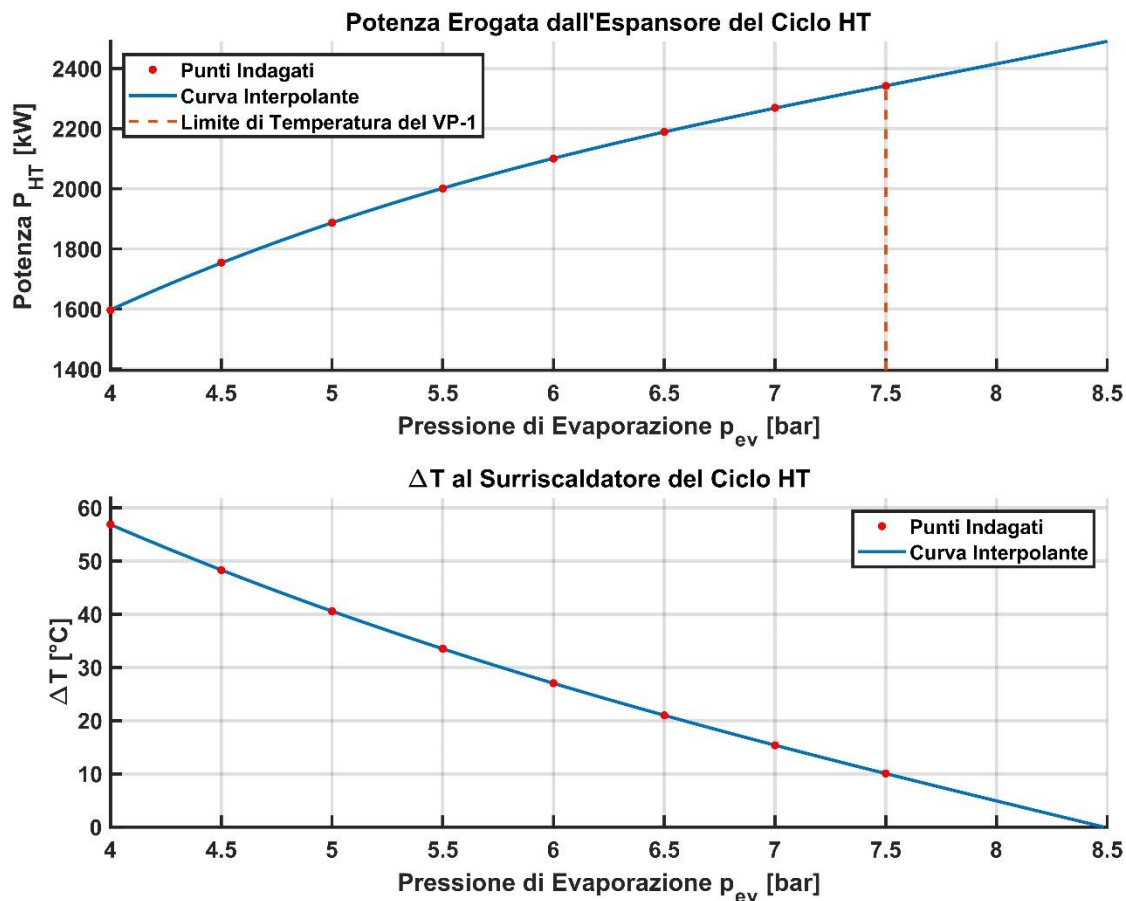


Figura 2.4 – Andamenti della potenza erogata dall'espansore del ciclo HT e del salto di temperatura al surriscaldatore SH_{HT} al variare della pressione di evaporazione del Therminol® VP-1

Il Ciclopentano ha una pressione critica $p_{cr,Cpen}$ pari a 45,2 bar, quindi in assenza di altri limiti potrebbe raggiungere la pressione di evaporazione:

$$p_{ev,Cpen_{MAX}} = 0,76 p_{cr,Cpen} = 34,3 \text{ bar}$$

In questo caso, il limite all'incremento della pressione di evaporazione è dato dall'interazione del Ciclopentano con il VP-1 negli scambiatori ECO_{LT}, VAP_{LT}, SH_{LT}, in cui sono state mantenute differenze minime di temperatura di $\approx 10 \text{ }^\circ\text{C}$. Si potrebbe incrementare la pressione di evaporazione $p_{ev,Cpen}$ solo se si aumentasse contemporaneamente la pressione di condensazione del VP-1, andando però a gravare sulle prestazioni già ridotte del ciclo HT. Inoltre, si ricorda che l'aumento della pressione $p_{ev,Cpen}$ è limitato anche dallo scambiatore REC_{LT}.

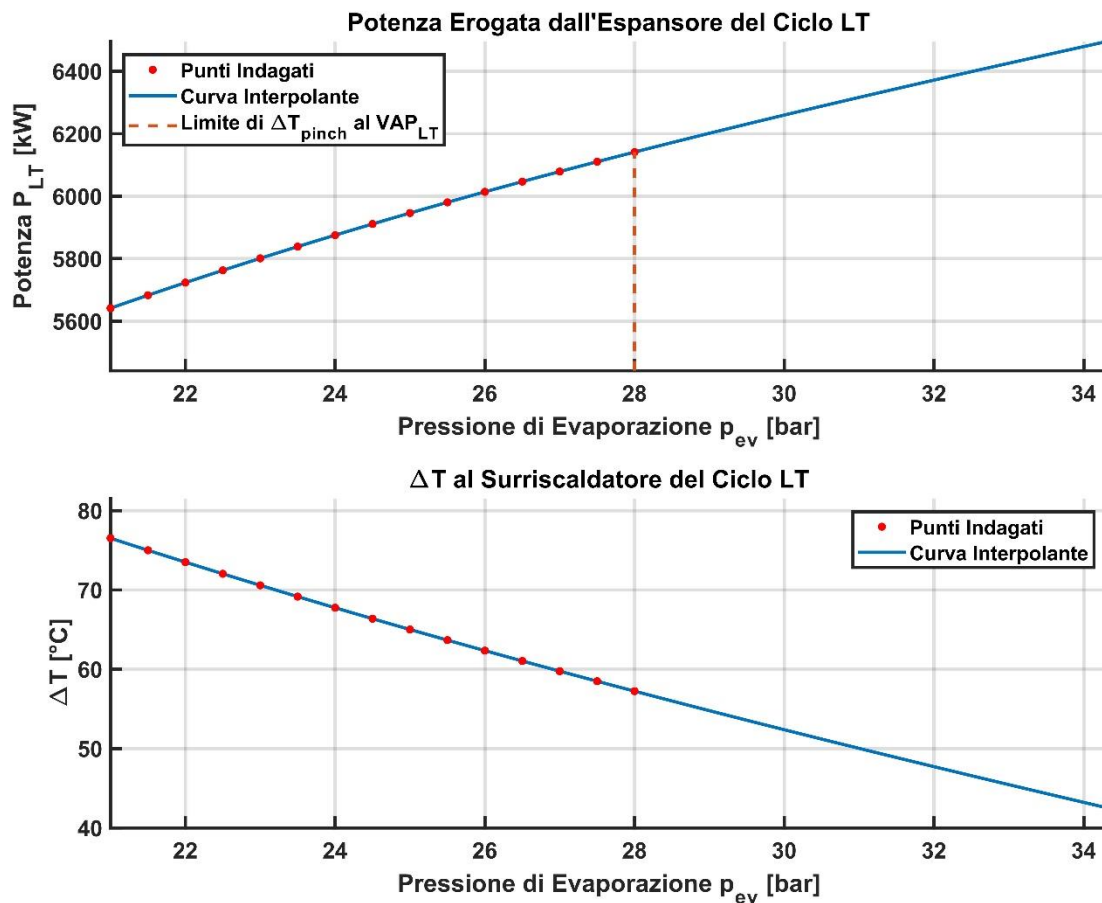


Figura 2.5 – Andamenti della potenza erogata dall'espansore del ciclo LT e del salto di temperatura al surriscaldatore SH_{LT} al variare della pressione di evaporazione del Ciclopentano

Questa analisi ha consentito di stabilire i valori ottimali delle portate, delle temperature massime di ciclo, delle pressioni di evaporazione e di quelle di condensazione da imporre con il layout proposto da Turboden.

Per il ciclo HT si ha:

$$\dot{m}_{VP-1} = 32,5 \frac{kg}{s} , \quad T_{MAX_{HT}} = 375,0 \text{ }^\circ\text{C} , \quad p_{k,VP-1} = 0,34 \text{ bar} ,$$

$$p_{ev,VP-1} = 7,50 \text{ bar} , \quad \Delta T_{SH_{HT}} = 10,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Per il ciclo LT si ha:

$$\dot{m}_{Cpen} = 40,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} , \quad T_{MAX_{LT}} = 260,0 \text{ } ^\circ\text{C} , \quad p_{k,Cpen} = 0,95 \text{ bar} ,$$

$$p_{ev,Cpen} = 28,0 \text{ bar} , \quad \Delta T_{SH_{LT}} = 57,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Per il sistema dual-loop ottimizzato, si ottengono i seguenti diagrammi di scambio termico:

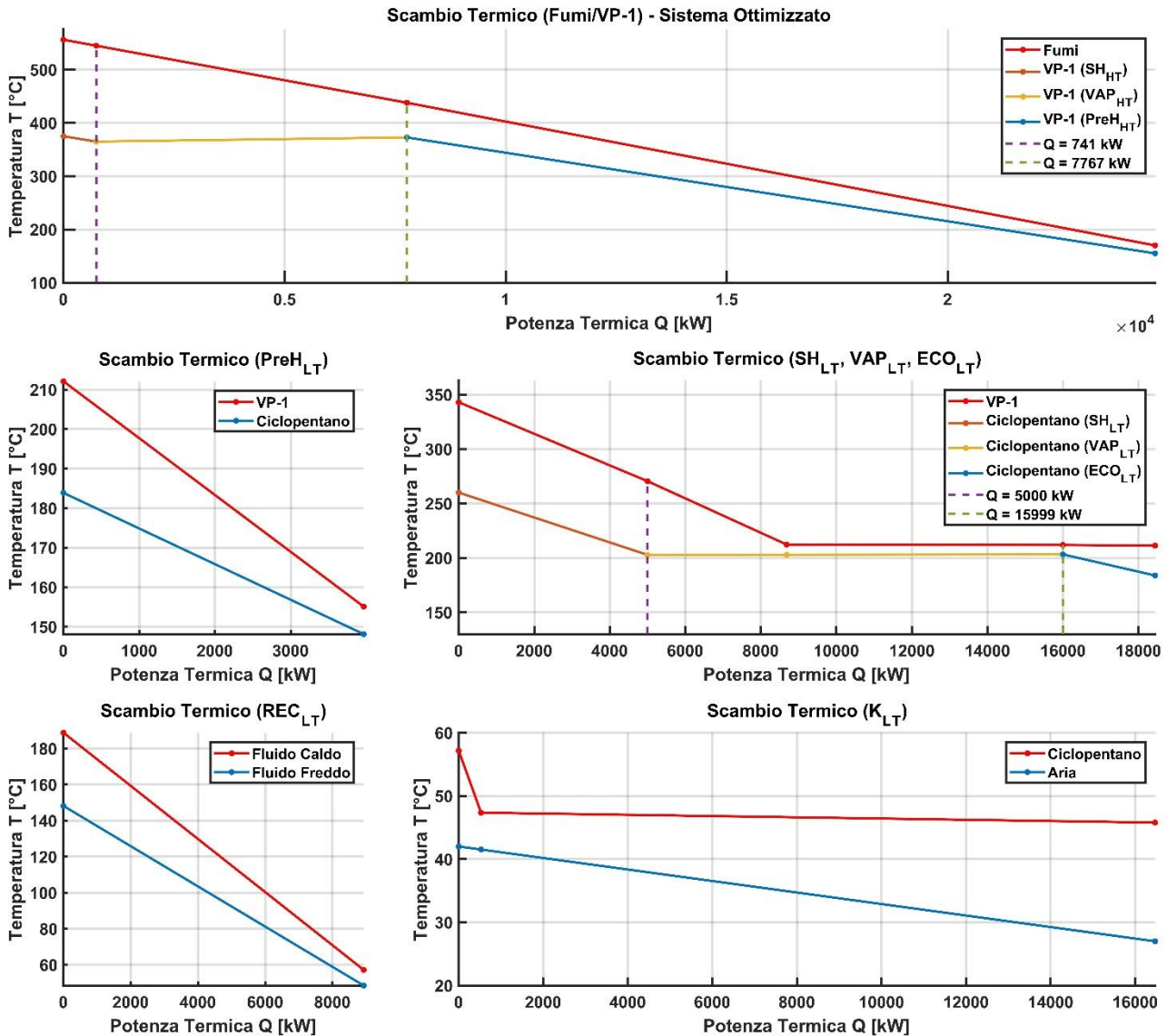


Figura 2.6 – Diagrammi di scambio termico per il sistema dual-loop ottimizzato

La Tabella 2.7 mostra i valori di alcuni parametri termodinamici di rilievo, per ogni flusso materiale, calcolati dal simulatore. In questa tabella sono stati evidenziati in blu gli input forniti per il sistema.

2.3.4. Prestazioni del Sistema Dual-Loop Ottimizzato

Come fatto nel paragrafo 2.1.1 per il sistema originale, procediamo al calcolo dei parametri prestazionali:

a) *Potenza Netta Totale del Sistema ORC:*

$$P_{ORC} = P_{TOT,HT} + P_{TOT,LT} = 8089 \text{ kW} ,$$

con:

$$P_{TOT,HT} = P_{HT} - P_{Pompa_{HT}} = 2286 \text{ kW} ,$$

$$P_{TOT,LT} = P_{LT} - P_{Pompa_{LT}} - P_K = 5803 \text{ kW}$$

dove le singole potenze sono considerate al netto dei rendimenti isoentropici di espansori e pompe, del rendimento dei generatori connessi agli espansori e di quello dei motori connessi alle pompe. La descrizione e il valore numerico dei termini che compongono le potenze totali sono riportati nella Tabella 2.6.

b) *Rendimento Totale:*

$$\eta_{ORC} = \frac{P_{ORC}}{Q_{IN}} = 32,8 \% ,$$

con $Q_{IN} = 24689 \text{ kW}$ potenza termica introdotta dai fumi.

c) *Rendimento di Recupero:*

$$\eta_{Rec} = \eta_{ORC} \varepsilon = 23,4 \% , \quad \varepsilon = \frac{T_{F,IN} - T_{F,OUT}}{T_{F,IN} - 15 \text{ }^\circ\text{C}} = 0,71 ,$$

con $\varepsilon = \text{efficienza di scambio}$ e $T_F = \text{temperatura dei fumi}$.

Tabella 2.6 – Potenze erogate o assorbite da espansori, pompe e condensatore nel sistema dual-loop ottimizzato

P_{HT} (potenza erogata dall'espansore del ciclo HT)	P_{LT} (potenza erogata dall'espansore del ciclo LT)	$P_{Pompa_{HT}}$ (potenza assorbita dalla pompa del ciclo HT)	$P_{Pompa_{LT}}$ (potenza assorbita dalla pompa del ciclo LT)	P_K (potenza assorbita dal condensatore ad aria)
2342 kW	6141 kW	56,2 kW	209,0 kW	129,2 kW

Il procedimento di modifica svolto ha consentito di guadagnare appena:

$$\Delta P_{ORC} = P_{ORC,ottimo} - P_{ORC,originale} = 8089 - 7797 = 292,0 \text{ kW}$$

Quindi, si può affermare che il sistema originale era già sufficientemente ottimizzato rispetto ai fluidi impiegati. In Figura 2.7 si riporta un confronto tra le prestazioni del sistema dual-loop originale e quelle del sistema dual-loop ottimizzato.

Tabella 2.7 – Parametri termodinamici di rilievo dei flussi materiali del sistema dual-loop ottimizzato (in blu sono evidenziati gli input del sistema)

Unità	Frazione di Vapore	Temperatura °C	Pressione bar	Portata in Massa kg/s	Potenza Termica kW	Entalpia kJ/kg	Calore Specifico kJ/kg-K	Densità kg/m ³
Gas 1	0.96	556.1	1.02	57.0	-30389	-533.0	1.16	0.44
Gas 2	0.96	544.9	1.01	57.0	-31130	-546.0	1.16	0.44
Gas 3	1.00	437.9	1.01	57.0	-38156	-669.2	1.14	0.49
Gas 4	1.00	170.0	1.00	57.0	-55078	-965.9	1.08	0.78
St1	0.00	212.1	9.42	32.5	16478	506.8	2.23	888.4
St2	0.00	155.1	8.62	32.5	12514	384.9	2.05	938.8
St3	0.00	372.8	7.50	32.5	29436	905.4	2.75	716.2
St4	1.00	364.9	6.72	32.5	36461	1122	2.26	21.0
St5	1.00	375.0	5.93	32.5	37203	1144	2.29	18.3
St6	1.00	343.0	0.37	32.5	34861	1072	2.21	1.20
St7	1.00	270.5	0.34	32.5	29861	918.5	2.03	1.25
St8	0.25	211.9	0.34	32.5	18862	580.2	2.14	5.54
St9	0.00	211.3	0.33	32.5	16421	505.1	2.23	887.9
St10	0.00	45.8	0.90	40.5	-59460	-1468	1.89	719.4
St11	0.00	48.5	29.2	40.5	-59251	-1463	1.91	720.1
St12	0.00	148.1	29.0	40.5	-50325	-1242	2.56	601.7
St13	0.00	183.9	28.2	40.5	-46361	-1144	2.95	541.3
St14	0.00	203.2	28.0	40.5	-43920	-1084	3.31	494.5
St15	1.00	202.8	27.8	40.5	-32922	-812.7	2.04	49.3
St16	1.00	260.0	27.2	40.5	-27921	-689.2	2.27	43.0
St17	1.00	188.7	0.96	40.5	-34063	-840.8	1.98	1.75
St18	1.00	57.2	0.95	40.5	-42989	-1061	1.35	2.43
Air In	1.00	27.0	1.00	1085	2192	2.02	1.01	1.16
Air Out	1.00	42.0	1.00	1085	18663	17.2	1.01	1.10

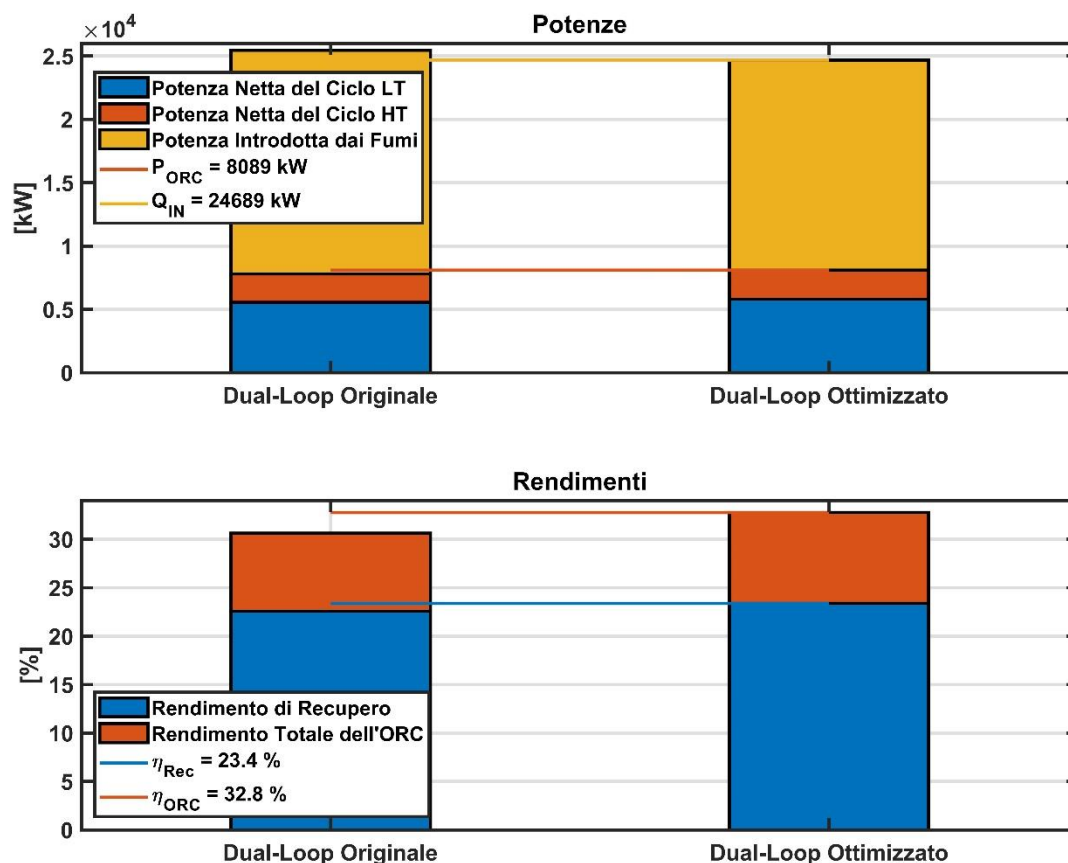


Figura 2.7 – Confronto prestazionale tra i sistemi dual-loop originale e dual-loop ottimizzato

2.4. Analisi di Sensibilità al Variare dei Fluidi Operativi

Vogliamo valutare le prestazioni del layout dual-loop proposto sostituendo innanzitutto il fluido del ciclo di alta temperatura (HT); per questa prova selezioniamo il Therminol[®] 72, uno dei pochi oli ad avere una temperatura massima di esercizio vicina, ma comunque inferiore, a quella del Therminol[®] VP-1. Alcune caratteristiche di questo fluido sono riportate nella Tabella 2.8:

Tabella 2.8 – Caratteristiche rilevanti del Therminol[®] 72

Composizione		Peso Molecolare Medio	Temperatura Critica	Pressione Critica	Temperatura Massima di Esercizio
Terfenile	39,0 %	190,0 g/mol	527,0 °C	32,4 bar	380,0 °C
Ossido di Difenile	45,0 %				
Difenile	16,0 %				
Fenantrene	< 1,00 %				

Quindi, ricaviamo la temperatura massima di ciclo e la pressione massima di evaporazione:

$$\begin{aligned} T_{MAX,72} = 380,0 \text{ } ^\circ\text{C} &\Rightarrow T_{MAX} \approx T_{MAX,72} - 30,0 \text{ } ^\circ\text{C} = 350,0 \text{ } ^\circ\text{C} \\ p_{cr,72} = 32,4 \text{ bar} &\Rightarrow p_{ev,72_{MAX}} = 0,76 p_{cr,72} = 24,6 \text{ bar} \end{aligned}$$

2.4.1. Analisi del Sistema con Therminol[®] 72

In sede di simulazione è stato riscontrato che, all'aumentare della portata \dot{m}_{72} del Therminol[®] 72, c'è un notevole incremento delle perdite di carico attraverso gli scambiatori le quali, come descritto nel paragrafo 2.2.1, vengono stimate tramite la relazione:

$$\Delta p_X = \frac{\xi_X}{A_X^2} \frac{\dot{m}^2}{2 \bar{\rho}_X}$$

Queste possono arrivare ad assumere valori complessivi comparabili con la pressione di evaporazione (che, dal canto suo, è limitata dalla massima temperatura di esercizio) e quindi inaccettabili. Osservando tuttavia che:

$$\text{per } \dot{m}_{72} \downarrow, \quad \Delta T_{I,PreH_{LT}} \downarrow,$$

si decide di fissare la portata \dot{m}_{72} al minimo valore compatibile con un sufficiente salto di temperatura $\Delta T_{I,PreH_{LT}}$ allo scambiatore PreH_{LT}, cioè:

$$\dot{m}_{72} = 34,2 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

A causa del problema delle eccessive perdite di carico, questo valore di portata non può essere aumentato al diminuire della pressione di evaporazione nel ciclo HT e, pertanto, viene assunto come ottimale per ogni valore di quest'ultima.

Invece, guardando agli scambiatori ECO_{LT}, VAP_{LT}, SH_{LT}, rispetto al sistema ottimizzato con Therminol[®] VP-1 si nota che i ΔT in gioco consentono sia di ridurre la pressione di condensazione del fluido del ciclo HT (Therminol[®] 72) sia di aumentare quella di evaporazione del fluido LT (Ciclopentano). Ciò rende possibile arrivare fino alla massima pressione di evaporazione del Ciclopentano e ridurre, al contempo, quella di condensazione del Therminol[®] 72 rispetto al valore settato per il VP-1 in seguito all'ottimizzazione (0,34 bar, come mostrato nel paragrafo 2.3.2):

$$p_{ev,Cpen_{MAX}} = 0,76 p_{cr,Cpen} = 34,3 \text{ bar}, \quad p_{k,72} = 0,30 \text{ bar}$$

Come già descritto in fase di ottimizzazione del sistema con i fluidi proposti da Turboden (paragrafo 2.3.2), procederemo a variare le pressioni di evaporazione nei due cicli con step di 0,5 bar, individuando a ogni iterazione le portate ottimali (che nel caso specifico risultano tuttavia bloccate).

Ciclo HT

Raggiunta la pressione di evaporazione $p_{ev,72} = 3,96$ bar, la rispettiva $T_{ev,72}$ raggiunge ≈ 355 °C, cioè il limite di temperatura del Therminol[®] 72; in queste condizioni si osserva il massimo valore di potenza erogata dall'espansore del ciclo HT; inoltre, dato che il limite di temperatura viene già raggiunto nel vaporizzatore VAP_{HT}, nel surriscaldatore SH_{HT} il salto di temperatura è necessariamente nullo: per $p_{ev,72} = 3,96$ bar, il Therminol[®] 72 espande da vapore saturo secco.

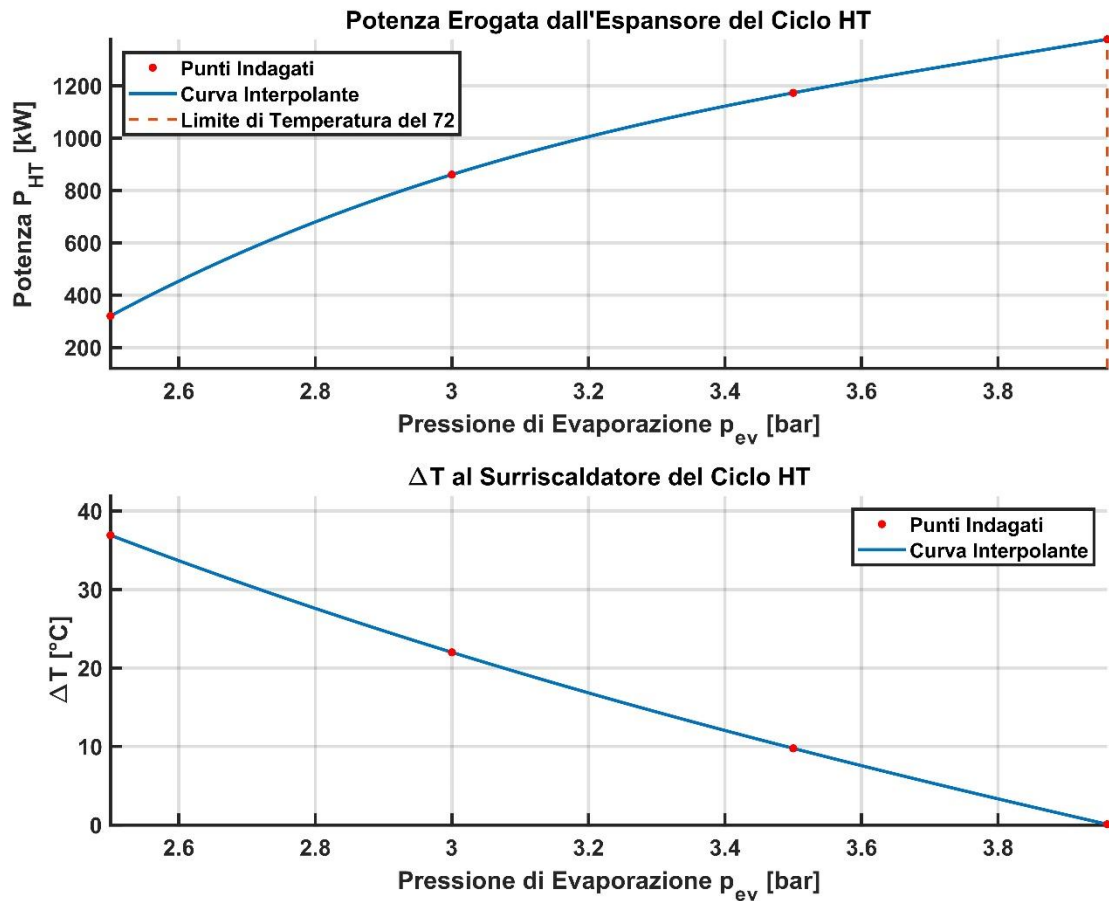


Figura 2.8 – Andamenti della potenza erogata dall'espansore del ciclo HT e del salto di temperatura al surriscaldatore SH_{HT} al variare della pressione di evaporazione del Therminol[®] 72

Ciclo LT

Per gli stessi limiti riscontrati durante l'ottimizzazione del sistema dual-loop con Therminol[®] VP-1, mostrata nel paragrafo 2.3, la portata \dot{m}_{Cpen} di Ciclopentano rimane invariata e fissata a 40,5 kg/s; la pressione di evaporazione $p_{ev,Cpen}$ può invece salire fino al limite massimo (34,3 bar), consentendo in tale condizione all'espansore del ciclo LT di erogare oltre 340 kW di potenza in più rispetto a quello del sistema ottimizzato con Therminol[®] VP-1, dove la pressione di evaporazione del Ciclopentano veniva limitata a 28,0 bar.

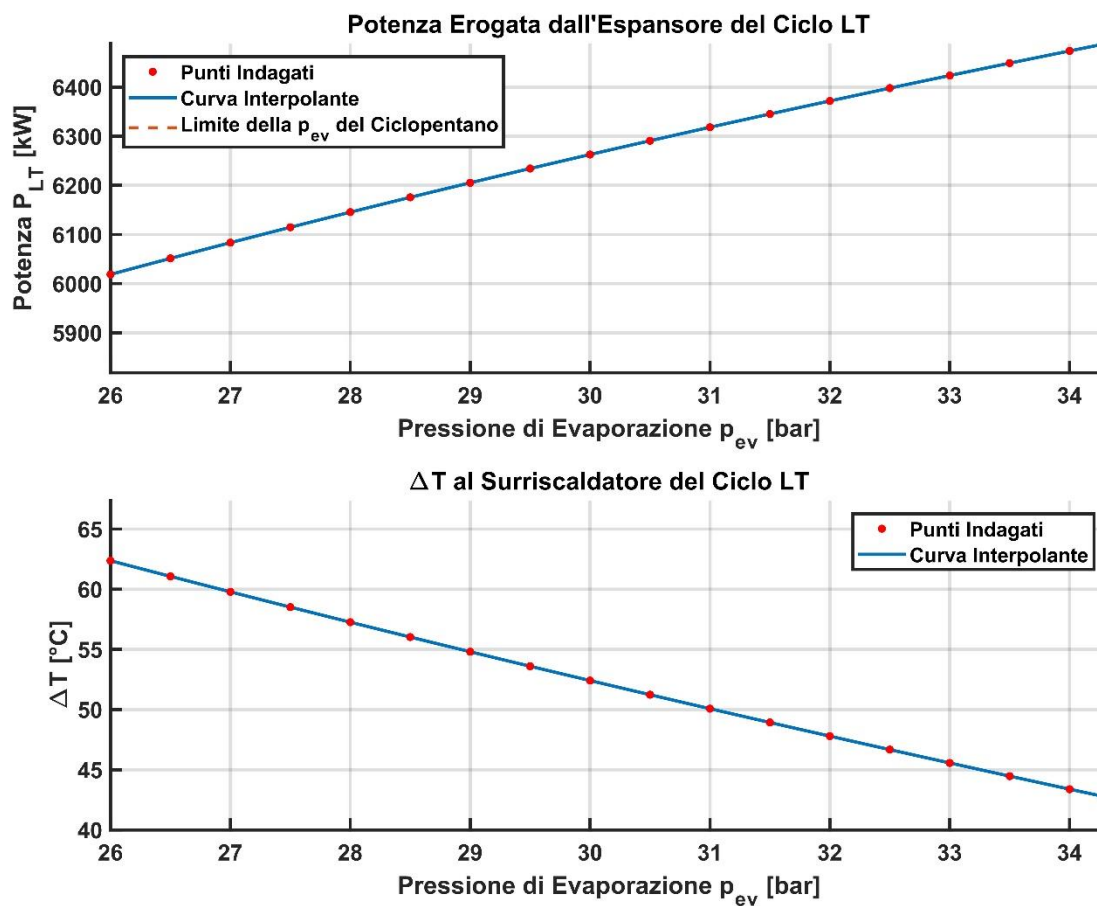


Figura 2.9 – Andamenti della potenza erogata dall'espansore del ciclo LT e del salto di temperatura al surriscaldatore SH_{LT} al variare della pressione di evaporazione del Ciclopentano

Questa analisi ha consentito di stabilire i valori ottimali delle portate, delle temperature massime di ciclo, delle pressioni di evaporazione e di quelle di condensazione da imporre con il Therminol[®] 72 inserito nel ciclo HT del layout in esame.

Per il ciclo HT si ha:

$$\dot{m}_{72} = 34,2 \frac{kg}{s} , \quad T_{MAX_{HT}} = 355 \text{ } ^\circ C , \quad p_{k,72} = 0,30 \text{ bar} ,$$

$$p_{ev,72} = 3,96 \text{ bar} , \quad \Delta T_{SH_{HT}} = 0,00 \text{ } ^\circ C$$

Per il ciclo LT si ha:

$$\dot{m}_{Cpen} = 40,5 \frac{kg}{s} , \quad T_{MAX_{LT}} = 260,0 \text{ } ^\circ C , \quad p_{k,Cpen} = 0,95 \text{ bar} ,$$

$$p_{ev,Cpen} = 34,3 \text{ bar} , \quad \Delta T_{SH_{LT}} = 42,7 \text{ } ^\circ C$$

La Tabella 2.9 mostra i valori di alcuni parametri termodinamici di rilievo, per ogni flusso materiale, calcolati dal simulatore adottando i dati di input appena indicati.

Tabella 2.9 – Parametri termodinamici di rilievo dei flussi materiali del sistema dual-loop con Therminol®
72 (in blu sono evidenziati gli input del sistema)

	Frazione di Vapore	Temperatura	Pressione	Portata in Massa	Potenza Termica	Entalpia	Calore Specifico	Densità
Unit		C	bar	kg/s	kW	kJ/kg	kJ/kg-K	kg/m ³
Gas 1	0.96	556.1	1.02	57.0	-30389	-533.0	1.16	0.44
Gas 2	0.96	556.0	1.01	57.0	-30395	-533.1	1.16	0.44
Gas 3	1.00	418.5	1.01	57.0	-39410	-691.2	1.13	0.50
Gas 4	1.00	170.0	1.00	57.0	-55078	-965.9	1.08	0.78
St1	0.00	218.9	6.00	34.2	27046	790.8	2.17	905.6
St2	0.00	143.9	5.13	34.2	21759	636.2	1.94	967.4
St3	0.00	347.5	3.96	34.2	37427	1094	2.55	784.0
St4	1.00	354.9	2.96	34.2	46442	1358	2.18	10.5
St5	1.00	355.0	1.96	34.2	46448	1358	2.18	6.98
St6	1.00	336.3	0.33	34.2	45070	1318	2.13	1.22
St7	1.00	282.9	0.30	34.2	41287	1207	2.01	1.21
St8	0.33	224.7	0.29	34.2	30545	893.1	2.08	3.96
St9	0.00	218.4	0.29	34.2	27010	789.8	2.17	905.2
St10	0.00	45.7	0.90	40.5	-59465	-1468	1.89	719.5
St11	0.00	49.0	35.5	40.5	-59210	-1462	1.91	720.3
St12	0.00	138.9	35.3	40.5	-51269	-1266	2.48	616.7
St13	0.00	187.0	34.5	40.5	-45982	-1135	3.00	539.6
St14	0.00	217.7	34.3	40.5	-42447	-1048	2.30	454.2
St15	1.00	217.3	34.1	40.5	-31705	-782.6	2.10	58.7
St16	1.00	260.0	33.6	40.5	-27921	-689.2	2.27	53.2
St17	1.00	184.4	0.96	40.5	-34410	-849.4	1.96	1.77
St18	1.00	68.6	0.95	40.5	-42351	-1045	1.41	2.35
Air In	1.00	27.0	1.00	1054	2131	2.02	1.01	1.16
Air Out	1.00	42.0	1.00	1054	19245	18.3	1.01	1.10

In Figura 2.10 si riportano i diagrammi di scambio termico per questa configurazione.

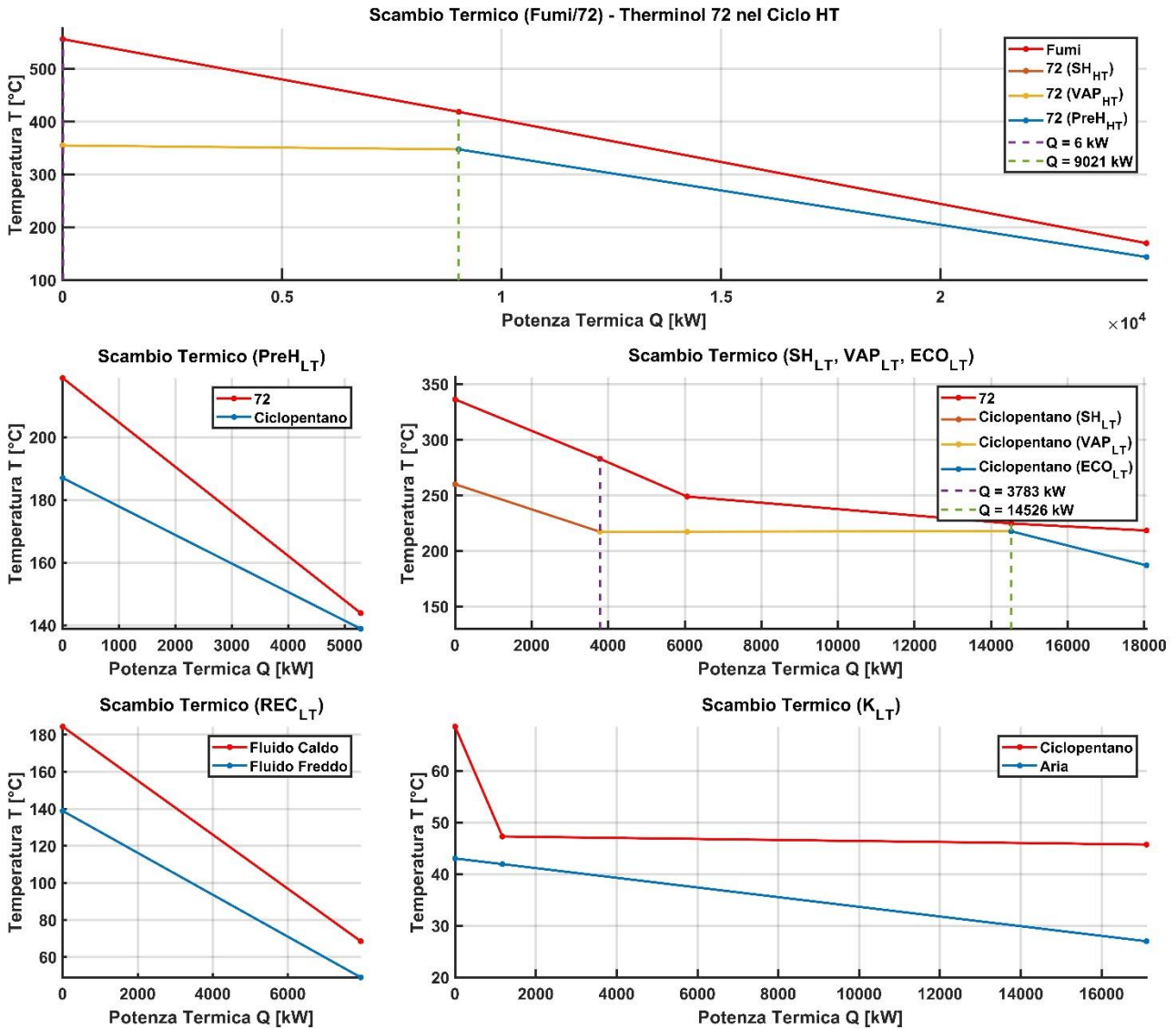


Figura 2.10 – Diagrammi di scambio termico per il sistema dual-loop con Therminol® 72 nel ciclo HT

2.4.2. Risultati e Considerazioni

Come al solito, calcoliamo i valori dei parametri prestazionali:

a) *Potenza Netta Totale del Sistema ORC:*

$$P_{ORC} = P_{TOT,HT} + P_{TOT,LT} = 7449 \text{ kW} ,$$

con:

$$P_{TOT,HT} = P_{HT} - P_{Pompa_{HT}} = 1341 \text{ kW} ,$$

$$P_{TOT,LT} = P_{LT} - P_{Pompa_{LT}} - P_K = 6108 \text{ kW}$$

dove le singole potenze sono considerate al netto dei rendimenti isoentropici di espansori e pompe, del rendimento dei generatori connessi agli espansori e di quello dei motori connessi

alle pompe. La descrizione e il valore numerico dei termini che compongono le potenze totali sono riportati nella Tabella 2.10.

b) *Rendimento Totale:*

$$\eta_{ORC} = \frac{P_{ORC}}{Q_{IN}} = 30,2 \% ,$$

con $Q_{IN} = 24689$ kW potenza termica introdotta dai fumi.

c) *Rendimento di Recupero:*

$$\eta_{Rec} = \eta_{ORC} \varepsilon = 21,5 \% , \quad \varepsilon = \frac{T_{F,IN} - T_{F,OUT}}{T_{F,IN} - 15^{\circ}C} = 0,71 ,$$

con $\varepsilon =$ efficienza di scambio e $T_F =$ temperatura dei fumi.

Tabella 2.10 – Potenze erogate o assorbite da espansori, pompe e condensatore nel sistema dual-loop con *Therminol*[®] 72 nel ciclo HT

P_{HT} (potenza erogata dall'espansore del ciclo HT)	P_{LT} (potenza erogata dall'espansore del ciclo LT)	P_{PompaHT} (potenza assorbita dalla pompa del ciclo HT)	P_{PompaLT} (potenza assorbita dalla pompa del ciclo LT)	P_K (potenza assorbita dal condensatore ad aria)
1378 kW	6489 kW	36,4 kW	255,5 kW	125,6 kW

Nella Figura 2.11 si riporta un diagramma di confronto tra le 3 soluzioni analizzate (sistema dual-loop originale, sistema dual-loop ottimizzato con VP-1 e sistema dual-loop ottimizzato con 72).

Rispetto ai sistemi dual-loop originale e dual-loop ottimizzato con *Therminol*[®] VP-1, la potenza erogata dall'espansore del ciclo HT subisce un netto calo, a causa del forte limite sulla pressione di evaporazione del *Therminol*[®] 72 imposto dalla sua massima temperatura di esercizio e della necessità di contenere la portata di questo fluido. Il miglioramento del ciclo LT, dovuto a una più alta pressione di evaporazione del Ciclopentano, non riesce a compensare integralmente questo scadimento prestazionale. Quindi, si può affermare che il fluido migliore per il ciclo HT, in termini di potenza e rendimento, è il *Therminol*[®] VP-1.

Indagini analoghe sono state svolte testando diversi fluidi organici nel ciclo LT, in sostituzione del Ciclopentano. In particolare, sono stati presi in esame Toluene, Butano, Propano, Benzene, Cis-2-Butene, Trans-2-Butene e Acetone. Tra questi, solo il Benzene e l'Acetone hanno offerto prestazioni simili, ma comunque inferiori, al Ciclopentano. Quindi, possiamo affermare che la scelta del *Therminol*[®] VP-1 per il ciclo HT e del Ciclopentano per il ciclo LT risulta la più adeguata all'interno di questo layout. Per tale ragione, nelle successive fasi della descrizione di questo studio, in riferimento al layout proposto da Turboden verranno tenuti in conto unicamente i risultati ricavati

per il sistema originale (descritto nel paragrafo 2.1) e per quello ottimizzato con Therminol[®] VP-1 (descritto nel paragrafo 2.3).

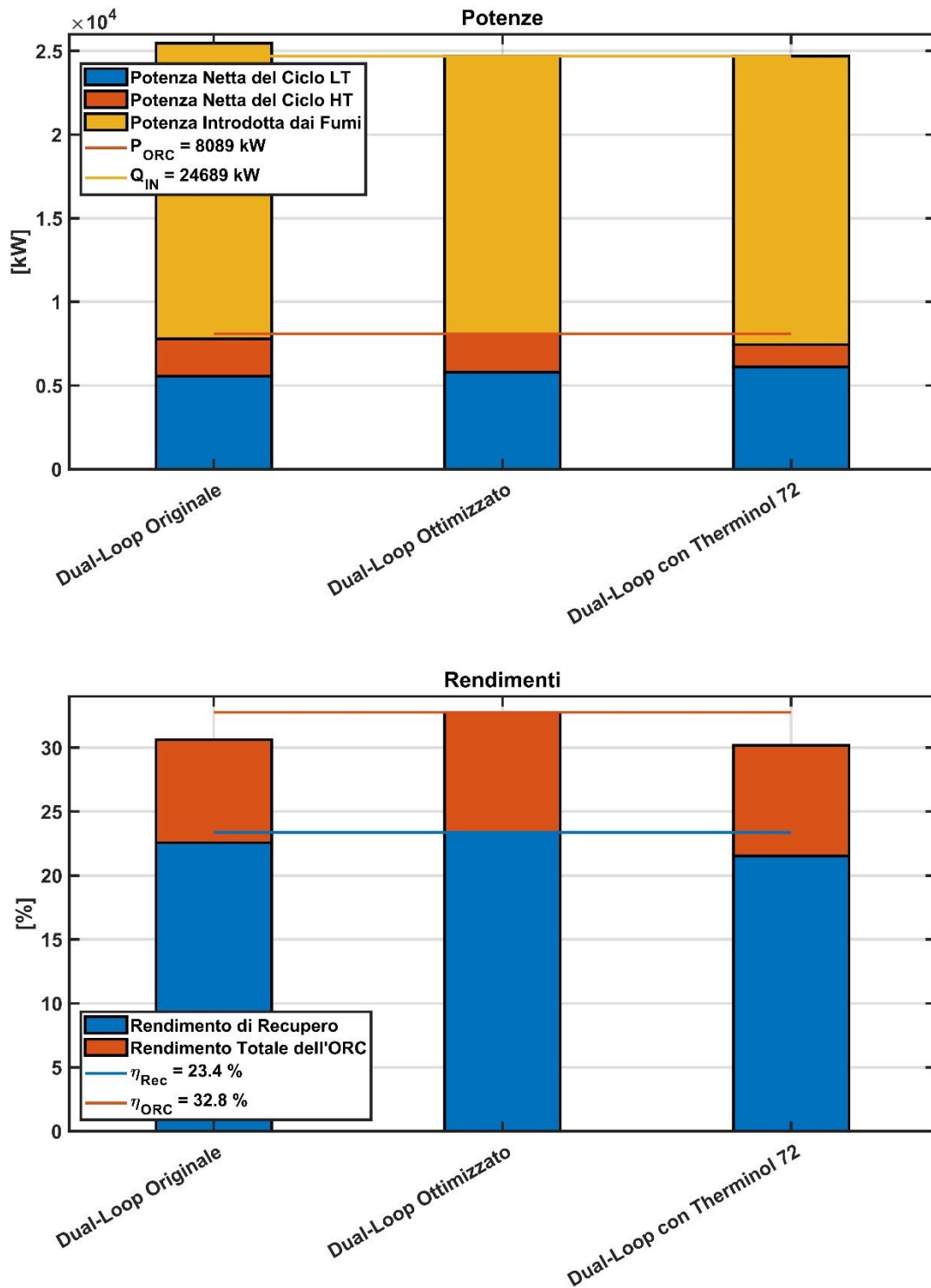


Figura 2.11 – Confronto prestazionale tra i sistemi dual-loop originale, dual-loop ottimizzato e dual-loop con Therminol[®] 72 nel ciclo HT

3. ANALISI DI UN SISTEMA ORC SEM-PLICE

Nel presente capitolo viene descritto lo studio di un sistema ORC a ciclo singolo, operante con Ciclopentano come fluido organico. L'obiettivo è quello di ottenere una stima delle prestazioni fornite da un impianto meno complesso e costoso rispetto a quello dual-loop mostrato nel capitolo 2. In questo modo, potremo in seguito eseguire dei confronti e fare valutazioni utili per una eventuale scelta di layout.

La sorgente di calore rimane la stessa descritta e adottata nel capitolo 2, cioè la corrente di prodotti di combustione emessa da una turbina a gas. Dunque, è comunque necessario mediare lo scambio di calore tra fumi e fluido organico che effettua il ciclo Rankine attraverso un *olio diatermico*. Infatti, la temperatura di ingresso dei fumi nell'ORC (556,1 °C) è troppo alta per la sua interazione diretta con un fluido (il Ciclopentano) destinato ad applicazioni a temperature medio-alte, cioè in cui la sorgente di calore non supera i 500 °C (questo concetto viene espresso in modo più esteso nel paragrafo 1.5). Quindi, nell'impianto che ci apprestiamo a simulare avremo:

- a) La zona di interazione tra fumi e olio diatermico, in cui quest'ultimo si scalda senza tuttavia vaporizzare. L'olio adottato resta il Therminol[®] VP-1, in virtù della sua alta temperatura massima di esercizio.
- b) Il ciclo Rankine con Ciclopentano, la cui sorgente termica è l'olio riscaldato. Nella zona di condensazione di questo ciclo troviamo ancora una volta un condensatore ad aria, i cui vincoli operativi rimangono gli stessi del condensatore adottato nel sistema dual-loop.

Il motivo per cui si sceglie di non impiegare direttamente il Therminol[®] VP-1 all'interno del ciclo Rankine è stato descritto nel paragrafo 1.5.2: per far condensare questo fluido a temperature sufficientemente basse, occorrerebbe limitare eccessivamente la pressione di condensazione, che dovrebbe scendere sotto 0,05 bar per raggiungere temperature minori di 150 °C. I limiti di costo e fattibilità di espansore e condensatore impediscono di operare a pressioni così basse, determinando uno scarso sfruttamento dell'entalpia dei fumi. Quindi, è opportuno che sia un altro fluido a circolare nelle zone a bassa temperatura del ciclo. Come visto nel capitolo 2, il Ciclopentano è una buona soluzione in accoppiata a un condensatore ad aria, perché mantiene a pressione circa atmosferica un profilo di temperatura compatibile con quello del flusso d'aria fornito dal ventilatore.

3.1. Sistema ORC Semplice

Rispetto al sistema dual-loop descritto nel capitolo 2, nel sistema presentato in questo paragrafo la generazione di potenza avviene unicamente tramite l'espansore del ciclo del fluido organico: l'olio della zona di alta temperatura funge solo da diatermico tra i fumi e il fluido organico, quindi si scalda senza vaporizzare con la potenza termica ceduta dai fumi in un apposito scambiatore e cede a sua volta potenza termica al fluido organico. Quest'ultimo, quindi, evapora e si surriscalda prima di espandersi e infine condensare. Come prima soluzione analizzata, eliminiamo dal ciclo Rankine il recuperatore, per concentrarci sull'ottimizzazione delle interazioni fumi-olio e olio-fluido organico. Dunque, il layout è mostrato nella Figura 3.1:

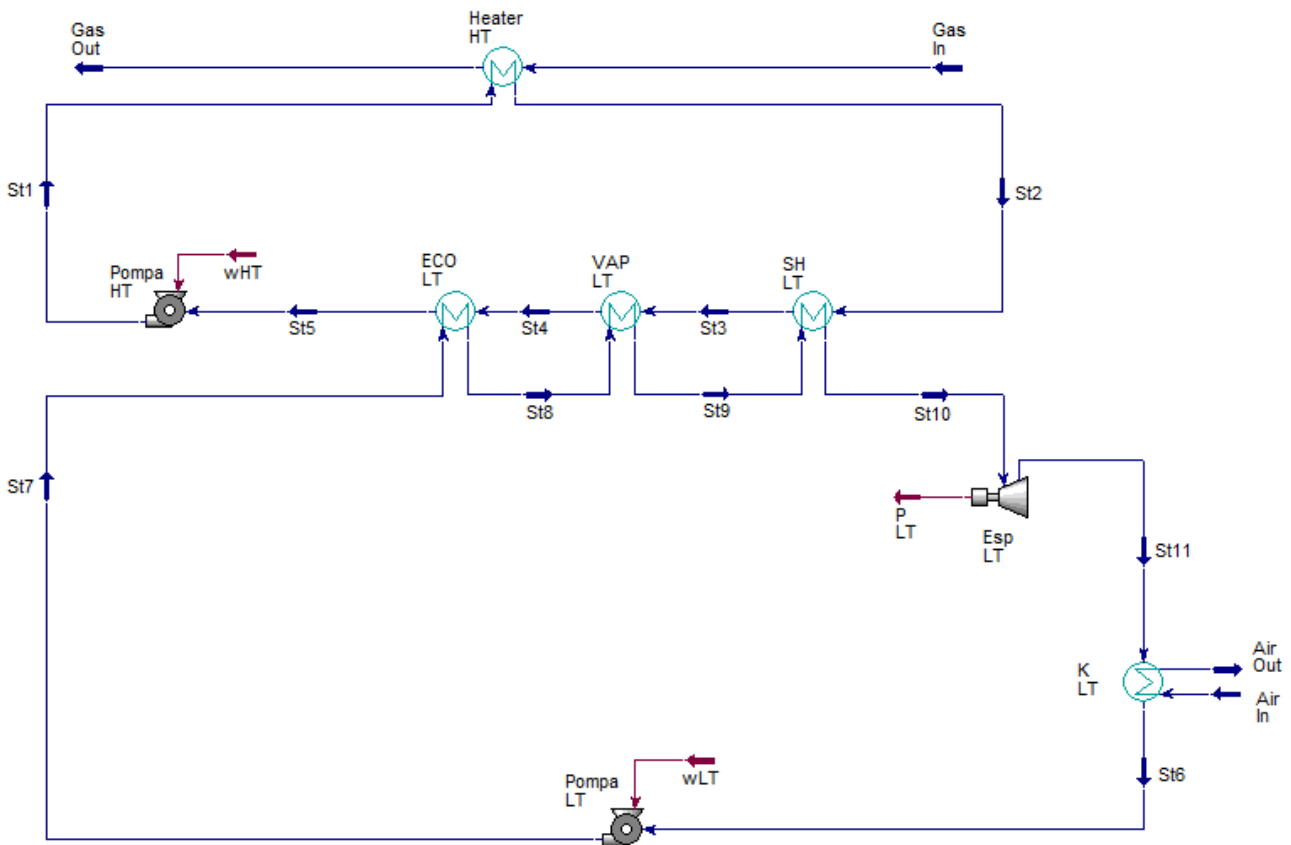


Figura 3.1 – Layout del sistema ORC semplice rappresentato in Aspen Hysys

3.1.1. Vincoli da Imporre e Parametri di Input

Si sceglie di imporre gli stessi vincoli adottati nel paragrafo 2.3, che rispondono a criteri di buona progettazione. Per comodità di lettura, li riportiamo qui di seguito:

- Differenze di temperatura agli scambiatori tra “fluido caldo” e “fluido freddo” nel caso gas-liquido:

$$\Delta T_I = \Delta T_{pinch} \geq 15 \div 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

b) Differenze di temperatura agli scambiatori nel caso liquido-liquido:

$$\Delta T_I = \Delta T_{pinch} \geq 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

c) Margine cautelativo sulla massima temperatura di ciclo per entrambi i fluidi:

$$T_{MAX} \approx T_{MAX,fluido} - 30,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

d) Temperatura minima dei fumi in uscita per evitare il problema della *rugiada acida*:

$$T_{F,MIN} \geq 150 \text{ } ^\circ\text{C}$$

e) Massima pressione di evaporazione:

$$p_{ev} \leq 0,76 p_{cr} \quad (p_{cr} = \textit{pressione critica del fluido})$$

f) Salto di temperatura dell'aria nel condensatore K_{LT} :

$$\Delta T_{air} = 15,0 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow T_{air,OUT} = T_{air,IN} + \Delta T_{air} = 27,0 \text{ } ^\circ\text{C} + 15,0 \text{ } ^\circ\text{C} = 42,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Come detto nel capitolo 2, i vincoli elencati impongono alcuni limiti che hanno un deciso impatto sulle prestazioni del sistema. Un primo limite è sicuramente rappresentato dalla temperatura massima dell'olio; il Therminol[®] VP-1 è uno degli oli con la massima temperatura di esercizio (400,0 °C) e per esso si ha:

$$T_{MAX} \approx T_{MAX,VP-1} - 30,0 \text{ } ^\circ\text{C} = 370,0 \text{ } ^\circ\text{C} ,$$

a fronte di una temperatura di ingresso dei fumi di 556,1 °C. Risulta, invece, meno problematica l'interazione tra olio e fluido organico negli scambiatori intermedi (ECO_{LT} , VAP_{LT} , SH_{LT}), perché il VP-1 giunge al surriscaldatore SH_{LT} appena dopo essersi riscaldato e non dopo una fase di espansione: in questa zona, potremo puntare a massimizzare pressione e temperatura del Ciclopentano. Non va poi dimenticato che, essendo la temperatura dei fumi in uscita legata alle portate dei 2 fluidi, il vincolo su $T_{F,MIN}$ ne limita l'innalzamento. Infine, è evidente che il vincolo sulla temperatura in uscita dell'aria nel condensatore del ciclo LT rappresenta un limite alla riduzione della pressione di condensazione del fluido organico.

I parametri di input selezionati sono riportati nella Tabella 3.1:

Tabella 3.1 – Parametri di input per il sistema ORC semplice

Fumi	Aria al Condensatore K_{LT}	Olio Diatermico	Fluido Organico
Portata	Temperatura in Ingresso	Portata	Portata
Temperatura in Ingresso	Temperatura in Uscita	Temperatura Massima	Temperatura Massima (in ingresso all'espansore)
Pressione in Ingresso	Pressione in Uscita	Pressione nel punto di Temperatura Massima	Pressione di Vaporizzazione
			Pressione di Condensazione

3.1.2. Analisi di Sensibilità e Ottimizzazione

Qui di seguito riportiamo le dipendenze e i limiti tra grandezze fisiche riscontrati nella simulazione (si faccia riferimento allo schema di Figura 3.1).

$$\text{per } T_{St2} \downarrow, \quad T_{St1} \downarrow \quad T_{St3} \downarrow \quad T_{St4} \downarrow \quad T_{St5} \downarrow \Rightarrow$$

Nell'abbassare la temperatura massima dell'olio T_{St2} si raggiunge la differenza di temperatura ΔT minima tra i due fluidi negli scambiatori intermedi, a partire dall'economizzatore ECO_{LT}.

$$\text{per } p_{St2} \downarrow, \quad T_{ev,olio} \downarrow \Rightarrow$$

La pressione nel ciclo dell'olio diatermico va tenuta sufficientemente elevata per evitare la vaporizzazione dell'olio stesso.

$$\text{per } \dot{m}_{olio} \uparrow, \quad T_{St1} \uparrow \quad T_{St3} \uparrow \quad T_{St4} \uparrow \quad T_{St5} \uparrow \Rightarrow$$

Volendo mantenere la temperatura dei fumi in uscita a ≈ 150 °C, alzando la portata dell'olio si raggiunge la differenza di temperatura ΔT minima allo scambiatore Heater_{HT}, Tuttavia, abbassando la medesima portata, si raggiunge il ΔT minimo agli scambiatori ECO_{LT} e VAP_{LT}.

$$\text{per } p_{St8} \uparrow, \quad T_{St3} \uparrow \quad T_{St4} \uparrow \quad T_{St5} \uparrow \quad T_{St7} \uparrow \quad T_{St8} \uparrow \quad T_{St9} \uparrow \quad T_{St11} \uparrow \Rightarrow$$

Come è lecito attendersi, alzando la pressione di vaporizzazione p_{St8} del fluido organico ci si avvicina al minimo salto di temperatura consentito negli scambiatori intermedi.

$$\text{per } \dot{m}_{f.org} \uparrow, \quad T_{Gas Out} \downarrow \quad T_{St1} \downarrow \quad T_{St3} \downarrow \quad T_{St4} \downarrow \quad T_{St5} \downarrow \Rightarrow$$

La portata del fluido organico è limitata superiormente dalla minima temperatura consentita dei fumi in uscita e dalle minime differenze di temperatura tra i due fluidi agli scambiatori intermedi.

$$\text{per } T_{St10} \downarrow, \quad T_{Gas Out} \uparrow$$

Noti questi legami tra grandezze fisiche, facciamo alcune considerazioni in sequenza per poter eseguire l'ottimizzazione:

- La temperatura massima raggiunta dall'olio deve essere la più alta possibile, per consentire al fluido organico un certo margine sulla portata e su pressione e temperatura di evaporazione. Come detto, questa è la ragione alla base della scelta del Therminol[®] VP-1 come olio diatermico.
- Scegliendo come fluido organico il Ciclopentano, la sua massima pressione di evaporazione è:

$$p_{ev,Cpen_{MAX}} = 0,76 p_{cr,Cpen} = 34,3 \text{ bar}$$

Come valore di primo tentativo, si fissa la pressione di evaporazione proprio al valore massimo di 34,3 bar. Un riassunto delle caratteristiche principali di Therminol[®] VP-1 e Ciclopentano è stato mostrato nella Tabella 2.2 (paragrafo 2.1).

- c) La portata di VP-1 è limitata superiormente dall'interazione con i fumi:

$$\text{per } T_{F,OUT} = T_{Gas\ Out} \approx 150\text{ }^{\circ}\text{C} , \quad T_{St1} = 129,9\text{ }^{\circ}\text{C} \text{ con } \dot{m}_{VP-1} = 45,0 \frac{kg}{s}$$

D'altra parte, è limitata inferiormente dall'interazione col Ciclopentano. Avendo già settato la pressione di evaporazione del Ciclopentano al valore massimo consentito, è fissata anche la sua temperatura di evaporazione. Pertanto, si sceglie di mantenere la portata di VP-1 al valore minimo che consenta una corretta interazione VP1-Ciclopentano, al fine di contenere le perdite di carico:

$$\text{fissato: } \Delta T_{I,ECOLT} \approx 10\text{ }^{\circ}\text{C} \Rightarrow \dot{m}_{VP-1} = 36,7 \frac{kg}{s} ,$$

- d) Per consentire al Therminol[®] VP-1 di raggiungere $\approx 370\text{ }^{\circ}\text{C}$ senza evaporare, bisogna mantenere sufficientemente elevata la pressione nel punto di temperatura massima del suo ciclo:

$$\text{per } T_{St2} = 375,0\text{ }^{\circ}\text{C} , \quad p_{St2} = 7,74\text{ bar}$$

- e) La pressione di condensazione del Ciclopentano è limitata inferiormente dal condensatore ad aria. Infatti, come detto qui si impone una differenza di temperatura tra ingresso e uscita dell'aria di $15,0\text{ }^{\circ}\text{C}$, quindi la temperatura $T_{air,OUT} = 42,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ dell'aria in uscita deve essere sufficientemente più bassa rispetto a quella del Ciclopentano in ingresso per consentirne la condensazione. Pertanto, il valore minimo consentito della pressione di condensazione del Ciclopentano è:

$$p_{k,Cpen} = 0,95\text{ bar} , \quad \text{con } T_{air,OUT} = 42,0\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Da queste considerazioni rimane esclusa la determinazione della portata e della massima temperatura di surriscaldamento del Ciclopentano (T_{St10}); infatti, queste due grandezze sono collegate attraverso la dipendenza della temperatura dei fumi in uscita dalla temperatura massima T_{St10} del Ciclopentano:

$$\text{se } T_{St10} \downarrow \Rightarrow T_{Gas\ Out} \uparrow \Rightarrow \text{si può aumentare } \dot{m}_{Cpen} ,$$

cioè l'abbassamento della temperatura massima del Ciclopentano determina l'innalzamento di quella di uscita dei fumi (si preleva meno potenza termica dai fumi), cosa che fornisce un margine ($T_{Gas\ Out} - 150,0\text{ }^{\circ}\text{C}$) impiegabile per innalzare la portata \dot{m}_{Cpen} (si torna a prelevare più potenza termica dai fumi).

Dunque, essendo la temperatura di vaporizzazione del Ciclopentano pari a:

$$T_{ev,Cpen} \approx 217,5\text{ }^{\circ}\text{C} , \quad \text{per } p_{ev,Cpen} = 34,3\text{ bar} ,$$

procediamo a variare la sua temperatura in uscita dal surriscaldatore SH_{LT} da 220,0 a 300,0 °C (limite per il Ciclopentano), con step di 10 °C. A ogni iterazione, correggiamo la portata di Ciclopentano al fine di mantenere la temperatura dei fumi in uscita al valore minimo di 150 °C, registrando al contempo i valori di potenza erogata dall'espansore e di salto di temperatura al surriscaldatore. Gli andamenti che si ottengono sono riportati in Figura 3.2.

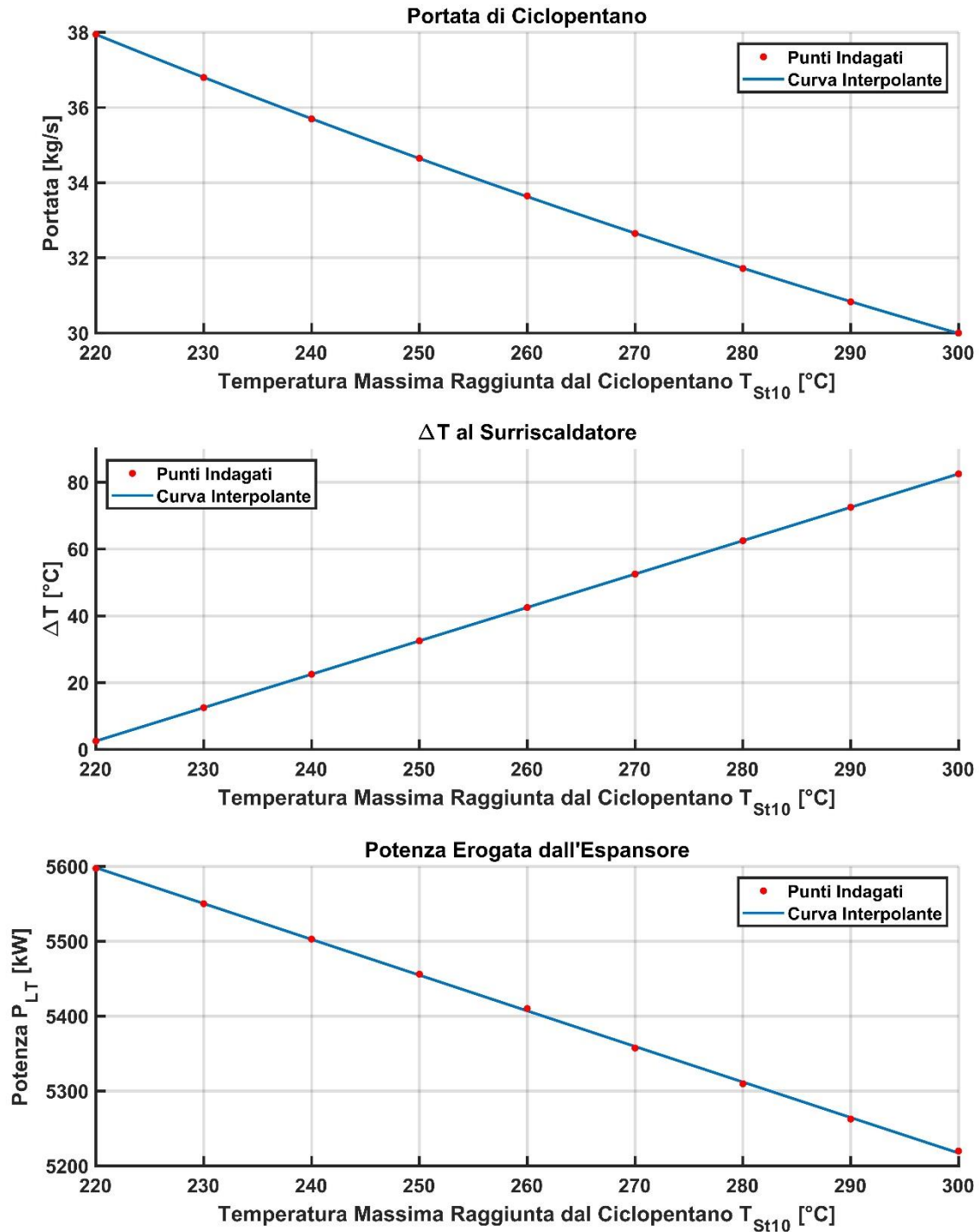


Figura 3.2 – Andamenti di portata di Ciclopentano, salto di temperatura al surriscaldatore SH_{LT} e potenza erogata dall'espansore al variare della temperatura massima di ciclo, per $T_{Gas\ Out} \approx 150$ °C

Tramite questa analisi parametrica si osserva che la condizione di massima potenza erogata è quella con la temperatura massima del Ciclopentano più contenuta: la potenza erogata dall'espansore è maggiormente influenzata dalla portata di fluido piuttosto che dalla temperatura massima di surriscaldamento. In fase di simulazione, sono state testate anche pressioni di evaporazione del Ciclopentano più basse, per verificare se la potenza erogata sia maggiormente sensibile alla portata o al salto di pressione tra ingresso e uscita dell'espansore, secondo questo schema logico:

$$\begin{aligned}
 \text{se } p_{ev,Cpen} \downarrow \Rightarrow T_{ev,Cpen} \downarrow \Rightarrow \text{ si può ridurre } T_{St10} \Rightarrow \\
 T_{Gas\ out} \uparrow \Rightarrow \text{ si può aumentare } \dot{m}_{Cpen}
 \end{aligned}$$

È emerso che il salto di pressione nell'espansore ha un maggior peso sulla potenza rispetto alla portata di fluido, quindi il valore ottimale di pressione di evaporazione rimane quello massimo consentito dal Ciclopentano.

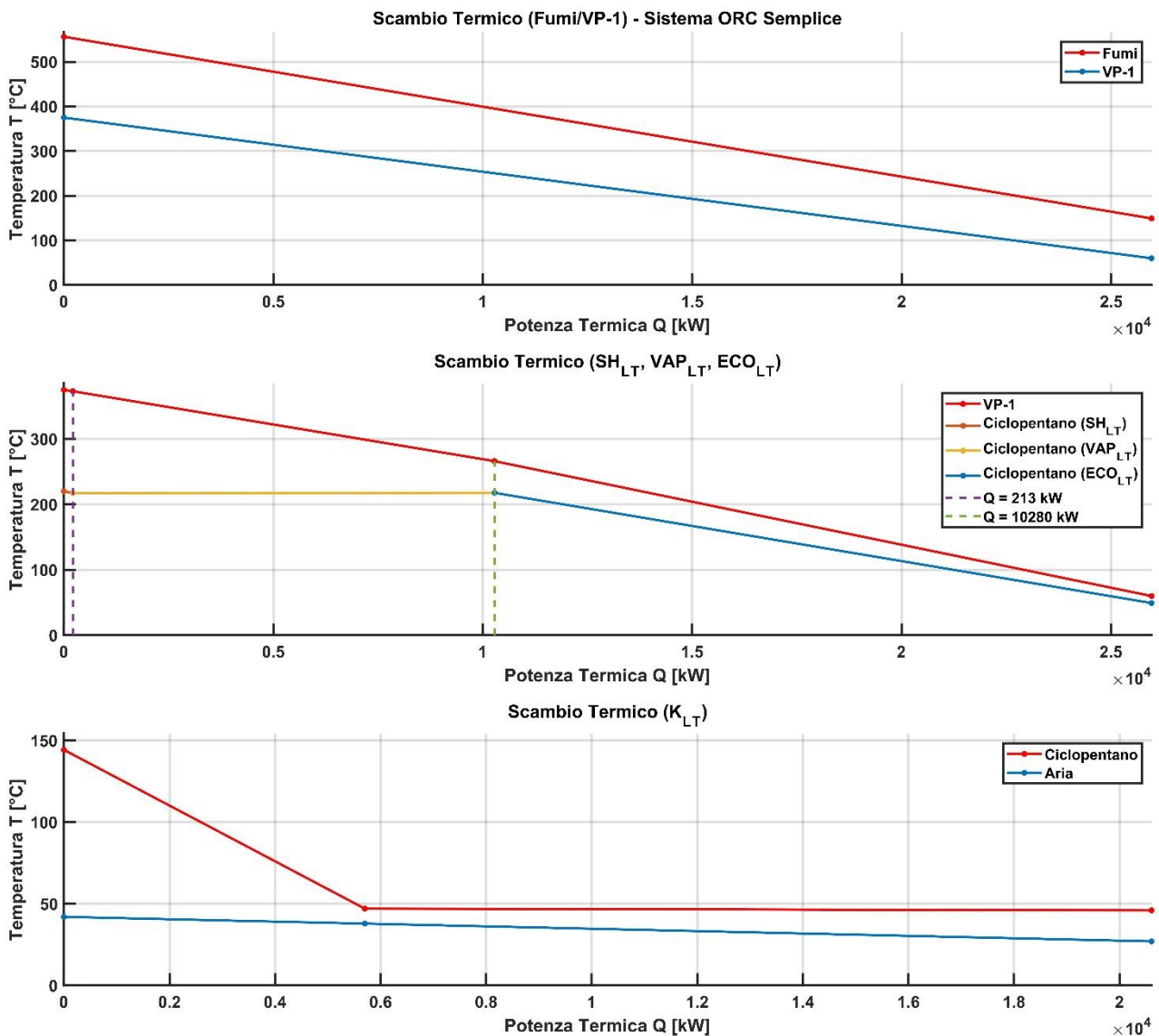


Figura 3.3 – Diagrammi di scambio termico per il sistema ORC semplice

Tabella 3.2 – Parametri termodinamici di rilievo dei flussi materiali del sistema ORC semplice (in blu sono evidenziati gli input del sistema)

	Frazione di Vapore	Temperatura	Pressione	Portata in Massa	Potenza Termica	Entalpia	Calore Specifico	Densità
Unità		°C	bar	kg/s	kW	kJ/kg	kJ/kg-K	kg/m ³
Gas In	0.96	556.1	1.02	57.0	-30389	-533.0	1.16	0.44
Gas Out	1.00	149.2	1.01	57.0	-56352	-988.3	1.07	0.83
St1	0.00	60.0	9.10	36.7	7520	204.7	1.74	1018
St2	0.00	375.0	7.74	36.7	33483	911.6	2.76	713.3
St3	0.00	372.9	7.74	36.7	33271	905.8	2.75	716.1
St4	0.00	266.1	7.74	36.7	23203	631.7	2.39	836.9
St5	0.00	59.9	7.74	36.7	7512	204.5	1.74	1018
St6	0.00	46.0	0.91	38.0	-55689	-1467	1.89	719.2
St7	0.00	49.2	34.5	38.0	-55456	-1461	1.91	720.0
St8	0.00	217.7	34.3	38.0	-39765	-1048	2.30	454.2
St9	1.00	217.3	34.1	38.0	-29697	-782.5	2.10	58.7
St10	1.00	220.0	33.7	38.0	-29484	-776.9	2.11	57.6
St11	1.00	144.3	0.95	38.0	-35082	-924.4	1.78	1.92
Air In	1.00	27.0	1.00	1357	2742	2.02	1.01	1.16
Air Out	1.00	42.0	1.00	1357	23349	17.2	1.01	1.10

Finalmente, possiamo disegnare i diagrammi di scambio termico, mostrati nella Figura 3.3, e riassumere i valori ottimali dei parametri di input:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{VP-1} &= 36,7 \frac{kg}{s} , & T_{MAXVP-1} &= 375,0 \text{ } ^\circ\text{C} , & p_{T_{MAX,VP-1}} &= 7,74 \text{ bar} , \\ \dot{m}_{Cpen} &= 37,9 \frac{kg}{s} , & T_{MAXCpen} &= 220,0 \text{ } ^\circ\text{C} , & p_{k,Cpen} &= 0,95 \text{ bar} , \\ p_{ev,Cpen} &= 34,3 \text{ bar} , & \Delta T_{SHLT} &= 2,53 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

3.1.3. Prestazioni del Sistema ORC Semplice

Procediamo al calcolo dei parametri prestazionali:

a) *Potenza Netta Totale del Sistema ORC:*

$$P_{ORC} = P_{LT} - P_{PompaHT} - P_{PompaLT} - P_K = 5034 \text{ kW} ,$$

dove le singole potenze sono considerate al netto dei rendimenti isoentropici dell'espansore e delle pompe, del rendimento del generatore connesso all'espansore e di quello dei motori connessi alle pompe. La descrizione e il valore numerico dei termini che compongono la potenza netta totale sono riportati nella Tabella 3.3, mentre per i rendimenti sono stati impiegati gli stessi valori adoperati nel capitolo 2, cosa che faremo anche per i sistemi descritti più avanti.

b) *Rendimento Totale:*

$$\eta_{ORC} = \frac{P_{ORC}}{Q_{IN}} = 19,4 \text{ } \% ,$$

con $Q_{IN} = 25963 \text{ kW}$ potenza termica introdotta dai fumi.

c) *Rendimento di Recupero:*

$$\eta_{Rec} = \eta_{ORC} \varepsilon = 14,6 \text{ } \% , \quad \varepsilon = \frac{T_{F,IN} - T_{F,OUT}}{T_{F,IN} - 15 \text{ } ^\circ\text{C}} = 0,75 ,$$

con $\varepsilon =$ efficienza di scambio e $T_F =$ temperatura dei fumi.

Tabella 3.3 – Potenze erogate o assorbite da espansore, pompe e condensatore nel sistema ORC semplice

P_{LT} (potenza erogata dall'espansore del ciclo Rankine)	$P_{PompaHT}$ (potenza assorbita dalla pompa del VP-1)	$P_{PompaLT}$ (potenza assorbita dalla pompa del ciclo Rankine)	P_K (potenza assorbita dal condensatore ad aria)
5597 kW	8,31 kW	232,5 kW	323,0 kW

Nella Figura 3.4 viene mostrato un diagramma di confronto prestazionale tra i sistemi dual-loop originale (descritto nel paragrafo 2.1), dual-loop ottimizzato (descritto nel paragrafo 2.3) e ORC semplice.

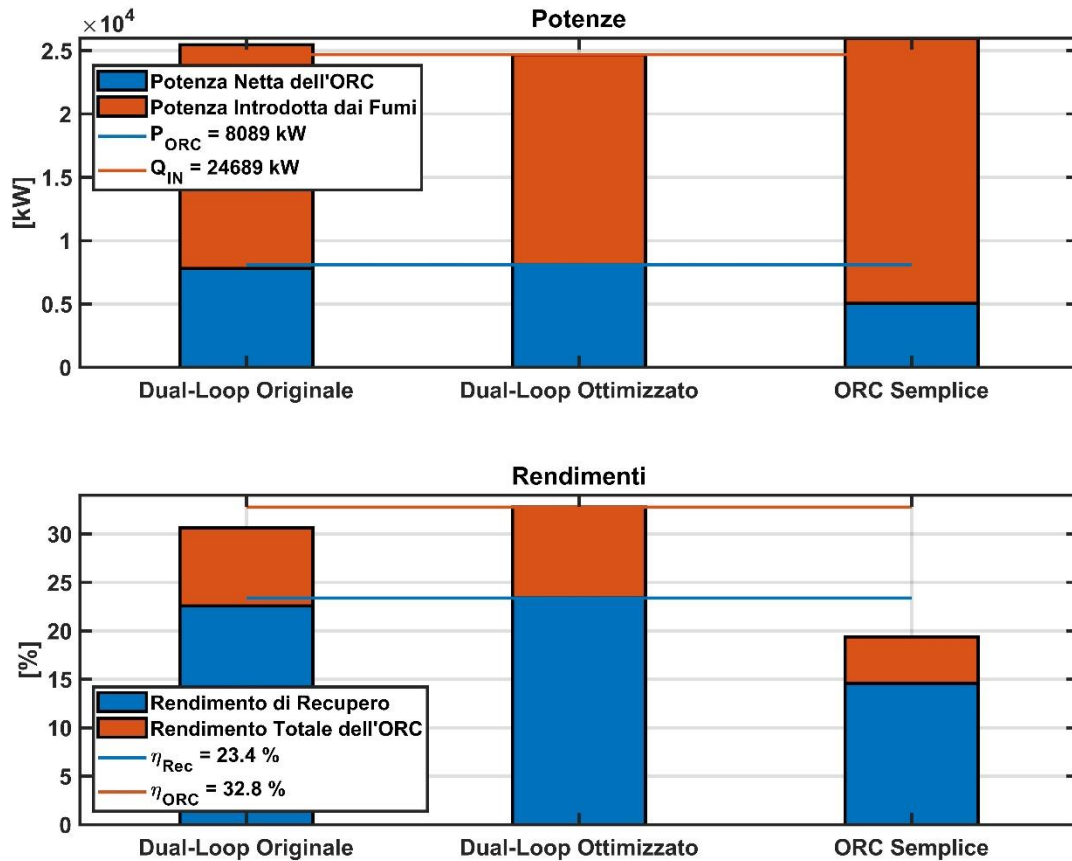


Figura 3.4 – Confronto prestazionale tra i sistemi dual-loop originale, dual-loop ottimizzato e ORC semplice

In conclusione, le prestazioni del sistema ORC semplice sono sensibilmente inferiori a quelle del sistema dual-loop, sia per la mancanza dell'espansore nel ciclo HT sia per la maggiore distanza della temperatura massima del fluido ORC da quella limite di esercizio. Tale distanza può essere ridotta riducendo al contempo la portata, ma così facendo si avrebbe un ulteriore scadimento prestazionale. Osservando il diagramma di scambio termico del condensatore K_{LT} (Figura 3.3, terzo diagramma), si nota un grande salto di temperatura durante la fase di desurriscaldamento del Ciclopentano, di quasi $100 \text{ }^\circ\text{C}$. Ciò è indice del fatto che una discreta quota di potenza termica, ceduta in principio dai fumi, viene scaricata in ambiente e ci suggerisce che il sistema potrebbe trarre grande giovamento in termini di rendimento e potenza netta dall'introduzione del recuperatore a valle dell'espansore.

In ogni modo, questa soluzione meno prestante ha il vantaggio di una maggiore semplicità e, di conseguenza, di un minor costo rispetto ai sistemi analizzati finora: infatti, vengono a mancare un espansore e quattro scambiatori.

3.2. Sistema ORC Semplice con Recuperatore

Riproponiamo un layout simile al precedente, con l'aggiunta di uno scambiatore a monte del condensatore ad aria, cioè il recuperatore REC_{LT}.

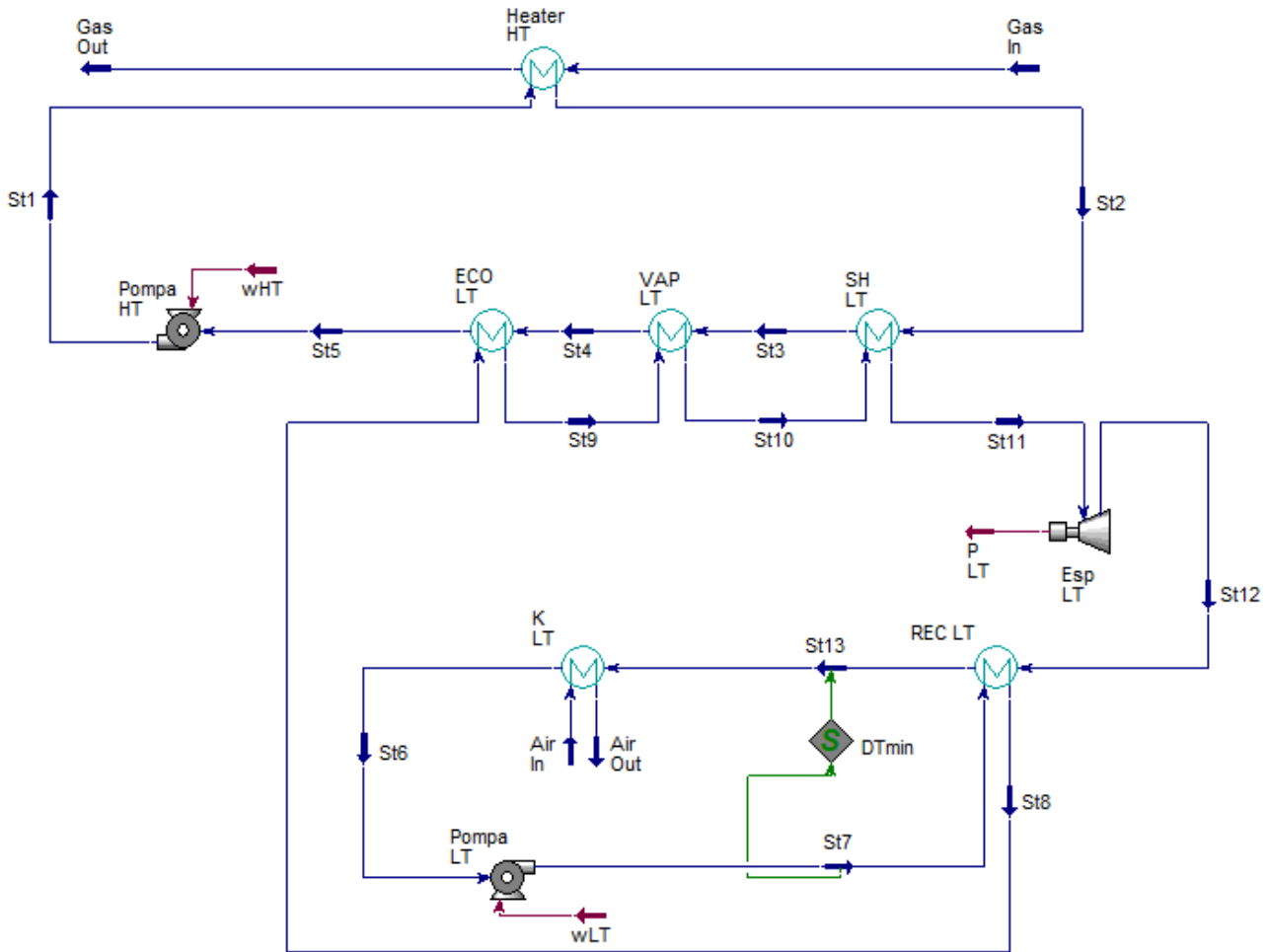


Figura 3.5 – Layout del sistema ORC semplice con recuperatore rappresentato in Aspen Hysys

Lo scopo di questo scambiatore è quello di desurriscaldare il Ciclopentano prima del suo ingresso nel condensatore, per ottenere un duplice vantaggio:

- Si recupera parte della potenza termica fornita in origine dai fumi, che altrimenti sarebbe stata scaricata in ambiente tramite il condensatore K_{LT}.
- Si limita il carico sul condensatore, che dunque avrà bisogno di una minore portata d'aria per condensare il Ciclopentano e, di conseguenza, imporrà un minor consumo energetico.

Con l'aggiunta del recuperatore, è stato fornito al simulatore un ulteriore vincolo, cioè si è imposto tra il Ciclopentano che dal recuperatore va al condensatore (fluido caldo in uscita) e quello che dalla pompa entra nel recuperatore (fluido freddo in ingresso) un salto di temperatura:

$$\Delta T_{I,REC_{LT}} = T_{St13} - T_{St7} = 10,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dunque, il nuovo set di parametri di input è riportato nella Tabella 3.4:

Tabella 3.4 – Parametri di input per il sistema ORC semplice con recuperatore

Fumi	Aria al Condensatore K	Olio Diatermico	Fluido Organico
Portata	Temperatura in Ingresso	Portata	Portata
Temperatura in Ingresso	Temperatura in Uscita	Temperatura Massima	Temperatura Massima (in ingresso all'espansore)
Pressione in Ingresso	Pressione in Uscita	Pressione nel Punto di Temperatura Massima	Pressione di Vaporizzazione
			Pressione di Condensazione
			Differenza Minima di Temperatura nel Recuperatore

Grazie alla presenza del recuperatore, a parità di portate viene richiesta meno potenza termica ai fumi da parte del ciclo del fluido organico. Di conseguenza, la temperatura in uscita dei fumi tende a salire, fornendo un margine sfruttabile per l'aumento di portata del Ciclopentano, a patto di incrementare anche la portata dell'olio diatermico, così da mantenere le minime differenze di temperatura accettabili agli scambiatori intermedi.

Quindi, con l'obiettivo di mantenere a ≈ 150 °C la temperatura dei fumi uscenti dallo scambiatore $Heater_{HT}$, individuiamo i seguenti valori ottimali dei parametri di input:

$$\dot{m}_{VP-1} = 44,0 \frac{kg}{s} , \quad T_{MAX_{VP-1}} = 375,0 \text{ } ^\circ C , \quad p_{T_{MAX_{VP-1}}} = 7,74 \text{ bar} ,$$

$$\dot{m}_{Cpen} = 47,2 \frac{kg}{s} , \quad T_{MAX_{Cpen}} = 220,0 \text{ } ^\circ C , \quad p_{k,Cpen} = 0,95 \text{ bar} ,$$

$$p_{ev,Cpen} = 34,3 \text{ bar} , \quad \Delta T_{SHLT} = 2,86 \text{ } ^\circ C$$

Nella Figura 3.6 vengono mostrati i diagrammi di scambio termico che si ottengono adottando questi valori, mentre i valori dei principali parametri termodinamici dei flussi materiali sono riassunti nella Tabella 3.6.

A questo punto, procediamo al calcolo dei parametri prestazionali:

a) *Potenza Netta Totale del Sistema ORC:*

$$P_{ORC} = P_{LT} - P_{Pompa_{HT}} - P_{Pompa_{LT}} - P_K = 6444 \text{ kW} ,$$

dove le singole potenze sono considerate al netto dei rendimenti isoentropici dell'espansore e delle pompe, del rendimento del generatore connesso all'espansore e di quello dei motori connessi alle pompe. La descrizione e il valore numerico dei termini che compongono la potenza netta totale sono riportati nella Tabella 3.5.

b) *Rendimento Totale:*

$$\eta_{ORC} = \frac{P_{ORC}}{Q_{IN}} = 24,9 \% ,$$

con $Q_{IN} = 25908 \text{ kW}$ potenza termica introdotta dai fumi.

c) *Rendimento di Recupero:*

$$\eta_{Rec} = \eta_{ORC} \varepsilon = 18,7 \% , \quad \varepsilon = \frac{T_{F,IN} - T_{F,OUT}}{T_{F,IN} - 15 \text{ }^\circ\text{C}} = 0,75 ,$$

con $\varepsilon = \text{efficienza di scambio}$ e $T_F = \text{temperatura dei fumi}$.

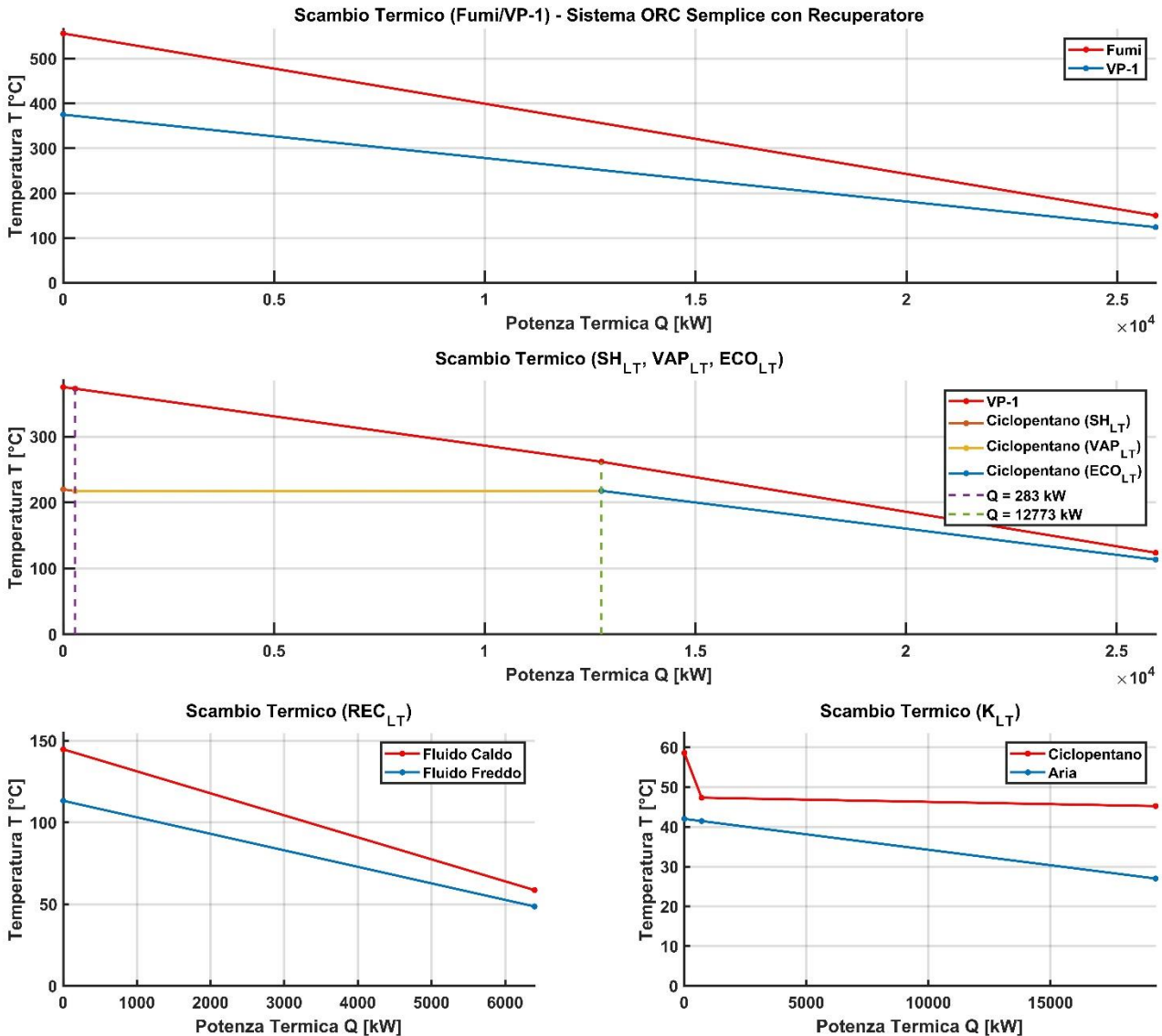


Figura 3.6 – Diagrammi di scambio termico per il sistema ORC semplice con recuperatore

Sempre nella Tabella 3.5, viene messo in evidenza un confronto con i risultati che erano stati ottenuti con il sistema ORC semplice (senza recuperatore). Ciò che emerge in modo evidente è innanzitutto l'incremento, da parte del sistema con recuperatore, di circa 1,4 MW di potenza netta totale prodotta e, in secondo luogo, la potenza più che dimezzata assorbita dal condensatore ad aria.

L'aumento di potenza netta totale è da attribuire principalmente all'aumento della portata di Ciclopentano, come si può vedere dal confronto dei termini P_{LT} di potenza erogata dall'espansore, direttamente proporzionali alla portata. Invece, la ragione alla base della riduzione di potenza assorbita dal condensatore è comprensibile confrontando i diagrammi di scambio termico al condensatore per il sistema ORC semplice (Figura 3.3) e per il sistema ORC semplice con recuperatore (Figura 3.6): il tratto di desurriscaldamento del Ciclopentano è molto più contenuto nel secondo caso, quindi occorre una portata d'aria più bassa per desurriscaldare e condensare il fluido organico. Dato che, come descritto nel paragrafo 2.2.2, la potenza P_K assorbita dal condensatore è direttamente proporzionale alla portata d'aria che il ventilatore deve spostare, è palese il legame tra entità del desurriscaldamento da eseguire nel condensatore e potenza assorbita.

Tabella 3.5 – *Potenze nette totali e potenze erogate o assorbite da espansore, pompe e condensatore nel sistema ORC semplice e nel sistema ORC semplice con recuperatore*

	P_{ORC} (potenza netta totale del sistema ORC)	P_{LT} (potenza erogata dall'espansore del ciclo Rankine)	$P_{PompaHT}$ (potenza assorbita dalla pompa del VP-1)	$P_{PompaLT}$ (potenza assorbita dalla pompa del ciclo Rankine)	P_K (potenza assorbita dal condensatore ad aria)
ORC Semplice	5034 kW	5597 kW	8,31 kW	232,5 kW	323,0 kW
ORC Semplice con Recuperatore	6444 kW	6913 kW	15,5 kW	302,4 kW	151,5 kW

Nella Figura 3.7 viene mostrato un diagramma di confronto prestazionale tra i sistemi dual-loop originale (descritto nel paragrafo 2.1), dual-loop ottimizzato (descritto nel paragrafo 2.3), ORC semplice (descritto nel paragrafo 3.1) e ORC semplice con recuperatore.

Le prestazioni del sistema dual-loop continuano a emergere rispetto a quelle del sistema ORC semplice, sia in termini di potenza netta sia rispetto al rendimento. Ciò è dovuto senz'altro alla presenza dell'espansore nel ciclo HT del sistema dual-loop. Infatti, dalla Tabella 2.6, si può vedere come la potenza erogata dall'espansore del ciclo LT di quel sistema fosse addirittura inferiore a quella erogata dall'unico espansore del sistema semplice con recuperatore descritto nel presente paragrafo (a causa della necessità, nel primo caso, di contenere la pressione di evaporazione del Ciclopentano per non compromettere eccessivamente l'espansione del fluido del ciclo HT):

$$P_{LT} = \begin{cases} 6141 \text{ kW} & (\text{dual-loop ottimizzato}) \\ 6913 \text{ kW} & (\text{ORC semplice + REC}) \end{cases}$$

Pertanto, questo confronto dimostra il vantaggio, dal punto di vista meramente prestazionale, che si ha nell'adottare due cicli in cascata se la sorgente di calore si trova a temperature superiori ai 500 °C, secondo le definizioni introdotte nel paragrafo 1.5.

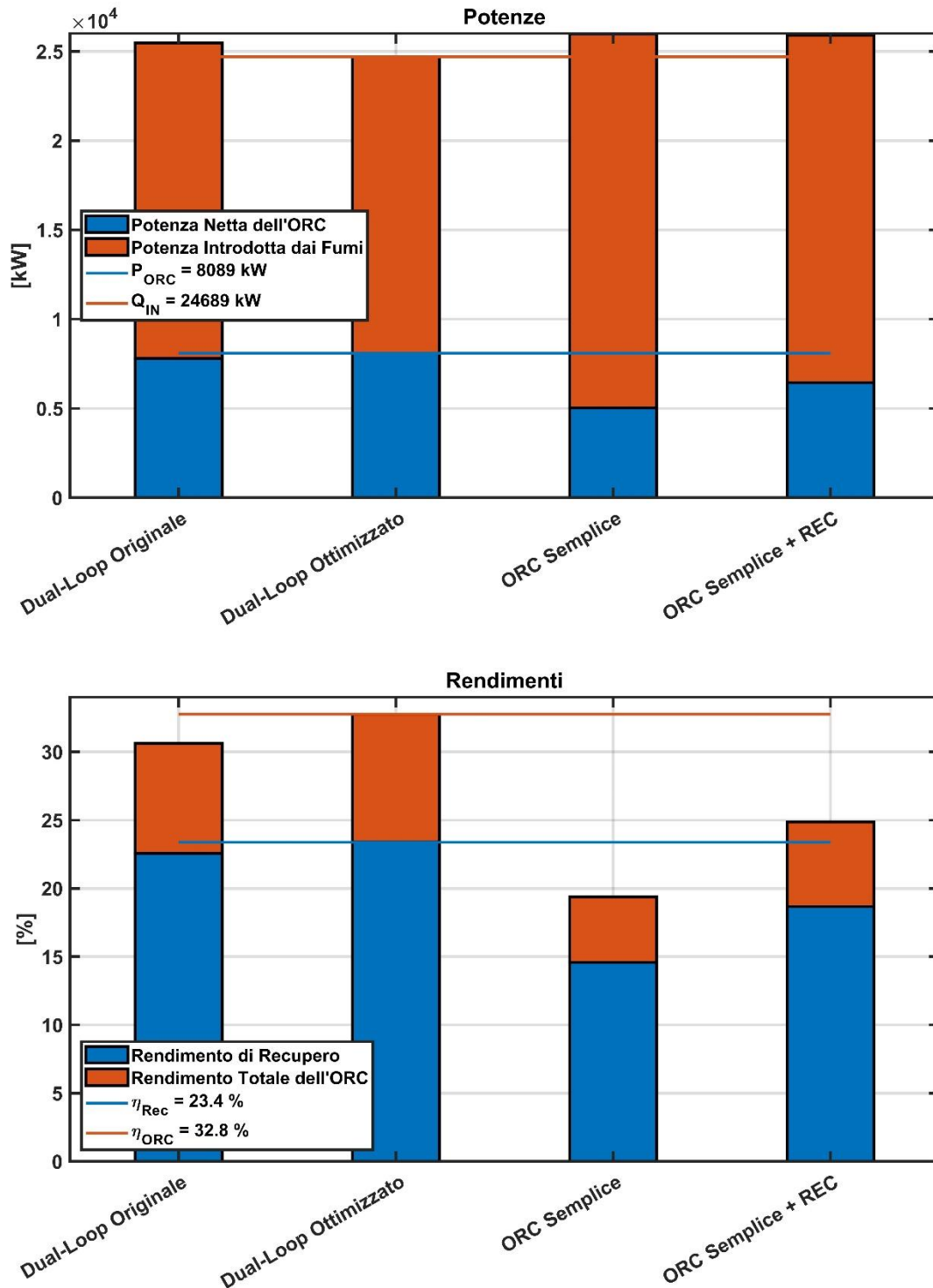


Figura 3.7 – Confronto prestazionale tra i sistemi dual-loop originale, dual-loop ottimizzato, ORC semplice e ORC semplice con recuperatore

Tabella 3.6 – Parametri termodinamici di rilievo dei flussi materiali del sistema ORC semplice con recuperatore (in blu sono evidenziati gli input del sistema)

Unità	Frazione di Vapore	Temperatura °C	Pressione bar	Portata in Massa kg/s	Potenza Termica kW	Entalpia kJ/kg	Calore Specifico kJ/kg-K	Densità kg/m ³
Gas In	0.96	556.1	1.02	57.0	-30389	-533.0	1.16	0.44
Gas Out	1.00	150.1	1.01	57.0	-56297	-987.3	1.07	0.82
St1	0.00	124.0	9.75	44.0	14202	322.8	1.95	965.3
St2	0.00	375.0	7.74	44.0	40111	911.6	2.76	713.3
St3	0.00	372.7	7.74	44.0	39827	905.2	2.75	716.4
St4	0.00	261.8	7.74	44.0	27338	621.3	2.38	841.2
St5	0.00	123.8	7.74	44.0	14187	322.4	1.95	965.2
St6	0.00	45.2	0.88	47.2	-69257	-1469	1.89	720.0
St7	0.00	48.6	36.0	47.1	-68954	-1462	1.91	720.8
St8	0.00	113.3	34.5	47.2	-62556	-1327	2.30	649.1
St9	0.00	217.7	34.3	47.2	-49405	-1048	2.30	454.2
St10	1.00	217.1	34.0	47.2	-36916	-782.9	2.10	58.6
St11	1.00	220.0	33.4	47.2	-36632	-776.9	2.11	57.1
St12	1.00	144.8	0.96	47.2	-43546	-923.6	1.78	1.94
St13	1.00	58.6	0.95	47.2	-49944	-1059	1.36	2.42
Air In	1.00	27.0	1.00	1272	2570	2.02	1.01	1.16
Air Out	1.00	42.0	1.00	1272	21884	17.2	1.01	1.10

4. ANALISI DI UN SISTEMA A VAPORE D'ACQUA

Nel capitolo 1 sono state descritte le ragioni per cui il ciclo Rankine a fluido organico (ORC) rappresenta una valida soluzione da implementare in impianti dedicati alla produzione energetica, soprattutto quando la sorgente di calore a disposizione ha un basso contenuto exergetico. In queste condizioni, infatti, risulta difficile per un ciclo a vapore d'acqua conseguire valori soddisfacenti di efficienza di conversione energetica. Inoltre, nel medesimo capitolo sono stati elencati una serie di vantaggi operativi che differenziano un impianto ORC rispetto a un impianto in cui il ciclo viene eseguito da vapore d'acqua. Per comodità, li riportiamo qui di seguito:

- a) Semplici procedure di avviamento e fermata.
- b) Ottime prestazioni ai carichi parziali e pronta risposta nei transitori.
- c) Minima necessità di personale per gestione e manutenzione.
- d) Gestione del modulo ORC completamente automatizzata.
- e) Alta affidabilità e disponibilità.
- f) Funzionamento silenzioso.
- g) Utilizzo di condensatori ad aria senza eccessiva penalizzazione delle prestazioni.

Da queste considerazioni, emergono molteplici elementi a favore della tecnologia ORC la quale, tuttavia, trova uno dei suoi principali limiti nella massima temperatura operativa dei fluidi di lavoro, legata alla stabilità termica degli stessi. Nel presente studio, viene analizzato proprio un caso in cui la sorgente di calore si trova *ad altissima temperatura* (superiore a 500 °C, secondo le definizioni del paragrafo 1.5), che rappresenta un ambito di frontiera per il quale è lecito interrogarsi su quale sia la migliore scelta impiantistica da effettuare: da un lato potremmo implementare un tradizionale ciclo a vapore d'acqua, la cui complessità impiantistica e di gestione è ben nota; dall'altro, potremmo optare per un ORC, al cui interno opera un fluido organico al quale è richiesta stabilità termica a temperature molto elevate per la sua categoria e che, quindi, tende tutt'oggi a limitare le prestazioni del sistema, nonostante la presenza sul mercato di fluidi sempre più performanti.

Quindi, nelle prossime pagine andremo a mostrare le prestazioni raggiungibili da un sistema bottomer che sfrutta vapore d'acqua. Questi dati confluiranno, infine, nel quadro di confronto prestazionale comprendente tutti i sistemi analizzati finora.

4.1. Ciclo Hirn a Vapore d'Acqua

In questo paragrafo, come sezione bottomer a valle del sistema energetico primario, introduciamo un layout che realizza un ciclo a vapore d'acqua. Dal momento che il vapore viene surriscaldato, si tratta più precisamente di un *ciclo Hirn*. Il layout viene mostrato nella Figura 4.1:

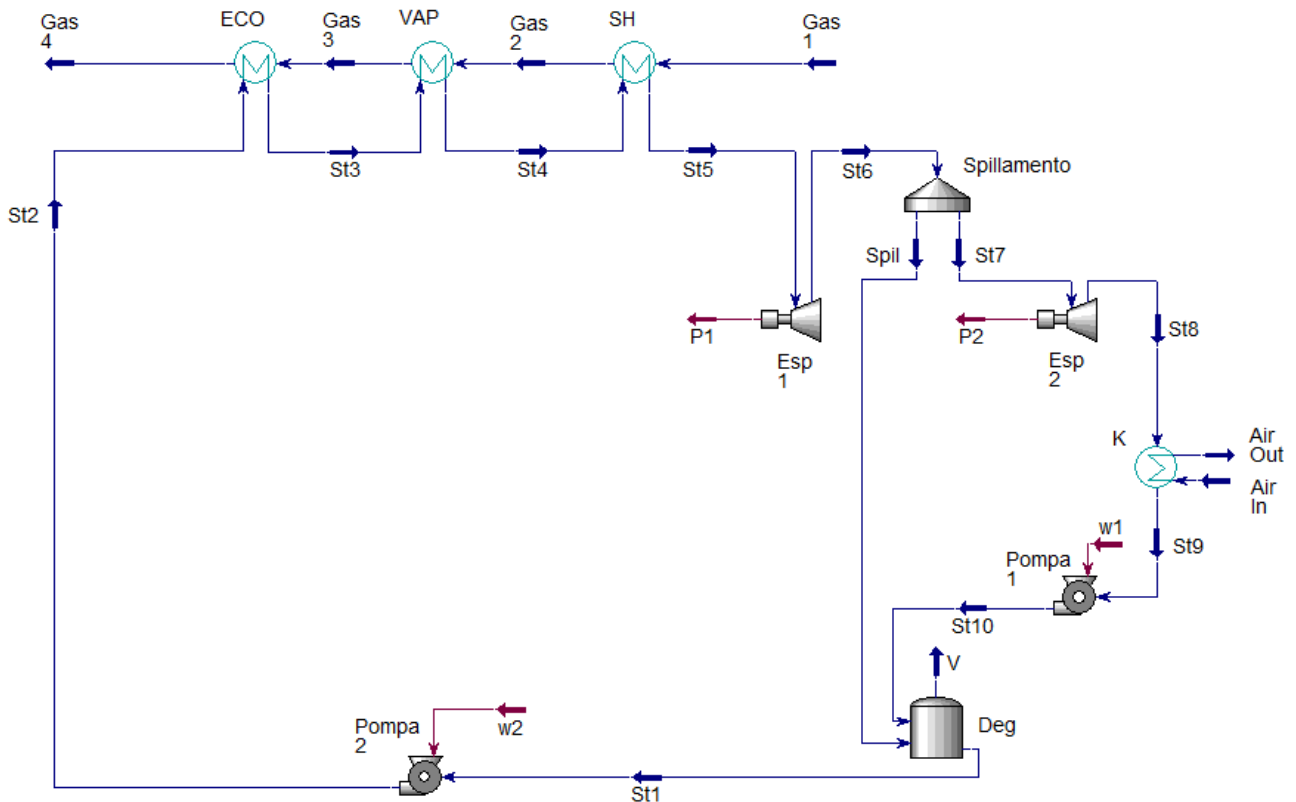


Figura 4.1 – Layout del ciclo Harn a vapore d'acqua rappresentato in Aspen Hysys

All'interno del ciclo è necessario introdurre uno scambiatore a miscela a valle del condensatore K, cioè il *degasatore* Deg, per eliminare il problema degli *incondensabili*. Il *degasaggio* è un processo fisico o chimico attraverso il quale vengono eliminati i gas e gli incondensabili presenti nel vapore condensato. Per estrarre i gas dall'acqua è necessario che il degasatore svolga i seguenti compiti:

- riscaldare tutta la massa di liquido condensato per mezzo di vapore, in modo da diminuire la solubilità dei gas;
- frazionare ed agitare l'acqua, cioè dividerla in goccioline sufficientemente piccole in modo da favorire la separazione dei gas;
- diminuire il più possibile le pressioni parziali dei gas presenti, in modo che l'acqua, in condizioni di saturazione non riesca a trattenere i gas disciolti;
- scaricare in atmosfera gli incondensabili attraverso uno sfiato posizionato sulla parte alta del degasatore.

La torre degasante è disposta sopra il serbatoio ed è suddivisa all'interno in varie zone, nelle quali l'acqua viene riscaldata, frazionata e degasata. Il condensato (St10) viene immesso nella parte superiore della torretta attraverso un sistema di ugelli spruzzatori, che lo frazionano in gocce minute e lo distribuiscono uniformemente sul piatto più alto. In questa zona confluiscono i gas liberati nelle zone sottostanti unitamente a del vapore che, in funzionamento normale, è prelevato da uno spillamento di turbina (Spil), mentre in avviamento è derivato dal collettore del vapore ausiliario. L'acqua immessa nel degasatore, a contatto con il vapore, ne abbassa la temperatura fino a quella di condensazione alla pressione esistente nel degasatore (p_{Deg}). In tal guisa si condensa la maggior parte del vapore e quindi solo una piccola percentuale di esso viene scaricata all'atmosfera insieme ai gas. Nella parte inferiore della zona di riscaldamento, grazie all'elevato coefficiente di trasmissione tra vapore condensante e acqua, la temperatura di quest'ultima raggiunge un valore assai prossimo a quello della temperatura di saturazione. L'acqua, dopo essere passata nella zona di riscaldamento, cade su un insieme di piatti forati, dai quali scende come pioggia; il vapore sale dal basso fluendo alternativamente verso il centro e verso la periferia dell'apparecchio, quindi sempre in direzione perpendicolare al flusso dell'acqua. Il frazionamento meccanico dell'acqua, nel rimbalzare da un piatto all'altro, unito all'effetto dinamico e termico del vapore, assicura l'eliminazione della maggior parte degli incondensabili. Attraverso i tubi di raccolta l'acqua degasata discende poi nel serbatoio inferiore del degasatore, da dove viene convogliata all'aspirazione delle pompe alimento.

Per rappresentare all'interno del simulatore il degasatore, con associato lo spillamento da turbina, la fase di espansione è stata ripartita in due sottofasi; nel passaggio tra queste due, il flusso di vapore è stato suddiviso in un flusso St7 che prosegue l'espansione e in uno Spil (rappresentante la portata di vapore spillata) che giunge al degasatore. Infine, dal degasatore parte un flusso St1 di liquido saturo, la cui portata è la somma delle portate entranti nel degasatore stesso.

Nella Tabella 4.1 si riportano alcune caratteristiche dell'acqua utili dal punto di vista operativo.

Tabella 4.1 – *Caratteristiche rilevanti dell'Acqua*

Fluido	Composizione		Peso Molecolare Medio	Temperatura Critica	Pressione Critica	Temperatura Massima di Esercizio
	H ₂ O	100 %				
Acqua	H ₂ O	100 %	18,0 g/mol	374,0 °C	220,6 bar	550,0 °C

4.1.1. Vincoli da Imporre e Parametri di Input

Si sceglie di imporre gli stessi vincoli adottati nel paragrafo 2.3, che rispondono a criteri di buona progettazione. Per comodità di lettura, li riportiamo qui di seguito:

- a) Differenze di temperatura agli scambiatori tra “fluido caldo” e “fluido freddo” nel caso gas-liquido:

$$\Delta T_I = \Delta T_{pinch} \geq 15 \div 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- b) Differenze di temperatura agli scambiatori nel caso liquido-liquido:

$$\Delta T_I = \Delta T_{pinch} \geq 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- c) Margine cautelativo sulla massima temperatura di ciclo:

$$T_{MAX} \approx T_{MAX,fluido} - 30,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- d) Temperatura minima dei fumi in uscita per evitare il problema della *rugiada acida*:

$$T_{F,MIN} \geq 150 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- e) Massima pressione di evaporazione:

$$p_{ev} \leq 0,76 p_{cr} \quad (p_{cr} = \text{pressione critica del fluido})$$

- f) Salto di temperatura dell'aria nel condensatore K_{LT} :

$$\Delta T_{air} = 15,0 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow T_{air,OUT} = T_{air,IN} + \Delta T_{air} = 27,0 \text{ } ^\circ\text{C} + 15,0 \text{ } ^\circ\text{C} = 42,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

I parametri di input scelti per questo sistema sono riportati nella Tabella 4.2. Rispetto ai sistemi già analizzati, fanno la loro comparsa la pressione di spillamento e quella presente nel degasatore.

Tabella 4.2 – Parametri di input per il ciclo Hirn a vapore d'acqua

Fumi	Aria al Condensatore K	Vapore d'Acqua
Portata	Temperatura in Ingresso	Portata
Pressione in Ingresso	Pressione in Uscita	Temperatura Massima (in ingresso all'espansore)
Temperatura in Ingresso	Temperatura in Uscita	Pressione di Vaporizzazione
		Pressione di Condensazione
		Pressione di Spillamento
		Pressione nel Degasatore Deg

In teoria, la massima pressione di evaporazione a cui potremo sottoporre il fluido nel ciclo è:

$$p_{ev,H_2O,MAX} = 0,76 p_{cr,H_2O} = 167,7 \text{ bar}$$

Va, però, considerato che la pressione di evaporazione dell'acqua raggiunge valori così alti solo nei gruppi a vapore di grossa taglia, i cui valori di potenza elettrica prodotta sono ben al di sopra della capacità del sistema che stiamo analizzando (inferiore ai 10 MW), rendendo accettabile la conseguente grande complicazione impiantistica. Pertanto, anche se nel seguito indagheremo il comportamento delle variabili termodinamiche di interesse fino al suddetto limite di ≈ 170 bar, la soluzione che prenderemo realmente in considerazione prevederà una pressione di evaporazione più bassa.

Invece, la temperatura massima di esercizio, che fissiamo a $520,0$ °C, non rappresenta nel caso in esame un reale limite, trovandosi i fumi in ingresso alla temperatura poco più alta di $556,1$ °C. Quindi, a differenza dei casi descritti nei precedenti capitoli, ora è la sorgente di calore a rappresentare un limite per le prestazioni del sistema e non più la massima temperatura di esercizio del fluido di lavoro.

D'altra parte, rimane la limitazione sulla minima pressione di condensazione raggiungibile imposta dal condensatore ad aria, più volte descritta negli scorsi capitoli e sottolineata anche più avanti.

4.1.2. Analisi di Sensibilità e Ottimizzazione

Come già fatto nei casi precedenti, riportiamo le dipendenze e i limiti tra grandezze fisiche riscontrati nella simulazione (si faccia riferimento allo schema di Figura 4.1).

$$\text{per } \dot{m}_{H_2O} \uparrow, \quad T_{Gas\ 2} \downarrow \ T_{Gas\ 3} \downarrow \ T_{Gas\ 4} \downarrow \Rightarrow$$

Alzando la portata dell'acqua, si raggiungono le differenze di temperatura minime tra fumi e acqua all'economizzatore ECO e al vaporizzatore VAP. In particolare, il punto dove gli andamenti di temperatura dei due fluidi si avvicinano di più è il pinch point.

$$\text{per } p_{St3} \uparrow, \quad T_{St3} \uparrow\uparrow \ T_{St4} \uparrow\uparrow \ T_{Gas\ 3} \uparrow \ T_{Gas\ 4} \uparrow \Rightarrow$$

Alzando la pressione di vaporizzazione p_{S13} dell'acqua, si riduce la differenza di temperatura al pinch point (le temperature dell'acqua salgono più rapidamente di quelle dei fumi), oltre che il salto di temperatura nel surriscaldatore SH (per fissata temperatura massima di ciclo T_{S15}).

$$\text{per } T_{St5} \uparrow, \quad T_{Gas\ 2} \downarrow \ T_{Gas\ 3} \downarrow \ T_{Gas\ 4} \downarrow \Rightarrow$$

Alzando la temperatura massima di surriscaldamento dell'acqua (temperatura massima di ciclo), si raggiunge la differenza di temperatura minima tra fumi e acqua al pinch point.

Avvenendo la condensazione in un condensatore ad aria, al pari dei sistemi precedenti, la pressione di condensazione p_{S18} è limitata inferiormente dalla temperatura $T_{air,OUT} = 42,0$ °C dell'aria in uscita, che deve essere sufficientemente più bassa rispetto a quella dell'acqua proveniente dalla turbina per consentirne la condensazione.

Infine, la pressione di spillamento $p_{Spil} = p_{St6}$ deve essere più alta di quella p_{Deg} nel degasatore.

Indagine sulla Massima Temperatura di Ciclo e Configurazione Teorica con $p_{ev} = 167,7 \text{ bar}$

Abbiamo svolto un'indagine per individuare i valori ottimali di portata e temperatura massima di ciclo (in uscita dal surriscaldatore SH). In maniera analoga rispetto a quanto fatto nel paragrafo 3.1.2, faremo variare la temperatura massima di ciclo T_{St5} con step di $10,0 \text{ }^\circ\text{C}$, correggendo a ogni iterazione il valore di portata d'acqua al fine, questa volta, di mantenere al pinch point del vaporizzatore VAP la differenza di temperatura minima di $\approx 15 \text{ }^\circ\text{C}$ tra fumi e acqua.

In questa fase dell'ottimizzazione, si sceglie la condizione di massimo salto di pressione in turbina fissando la pressione di evaporazione dell'acqua al suo valore limite che, come detto, è:

$$p_{ev,H_2O} = p_{St3} = 167,7 \text{ bar}$$

D'altra parte, in base allo stesso criterio si individua la minima pressione di condensazione consentita dal condensatore ad aria:

$$\text{per } \Delta T_{I,K} = T_{St8} - T_{air,OUT} \approx 15,0 \text{ }^\circ\text{C} \quad , \quad p_{k,H_2O} = p_{St8} = 0,17 \text{ bar}$$

Va subito detto che è necessario prevedere un surriscaldamento minimo del vapore d'acqua: è stato possibile prendere in considerazione solo temperature in uscita dal surriscaldatore (cioè in testa alla turbina) superiori a $450,0 \text{ }^\circ\text{C}$, perché al di sotto di questo valore il simulatore ha indicato la presenza di liquido in formazione nella turbina. Come riportato nella Figura 4.2, alzando la temperatura T_{St5} è stato necessario via via ridurre la portata. Questo andamento della portata ha inciso negativamente sulla potenza erogata dalla turbina, che dunque mostra un trend decrescente con l'aumento del salto di temperatura al surriscaldatore SH: la variazione di portata ha un peso maggiore sulla potenza erogata rispetto alla variazione della temperatura massima di surriscaldamento

Quindi, per quanto riguarda questa configurazione teorica che prevede il valore massimo consentito della pressione di evaporazione dell'acqua, i valori ottimali dei parametri di input sono:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{H_2O} &= 7,90 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad , \quad T_{MAX,H_2O} = 450,0 \text{ }^\circ\text{C} \quad , \quad p_{ev,H_2O} = 167,7 \text{ bar} \quad , \\ p_{k,H_2O} &= 0,17 \text{ bar} \quad , \quad \Delta T_{SH} = 98,8 \text{ }^\circ\text{C} \quad , \quad p_{Deg} = 2,00 \text{ bar} \quad , \quad p_{Spil} = 25,0 \text{ bar} \end{aligned}$$

N.B.: la scelta del valore della pressione di spillamento p_{Spil} è stata condizionata da un "warning" del simulatore, relativo alla presenza di liquido nel secondo espansore del layout (si faccia riferimento alla Figura 4.1), che ha costretto a innalzare questo parametro di molto rispetto alla pressione scelta per il degasatore Deg. Tuttavia, è probabile che tale comportamento sia frutto semplicemente di un limite insito nel modo in cui è stato simulato lo spillamento stesso.

A fronte della portata \dot{m}_{H_2O} imposta, dalla simulazione si ricava una portata spillata dalla turbina:

$$\dot{m}_{spil} = 0,82 \frac{kg}{s} ,$$

cioè il 10,4 % della portata totale di acqua circolante nell'impianto.

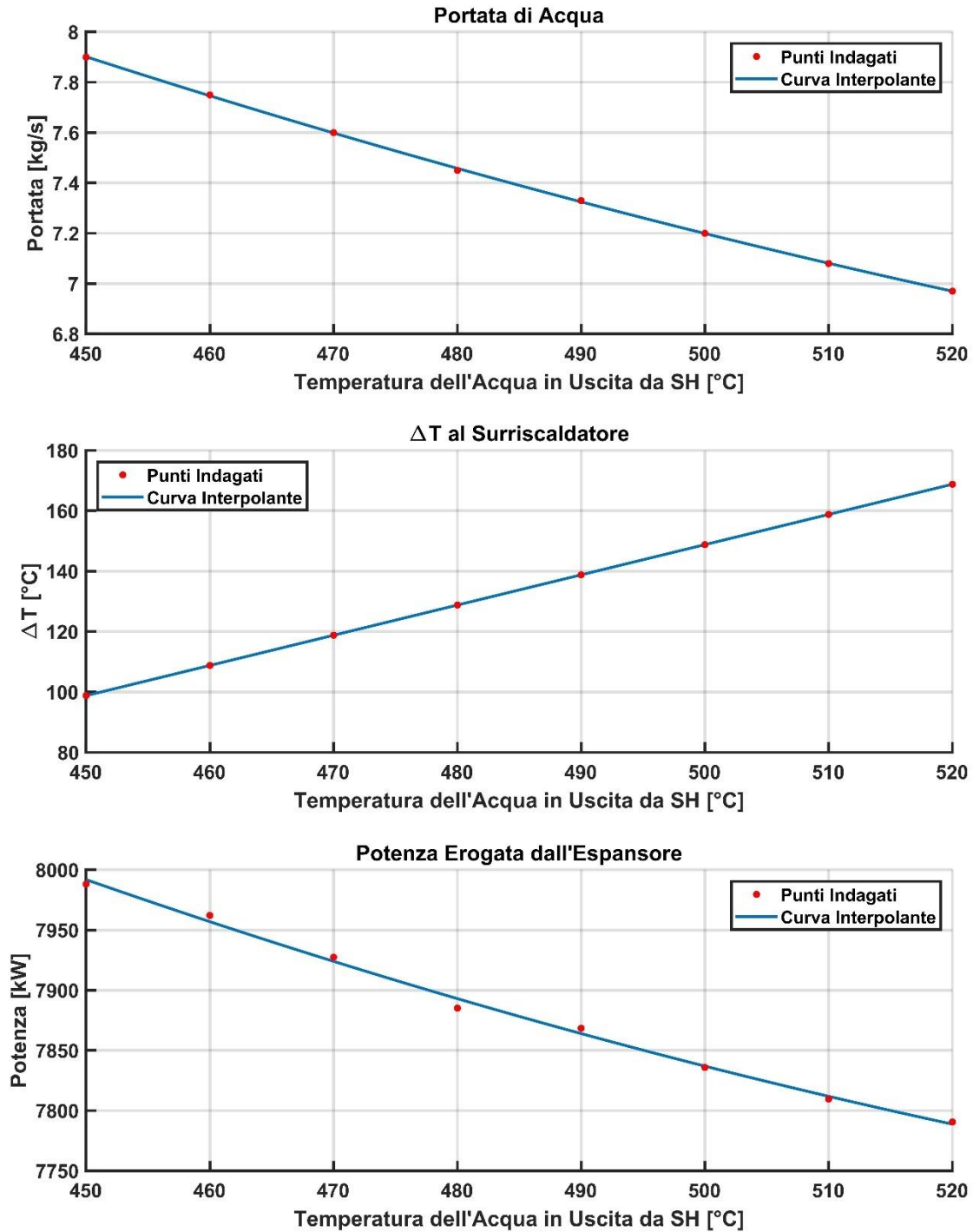


Figura 4.2 – Andamenti di portata di acqua, salto di temperatura al surriscaldatore SH e potenza erogata dall'espansore al variare della temperatura massima di ciclo, per $p_{ev} = 167,7 \text{ bar}$ e $\Delta T_{pinch,VAP} \approx 15 \text{ }^\circ\text{C}$

Infine, abbiamo ricavato i diagrammi di scambio termico degli scambiatori di calore, che sono mostrati nella Figura 4.3.

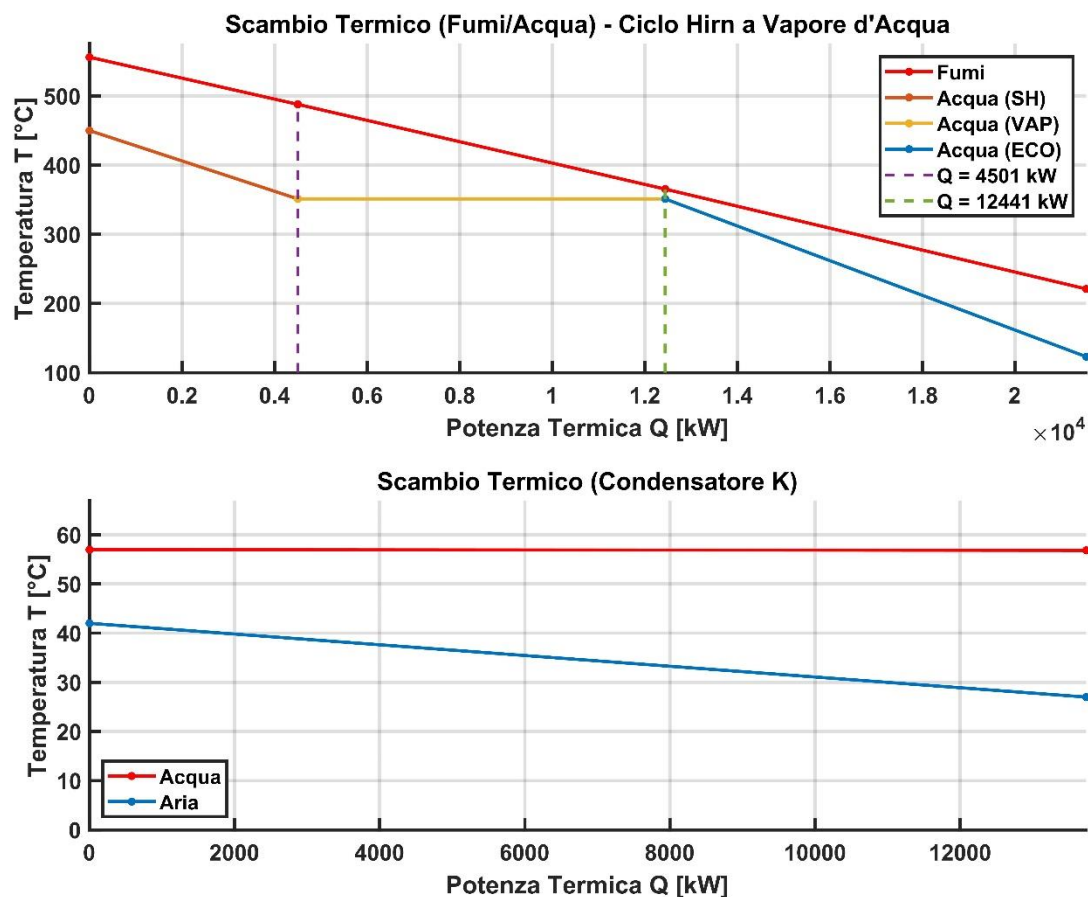


Figura 4.3 – Diagrammi di scambio termico per il ciclo Hirn a vapore d'acqua, per $p_{ev} = 167,7 \text{ bar}$

Indagine sulla Pressione di Evaporazione e Configurazione Reale

Dopo aver trovato la temperatura di ingresso in turbina ottimale ($450,0 \text{ }^\circ\text{C}$), abbiamo indagato il comportamento del ciclo al variare della pressione di evaporazione. Dal momento che anche questo parametro, al pari di T_{MAX,H_2O} , influisce sulla differenza di temperatura tra fumi e acqua al pinch point del vaporizzatore VAP, il criterio di analisi rimane simile: faremo variare la pressione di evaporazione p_{s3} con step di $10,0 \text{ bar}$, correggendo a ogni iterazione il valore di portata d'acqua al fine di mantenere, al pinch point del vaporizzatore VAP, la differenza di temperatura minima di $\approx 15 \text{ }^\circ\text{C}$ tra fumi e acqua.

Quando si abbassa la pressione di evaporazione diminuisce non solo la rispettiva temperatura (T_{s3}), ma anche la temperatura dei fumi in uscita dal vaporizzatore ($T_{Gas\ 3}$), anche se in misura più lieve. Questo accade a causa dello spostamento del pinch point: facendo riferimento alla Figura 4.3 relativa al caso di $p_{ev,H_2O} = 167,7 \text{ bar}$, se la pressione di evaporazione scende il pinch point si sposta a destra; contestualmente, il tratto di vaporizzazione aumenta rispetto alla potenza termica e si abbassa rispetto alla temperatura. Quindi, l'incremento della differenza di temperatura al pinch point determinato dall'abbassamento della pressione di evaporazione non è particolarmente marcato e, di

conseguenza, l'aumento della portata che si rende possibile è altrettanto limitato: tale aumento di portata non è sufficiente a compensare la riduzione del salto di pressione in turbina nei confronti della potenza erogata dalla stessa. Ne consegue che, come mostrano i grafici della Figura 4.4, la potenza erogata dalla turbina diminuisce al calare della pressione di evaporazione.

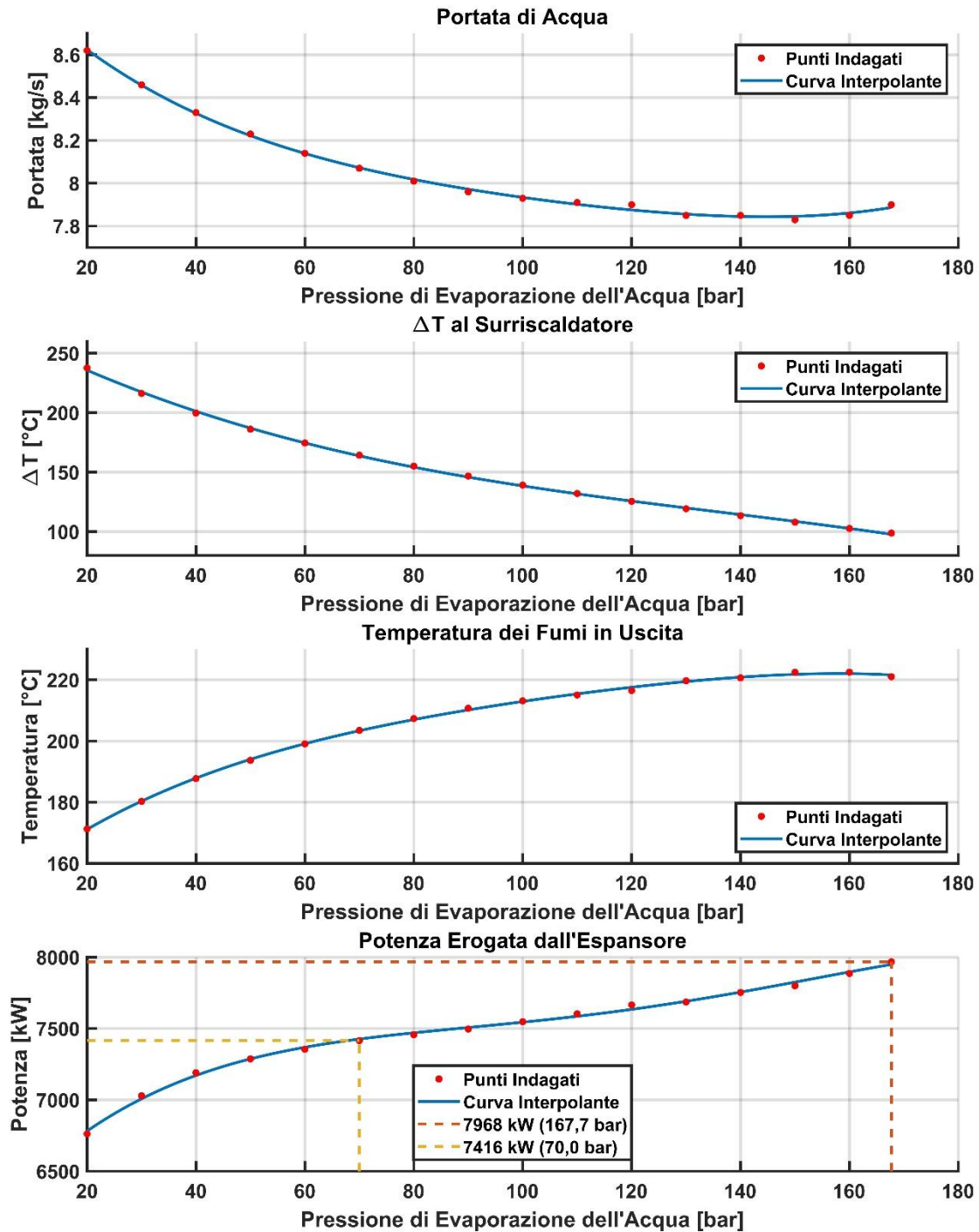


Figura 4.4 – Andamenti di portata di acqua, salto di temperatura al surriscaldatore SH, temperatura dei fumi in uscita e potenza erogata dall'espansore al variare della pressione di evaporazione, per $T_{MAX} = 450,0$ °C e $\Delta T_{pinch,VAP} \approx 15$ °C

Si nota, sempre dalla Figura 4.4, che la crescita della potenza erogata dalla turbina con la pressione di evaporazione è più ripida nel tratto iniziale, per poi diventare più lieve. Pertanto, nel rispetto di quanto detto nel paragrafo 4.1.1, scegliamo il valore di 70,0 bar per la pressione di evaporazione, valore sufficiente a superare il tratto ripido iniziale ma non troppo elevato dal punto di vista dei costi e della fattibilità dell'impianto. Dunque, i valori ottimali dei parametri di input sono:

$$\dot{m}_{H_2O} = 8,07 \frac{kg}{s} , \quad T_{MAX,H_2O} = 450,0 \text{ } ^\circ\text{C} , \quad p_{ev,H_2O} = 70,0 \text{ bar} ,$$

$$p_{k,H_2O} = 0,17 \text{ bar} , \quad \Delta T_{SH} = 164,3 \text{ } ^\circ\text{C} , \quad p_{Deg} = 2,00 \text{ bar} , \quad p_{spil} = 3,00 \text{ bar}$$

A fronte della portata \dot{m}_{H_2O} imposta, dalla simulazione si ricava una portata spillata dalla turbina:

$$\dot{m}_{spil} = 0,87 \frac{kg}{s} ,$$

cioè il 10,8 % della portata totale di acqua circolante nell'impianto. Per la soluzione appena descritta, qui di seguito riportiamo i diagrammi di scambio termico (Figura 4.5) e una tabella con i valori dei principali parametri termodinamici dei flussi materiali (Tabella 4.3).

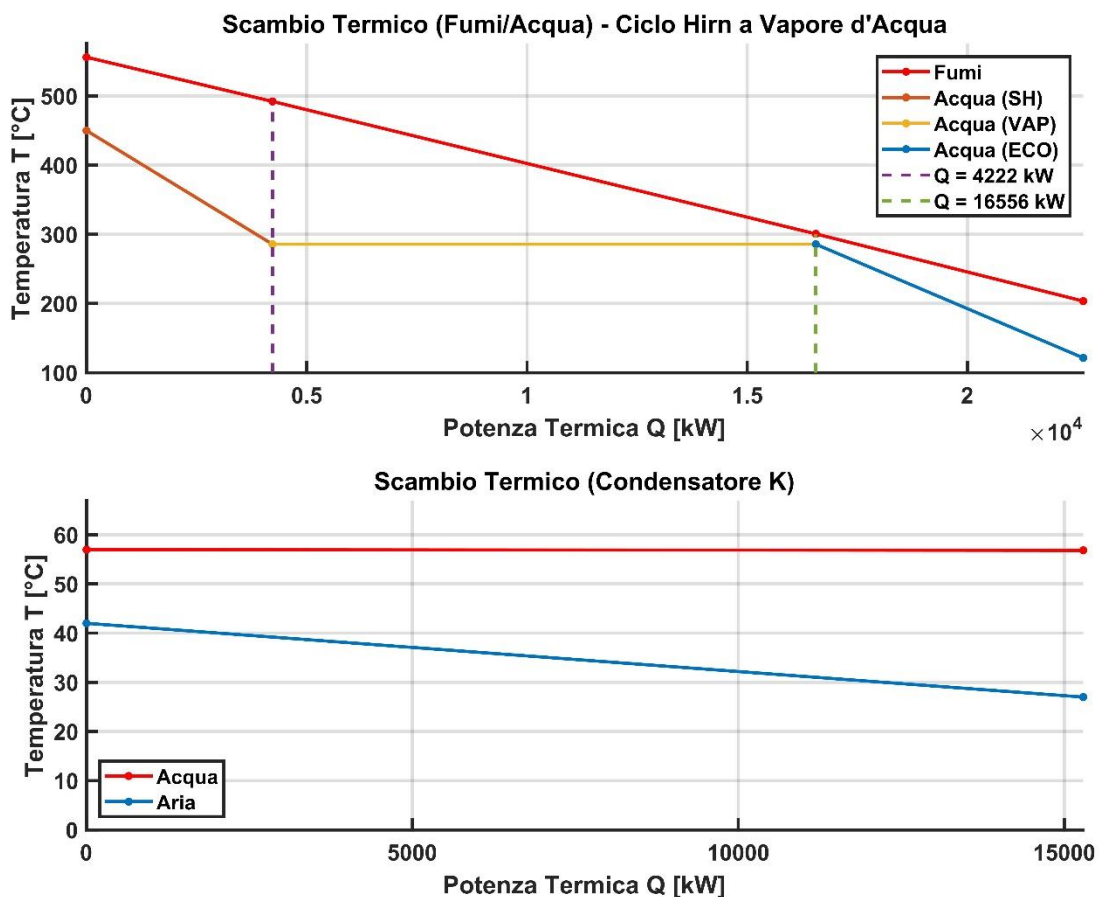


Figura 4.5 – Diagrammi di scambio termico per il ciclo Hirn a vapore d'acqua, per $p_{ev} = 70,0 \text{ bar}$

Tabella 4.3 – Parametri termodinamici di rilievo dei flussi materiali del ciclo Hirn a vapore d'acqua (in blu sono evidenziati gli input del sistema)

Unità	Frazione di Vapore	Temperatura °C	Pressione bar	Portata in Massa kg/s	Potenza Termica kW	Entalpia kJ/kg	Calore Specifico kJ/kg-K	Densità kg/m ³
Gas 1	0.96	556.1	1.02	57.0	-30389	-533.0	1.16	0.44
Gas 2	1.00	492.2	1.01	57.0	-34611	-607.0	1.15	0.46
Gas 3	1.00	300.7	1.01	57.0	-46945	-823.3	1.11	0.60
Gas 4	1.00	203.5	1.00	57.0	-53017	-929.8	1.08	0.73
St1	0.00	120.2	2.00	8.07	-124389	-15414	4.23	930.6
St2	0.00	121.4	70.1	8.07	-124311	-15404	4.21	933.0
St3	0.00	285.7	70.0	8.07	-118239	-14652	5.38	743.7
St4	1.00	285.7	70.0	8.07	-105905	-13123	5.67	27.1
St5	1.00	450.0	70.0	8.07	-101683	-12600	2.39	21.0
St6	1.00	133.6	3.00	8.07	-106496	-13197	2.41	1.60
Spil	1.00	133.6	3.00	0.87	-11419	-13197	2.41	1.60
St7	1.00	133.6	3.00	7.20	-95077	-13197	2.41	1.60
St8	0.90	57.0	0.17	7.20	-97679	-13558	2.13	0.13
St9	0.00	56.8	0.17	7.20	-112971	-15680	4.21	982.9
St10	0.00	56.9	2.00	7.20	-112970	-15680	4.21	982.9
Air In	1.00	27.0	1.00	1007	2035	2.02	1.01	1.16
Air Out	1.00	42.0	1.00	1007	17327	17.2	1.01	1.10

4.1.3. Prestazioni del Ciclo Hirn a Vapore d'Acqua

Procediamo al calcolo dei parametri prestazionali:

a) *Potenza Netta Totale del Sistema:*

$$P_{TOT} = P - P_{Pompa_1} - P_{Pompa_2} - P_K = 7216 \text{ kW} ,$$

dove le singole potenze sono considerate al netto dei rendimenti isoentropici dell'espansore e delle pompe, del rendimento del generatore connesso all'espansore e di quello dei motori connessi alle pompe. La descrizione e il valore numerico dei termini che compongono la potenza netta totale sono riportati nella Tabella 4.4.

b) *Rendimento Totale:*

$$\eta_{TOT} = \frac{P_{TOT}}{Q_{IN}} = 31,9 \% ,$$

con $Q_{IN} = 22628 \text{ kW}$ potenza termica introdotta dai fumi.

c) *Rendimento di Recupero:*

$$\eta_{Rec} = \eta_{ORC} \varepsilon = 20,8 \% , \quad \varepsilon = \frac{T_{F,IN} - T_{F,OUT}}{T_{F,IN} - 15^\circ C} = 0,65 ,$$

con $\varepsilon = \text{efficienza di scambio}$ e $T_F = \text{temperatura dei fumi}$.

Tabella 4.4 – Potenze erogate o assorbite da turbina, pompe e condensatore nel ciclo Hirn a vapore d'acqua

P (potenza erogata dalla turbina a va- pore)	P_{Pompa1} (potenza assorbita dalla pompa 1)	P_{Pompa2} (potenza assorbita dalla pompa 2)	P_K (potenza assorbita dal condensatore ad aria)
7416 kW	1,76 kW	77.5 kW	120,0 kW

Il principale vincolo che ha guidato l'ottimizzazione del sistema è stato quello del $\Delta T_{pinch,VAP}$. L'esigenza di dover mantenere per esso un valore minimo di $15,0^\circ C$ ha determinato l'impossibilità di incrementare la portata d'acqua oltre $8,07 \text{ kg/s}$, a fronte di una temperatura massima di ciclo di $450^\circ C$ (anch'essa limitata dallo stesso vincolo). Queste condizioni hanno ridotto lo sfruttamento della potenza termica fornita dai fumi, la cui temperatura in uscita è risultata relativamente elevata:

$$T_{F,OUT} = T_{Gas_4} = 203,5^\circ C$$

Questo dato suggerisce che l'impianto potrebbe trarre beneficio da una modifica di layout mirata allo sfruttamento dell'entalpia residua dei fumi. D'altra parte, avendo scelto di effettuare la condensazione in un condensatore ad aria, a penalizzare ulteriormente il ciclo è subentrato il limite inferiore della pressione di condensazione, che non ha consentito di riportare il fluido a temperatura circa

ambiente a valle della turbina. Infine, la necessità di spillare dalla turbina una portata non trascurabile di vapore per effettuare il degasaggio è una ulteriore fonte di scadimento prestazionale.

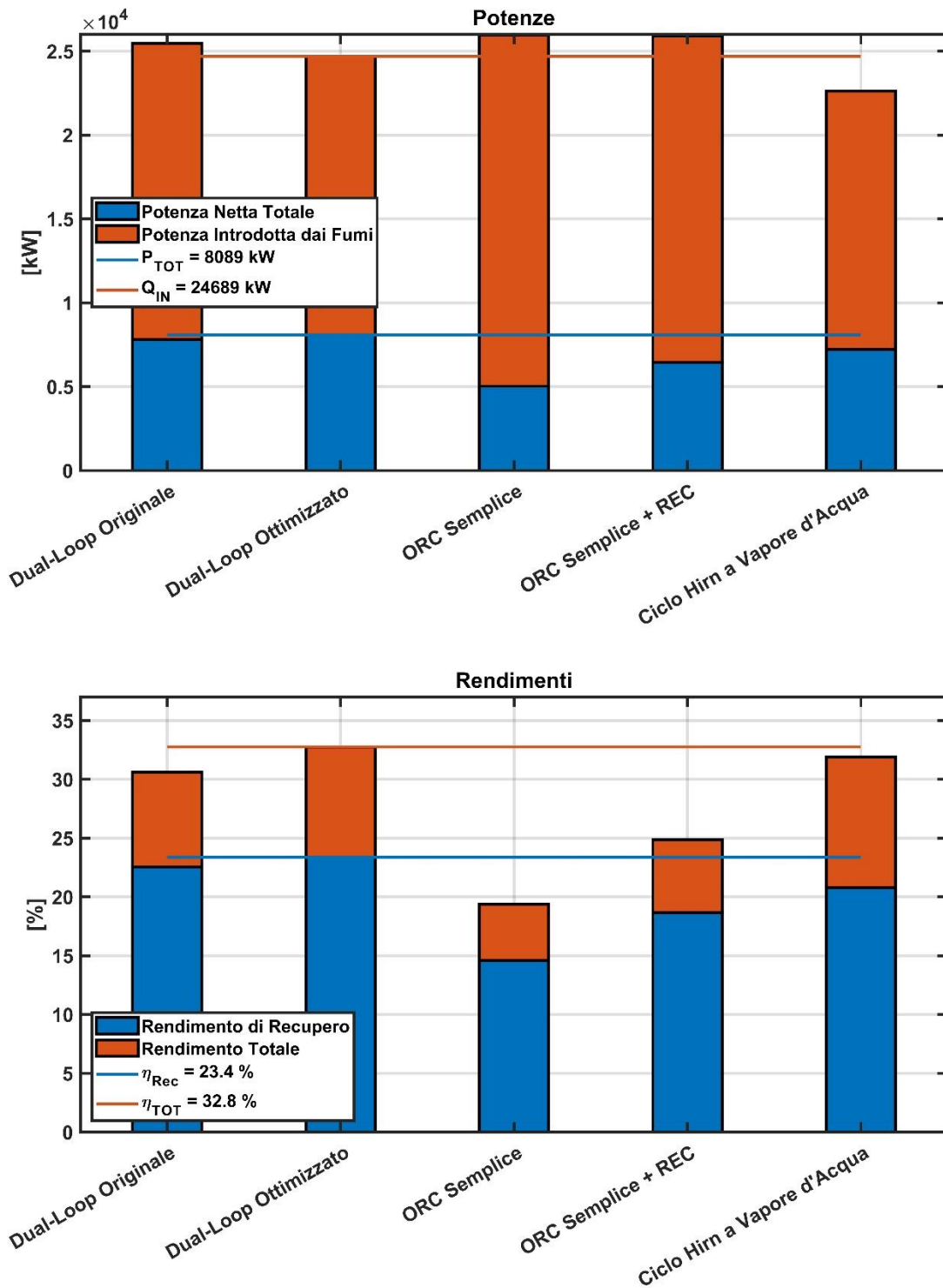


Figura 4.6 – Confronto prestazionale tra i sistemi dual-loop originale, dual-loop ottimizzato, ORC semplice, ORC semplice con recuperatore e ciclo Hirn a vapore d'acqua

Nella Figura 4.6 viene mostrato un diagramma di confronto prestazionale tra i sistemi dual-loop originale (descritto nel paragrafo 2.1), dual-loop ottimizzato (descritto nel paragrafo 2.3), ORC semplice (descritto nel paragrafo 3.1), ORC semplice con recuperatore (descritto nel paragrafo 3.2) e ciclo Hirn a vapore d'acqua. Nonostante le problematiche sopraelencate, il ciclo Hirn a vapore d'acqua ottiene dei valori di potenza netta totale e di rendimento di recupero superiori a quelli del sistema ORC semplice con recuperatore:

$$P_{TOT} = \begin{cases} 6444 \text{ kW} & (\text{ORC semplice} + \text{REC}) \\ 7216 \text{ kW} & (\text{ciclo Hirn a vapore d'acqua}) \end{cases} ,$$

$$\eta_{Rec} = \begin{cases} 18,7 \% & (\text{ORC semplice} + \text{REC}) \\ 20,8 \% & (\text{ciclo Hirn a vapore d'acqua}) \end{cases}$$

Questo risultato ha incoraggiato a valutare un'ultima variante di layout, che descriveremo nel prossimo paragrafo.

4.2. Sistema Dual-Loop con Vapore d'Acqua

Le ragioni alla base della proposta di layout descritta in questo paragrafo, che può essere osservata nella Figura 4.7, vanno considerate alla luce dai risultati ottenuti per il ciclo Hirn a vapore d'acqua, esposti nel paragrafo 4.1. Infatti, gli obiettivi che vogliamo ottenere sono:

- a) Una minore penalizzazione prestazionale derivante dall'uso del condensatore ad aria.
- b) Una minore penalizzazione prestazionale derivante dallo spillamento da turbina ai fini del degasaggio.
- c) Un migliore sfruttamento dell'entalpia dei fumi.

Questi obiettivi hanno spinto verso l'implementazione di un sistema dual-loop, all'interno del quale il ciclo a bassa temperatura (ciclo LT) è un ORC: come esposto nel paragrafo 1.5.2, i fluidi organici destinati ad applicazioni a media e alta temperatura, come il Ciclopentano, condensano a temperature e pressioni vicine a quelle ambiente; quindi, rappresentano valide soluzioni da abbinare all'uso di un condensatore ad aria. Inoltre, trovandosi l'acqua nel ciclo ad alta temperatura (ciclo HT) di un sistema dual-loop, la sua pressione di condensazione sarà necessariamente più alta di quella sottoatmosferica raggiunta all'interno del ciclo Hirn. Dunque, sebbene il degasatore rimanga un componente necessario per scongiurare il rischio di incondensabili nel ciclo, la portata di vapore spillata dalla turbina sarà sensibilmente inferiore. Infine, l'introduzione del ciclo LT nel layout fornisce l'opportunità per sfruttare l'entalpia residua dei fumi, tramite il posizionamento di uno degli scambiatori di questo ciclo ORC nella parte terminale del flusso dei prodotti di combustione.

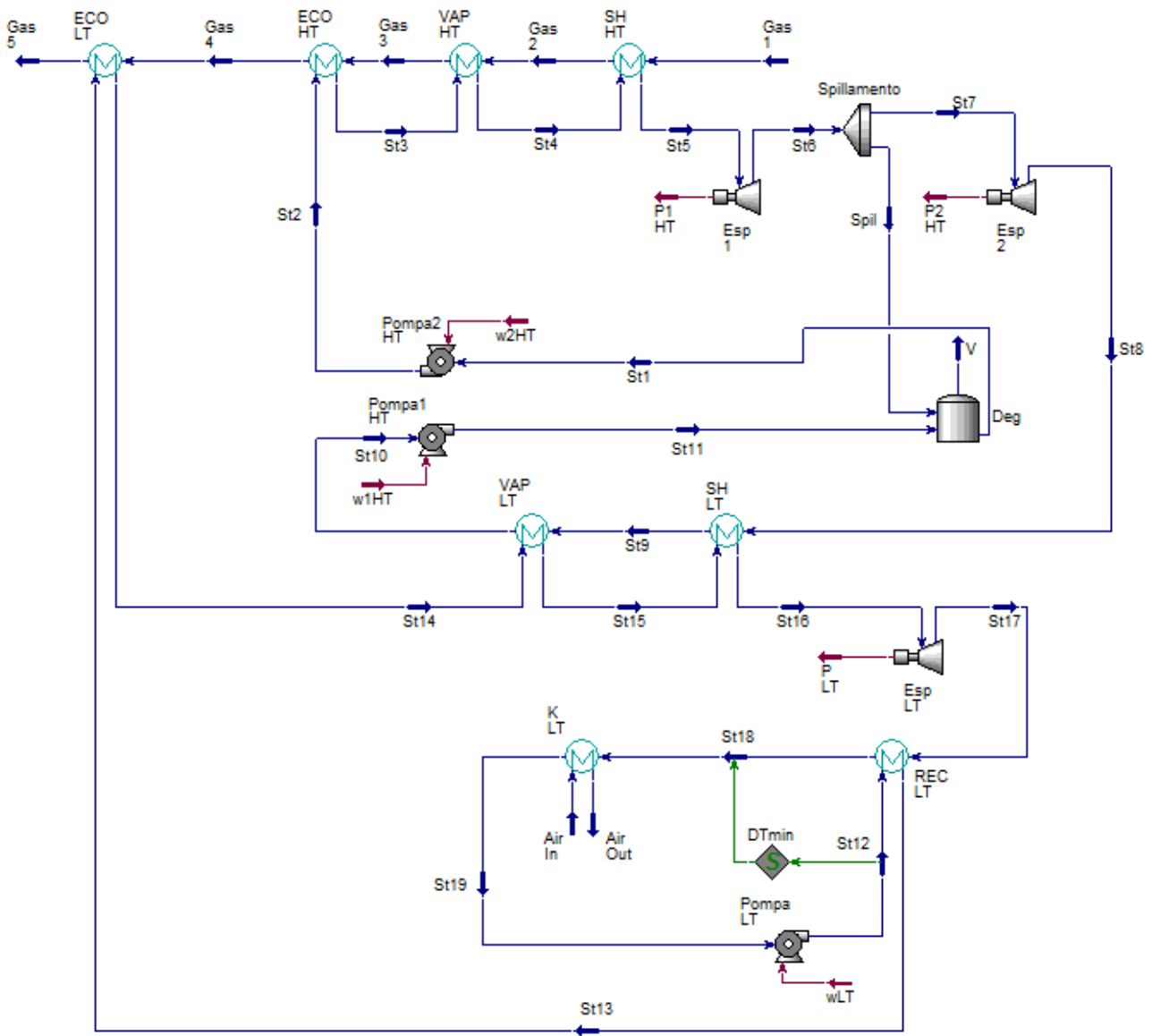


Figura 4.7 – Layout del sistema dual-loop con vapore d'acqua rappresentato in Aspen Hysys

Come si può vedere nella Figura 4.7, l'acqua evapora e surriscalda grazie al calore fornito dai fumi negli scambiatori ECO_{HT} , VAP_{HT} e SH_{HT} , si espande nella turbina (che presenta lo spillamento in una zona intermedia), desurriscalda e condensa nei due scambiatori intermedi VAP_{LT} e SH_{LT} e, infine, attraversa il degasatore Deg. Invece, nel ciclo LT introduciamo il Ciclopentano, che effettua l'economizzazione nello scambiatore ECO_{LT} posto sulla linea dei fumi, la vaporizzazione e il surriscaldamento rispettivamente negli scambiatori intermedi VAP_{LT} e SH_{LT} , grazie al calore di condensazione ceduto dal vapore d'acqua; proseguendo, il fluido organico si espande nell'espansore Esp_{LT} , effettua la maggior parte del desurriscaldamento nel recuperatore REC_{LT} , condensa nel condensatore K_{LT} e, dopo aver attraversato la pompa, si preriscalda nel recuperatore grazie al suo stesso calore di desurriscaldamento.

Le caratteristiche principali di acqua e Ciclopentano sono state già descritte nei precedenti paragrafi, ma le riassumiamo nella Tabella 4.5:

Tabella 4.5 – Caratteristiche rilevanti dell'Acqua e del Ciclopentano

Fluido	Composizione		Peso Molecolare Medio	Temperatura Critica	Pressione Critica	Temperatura Massima di Esercizio
Acqua (Ciclo HT)	H ₂ O	100 %	18,0 g/mol	374,0 °C	220,6 bar	550,0 °C
Ciclopentano (Ciclo LT)	C ₅ H ₁₀	100 %	70,1 g/mol	239,0 °C	45,2 bar	≈ 330 °C

4.2.1. Vincoli da Imporre e Parametri di Input

Si sceglie di imporre gli stessi vincoli adottati nel paragrafo 2.3, che rispondono a criteri di buona progettazione. Per comodità di lettura, li riportiamo qui di seguito:

- a) Differenze di temperatura agli scambiatori tra “fluido caldo” e “fluido freddo” nel caso gas-liquido:

$$\Delta T_I = \Delta T_{pinch} \geq 15 \div 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- b) Differenze di temperatura agli scambiatori nel caso liquido-liquido:

$$\Delta T_I = \Delta T_{pinch} \geq 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- c) Margine cautelativo sulla massima temperatura di ciclo per entrambi i fluidi:

$$T_{MAX} \approx T_{MAX,fluido} - 30,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- d) Temperatura minima dei fumi in uscita per evitare il problema della *rugiada acida*:

$$T_{F,MIN} \geq 150 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- e) Massime pressioni di evaporazione dei due fluidi:

$$p_{ev} \leq 0,76 p_{cr} \quad (p_{cr} = \text{pressione critica del fluido})$$

- f) Salto di temperatura dell'aria nel condensatore K_{LT}:

$$\Delta T_{air} = 15,0 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow T_{air,OUT} = T_{air,IN} + \Delta T_{air} = 27,0 \text{ } ^\circ\text{C} + 15,0 \text{ } ^\circ\text{C} = 42,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

I parametri di input scelti per questo sistema sono riportati nella Tabella 4.6. Stanti i vincoli appena elencati, si terrà conto dei risultati e delle considerazioni fatte nel paragrafo 4.1: la pressione di evaporazione dell'acqua verrà limitata anche in questo caso a 70,0 bar.

Tabella 4.6 – Parametri di input per il sistema dual-loop con vapore d'acqua

Fumi	Aria al Condensatore K	Vapore d'Acqua (Ciclo HT)	Ciclopentano (Ciclo LT)
Portata	Temperatura in Ingresso	Portata	Portata
Pressione in Ingresso	Pressione in Uscita	Temperatura Massima (in ingresso all'espansore)	Pressione di Vaporizzazione
Temperatura in Ingresso	Temperatura in Uscita	Pressione di Vaporizzazione	Pressione di Condensazione
		Pressione di Condensazione	Differenza Minima di Temperatura nel Recuperatore
		Pressione di Spillamento	
		Pressione nel Degasatore Deg	

4.2.2. Analisi di Sensibilità e Ottimizzazione

Andando a muovere i parametri di input utili ai fini dell'ottimizzazione, durante la simulazione abbiamo riscontrato le seguenti dipendenze e i seguenti limiti tra grandezze fisiche:

$$\text{per } \dot{m}_{H_2O} \uparrow, \quad T_{Gas\ 2} \downarrow \ T_{Gas\ 3} \downarrow \ T_{Gas\ 4} \downarrow \ T_{Gas\ 5} \downarrow \Rightarrow$$

Alzando la portata dell'acqua, si raggiungono le differenze di temperatura minime tra fumi e acqua agli scambiatori ECO_{LT}, ECO_{HT} e VAP_{HT}, in particolare al pinch point del vaporeizzatore.

$$\text{per } p_{St3} \uparrow, \quad T_{St3} \uparrow\uparrow \ T_{St4} \uparrow\uparrow \ T_{Gas\ 3} \uparrow \ T_{Gas\ 4} \uparrow \Rightarrow$$

Alzando la pressione di vaporizzazione p_{S13} dell'acqua, si riduce la differenza di temperatura al pinch point (le temperature dell'acqua salgono più rapidamente di quelle dei fumi), oltre che il salto di temperatura nel surriscaldatore SH (per fissata temperatura massima di ciclo T_{S15}).

$$\text{per } T_{St5} \uparrow, \quad T_{St6} = T_{St7} \uparrow \ T_{St8} \uparrow \ T_{Gas\ 2} \downarrow \ T_{Gas\ 3} \downarrow \ T_{Gas\ 4} \downarrow \ T_{Gas\ 5} \downarrow \Rightarrow$$

Alzando la temperatura massima di surriscaldamento dell'acqua (temperatura massima di ciclo), si raggiunge la differenza di temperatura minima tra fumi e acqua al pinch point, la quale si ricorda essere condizionata anche dalla portata d'acqua. Tuttavia, riducendo questa temperatura, si raggiunge il limite minimo di differenza di temperatura al surriscaldatore SH_{LT}, dove l'acqua desurriscalda e inizia a condensare.

$$\text{per } p_{St9} \downarrow, \quad T_{St8} \downarrow \ T_{St9} \downarrow \ T_{St10} \downarrow \Rightarrow$$

Abbassando la pressione di condensazione p_{S19} dell'acqua, si riduce la differenza di temperatura tra acqua e Ciclopentano al surriscaldatore SH_{LT}.

$$\text{per } \dot{m}_{Cpen} \uparrow, \quad T_{St13} \downarrow \ T_{Gas\ 5} \downarrow\downarrow \Rightarrow$$

Alzando la portata di Ciclopentano, si raggiunge la differenza di temperatura minima tra fumi e Ciclopentano allo scambiatore ECO_{LT}.

$$\text{per } p_{St14} \uparrow, \quad T_{St14} \uparrow \quad T_{St15} \uparrow \quad T_{St16} \uparrow \Rightarrow$$

Alzando la pressione di vaporizzazione p_{St14} del Ciclopentano, si riducono le differenze di temperatura tra acqua e Ciclopentano al vaporizzatore VAP_{LT} e al surriscaldatore SH_{LT}.

Avvenendo la condensazione del Ciclopentano in un condensatore ad aria al pari dei sistemi precedenti, la pressione di condensazione p_{St18} è limitata inferiormente dalla temperatura $T_{air,OUT} = 42,0$ °C dell'aria in uscita, che deve essere sufficientemente più bassa rispetto a quella del Ciclopentano in ingresso per consentirne la condensazione.

Inoltre, la pressione di spillamento $p_{Spil} = p_{St6}$ deve essere più alta di quella p_{Deg} presente nel degasatore.

Infine, si impone al recuperatore REC_{LT} una differenza minima di temperatura tra fluido caldo St18 in uscita e fluido freddo St12 in ingresso:

$$\Delta T_{I,REC_{LT}} = T_{St18} - T_{St12} = 10,0 \text{ } ^\circ C$$

A questo punto, al fine di massimizzare il salto di pressione tanto nell'espansore del ciclo HT quanto in quello del ciclo LT, cosa che, come visto a più riprese, ha un'influenza decisiva sulle prestazioni del sistema, fissiamo le pressioni di evaporazione nei due cicli secondo questi criteri: per quanto riguarda l'acqua imponiamo il valore ottimale individuato nello studio del ciclo Hirn, per quanto riguarda il Ciclopentano imponiamo il valore massimo consentito dal fluido:

$$\begin{aligned} p_{St3} &= p_{ev,H_2O} = 70,0 \text{ bar (ciclo HT) } , \\ p_{St14} &= p_{ev,Cpen} = 0,76 p_{cr,Cpen} = 34,3 \text{ bar (ciclo LT) } \end{aligned}$$

D'altra parte, per lo stesso motivo si individua la minima pressione di condensazione consentita dal condensatore ad aria del ciclo LT. Come valutato in precedenza, risulta:

$$p_{St18} = p_{k,Cpen} = 0,95 \text{ bar } , \quad \text{con } T_{air,OUT} = 42,0 \text{ } ^\circ C$$

L'imposizione fatta sulla pressione di evaporazione del Ciclopentano condiziona la scelta della pressione di condensazione p_{St9} del vapore d'acqua, che assumiamo uguale a quella presente nel degasatore, e di conseguenza determina anche la pressione p_{St8} in uscita dalla turbina. Quindi, si impone la minima pressione di condensazione dell'acqua compatibile con una sufficiente differenza di temperatura al pinch point tra acqua e Ciclopentano, il quale, in questo caso, si colloca nel surriscaldatore SH_{LT}:

$$p_{St9} = p_{k,H_2O} = p_{Deg} = 36,0 \text{ bar}$$

Deciso questo valore, per la pressione di spillamento si sceglie:

$$p_{Spil} = 38,0 \text{ bar} > p_{Deg}$$

Va detto che, avvenendo la condensazione dell'acqua a una pressione relativamente alta, il simulatore calcola una portata di spillamento diretta verso il degasatore pari a 0,00 kg/s. Comunque, si è scelto di mantenere lo spillamento da turbina e il degasatore nel layout, poiché rimangono elementi necessari nella realtà per scongiurare il rischio di incondensabili.

Per quanto riguarda la temperatura massima T_{St5} del ciclo HT, questa deve essere sufficientemente alta in modo che, a sua volta, la temperatura T_{St8} dell'acqua in ingresso al surriscaldatore SH_{LT} sia abbastanza alta da poter surriscaldare il Ciclopentano, nel rispetto di un adeguato salto di temperatura tra i due fluidi. Tenendo presente questo vincolo, la temperatura massima dell'acqua è stata fissata al valore limite di:

$$T_{St5} = T_{MAX,H_2O} = 520,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Quest'ultimo valore, insieme a quello già fissato della pressione di evaporazione, determina la scelta della portata d'acqua nel ciclo HT, a causa dei limiti riscontrati nell'interazione con i fumi. Tale portata viene fissata a:

$$\dot{m}_{H_2O} = 7,10 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

A questo punto, non rimane che imporre la portata di Ciclopentano che, come visto, è innanzitutto limitata dall'interazione di questo fluido con i fumi nell'economizzatore ECO_{LT} . Il valore di portata che determina una differenza minima di $\approx 15 \text{ } ^\circ\text{C}$ di temperatura tra i due flussi è:

$$\dot{m}_{Cpen} = 42,0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Dunque, si possono disegnare i diagrammi di scambio termico riportati nella Figura 4.8. I principali parametri termodinamici dei flussi materiali, invece, sono riportati nella Tabella 4.7.

Riassumendo, per il ciclo HT si ha:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{H_2O} = 7,10 \frac{\text{kg}}{\text{s}} , \quad T_{MAXHT} = 520,0 \text{ } ^\circ\text{C} , \quad p_{k,H_2O} = p_{Deg} = 36,0 \text{ bar} , \\ p_{ev,H_2O} = 70,0 \text{ bar} , \quad \Delta T_{SHHT} = 234,3 \text{ } ^\circ\text{C} , \quad p_{Spil} = 38,0 \text{ bar} , \end{aligned}$$

Per il ciclo LT si ha:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{Cpen} = 42,0 \frac{\text{kg}}{\text{s}} , \quad T_{MAXLT} = 269,1 \text{ } ^\circ\text{C} , \quad p_{k,Cpen} = 0,95 \text{ bar} , \\ p_{ev,Cpen} = 34,3 \text{ bar} , \quad \Delta T_{SHLT} = 51,8 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

L'inserimento del ciclo ORC di bassa temperatura, con il suo scambiatore ECO_{LT} sulla zona terminale della linea dei fumi, ha consentito di sfruttare molto meglio l'entalpia messa a disposizione da questi ultimi rispetto a quanto fatto dal sistema con ciclo Hirn a vapore d'acqua, descritto nel paragrafo 4.1. Di conseguenza, ora i fumi presentano una temperatura in uscita decisamente più bassa:

$$T_{F,OUT} = T_{Gas\ 5} = 164,6\ ^\circ C$$

Anche la temperatura di condensazione del Ciclopentano nel ciclo LT risulta più bassa (di $\approx 10\ ^\circ C$) di quella che veniva raggiunta dall'acqua in condensazione nel ciclo Hirn.

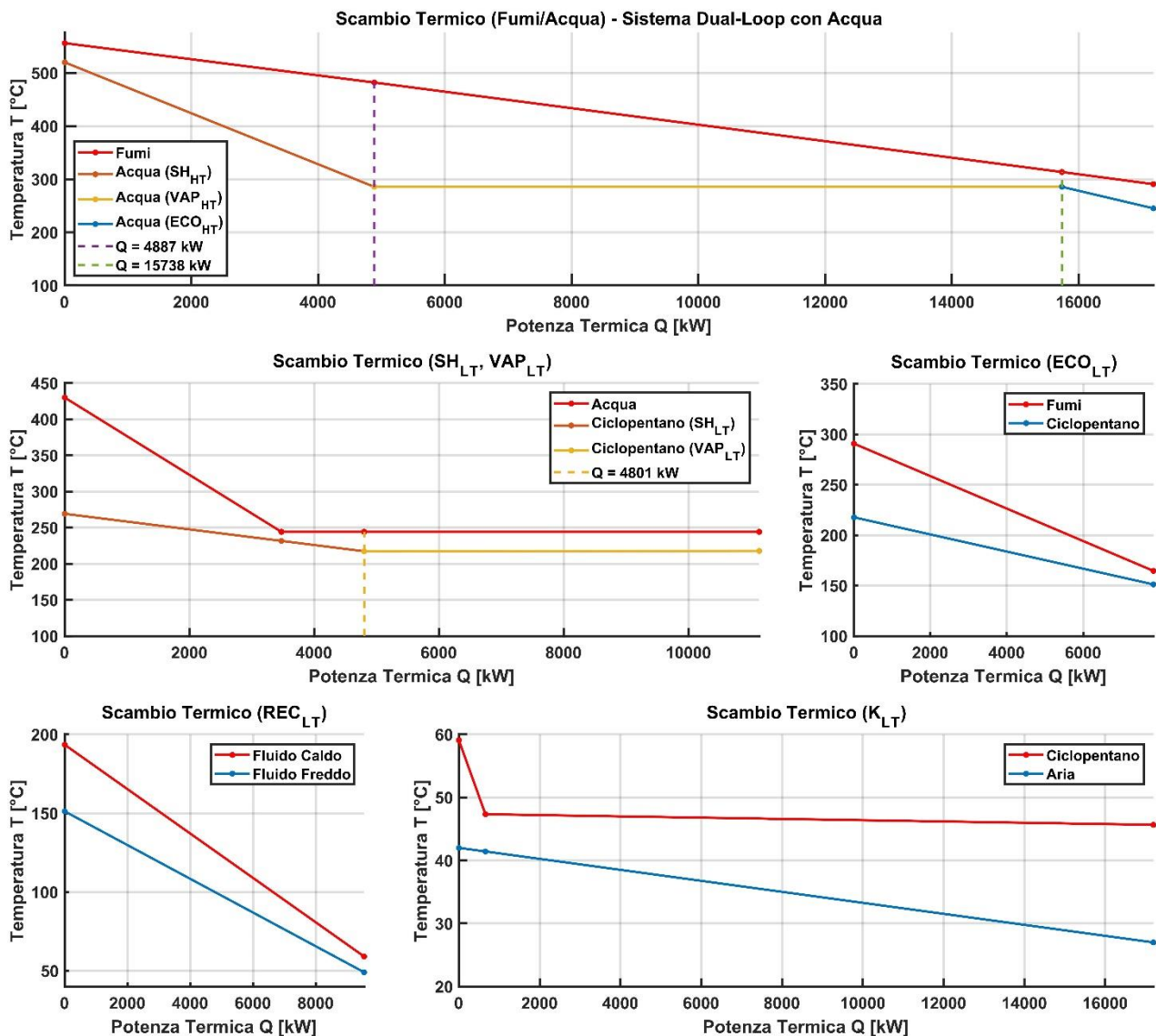


Figura 4.8 – Diagrammi di scambio termico per il sistema dual-loop con vapore d'acqua

Tabella 4.7 – Parametri termodinamici di rilievo dei flussi materiali del sistema dual-loop a vapore d'acqua
(in blu sono evidenziati gli input del sistema)

Unità	Frazione di Vapore	Temperatura °C	Pressione bar	Portata in Massa kg/s	Potenza Termica kW	Entalpia kJ/kg	Calore Specifico kJ/kg-K	Densità kg/m ³
Gas 1	0.96	556.1	1.02	57.0	-30389	-533.0	1.16	0.44
Gas 2	1.00	482.0	1.01	57.0	-35276	-618.7	1.15	0.46
Gas 3	1.00	313.6	1.01	57.0	-46127	-809.0	1.11	0.59
Gas 4	1.00	290.7	1.00	57.0	-47572	-834.3	1.11	0.61
Gas 5	1.00	164.6	1.00	57.0	-55410	-971.8	1.07	0.79
St1	0.00	244.1	36.0	7.10	-105511	-14861	4.79	802.6
St2	0.00	245.2	70.1	7.10	-105471	-14855	4.77	805.9
St3	0.00	285.7	70.0	7.10	-104027	-14652	5.38	743.7
St4	1.00	285.7	70.0	7.10	-93175	-13123	5.67	27.1
St5	1.00	520.0	70.0	7.10	-88289	-12435	2.34	19.1
St6	1.00	437.0	38.0	7.10	-89477	-12602	2.23	11.6
Spil	1.00	437.0	38.0	0.00	0.00	-12602	2.23	11.6
St7	1.00	437.0	38.0	7.10	-89477	-12602	2.23	11.6
St8	1.00	429.9	36.0	7.10	-89575	-12616	2.22	11.1
St9	0.89	244.1	36.0	7.10	-94376	-13292	4.24	16.8
St10	0.00	244.1	36.0	7.10	-105511	-14861	4.79	802.6
St11	0.00	244.1	36.0	7.10	-105511	-14861	4.79	802.6
St12	0.00	49.1	36.5	42.0	-61385	-1462	1.91	720.4
St13	0.00	151.2	35.3	42.0	-51847	-1234	2.59	599.5
St14	0.00	217.7	34.3	42.0	-44008	-1048	2.30	454.2
St15	1.00	217.3	34.1	42.0	-32873	-782.7	2.10	58.7
St16	1.00	269.1	33.5	42.0	-28073	-668.4	2.31	52.2
St17	1.00	193.4	0.96	42.0	-34923	-831.5	2.00	1.74
St18	1.00	59.1	0.95	42.0	-44462	-1059	1.36	2.41
St19	0.00	45.7	0.90	42.0	-61658	-1468	1.89	719.5
Air In	1.00	27.0	1.00	1133	2289	2.02	1.01	1.16
Air Out	1.00	42.0	1.00	1133	19485	17.2	1.01	1.10

4.2.3. Prestazioni del Sistema Dual-Loop con Vapore d'Acqua

Procediamo al calcolo dei parametri prestazionali:

a) *Potenza Netta Totale del Sistema ORC:*

$$P_{ORC} = P_{TOT,HT} + P_{TOT,LT} = 7690 \text{ kW} ,$$

con:

$$P_{TOT,HT} = P_{HT} - P_{Pompa1,HT} - P_{Pompa2,HT} = 1247 \text{ kW} ,$$

$$P_{TOT,LT} = P_{LT} - P_{PompaLT} - P_K = 6443 \text{ kW} ,$$

dove le singole potenze sono considerate al netto dei rendimenti isoentropici di espansori e pompe, del rendimento dei generatori connessi agli espansori e di quello dei motori connessi alle pompe. La descrizione e il valore numerico dei termini che compongono le potenze totali sono riportati nella Tabella 4.8.

b) *Rendimento Totale:*

$$\eta_{ORC} = \frac{P_{ORC}}{Q_{IN}} = 30,7 \% ,$$

con $Q_{IN} = 25021 \text{ kW}$ potenza termica introdotta dai fumi.

c) *Rendimento di Recupero:*

$$\eta_{Rec} = \eta_{ORC} \varepsilon = 22,2 \% , \quad \varepsilon = \frac{T_{F,IN} - T_{F,OUT}}{T_{F,IN} - 15 \text{ } ^\circ\text{C}} = 0,72 ,$$

con $\varepsilon = \text{efficienza di scambio}$ e $T_F = \text{temperatura dei fumi}$.

Tabella 4.8 – Potenze erogate o assorbite da espansori, pompe e condensatore nel sistema dual-loop con vapore d'acqua

P_{HT} (potenza erogata dalla turbina del ciclo HT)	P_{LT} (potenza erogata dall'espansore del ciclo LT)	$P_{Pompa1,HT}$ (potenza assorbita dalla pompa 1 del ciclo HT)	$P_{Pompa2,HT}$ (potenza assorbita dalla pompa 2 del ciclo HT)	$P_{PompaLT}$ (potenza assorbita dalla pompa del ciclo LT)	P_K (potenza assorbita dal condensatore ad aria)
1286 kW	6851 kW	0,00 kW	39.6 kW	273.0 kW	134.9 kW

4.2.4. Confronti Prestazionali e Considerazioni

Nella Figura 4.9 viene mostrato un diagramma di confronto prestazionale tra i sistemi dual-loop originale (descritto nel paragrafo 2.1), dual-loop ottimizzato (descritto nel paragrafo 2.3), ORC semplice (descritto nel paragrafo 3.1), ORC semplice con recuperatore (descritto nel paragrafo 3.2), ciclo Hirn a vapore d'acqua (descritto nel paragrafo 4.1) e dual-loop con vapore d'acqua.

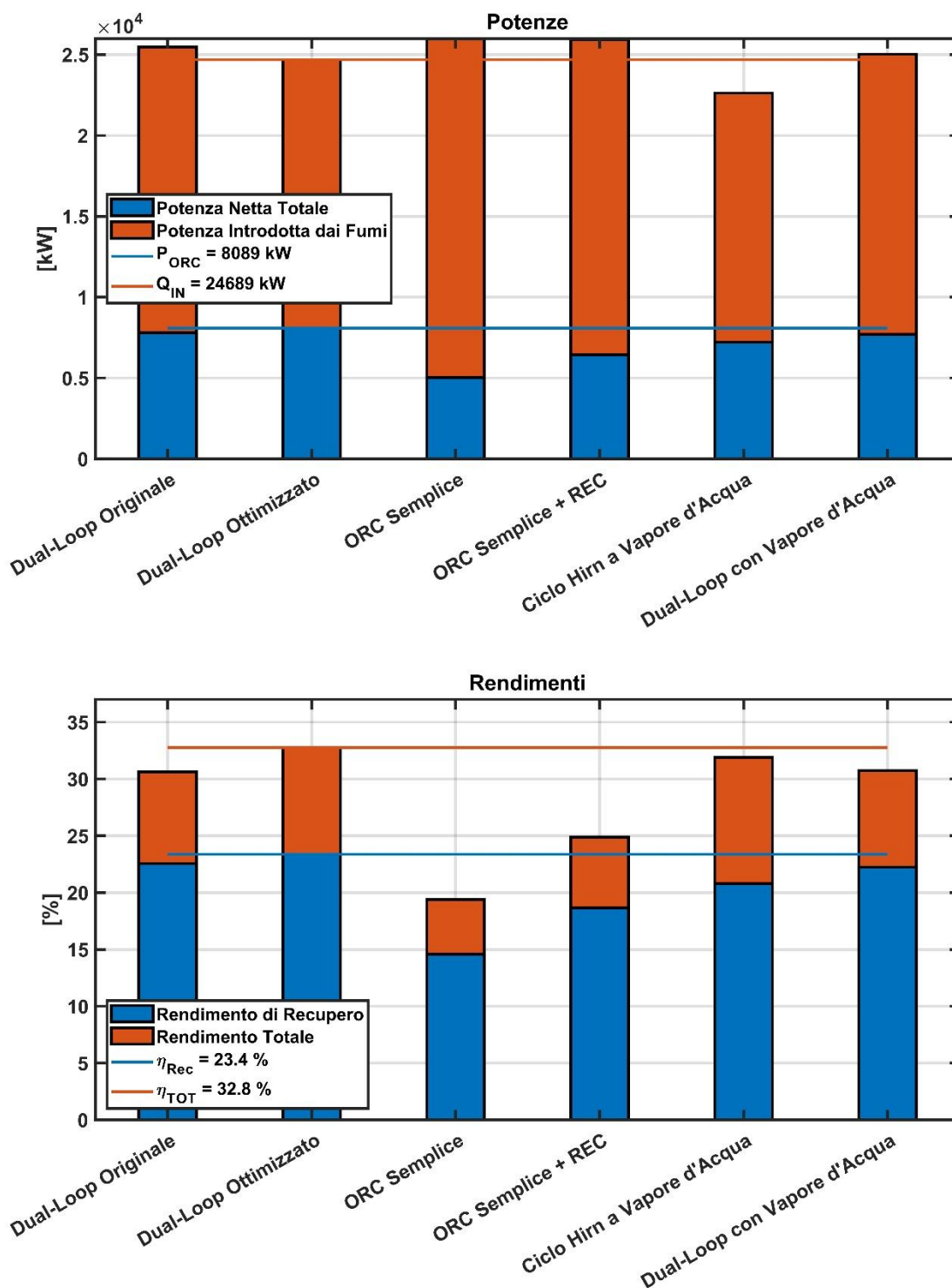


Figura 4.9 – Confronto prestazionale tra i sistemi dual-loop originale, dual-loop ottimizzato, ORC semplice, ORC semplice con recuperatore, ciclo Hirn a vapore d'acqua e dual-loop con vapore d'acqua

Il sistema dual-loop con vapore d'acqua offre prestazioni del tutto analoghe a quelle del sistema dual-loop originale operante con Therminol® VP-1 nel ciclo HT (il primo da sinistra), sia dal punto di vista della potenza netta totale sia dal punto di vista del rendimento di recupero.

Va ricordato che i sistemi a vapore d'acqua descritti sono stati volutamente limitati rispetto alla pressione di evaporazione, parametro che ha un deciso impatto sulle prestazioni, per contenere l'aumento della complessità impiantistica. Quindi, nel seguito riportiamo un confronto a carattere puramente teorico tra le performance raggiunte dal sistema dual-loop ottimizzato con Therminol® VP-1, da quello dual-loop con acqua che evapora a 70,0 bar e dallo stesso con, però, acqua che evapora a 167,7 bar. Per quest'ultimo sistema, adottando gli stessi criteri di ottimizzazione descritti nelle precedenti pagine, sono stati scelti i seguenti valori dei parametri di input:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{H_2O} &= 7,00 \frac{kg}{s} , & T_{MAX_{HT}} &= 520,0 \text{ } ^\circ C , & p_{k,H_2O} &= p_{Deg} = 36,0 \text{ bar} , \\ p_{ev,H_2O} &= 167,7 \text{ bar} , & p_{Spil} &= 38,0 \text{ bar} , \\ \dot{m}_{Cpen} &= 40,7 \frac{kg}{s} , & p_{k,Cpen} &= 0,95 \text{ bar} , \\ p_{ev,Cpen} &= 34,3 \text{ bar} , & \Delta T_{I,REC_{LT}} &= 10,0 \text{ } ^\circ C \end{aligned}$$

Nella Tabella 4.9 e nella Figura 4.11 si evidenzia il confronto tra il sistema dual-loop ottimizzato con Therminol® VP-1 nel ciclo HT e quello con acqua nel ciclo omologo operante con pressione di evaporazione pari, rispettivamente, a 70,0 e 167,7 bar.

Tabella 4.9 – *Potenze nette totali, potenze erogate dagli espansori e rendimenti dei sistemi dual-loop con Therminol® VP-1 e dual-loop con vapore d'acqua (per $p_{ev} = 70,0$ bar e $p_{ev} = 167,7$ bar)*

Sistema	P_{ORC} (potenza netta totale del siste- ma ORC)	P_{HT} (potenza erogata dall'espansore del ciclo HT)	P_{LT} (potenza erogata dall'espansore del ciclo LT)	η_{ORC} (rendimento totale)	η_{Rec} (rendimento di recupero)
Dual-Loop Ottimizzato con VP-1	8089 kW	2342 kW	6141 kW	32,8 %	23,4 %
Dual-Loop con H₂O (p_{ev} = 70,0 bar)	7690 kW	1286 kW	6851 kW	30,7 %	22,2 %
Dual-Loop con H₂O (p_{ev} = 167,7 bar)	8742 kW	2848 kW	6439 kW	34,2 %	25,3 %

Confronto tra Dual-Loop con VP-1 e Dual-Loop con Acqua ($p_{ev} = 167,7 \text{ bar}$)

Effettuando la vaporizzazione a 167,7 bar, il sistema con vapore d'acqua guadagna $\approx 410 \text{ kW}$ di potenza netta nel ciclo HT e $\approx 240 \text{ kW}$ in quello LT rispetto a quello con VP-1. Le motivazioni alla base di queste differenze sono le seguenti:

- Nel ciclo di bassa temperatura del dual-loop con acqua, il Ciclopentano può lavorare alla sua massima pressione di evaporazione, mentre nel sistema con VP-1 questo parametro era limitato a 28,0 bar per poter consentire al fluido del ciclo HT un sufficiente salto di pressione nel suo espansore.
- Nel dual-loop con acqua vengono maggiormente sfruttati i fumi di combustione, la cui potenza termica fornita Q_{IN} sale a 25533 kW dai 24689 kW del dual-loop con VP-1 (e la temperatura dei fumi in uscita scende a 156,2 °C da 170,0 °C). La causa di questa variazione, tuttavia, è da ricercare nel cambio di layout, che ha visto spostare l'economizzatore del ciclo LT sulla linea dei fumi, piuttosto che nel cambio di fluido di lavoro del ciclo HT, dato che il Therminol® VP-1 non mostrava affatto il limite della minima differenza di temperatura al pinch point riscontrata, invece, con il vapore d'acqua.

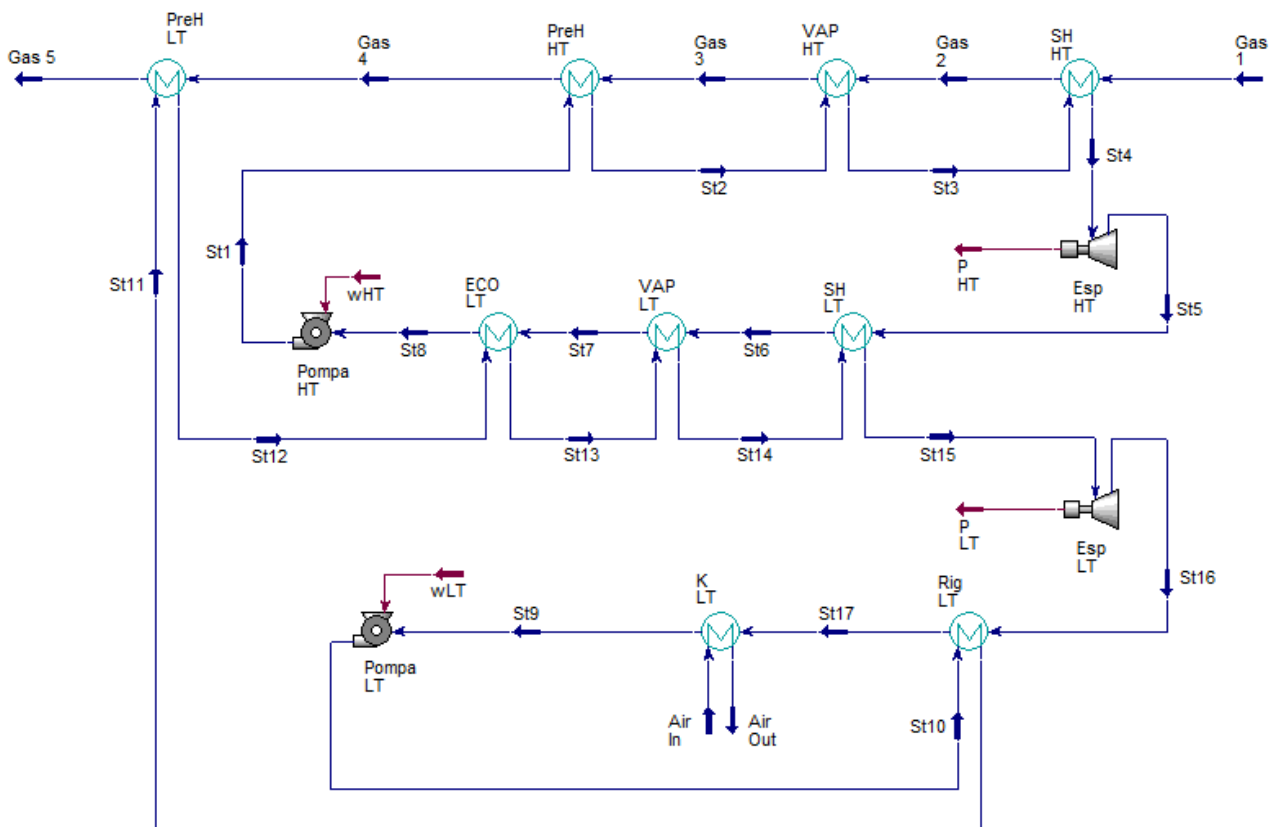


Figura 4.10 – *Modifica di layout per il sistema dual-loop originale rappresentato in Aspen Hysys*

I risultati e le considerazioni riguardanti lo sfruttamento dei fumi ci portano a suggerire, per il sistema dual-loop operante con Therminol® VP-1 e Ciclopentano, la modifica di layout mostrata in

Figura 4.11. Come si può vedere, invece che preriscaldare il Ciclopentano sfruttando il calore residuo del VP-1, questa fase viene effettuata a carico dei fumi. In base ai limiti e alle dipendenze elencate nel paragrafo 2.3.2, questa modifica potrebbe consentire un margine maggiore per il surriscaldamento del Ciclopentano e, dunque, un miglioramento prestazionale del ciclo LT.

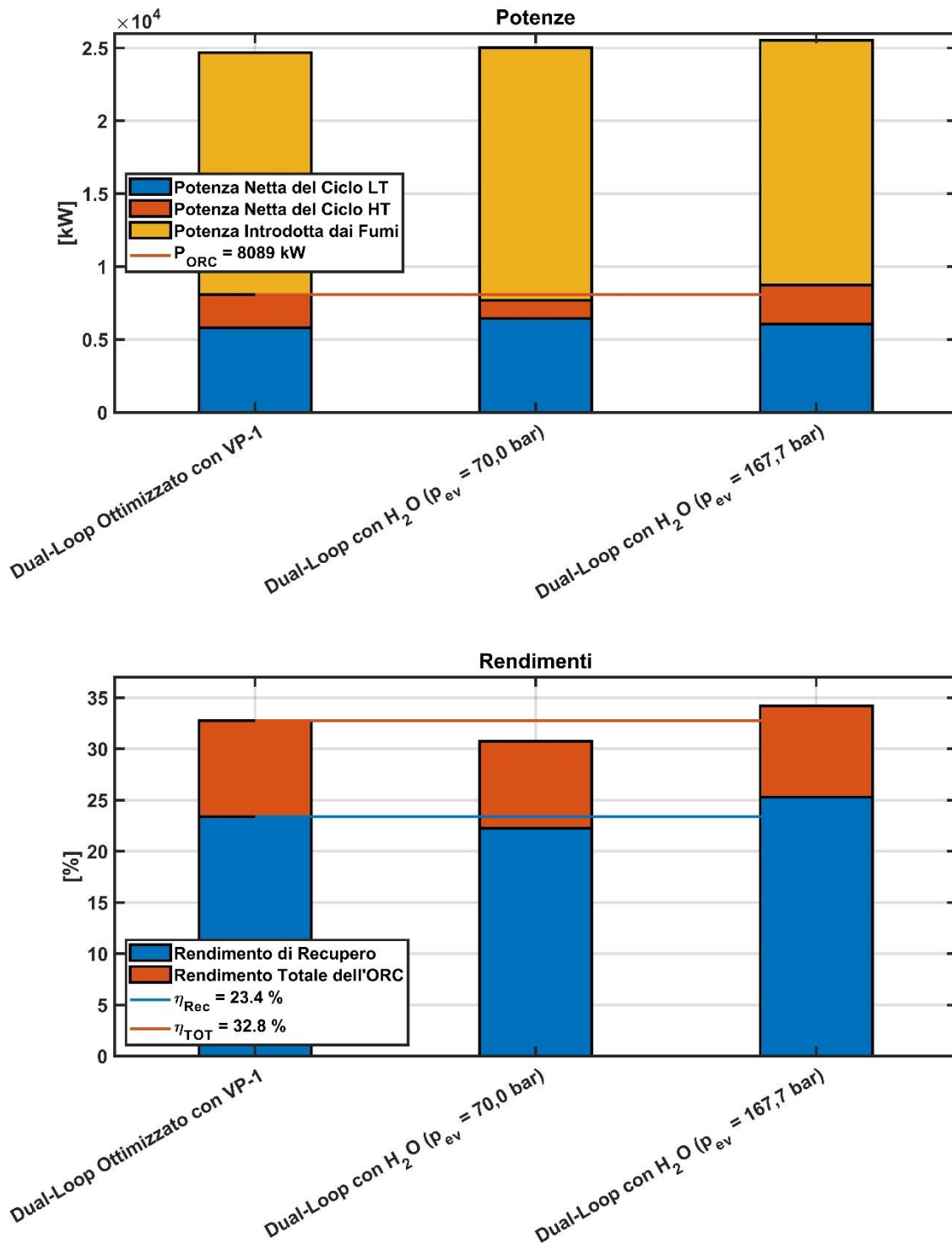


Figura 4.11 – Confronto prestazionale tra i sistemi dual-loop ottimizzato con Therminol® VP-1 e dual-loop con vapore d'acqua

Confronto tra Dual-Loop con VP-1 e Dual-Loop con Acqua ($p_{ev} = 70,0 \text{ bar}$)

Riducendo la pressione di evaporazione di oltre la metà, il ciclo HT del sistema dual-loop con vapore d'acqua subisce una forte penalizzazione che investe sia la potenza prodotta dalla turbina (legame già emerso dall'analisi riportata nel paragrafo 4.1.2) sia in minima parte anche la capacità complessiva del sistema di sfruttare l'entalpia dei fumi. Infatti, nei due casi la temperatura dei fumi in uscita risulta:

$$T_{F,OUT} = \begin{cases} 164,6 \text{ } ^\circ\text{C} & (\text{per } p_{ev,H_2O} = 70,0 \text{ bar}) \\ 156,2 \text{ } ^\circ\text{C} & (\text{per } p_{ev,H_2O} = 167,7 \text{ bar}) \end{cases}$$

Di conseguenza, l'abbassamento della pressione di evaporazione dell'acqua provoca una sensibile diminuzione della potenza netta totale (di oltre un MW) e del rendimento di recupero (di oltre 3 punti percentuali). Questa diminuzione delle prestazioni porta il sistema dual-loop ottimizzato con Therminol[®] VP-1 a prevalere sul sistema con vapore d'acqua. Se, inoltre, si considerano i vantaggi operativi e di complessità elencati a inizio capitolo a favore del sistema con VP-1, nonché i possibili miglioramenti di cui quest'ultimo può beneficiare attraverso la modifica mostrata nella Figura 4.10, l'adozione di olio nel ciclo di alta temperatura risulta la scelta più performante e sostenibile dal punto di vista della fattibilità.

5. CONFRONTI FINALI E CONCLUSIONI

Nei precedenti capitoli abbiamo descritto le analisi svolte tramite simulazione effettuate su alcuni sistemi energetici, presi in considerazione per effettuare un recupero di calore. Questo calore viene fornito da un flusso di prodotti di combustione, emessi da una turbina a gas alla temperatura di 556,1 °C e con portata di 57,0 kg/s. Nel dettaglio, i layout che abbiamo scelto di investigare per questa applicazione sono stati:

- a) nel capitolo 2, un sistema dual-loop al cui interno operano due fluidi organici e che implementa la cosiddetta tecnologia VHT-ORC in configurazione di sola potenza (descritta nel paragrafo 1.5);
- b) nel capitolo 3, un sistema ORC semplice, cioè composto da un unico ciclo in presenza o meno del recuperatore, che interagisce con la sorgente di calore tramite olio diatermico;
- c) nel capitolo 4, due tipologie di layout che adottano vapore d'acqua, cioè un ciclo Hirn e un sistema dual-loop nel cui ciclo di alta temperatura circola acqua.

Per ciascuno dei suddetti sistemi, abbiamo imposto dei vincoli operativi dettati da criteri di buona progettazione e, nel rispetto di questi, abbiamo valutato la sensibilità del sistema stesso al variare di alcuni parametri di input opportunamente scelti. Queste indagini ci hanno consentito di individuare le configurazioni di funzionamento ottimali dal punto di vista prestazionale, per le quali abbiamo registrato i valori di alcuni indici di performance: potenza netta totale erogata dal sistema, rendimento totale e rendimento di recupero. Tuttavia, al fine di fornire una panoramica completa sulle caratteristiche, sui punti di forza e su quelli di debolezza di ciascun sistema energetico, abbiamo ritenuto opportuno allargare il confronto introducendo altri indici che consentono, almeno in modo indiretto, anche considerazioni sui costi di installazione e di gestione, nonché sulla complessità impiantistica richiesta. La scelta di questi parametri è stata indirizzata verso quelle grandezze che, più di altre, sono in grado di descrivere in modo sintetico le caratteristiche dei sistemi energetici considerati, riassumendo concetti che altrimenti ne avrebbero richiesto un elenco più numeroso.

5.1. Confronto tra i Sistemi Analizzati

Nella Tabella 5.1 abbiamo riportato i valori, relativi ai principali sistemi analizzati nel presente studio, di una serie di parametri che possono fornire utili informazioni per eventuali fasi successive

della progettazione, sia dal punto di vista delle prestazioni sia dal punto di vista del costo e della complessità impiantistica.

Tabella 5.1 – Parametri di confronto generale per i sistemi analizzati

Parametri		Unità	Sistema Dual-Loop Originale	Sistema Dual-Loop Ottimizzato	Sistema ORC Semplice	Sistema ORC con Recuperatore	Ciclo Hirn a Vapore d'Acqua	Sistema Dual-Loop con Vapore d'Acqua
Potenze e Lavoro	P _{TOT}	kW	7797	8089	5034	6444	7216	7690
	W _{TOT}	kJ/kg	206.2	213.6	132.8	136.5	894.2	329.0
	P _{AUX}	kW	393.3	394.4	563.8	469.4	199.3	447.5
Rendimenti	η _{TOT}	%	30.6	32.8	19.4	24.9	31.9	30.7
	η _{Rec}	%	22.6	23.4	14.6	18.7	20.8	22.2
Temperature e Pressioni	T _{MAX} (Ciclo HT o Sistema)	°C	371.6	375.0	375.0	375.0	450.0	520.0
	T _{MAX} (Ciclo LT)	°C	250.9	260.0	220.0	220.0	/	269.1
	p _{ev} (Ciclo HT o Sistema)	bar	7.37	7.50	34.3	34.3	70.0	70.0
	p _{ev} (Ciclo LT)	bar	27.5	28.0	/	/	/	34.3
	T _{F,OUT}	°C	157.3	170.0	149.2	150.1	203.5	164.6
Espansori	β (Ciclo HT o Sistema)	/	15.6	16.0	35.5	34.8	411.8	1.9
	β (Ciclo LT)	/	26.2	28.3	/	/	/	34.9
	VER (Ciclo HT o Sistema)	/	14.8	15.3	30.0	29.4	161.5	1.7
	VER (Ciclo LT)	/	22.6	24.6	/	/	/	30.0
Σ UA		kJ/kg-°C	57.4	74.0	36.3	55.7	94.1	111.7

Il significato dei suddetti parametri è il seguente:

a) *Potenza Netta Totale del Sistema:*

$$P_{TOT} [kW] = P_{Esp} - P_{Aux} \quad (\text{indicata anche come } P_{ORC}),$$

differenza tra la potenza erogata dall'espansore P_{Esp} e la potenza complessivamente consumata dagli ausiliari P_{AUX} (pompe e condensatore ad aria), in considerazione dei rendimenti elettrici e meccanici. Nei sistemi dual-loop, P_{TOT} è la somma delle potenze nette dei singoli

cicli: per ogni ciclo, si sottrae alla potenza erogata dal suo espansore la potenza assorbita dagli ausiliari presenti nel ciclo stesso. In riferimento a un sistema energetico che deve produrre potenza elettrica recuperando energia da un cascame termico, la potenza netta erogata è forse il parametro prestazionale più importante.

b) *Lavoro Specifico del Sistema:*

$$W_{TOT} \left[\frac{kJ}{kg} \right] = \frac{P_{TOT}}{\dot{m}_{fluido}} ,$$

rapporto tra la potenza netta prodotta dal sistema e la portata in massa del fluido di lavoro. Nei sistemi dual-loop, W_{TOT} è la somma del lavoro specifico dei singoli cicli, in ognuno dei quali circola una diversa portata. Il lavoro specifico, quindi, stabilisce quanta energia netta il sistema è in grado di produrre per unità di massa di fluido di lavoro.

c) *Rendimento Totale:*

$$\eta_{TOT} = \frac{P_{TOT}}{Q_{IN}} \quad (\text{indicato anche come } \eta_{ORC}),$$

con Q_{IN} [kW] = potenza termica introdotta dai fumi.

d) *Rendimento di Recupero:*

$$\eta_{Rec} = \eta_{TOT} \varepsilon , \quad \varepsilon = \frac{T_{F,IN} - T_{F,OUT}}{T_{F,IN} - 15^{\circ}C} ,$$

con ε = *efficienza di scambio* e T_F = temperatura dei fumi. Il rendimento di recupero, a differenza del rendimento totale, tiene conto anche del grado di sfruttamento dell'energia messa complessivamente a disposizione dalla sorgente di calore (i fumi): η_{Rec} aumenta non solo se aumenta l'efficienza totale η_{TOT} del sistema nel trasformare l'energia acquisita dalla sorgente di calore, ma anche in base a quanta energia, di quella totale disponibile, è stata effettivamente prelevata. Come visto, la necessità di mantenere la temperatura dei fumi in uscita dal sistema sufficientemente elevata, al fine di scongiurare il rischio di rugiada acida, limita l'innalzamento del rendimento di recupero.

e) *Temperatura Massima di Ciclo:* T_{MAX} [°C].

f) *Pressione di Evaporazione dei Fluidi di Lavoro:* p_{ev} [bar].

g) *Temperatura dei Fumi in Uscita dal Sistema:* $T_{F,OUT}$ [°C].

h) *Rapporto di Pressione:*

$$\beta = \frac{p_{IN}}{p_{OUT}} ,$$

rapporto tra la pressione del fluido in ingresso e quella del fluido in uscita dall'espansore del ciclo. Nota la pressione di evaporazione e trascurando le perdite di carico, β consente anche di ricavare il valore della pressione di condensazione p_k del ciclo.

i) *Rapporto di Espansione Volumetrica:*

$$VER = \frac{v_{OUT}}{v_{IN}} = \frac{\rho_{IN}}{\rho_{OUT}},$$

rapporto tra il volume specifico del fluido uscente e quello del fluido entrante nell'espansore del ciclo o, in altri termini, tra la densità del fluido entrante e quella del fluido uscente. β e VER forniscono indicazioni utili alla scelta dell'espansore, dal momento che sono parametri che impattano direttamente sul tipo di tecnologia che è possibile adottare e sulla complessità del componente.

j) *Sommatoria dei Coefficienti di Scambio Termico degli Scambiatori di Calore:*

$$\Sigma UA \left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right] = \sum_X UA_X = \sum_X \frac{1}{\dot{m}_{HOT,X}} \frac{Q_X}{\Delta T_{ml,X}},$$

dove il pedice X indica il singolo scambiatore di calore, $\dot{m}_{HOT,X}$ [kg/s] è la portata in massa del fluido caldo che lo attraversa, Q_X [kW] è la potenza termica scambiata e ΔT_{ml} [°C] è la *differenza di temperatura medio logaritmica* tra gli andamenti di temperatura dei due fluidi, espressa come:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}, \quad \text{con } \begin{cases} 1 = \text{sezione di ingresso} \\ 2 = \text{sezione di uscita} \end{cases}$$

Un valore elevato del parametro UA di uno scambiatore implica che la potenza termica scambiata al suo interno è elevata rispetto alla differenza di temperatura medio logaritmica tra i due fluidi che interagiscono, cioè allo scambiatore sono richieste alte prestazioni. Per fornire tali prestazioni, è necessaria una superficie di scambio sufficientemente elevata, quindi UA è un indicatore indiretto del costo dello scambiatore.

Nel diagramma a ragnò di Figura 5.1 viene mostrato il confronto tra alcuni dei parametri appena elencati. In generale, possiamo affermare che i sistemi più economici risultano i due sistemi ORC semplici, che presentano i valori più bassi di ΣUA e hanno ognuno un solo espansore, con β e VER abbastanza contenuti. Tuttavia, risultano i peggiori sul fronte delle prestazioni, con rendimenti, potenze nette e lavori specifici erogati che li posizionano in fondo alla classifica. Per quanto riguarda gli altri quattro sistemi, a fronte di caratteristiche prestazionali abbastanza simili, emergono differenze dal punto di vista dei parametri che influenzano il costo: il ciclo Hirn a vapore d'acqua presenta i valori di gran lunga maggiori dei parametri β e VER, oltre a essere uno dei due sistemi (insieme al dual-loop con vapore d'acqua) con ΣUA più alto; dato che, fatta eccezione per il lavoro specifico particolarmente elevato grazie al basso valore della portata di acqua nel ciclo, le sue performance sono anche inferiori rispetto a quelle degli altri tre sistemi "ad alte prestazioni", si tratta della soluzione meno conveniente tra quelle testate.

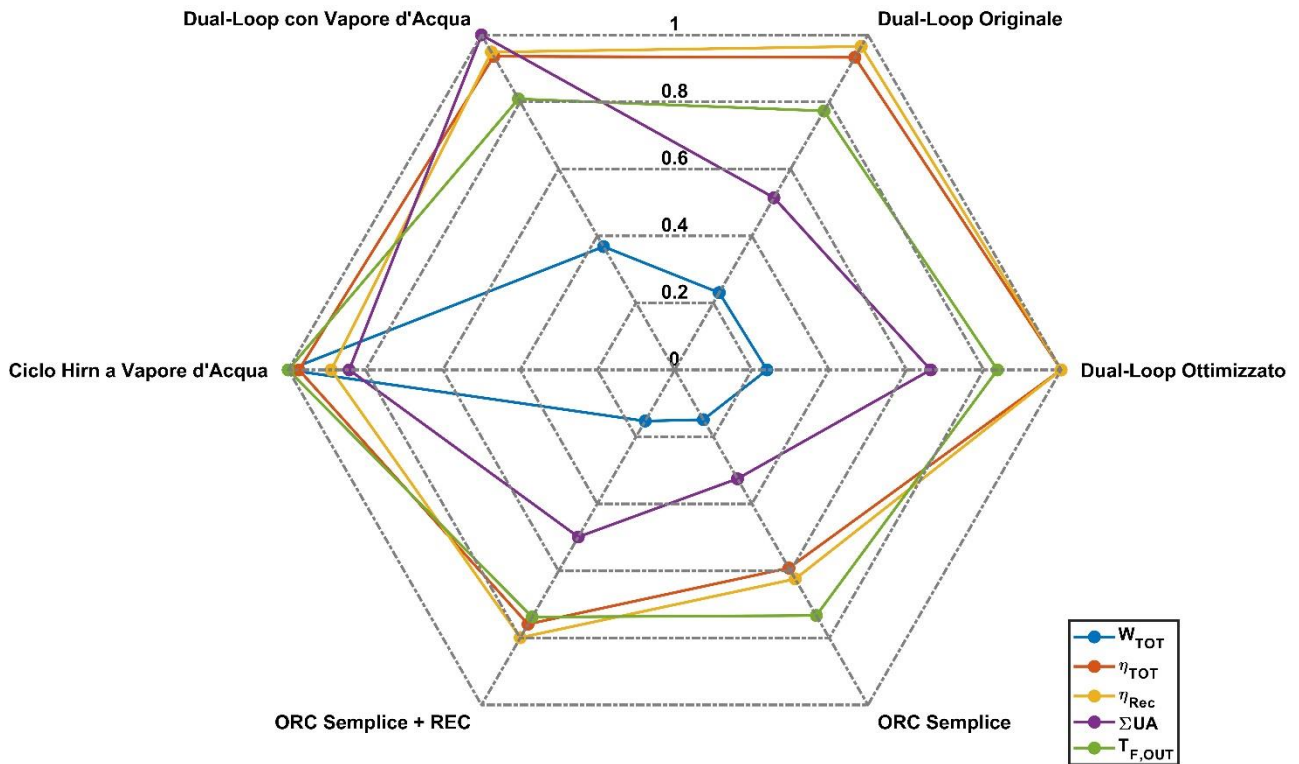


Figura 5.1 – Confronto tra i sistemi rispetto ai valori normalizzati di alcuni parametri

Come già accennato nelle valutazioni finali del paragrafo 4.2.4, il sistema dual-loop con vapore d’acqua non offre vantaggi prestazionali rispetto ai dual-loop con olio nel ciclo di alta temperatura. Tale risultato è dovuto al fatto che i cicli con acqua richiedono valori particolarmente elevati della pressione di evaporazione per offrire prestazioni soddisfacenti, valori che, però, implicano costi difficilmente giustificabili per impianti di taglia contenuta come quelli presentati. Questa considerazione ci ha portato a limitare la pressione di evaporazione nei due sistemi con vapore d’acqua, determinando un sensibile ridimensionamento delle loro prestazioni. Se, dunque, le prestazioni del dual-loop con vapore d’acqua non riescono a emergere rispetto a quelle della soluzione VHT-ORC (sia nella sua configurazione “originale” sia in quella “ottimizzata”), sul fronte dei costi il primo:

- a) mostra il valore in assoluto più elevato di ΣUA ,
- b) richiede una sofisticata turbina a vapore da cui effettuare uno spillamento,
- c) necessita del degasatore,
- d) richiede all’espansore del ciclo di bassa temperatura valori di β e VER più alti rispetto a quelli richiesti all’espansore omologo del sistema dual-loop concorrente.

Quindi, il presente studio conferma che, avendo a disposizione una sorgente di calore rappresentata da prodotti di combustione a ≈ 550 °C, la soluzione impiantistica più promettente dal punto di vista delle performance in rapporto ai costi e alla complessità è il sistema dual-loop operante con olio nel ciclo di alta temperatura e con fluido organico in quello di bassa temperatura.

5.2. Conclusioni

Nel corso di questo lavoro abbiamo vagliato diverse soluzioni di layout per produrre potenza elettrica tramite la conversione di energia termica, messa a disposizione da una corrente di fumi emessi da una turbina a gas con temperatura superiore a 550 °C. Queste soluzioni hanno contemplato sia tecnologie che hanno raggiunto da tempo la fase di maturità sia l'innovativa tecnologia VHT-ORC. La temperatura particolarmente elevata della sorgente termica ha messo in luce i limiti dell'attuale stato dell'arte in materia di recupero di calore, mostrando al contempo le potenzialità della tecnologia VHT-ORC. Infatti, è emerso che, rispetto a impianti ORC tradizionali, un impianto VHT-ORC in configurazione di sola potenza è in grado di offrire prestazioni sensibilmente superiori in termini di potenza netta totale e rendimento, al costo di una complicazione impiantistica che comunque si mantiene inferiore a quella di soluzioni concorrenti che fanno uso di vapore d'acqua. Dal canto loro, queste ultime non solo impongono maggiori costi di installazione e oneri di gestione, ma non hanno neanche offerto performance superiori, rendendo ancora meno giustificabile la loro implementazione in questo settore.

Dunque, i risultati ottenuti ribadisco la necessità, già menzionata più volte in letteratura, di portare avanti la ricerca sui fluidi organici. Infatti, riuscendo a ridurre il principale limite che frena l'adozione di questi fluidi, cioè la loro stabilità a temperature elevate, la promettente tecnologia ORC potrà essere impiegata con maggior facilità anche in presenza di sorgenti di calore di scarto prodotte attraverso l'uso di combustibili convenzionali. La possibilità di adottare impianti ORC in questo ambito fornirà un importante contributo alla gestione del fabbisogno energetico globale, poiché consentirà di incrementare l'efficienza dei sistemi di produzione imponendo costi e oneri di gestione maggiormente sostenibili rispetto alle altre soluzioni attualmente disponibili sul mercato.

BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA

- [1] ORC World Map, <https://orc-world-map.org/> (ultimo accesso: Luglio 2019).
- [2] J. Bao, L. Zao, *A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle* (2013), 325-342.
- [3] S. Quoilinan, M. Van Den Broekbc, S. Declayea, P. Dewallefa, V. Lemort, *Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems* (2013), 168-186.
- [4] E. Macchi, M. Astolfi, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power System* (2017), 13-18.
- [5] R. Vescovo, E. Spagnoli, *High temperature ORC systems* (2017), 82-89
- [6] S. Lasala, C. Invernizzi, P. Iora, P. Chiesa, E. Macchi, *Thermal stability analysis of perfluorohexane* (2015), 1575-1582.
- [7] C. M. Invernizzi, P. Iora, Bonalumi, E. Macchi, R. Roberto, M. Caldera, *Titanium tetrachloride as novel working fluid for high temperature Rankine Cycles: Thermodynamic analysis and experimental assessment of the thermal stability* (2016), Applied Thermal Engineering.
- [8] M. Pasetti, C. M. Invernizzi, P. Iora, *Thermal stability of working fluids for organic Rankine Cycles: An improved survey method and experimental results for cyclopentane, isopentane and n-butane* (2014), 764-774.
- [9] Poyry Italia S.r.l., *Market and Technology assessment for a new product* (2016), Market study commissioned by Turboden

Software Utilizzato

- a) Aspen Hysys 8.8
- b) MathWorks Matlab R2018b e R2019a
- c) Microsoft Office 2016