



Ricerca di Sistema elettrico

Studio preliminare di fattibilità di un impianto orc per il recupero di calore residuo della centrale cogenerativa a servizio dell'aeroporto di Fiumicino

M. A. Ancona, L. Branchini, F. M., N. Torricelli



STUDIO PRELIMINARE DI FATTIBILITÀ DI UN IMPIANTO ORC PER IL RECUPERO DI CALORE RESIDUO DELLA CENTRALE COGENERATIVA A SERVIZIO DELL'AEROPORTO DI FIUMICINO

M. A. Ancona, L. Branchini, F. Melino, N. Torricelli
(Dipartimento di Ingegneria Industriale – DIN – Università di Bologna)

Dicembre 2019

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Piano Annuale di Realizzazione 2017

Area: Efficienza energetica e risparmio di energia negli usi finali elettrici e interazione con altri vettori energetici

Progetto: D1 - Tecnologie per costruire gli edifici del futuro

Obiettivo: Ottimizzazione delle prestazioni di reti energetiche distribuite su scala distrettuale o territoriale

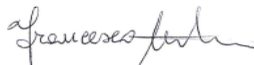
Responsabile del Progetto: Giovanni Puglisi, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "studio preliminare di fattibilità di un impianto orc per il recupero di calore residuo della centrale cogenerativa a servizio dell'aeroporto di fiumicino"

Responsabile scientifico ENEA: Ing. Biagio Di Pietra



Responsabile scientifico DIN – Università di Bologna: Prof. Ing. Francesco Melino



Indice

SOMMARIO	4
1 INTRODUZIONE	5
2 ASSETTO ATTUALE DELLA CENTRALE A SERVIZIO DELLA RETE DI TELERISCALDAMENTO.....	6
2.1. IL RECUPERO DI ENERGIA TERMICA A SERVIZIO DEL TELERISCALDAMENTO	7
3 ANALISI DEI DATI DI FUNZIONAMENTO DELLA CENTRALE DI COGENERAZIONE.....	8
3.1 PRODUZIONE E FABBISOGNO	8
3.2 STIMA DELLA POTENZA TERMICA RESIDUA NEI FUMI DI COMBUSTIONE	9
4 IL SISTEMA DI RECUPERO CALORE DI TIPO ORC PROPOSTO	17
4.1 RANGE OPERATIVO E PUNTO DI DESIGN	17
4.2 CONFIGURAZIONE DI RECUPERO DEL CALORE CON CIRCUITO DI SCAMBIO INTERMEDIO.....	19
4.3 FLUIDO OPERATIVO ORC.....	20
4.4 ARCHITETTURA DEL SISTEMA ORC.....	21
5 SIMULAZIONE DEL FUNZIONAMENTO DEL SISTEMA ORC	23
5.1 MODELLAZIONE TERMODINAMICA.....	23
5.1.1 <i>Approccio di modellazione tramite software commerciale</i>	23
5.1.2 <i>Assunzioni e vincoli</i>	24
5.2 DETERMINAZIONE DEI PARAMETRI OTTIMALI	24
5.3 COSTRUZIONE DELLE MAPPE DI FUNZIONAMENTO.....	28
5.3.1 <i>CASO 1: temperatura massima dell'olio nel circuito intermedio = 250 °C, fluido selezionato: ciclopentano</i> 28	
5.3.2 <i>CASO 2: temperatura massima dell'olio nel circuito intermedio = 200 °C, fluido selezionato: ciclopentano</i> 29	
5.3.3 <i>CASO 3: temperatura massima dell'olio nel circuito intermedio = 150 °C, fluido selezionato: ciclopentano</i> 30	
6 VALUTAZIONI ENERGETICHE E STUDIO DI FATTIBILITÀ	32
6.1 VALUTAZIONI ENERGETICHE SUI DATI ORARI DISPONIBILI	32
6.2 VALUTAZIONI ENERGETICHE SU UN INTERO ANNO DI FUNZIONAMENTO	33
6.3 FATTIBILITÀ ECONOMICA	35
7 CONCLUSIONI	38
8 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	40
9 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI	41
10 INDICE DELLE FIGURE	42
11 INDICE DELLE TABELLE.....	44

Sommario

Il presente documento è il risultato della collaborazione tra l'ENEA e il Dipartimento di Ingegneria Industriale (DIN) dell'Università di Bologna, finalizzata allo studio di fattibilità di un sistema di recupero dei cascami termici per la produzione di energia elettrica. Tale collaborazione nasce all'interno dell'Accordo di Programma che il Ministero dello Sviluppo Economico ed ENEA hanno stipulato nel 2018 finalizzato all'esecuzione delle linee di attività del Piano Triennale della Ricerca e Sviluppo di Interesse Generale per il Sistema Elettrico Nazionale.

L'accordo di collaborazione tra l'ENEA e il Dipartimento di Ingegneria Industriale (DIN) dell'Università di Bologna si riferisce ad un'estensione dell'attività di ricerca già svolta e conclusa nell'ambito del Piano Annuale di Realizzazione 2017, per quanto attiene all'Area *"Efficienza energetica e risparmio di energia negli usi finali elettrici e interazione con altri vettori energetici"*; nello specifico, si riferisce al progetto *"D1 - Tecnologie per costruire gli edifici del futuro"*.

L'attività di ricerca precedentemente svolta era – tra le altre cose – finalizzata allo studio della rete di teleriscaldamento dell'aeroporto di Roma-Fiumicino. I risultati conseguiti nella suddetta attività sono riportati nella relazione redatta dal DIN – Università di Bologna dal titolo *"Analisi di una rete di teleriscaldamento reale e progettazione di una sottostazione di scambio termico bidirezionale per reti di teleriscaldamento"*.

La presente attività intende estendere il campo d'indagine della precedente relazione alla centrale cogenerativa di produzione al fine di indagare possibili strategie, metodi e/o tecnologie finalizzate a massimizzare la produzione di energia elettrica senza alterare quantitativamente e/o qualitativamente la fornitura e la distribuzione del servizio di energia termica. Nello specifico, oggetto della suddetta attività è lo studio dell'integrazione di un ciclo Rankine a fluido organico (ORC) all'interno della centrale di produzione della rete di teleriscaldamento dell'aeroporto Leonardo da Vinci di Fiumicino. Scopo della presente attività è valutare la fattibilità tecnico-economica dell'installazione di un ciclo ORC sfruttando come sorgente termica il calore scaricato dai gas combusti dei motori a combustione interna cogenerativi, presenti all'interno della centrale di produzione, senza modificarne l'assetto attuale di funzionamento.

Più in dettaglio, l'attività di ricerca è stata suddivisa nelle seguenti fasi:

- acquisizione di tutti i dati disponibili relativi alla centrale di produzione (tipologia, taglia, modelli, ecc. dei motori primi, caldaie, sistemi di accumulo, ecc.) ed ai criteri di regolazione e/o funzionamento;
- elaborazione dei dati di funzionamento al fine di ricavare le grandezze d'interesse (portate e temperature dei fumi di scarico a valle del circuito di teleriscaldamento);
- definizione del punto di progetto del ciclo di Rankine a fluido organico;
- progetto termodinamico del ciclo di Rankine a fluido organico;
- valutazione tecnico-economica delle prestazioni della nuova configurazione di centrale.

1 Introduzione

I motori alternativi a combustione interna convertono, in potenza meccanica e/o elettrica, tra il 30-45 % dell'energia introdotta con il combustibile, generando quindi una considerevole quantità di calore di scarto contenuta nei fumi esausti, nell'acqua di raffreddamento, nell'olio di lubrificazione, etc. Questo calore di scarto può essere utilmente sfruttato per la produzione di energia termica in applicazioni di tipo cogenerativo. Nel caso in cui il calore disponibile sia sovrabbondante rispetto alla domanda termica del sito, è possibile destinare tale calore, altrimenti disperso in ambiente, a sistemi di recupero in grado di valorizzarlo producendo ulteriore potenza elettrica o meccanica.

Il calore disponibile nei fumi di un motore a combustione interna è generalmente caratterizzato da potenze termiche dell'ordine di grandezza di qualche centinaio di kW e temperature inferiori ai 500 °C, piuttosto variabili al variare del carico, che possono diventare non compatibili con l'adozione di cicli Rankine a vapore d'acqua surriscaldato, come sistema di recupero del calore di scarto. Il ciclo Rankine a vapore è, infatti, il sistema più efficace per convertire energia termica ad elevate temperature in grossi sistemi centralizzati, ma non per impianti di media o piccola taglia che sfruttano temperature medio-basse, nei quali si possono riscontrare una serie di problematiche legate all'utilizzo dell'acqua come fluido operativo, quali [1]: impossibilità di surriscaldare il fluido per prevenire la formazione di condensato durante l'espansione, rischio di erosione delle pale della turbina, pressioni operative eccessive del vapore e la conseguente necessità di impiegare turbine con architetture complesse e dispendiose.

Una soluzione potrebbe essere quella di impiegare come fluido di lavoro, un fluido diverso dall'acqua; a questo proposito nascono i sistemi ORC. I sistemi ORC sono cicli Rankine che impiegano composti organici come fluidi di lavoro, caratterizzati da un più elevato peso molecolare e più bassa temperatura critica rispetto all'acqua. Questi ultimi presentano una serie di vantaggi rispetto ai cicli Rankine tradizionali [2], quali: minore calore necessario al processo di evaporazione, minori temperature e pressioni massime di esercizio, minore grado di surriscaldamento richiesto, e minori salti di temperatura e di pressione tra evaporazione e condensazione che permettono di utilizzare turbine più semplici anche a singolo stadio di espansione. In più, data la loro semplice architettura, i sistemi ORC, rispetto al ciclo Rankine tradizionale, sono anche in grado di operare su un più ampio range di condizioni di funzionamento ai carichi parziali; possiedono quindi una flessibilità che li rende più adatti per applicazioni di recupero di calore di scarto, generalmente reso disponibile sotto forma di flussi termici piuttosto discontinui.

Oltre ai sistemi ORC, esistono diverse tecnologie che potrebbero essere impiegate, al posto del ciclo Rankine tradizionale, per convertire il calore prodotto da sorgenti termiche di taglia limitata; ad esempio: motori Stirling, sistemi termo-elettrici e cicli Brayton inversi. Tuttavia, gli studi, nel range di temperature di interesse per il recupero di calore di scarto (temperature inferiori ai 400 °C), identificano proprio nei sistemi ORC la soluzione più performante tra quelle disponibili, con valori di efficienza di conversione pari a circa il 23 % per una temperatura massima di ciclo pari a 300 °C, che si riduce al 15 % quando la temperatura scende a 200 °C [3]. È importante evidenziare che i fluidi di lavoro utilizzabili sono numerosi e la scelta di impiegarne uno piuttosto che un altro può influenzare fortemente le performance di questi sistemi [1].

La possibilità di poter produrre potenza con accettabili valori di conversione e sfruttando fonti energetiche a bassa/media temperatura rende la tecnologia ORC una tra le più interessanti nell'ambito delle tecnologie di recupero di calore di scarto.

2 Assetto attuale della centrale a servizio della rete di teleriscaldamento

Il sistema di cogenerazione presente all'interno della centrale cogenerativa che alimenta la rete di teleriscaldamento al servizio dell'aeroporto Leonardo da Vinci di Fiumicino è costituito da tre motori a combustione interna Rolls-Royce, alimentati a gas naturale, denominati GR1, GR2 e GR3 così come rappresentato nello schema di **Figura 1** [4]. Le potenze elettriche e termiche nominali di ciascun cogeneratore sono rispettivamente pari a 8.5 MW e a circa 5.9 MW. I valori del rendimento elettrico e termico nominale di ciascun motore sono pari a circa il 47 % ed il 33 %. Il recupero di calore dai motori avviene sfruttando sia la potenza termica messa a disposizione dal circuito di raffreddamento dell'acqua sia quella messa a disposizione dai fumi.

Ad integrazione della potenza termica messa a disposizione dai motori si aggiungono tre caldaie, anch'esse alimentate a gas naturale, da 8 MW ciascuna (di cui una installata per la sola funzione di backup) e altre due caldaie da 2.5 MW l'una, con funzione sia di integrazione sia di backup.

In parallelo ai cogeneratori ed alle caldaie sono presenti quattro accumuli termici da 250 m³ l'uno che vengono eserciti a circa 140 °C.

L'attuale logica di gestione degli accumuli termici è di compensazione delle portate tra cogeneratori e rete di distribuzione. Poiché la rete di distribuzione è gestita (teoricamente) a salto di temperatura tra mandata e ritorno della rete (delta T) costante, la portata circolante nella rete di teleriscaldamento è di conseguenza variabile nel tempo. Nei periodi in cui la portata della rete diminuisce al di sotto di quella prevista per i cogeneratori, questa è integrata dai serbatoi di accumulo: in questo caso parte della potenza termica prodotta dai motori cogenerativi è indirizzata verso gli accumuli termici. Nei periodi in cui la portata di rete è superiore a quella necessaria ai cogeneratori, la parte di portata di rete eccedente quella verso i motori è riportata in temperatura dagli accumuli termici che pertanto si scaricano.

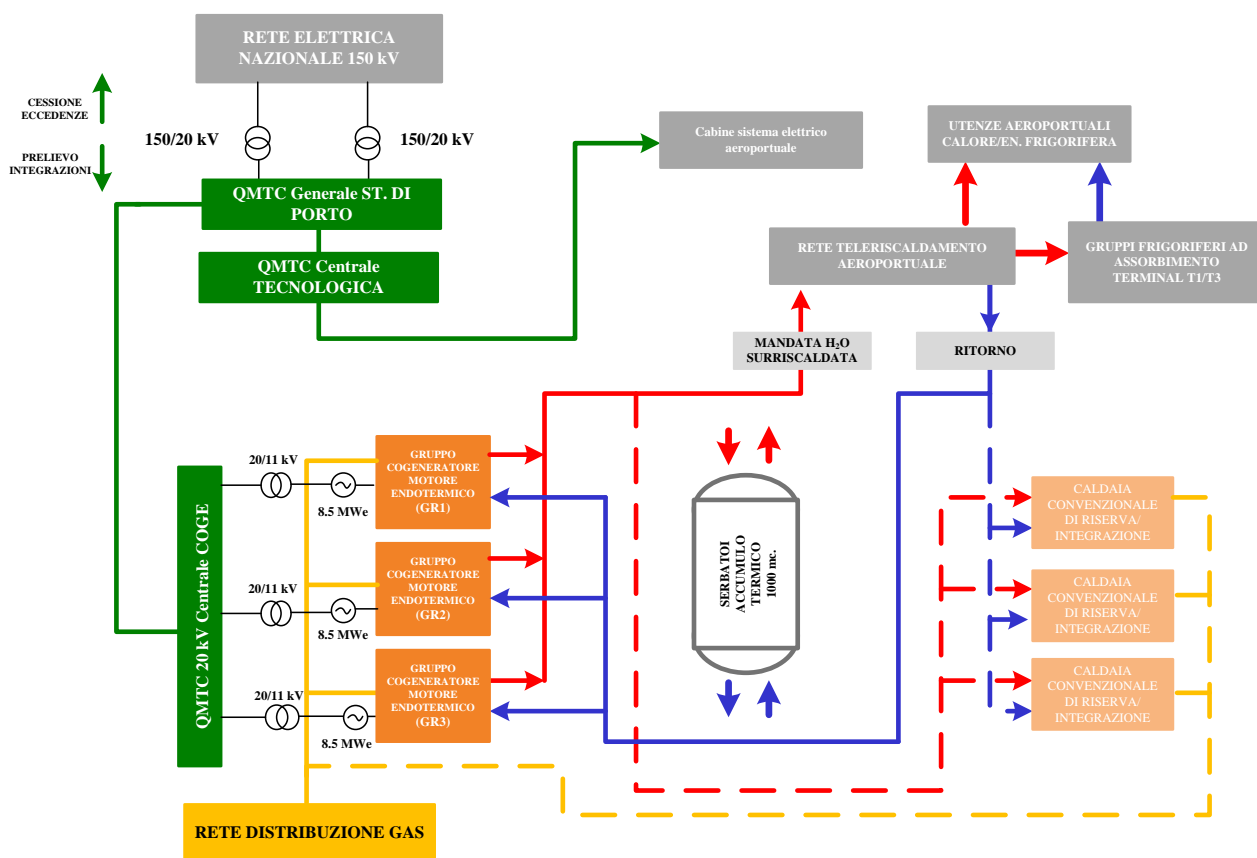


Figura 1 – Schema attuale della centrale di cogenerazione dell'aeroporto Leonardo da Vinci di Fiumicino [4].

2. 1. Il recupero di energia termica a servizio del teleriscaldamento

La rete di teleriscaldamento dell'aeroporto di Roma-Fiumicino è attualmente esercita utilizzando, come fluido termovettore, acqua surriscaldata. L'acqua, sfruttando la potenza termica messa a disposizione dai motori, subisce un incremento di temperatura pari a circa 50 °C, raggiungendo un valore di temperatura in ingresso alla rete pari a circa 130 °C.

La rete di teleriscaldamento riceve calore prima dal circuito di raffreddamento dall'acqua del motore e, in secondo luogo, dai fumi di combustione esausti. In **Figura 2** è riportato lo schema della linea di recupero termico, in cui si evidenziano i valori di temperatura e portata di design a monte e a valle di ogni scambiatore [4]. La portata d'acqua totale proveniente dal collettore di ritorno della rete di teleriscaldamento è suddivisa in tre flussi (ciascuno di portata in massa pari a poco più di 28 kg/s) in alimento alle singole unità cogenerative. L'acqua subisce un primo incremento di temperatura pari a 12 °C (da 80 °C a 92 °C) sfruttando la potenza termica recuperata dal circuito di raffreddamento dell'acqua (circa 1430 kW per unità) ed un ulteriore incremento fino alla temperatura di mandata di 130 °C, sfruttando la potenza termica messa a disposizione dai fumi di combustione (circa 4530 kW per unità). L'acqua riscaldata è poi inviata al collettore di mandata prima di essere immessa nella rete di teleriscaldamento.

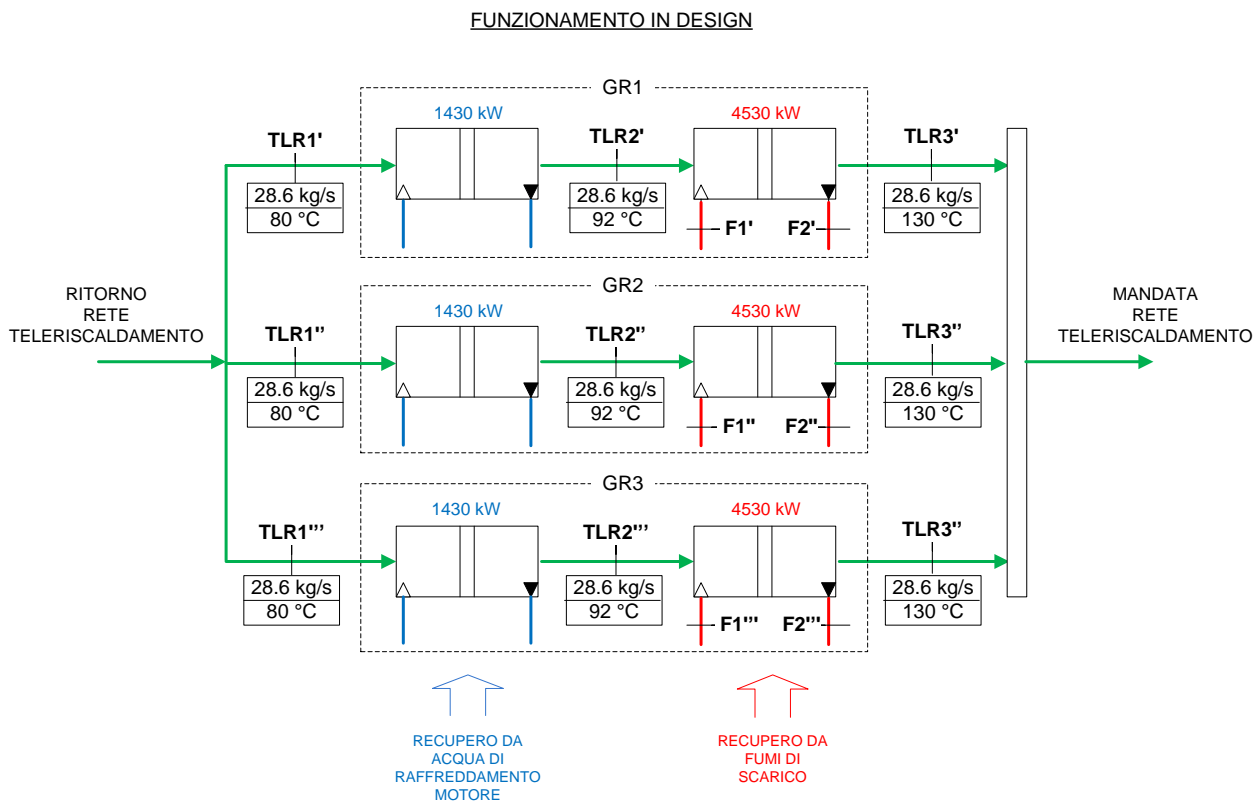


Figura 2 – Schema della linea di recupero termico nella configurazione attuale [4].

3 Analisi dei dati di funzionamento della centrale di cogenerazione

I dati disponibili relativi al funzionamento dei cogeneratori si riferiscono al periodo compreso tra il 1 Dicembre 2017 e l' 8 Agosto 2018, così come forniti da ENEA [4]. Sulla base delle informazioni disponibili, obiettivo del presente capitolo è la quantificazione dell'energia termica scaricata dai motori e non utilizzata per servire la rete di teleriscaldamento.

Tale energia termica può pertanto essere destinata alla produzione di energia elettrica mediante recupero con un ciclo ORC.

3.1 Produzione e fabbisogno

I dati a disposizione [4] riguardano le seguenti grandezze:

- potenza elettrica prodotta dai singoli motori a combustione interna;
- fabbisogno elettrico e termico delle utenze;
- temperatura di mandata e di ritorno dell'acqua della rete di teleriscaldamento;
- portata di acqua della rete di teleriscaldamento.

Tali valori sono forniti come medie sull'ora.

In **Figura 3** si riportano gli andamenti di potenza termica prodotta dalla centrale di cogenerazione e del fabbisogno termico richiesto dall'utenza; in **Figura 4** si riportano le stesse grandezze relative alla produzione ed al fabbisogno elettrico [4]. Analizzando l'andamento delle grandezze in figura, è possibile notare come la produzione elettrica sia in alcuni mesi dell'anno (gennaio, febbraio e marzo) superiore rispetto al fabbisogno dell'utenza e risulta invece inferiore in alcuni dei mesi estivi.

In **Figura 5** sono inoltre riportati gli andamenti del carico elettrico e termico della centrale (definiti come rapporto tra la potenza prodotta all'ora *i*-esima e la potenza di design) durante il periodo considerato.

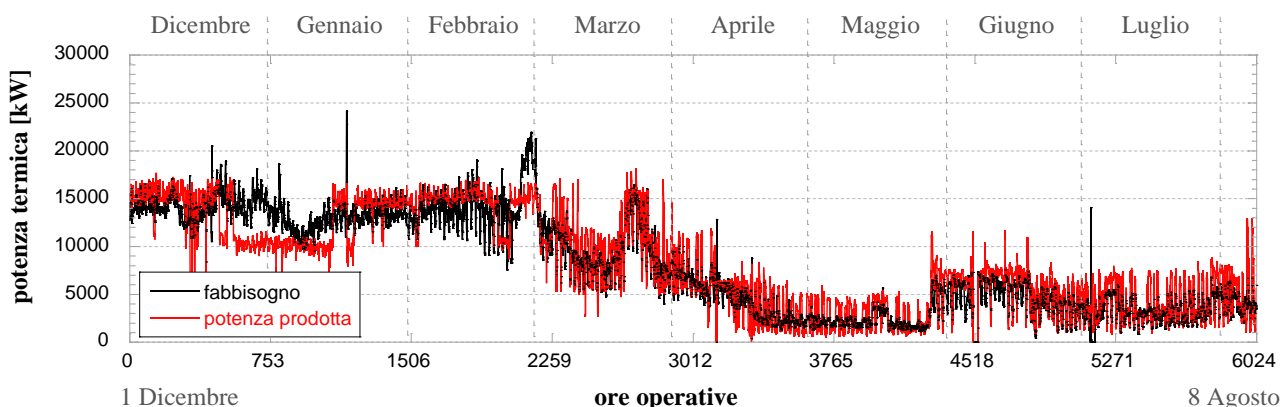


Figura 3 – Produzione e fabbisogno di energia termica dall' 1 Dicembre 2017 all' 8 Agosto 2018.

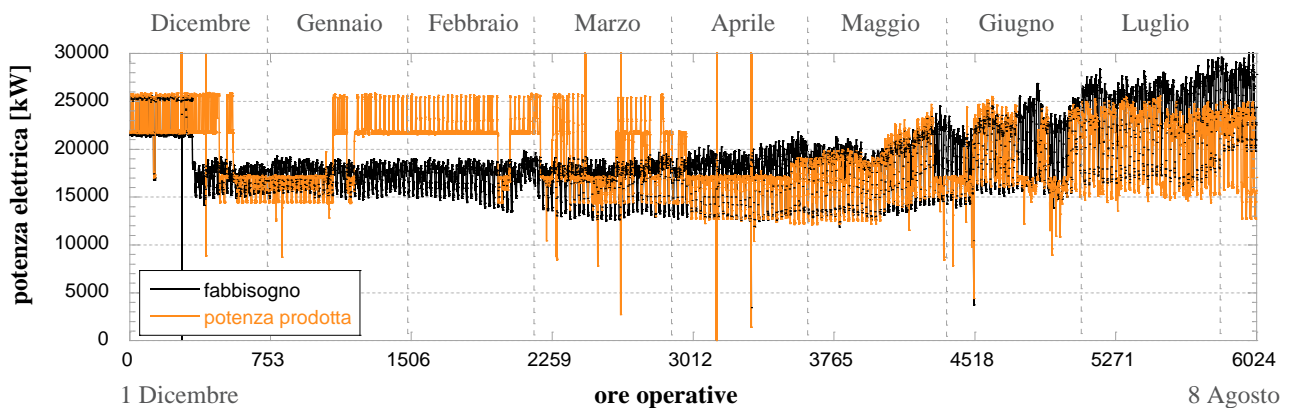


Figura 4 – Produzione e fabbisogno di energia elettrica dall’ 1 Dicembre 2017 all’ 8 Agosto 2018.

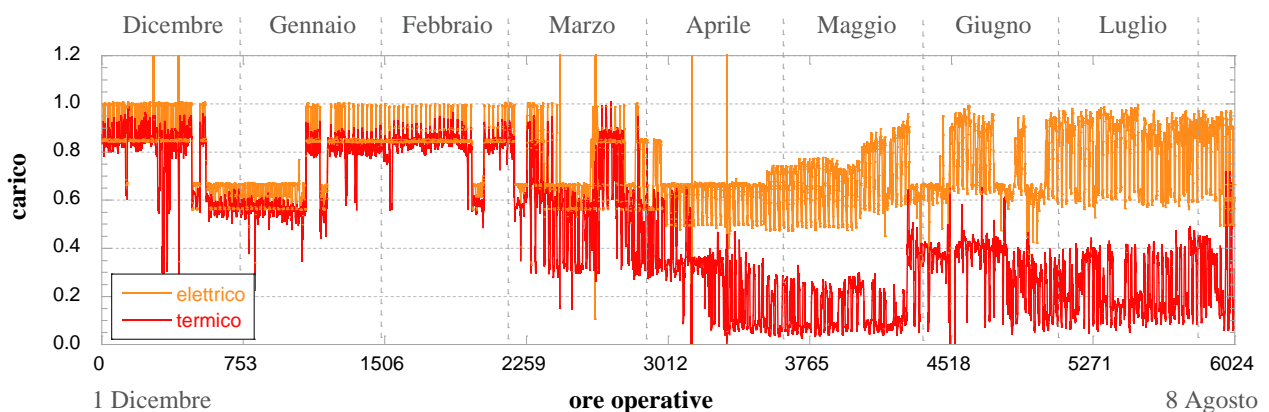


Figura 5 – Carico elettrico e carico termico della centrale dall’ 1 Dicembre 2017 all’ 8 Agosto 2018.

3.2 Stima della potenza termica residua nei fumi di combustione

Al fine di valutare l’energia termica residua disponibile nei fumi a valle della produzione per il teleriscaldamento, è necessario stimare i valori di temperatura e portata dei fumi scaricati dai motori a combustione interna. Tali informazioni non risultano infatti incluse tra i dati disponibili.

In base alle informazioni riportate sulle schede tecniche dei motori in esame, la temperatura e la portata dei fumi possono essere stimate in funzione del carico elettrico dei motori. A tal proposito in **Figura 6** si riporta l’andamento orario del carico elettrico dei tre motori in esame nel periodo considerato.

I valori di temperatura e portata dei fumi scaricati dal motore, in funzione del carico elettrico, sono stati ricavati interpolando i dati forniti dal costruttore (**Tabella 1**), mostrati in **Figura 7**.

Noti i valori di temperatura e portata dei fumi in funzione del carico del motore, è possibile stimare il valore di temperatura residua, a valle dello scambio termico con la rete di teleriscaldamento, mediante un bilancio energetico secondo lo schema in **Figura 8**.

Poiché i dati effettivamente disponibili per l’analisi, sono: temperatura di ritorno (TLR1 in **Figura 8**), temperatura di mandata (TLR3 **Figura 8**) e portata dell’acqua che circola all’interno della rete di teleriscaldamento, è necessario calcolare il valore di temperatura dell’acqua nella sezione TLR2 in **Figura 8**.

A tale scopo si è ipotizzato che il rapporto tra il salto di temperatura allo scambiatore di recupero da acqua di raffreddamento motore (tra il punto TLR1 e il punto TLR2) e il salto totale (tra il punto TLR1 e il punto TLR3) rimanga costante e pari al valore in condizioni di design. L’ipotesi appena descritta permette pertanto di ricavare l’andamento di tutte le grandezze relative agli scambiatori di recupero, lato acqua, come mostrato nei grafici di **Figura 9**.

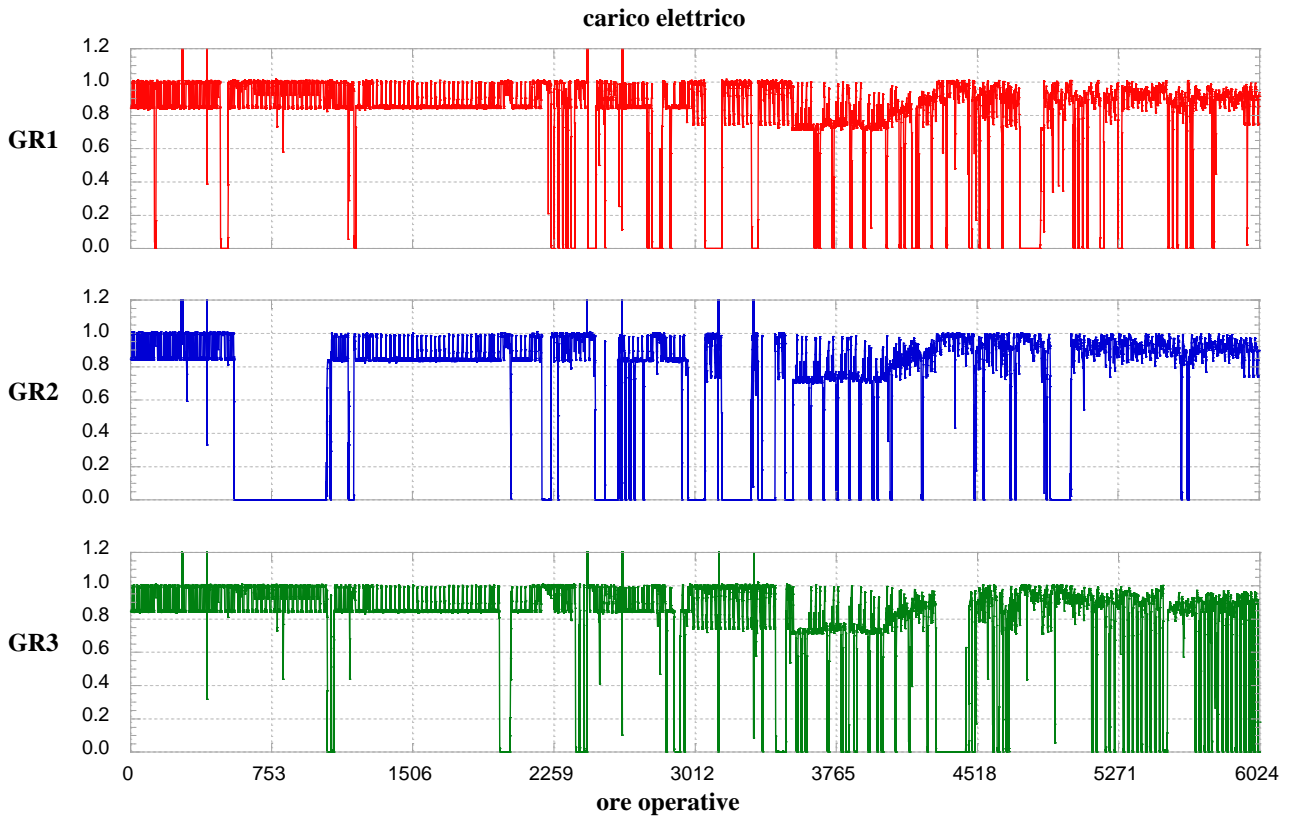


Figura 6 – Andamento del carico elettrico per i singoli gruppi cogenerativi.

Tabella 1 – Portata in massa e temperatura dei fumi di un singolo cogeneratore al variare del carico elettrico [4].

	carico [-]	1.00	0.75	0.50
Portata dei fumi esausti [kg/s]		13.11	10.06	7.94
Temperatura dei fumi esausti [°C]		400	445	470

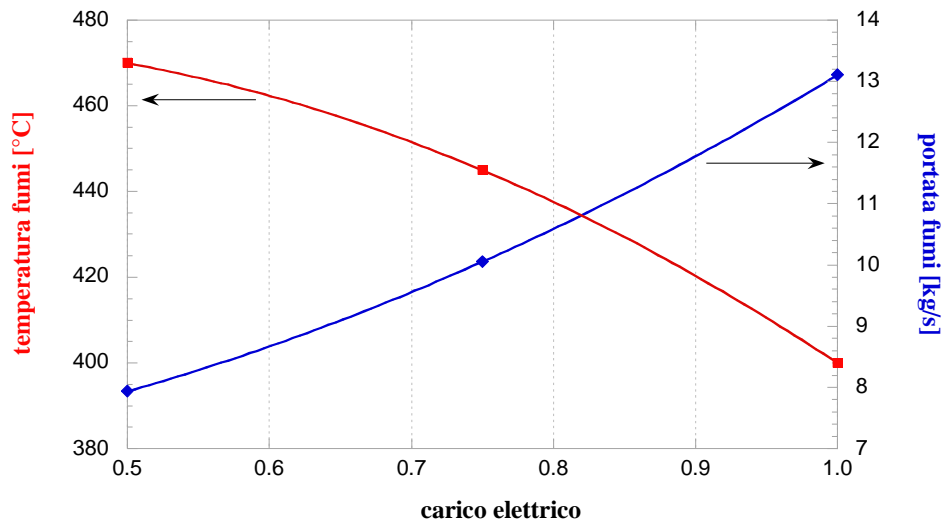


Figura 7 – Portata in massa e temperatura dei fumi allo scarico del singolo motore a combustione interna cogenerativo in funzione del carico elettrico [4].

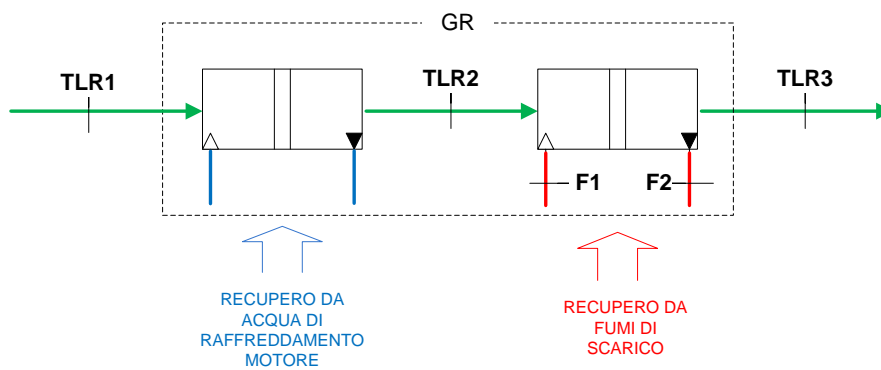


Figura 8 – Linea di recupero per il teleriscaldamento.

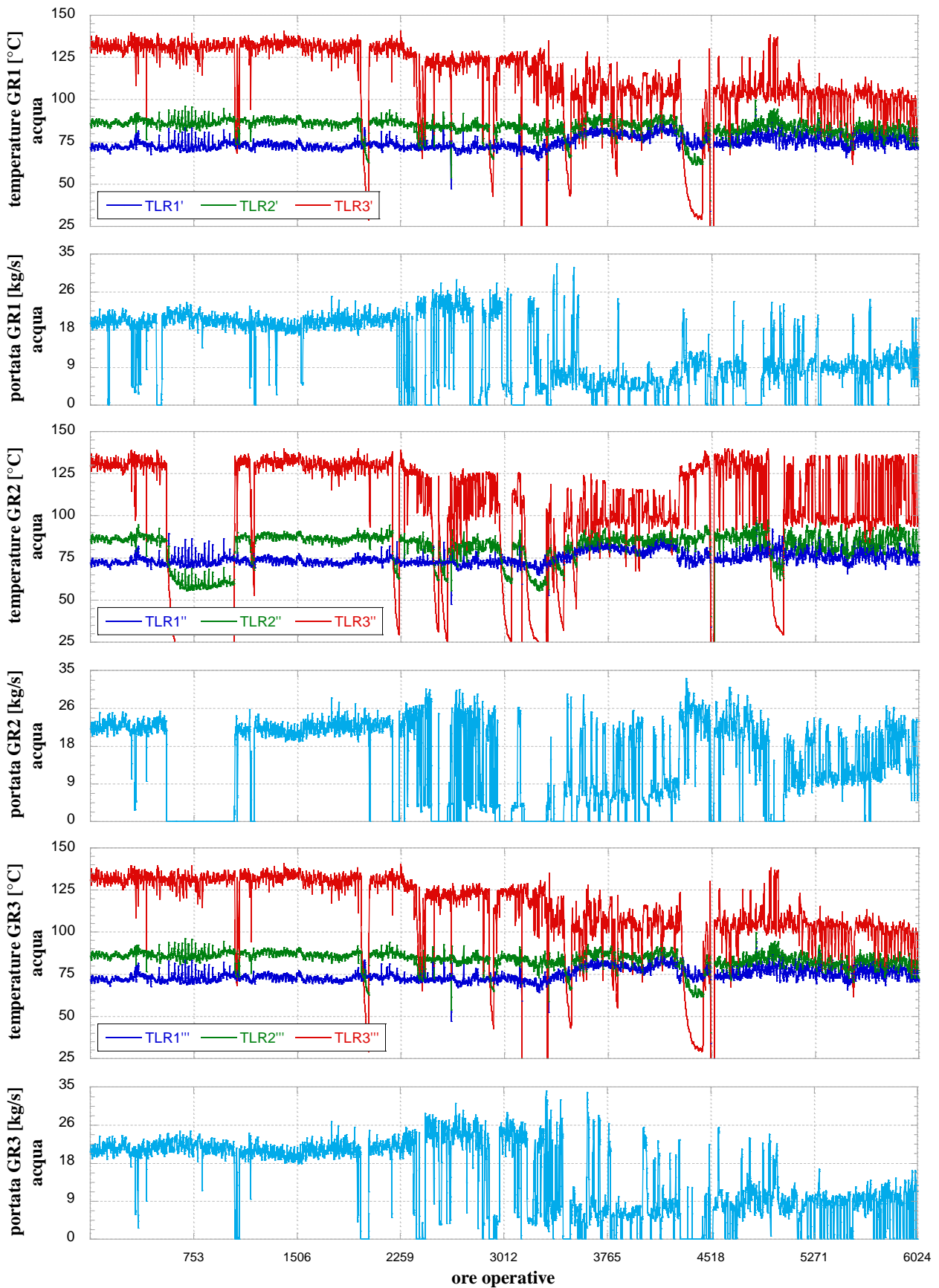


Figura 9 – Andamento delle grandezze relative agli scambiatori di recupero lato acqua per ogni gruppo cogenerativo.

Al fine di installare un unico impianto ORC, i fumi provenienti dai motori a combustione interna possono essere convogliati all'interno di un unico collettore, così come mostrato in **Figura 10**.

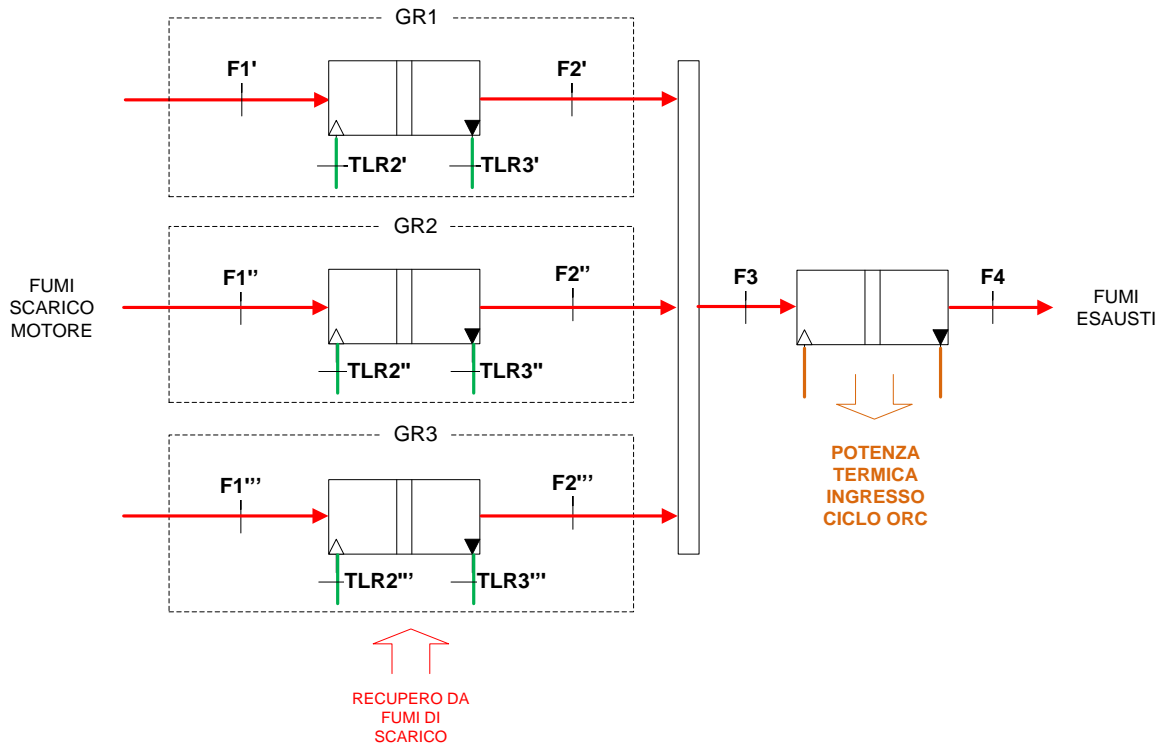


Figura 10 – Circuito recupero fumi con ORC.

Una volta nota la temperatura dell'acqua nella sezione TLR2 di **Figura 8**, è possibile calcolare la potenza termica ceduta dai fumi alla rete di teleriscaldamento, e di conseguenza, la temperatura finale dei fumi esausti, tramite l'**Eq. 1**:

$$\dot{Q}_{REC,FUMI} = \dot{m}_{TLR} \cdot c_L \cdot (T_{TLR3} - T_{TLR2}) = \dot{m}_F \cdot c_{pF} \cdot (T_{F1} - T_{F2}) \quad (1)$$

essendo:

$\dot{Q}_{REC,FUMI}$	potenza termica fornita alla rete di teleriscaldamento dai soli fumi [kW]
\dot{m}_{TLR}	la portata in massa di acqua che circola all'interno della rete di teleriscaldamento [kg/s]
c_L	calore specifico dell'acqua [kJ/kgK]
T_{TLR3}	temperatura dell'acqua in uscita dallo scambiatore di recupero di calore dai fumi [°C]
T_{TLR2}	temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore di recupero di calore dai fumi [°C]
\dot{m}_F	portata in massa dei fumi di combustione [kg/s]
c_{pF}	calore specifico medio a pressione costante dei fumi [kJ/kgK]
T_{F1}	temperatura dei fumi in ingresso allo scambiatore di recupero di calore [°C]
T_{F2}	temperatura dei fumi in uscita dallo scambiatore di recupero di calore [°C]

La portata di fumi in uscita dal collettore e, di conseguenza, in ingresso al sistema di recupero ORC, \dot{m}_{F3} , è pari alla somma delle tre portate di fumi scaricate dai tre cogeneratori, così come espresso dall' **Eq. 2**, mentre il valore di temperatura in uscita dal collettore e quindi a valle della miscelazione, T_{F3} , risulta pari alla media delle temperature dei fumi di scarico dei cogeneratori, pesata sulle portate, come indicato dall'**Eq. 3**.

$$\dot{m}_{F3} = \dot{m}_{F1'} + \dot{m}_{F1''} + \dot{m}_{F1'''} \quad (2)$$

$$T_{F3} = \frac{T_{F2I} \cdot \dot{m}_{F1I} + T_{F2II} \cdot \dot{m}_{F1II} + T_{F2III} \cdot \dot{m}_{F1III}}{\dot{m}_{F3}} \quad (3)$$

Estendendo tale analisi al periodo analizzato, per ciascuna ora del giorno, si ricavano gli andamenti di temperatura e portata disponibili all'ingresso del ciclo ORC, mostrati da [Figura 11](#) a [Figura 13](#).

La potenza termica teoricamente disponibile all'evaporatore, $\dot{Q}_{ORC,disponibile}$ può essere calcolata ipotizzando di raffreddare i fumi fino alla temperatura limite di 100°C, come indicato nell' [Eq. 4](#). L'andamento orario della potenza termica disponibile è raffigurato in [Figura 14](#).

$$\dot{Q}_{ORC,disponibile} = \dot{m}_{F3} \cdot c_{p,F} \cdot (T_{F3} - 100) \quad (4)$$

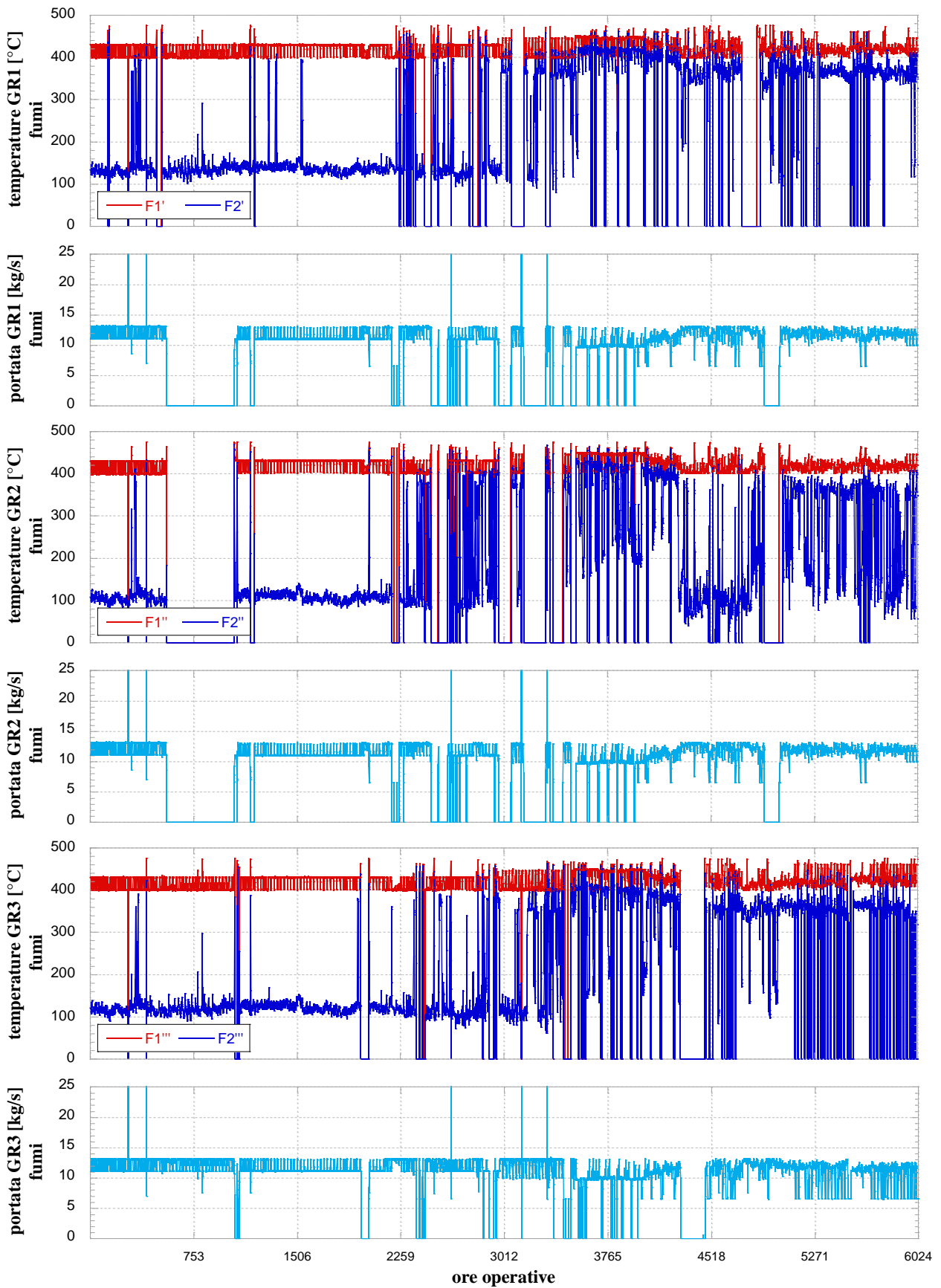


Figura 11 – Andamento delle grandezze relative allo scambiatore di recupero di calore dai fumi lato fumi per ogni gruppo cogenerativo.

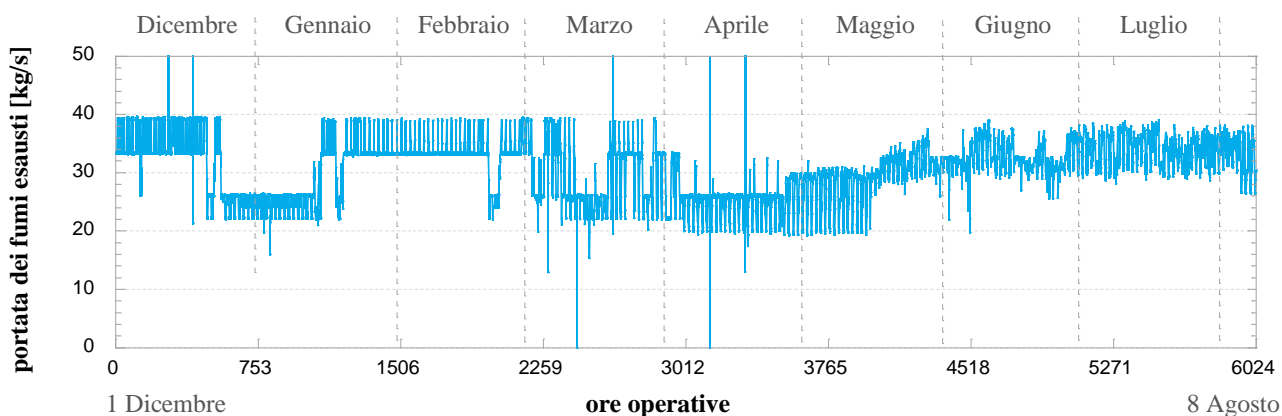


Figura 12 – Andamento della portata dei fumi esausti disponibili per il ciclo ORC.

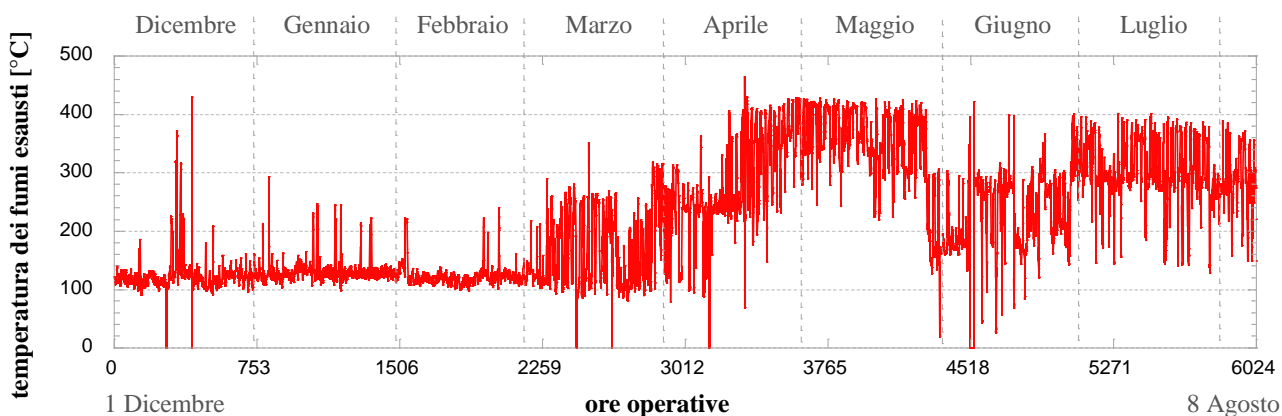


Figura 13 – Andamento di temperatura dei fumi esausti disponibili per il ciclo ORC.

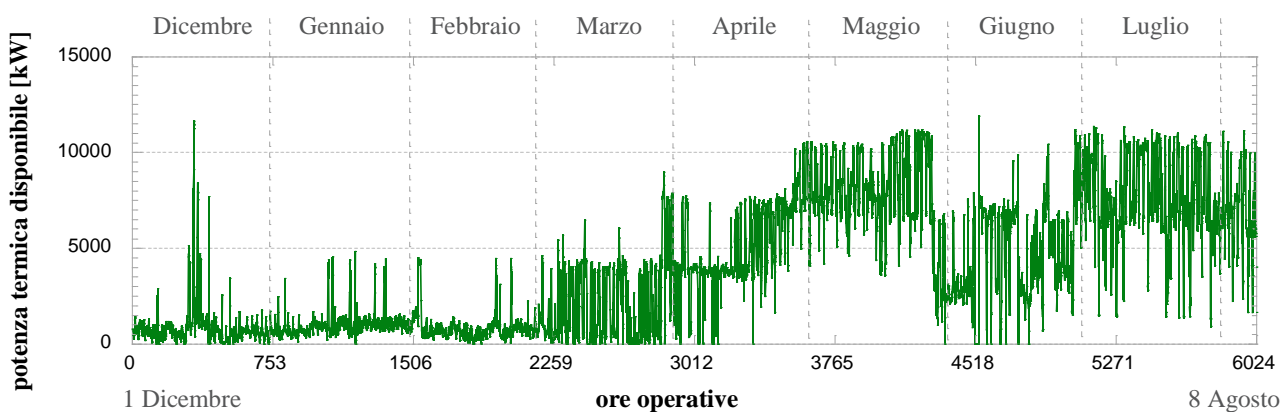


Figura 14 – Andamento della potenza termica disponibile per il ciclo ORC nel caso di raffreddamento dei fumi a 100 °C.

4 Il sistema di recupero calore di tipo ORC proposto

L'obiettivo del presente capitolo è il design del sistema ORC più adatto al caso in esame. Poiché il funzionamento dei motori a combustione interna è caratterizzato da lunghi periodi a carichi parziali, la corretta individuazione del punto di progetto dell'ORC è particolarmente complessa.

A tal fine è stata sviluppata un'analisi parametrica (considerando numerose grandezze, quali: pressione di evaporazione, fluido, temperatura massima del circuito intermedio, etc.) al fine di individuare la configurazione che consenta di massimizzare l'energia elettrica prodotta dai cascami termici disponibili.

4.1 Range operativo e punto di design

Per poter valutare il punto di design ottimale, occorre analizzare i dati riguardanti temperatura, portata e potenza disponibili in ingresso al ciclo ORC (ossia a valle del collettore di [Figura 10](#)). In [Figura 15](#) ed in [Figura 16](#) si riportano le curve monotone della portata e della temperatura dei fumi esausti. In [Figura 17](#) è invece mostrata la curva monotona relativa alla potenza termica massima messa a disposizione dai fumi di combustione ipotizzando di raffreddarli fino a 100 °C. Poiché la temperatura varia tra i 100 e i 450 °C, mentre la portata tra i 20 e i 40 kg/s, la potenza termica massima disponibile è compresa tra 0 MW ed un valore massimo pari ad 11 MW.

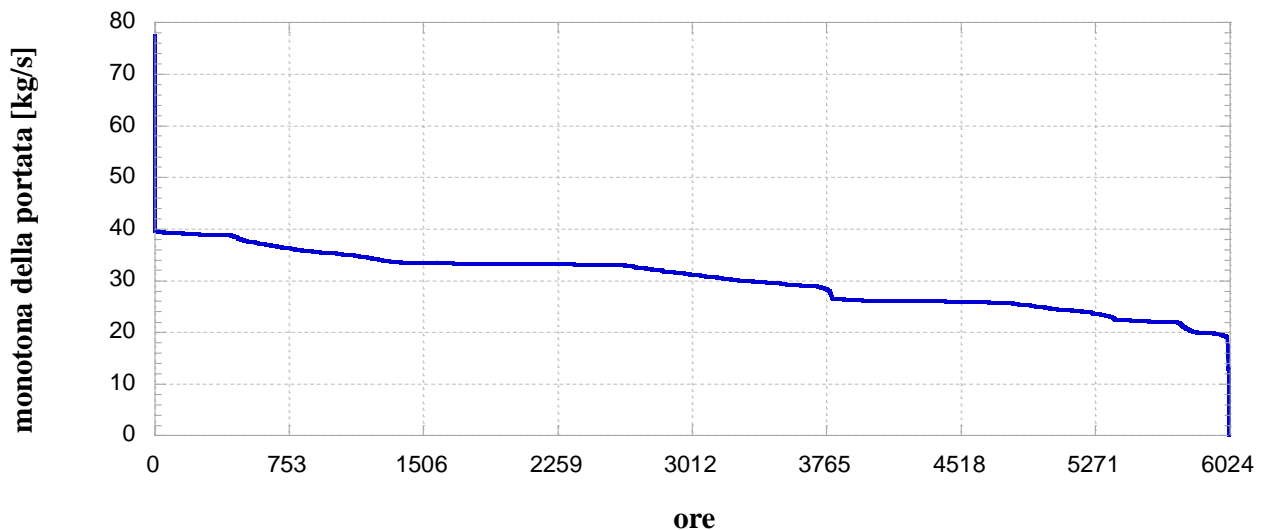


Figura 15 – Curva monotona della portata di fumi disponibile per l'ORC.

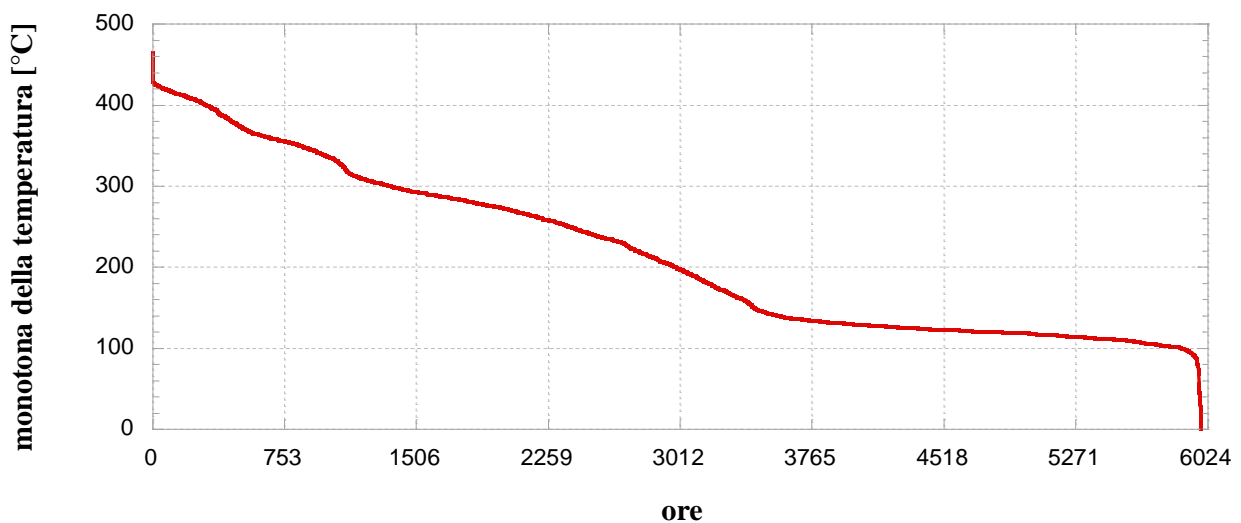


Figura 16 – Curva monotona della temperatura dei fumi disponibile per l'ORC.

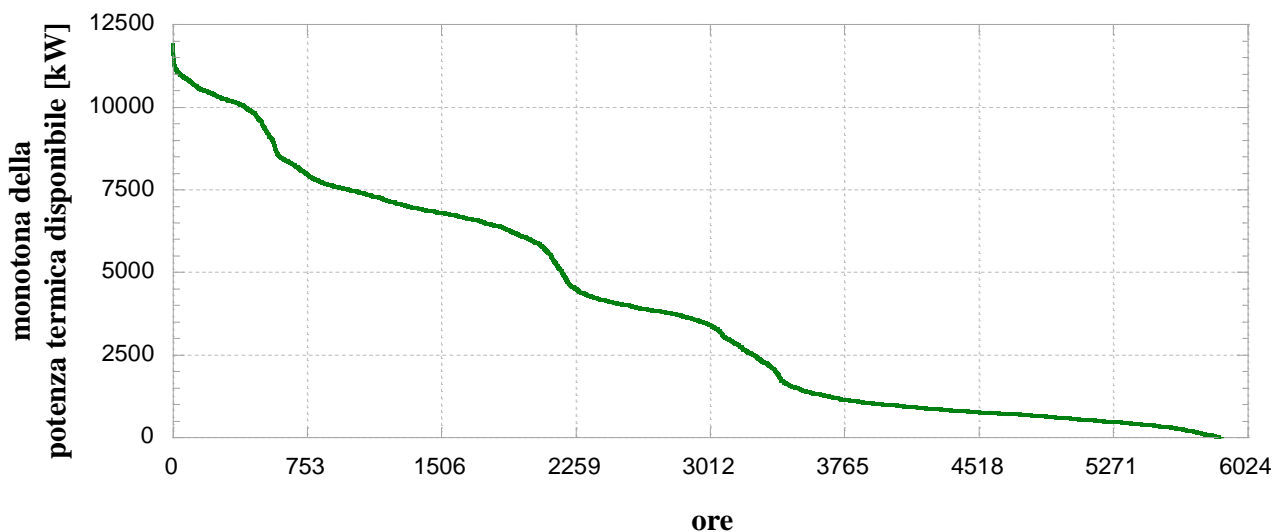


Figura 17 – Curva monotona della potenza termica massima disponibile per l’ ORC ipotizzando di raffreddare i fumi fino a 100°C.

Tenendo in considerazione il limite inferiore sulla temperatura di raffreddamento dei fumi di combustione (pari a 100 °C) è possibile quantificare il numero totale di ore di funzionamento del sistema di recupero. Ne segue che l’ORC potrebbe funzionare per un totale di circa 3435 ore, che si concentrano tra i mesi di Marzo e Agosto, periodo nel quale la temperatura dei fumi di combustione varia tra un minimo di 150 °C ed un massimo di 450 °C, come evidenziato in **Figura 16**.

Come anticipato, per scegliere il punto di design ottimale, è opportuno basarsi non solo sulle condizioni che permetterebbero di ottenere la massima produzione di potenza elettrica, ma anche sulle condizioni di lavoro che si possono presentare più frequentemente, per poter operare a performance elevate per il maggior numero di ore possibile. Si riportano quindi in **Figura 18** gli istogrammi che indicano le ore di funzionamento del sistema in un determinato range di temperatura dei fumi. La figura evidenzia che le temperature di lavoro più frequenti sono comprese tra i 250 °C ed i 300 °C.

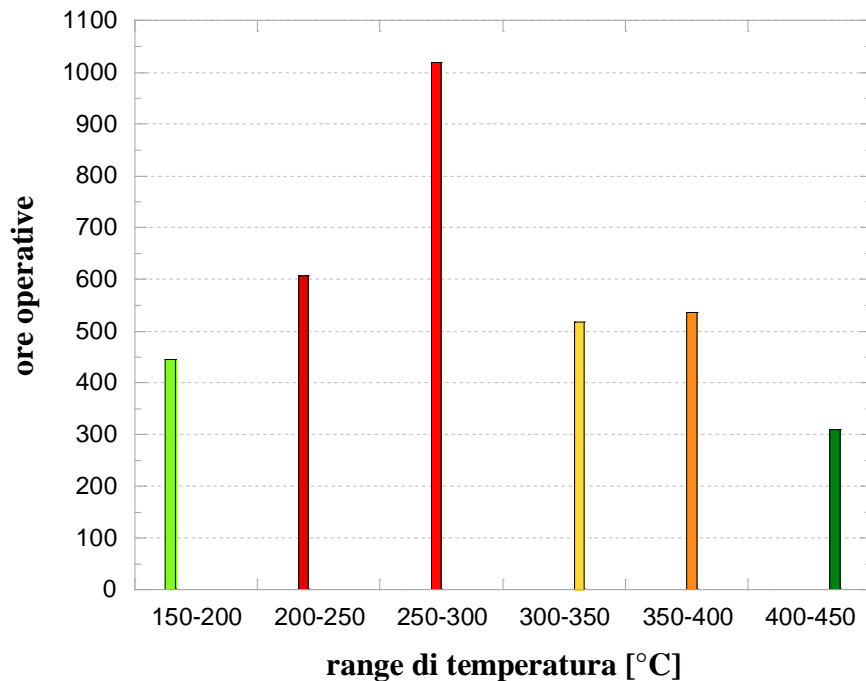


Figura 18 – Ore di funzionamento per intervallo di temperatura dei fumi.

4.2 Configurazione di recupero del calore con circuito di scambio intermedio

Data la forte variabilità della temperatura dei fumi, la configurazione di recupero del calore ottimale è rappresentata dall'utilizzo di un circuito di scambio intermedio che permette di smorzare le oscillazioni di temperatura causate dalla regolazione dei cogeneratori, garantendo un funzionamento più flessibile al sistema. La configurazione di recupero del calore con circuito intermedio è di solito preferibile per applicazioni di recupero del calore di scarto, poiché minimizza il rischio d'infiammabilità e instabilità del fluido [5].

Il fluido operatore scelto per il circuito intermedio è il THERMINOL 62, che consente di lavorare in continuo, senza particolari criticità, fino a temperature massime pari a 325 °C, mantenendosi in fase liquida a basse pressioni, garantendo affidabilità e ottime performance di scambio termico [6]. Le proprietà termodinamiche principali per il THERMINOL 62 sono elencate in **Tabella 2**.

Tabella 2 – Proprietà termodinamiche del THERMINOL 62 [6]

fluido	THERMINOL 62
Massa molare [kg/mol]	0.252
Temperatura massima di bulk [°C]	355
Temperatura massima di film [°C]	355
Temperatura di autoignizione [°C]	433
Densità del liquido a 25 °C [kg/m ³]	951

La regolazione della portata del fluido intermedio è finalizzata a mantenere costante la temperatura del THERMINOL 62 in ingresso all'evaporatore del ciclo ORC, come mostrato in **Figura 19**.

La temperatura che si decide di imporre andrà ad influire non solo sulle prestazioni dell'ORC, ma anche sulle ore operative che saranno effettivamente sfruttabili per produrre potenza elettrica con il sistema.

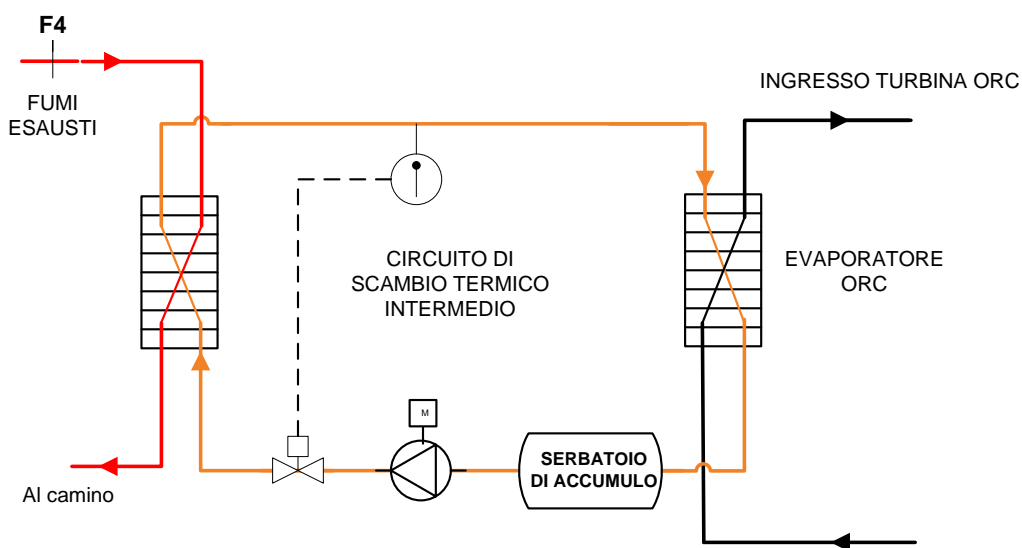


Figura 19 – Configurazione di recupero del calore.

4.3 Fluido operativo ORC

Al fine di individuare il fluido organico più idoneo, sono state analizzate diverse opzioni tra quelle più comuni in base allo stato dell'arte delle applicazioni di recupero di calore da motori a combustione interna [7]. I fluidi operativi sono stati selezionati preliminarmente sulla base della loro temperatura critica restringendo così l'analisi ai fluidi organici caratterizzati da valori della temperatura critica di una decina di gradi superiore a quella operativa. La lista dei fluidi organici selezionati e le principali proprietà termodinamiche (massa molare, temperatura massima, temperatura e pressione critiche) sono riportate in Tabella 3. I fluidi selezionati appartengono a diverse famiglie: tra gli idrocarburi sono stati selezionati il ciclopentano, il benzene, il toluene ed il metanolo; tra i fluidi frigoriferi è stato scelto l'R123 ed, infine, all'interno della famiglia dei silossani è stato selezionato l'esametildisilossano (anche noto con l'acronimo MM). I valori di temperatura critica per i fluidi selezionati vanno da un valor minimo di 184 °C, relativo all'R123, fino ad un massimo pari a 319 °C nel caso del toluene. I valori di pressione critica sono invece compresi tra un valore minimo pari a 19 bar, relativo all'MM, ed un massimo di 82 bar del metanolo.

Tabella 3 – Fluidi organici analizzati.

fluido	R123	Ciclopentano	Metanolo	MM	Benzene	Toluene
Massa molare [kg/mol]	0.153	0.070	0.032	0.162	0.078	0.092
Temperatura massima [°C]	327	277	347	400	452	427
Temperatura critica [°C]	184	239	240	246	289	319
Pressione critica [bar]	37	46	82	19	49	41

L'andamento della pressione di saturazione in funzione della temperatura è tracciato in **Figura 20** per i fluidi considerati, così come ricavato dalla libreria Coolprop [8].

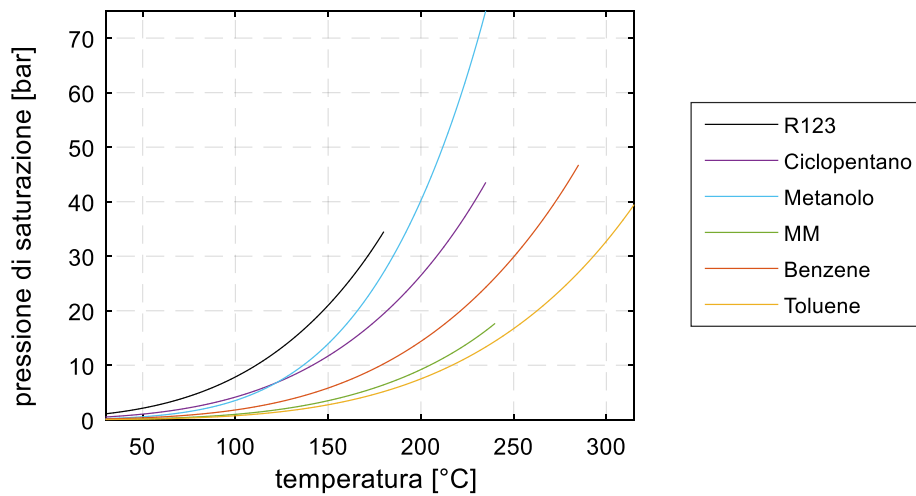


Figura 20 – Andamento della pressione di saturazione in funzione della temperatura per i fluidi considerati.

4.4 Architettura del sistema ORC

L'architettura proposta per il sistema ORC è quella che corrisponde al ciclo surriscaldato, sub-critico con rigenerazione; i principali elementi presenti all'interno del sistema, come evidenziato in **Figura 21**, sono evaporatore, turbina, condensatore, pompa e scambiatore rigenerativo, che permette di preriscaldare il fluido in ingresso all'evaporatore, preraffreddando il fluido espanso in ingresso al condensatore.

Il ciclo ORC subcritico prevede quindi che il fluido organico attraversi la regione bifase durante il processo di riscaldamento. Nonostante questa configurazione conduca ad un aumento nelle irreversibilità legate allo scambio termico, sulla base dell'esperienza industriale, operare in condizioni subcritiche, presenta molteplici vantaggi. I cicli sovrcritici, infatti, comportano valori di pressioni operative superiori (oltre il valore di pressione critica, per dato fluido) e, di conseguenza, un aumento delle problematiche di gestione e sicurezza con un conseguente aumento dei costi d'investimento dovuti all'acquisto di materiali speciali [9].

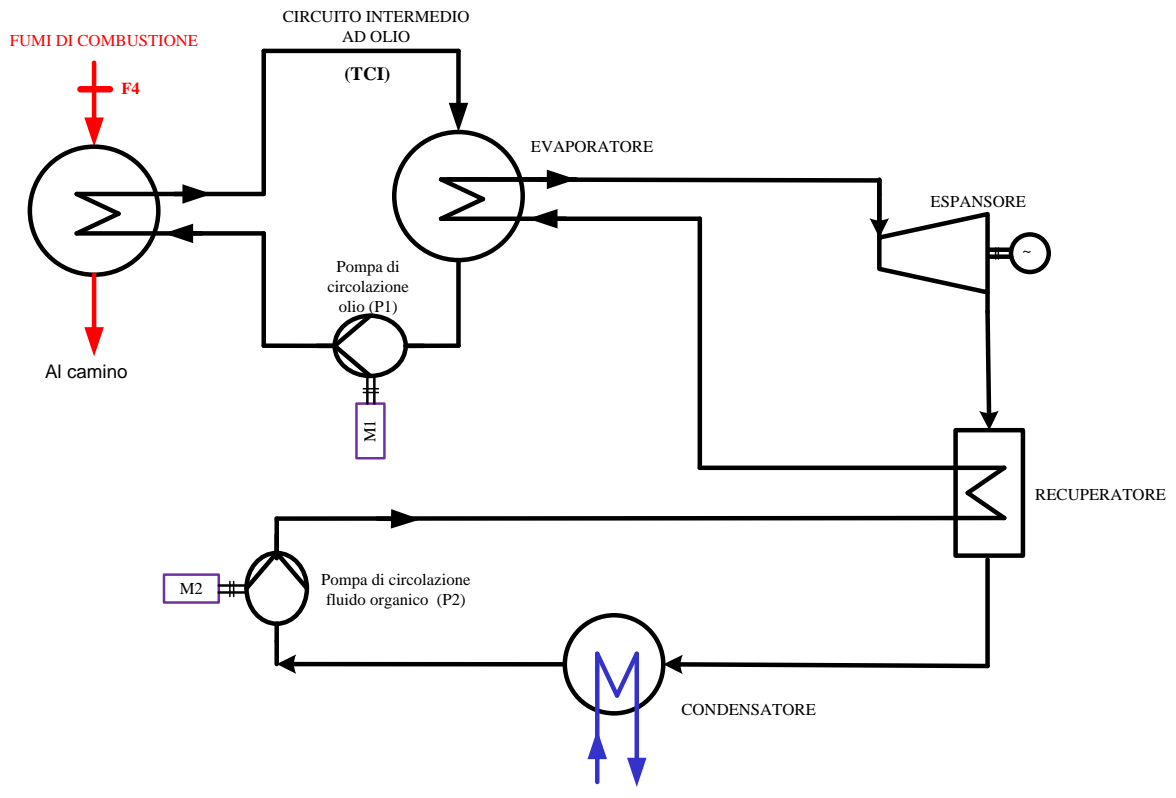


Figura 21 – Ciclo ORC subcritico e recuperato.

5 Simulazione del funzionamento del sistema ORC

Nel presente capitolo verrà descritto il processo che ha permesso di determinare le mappe di funzionamento del sistema ORC in funzione del fluido operatore e della potenza termica in ingresso (temperatura e portata fumi). Tali mappe consentiranno di valutare l'energia elettrica producibile dal sistema di recupero nell'arco temporale stabilito.

5.1 Modellazione termodinamica

5.1.1 Approccio di modellazione tramite software commerciale

Il sistema ORC e il circuito intermedio di scambio termico sono stati modellati in ambiente Thermoflex [10]. Thermoflex è un software che permette di simulare sistemi per la produzione di energia, sia in condizioni di design che in condizioni di off-design, tramite un approccio a parametri concentrati. Le proprietà del fluido organico e dell'olio diatermico sono basate sulla libreria Coolprop, in ragione del database termodinamico Refprop [10].

Il modello realizzato è mostrato in **Figura 22**.

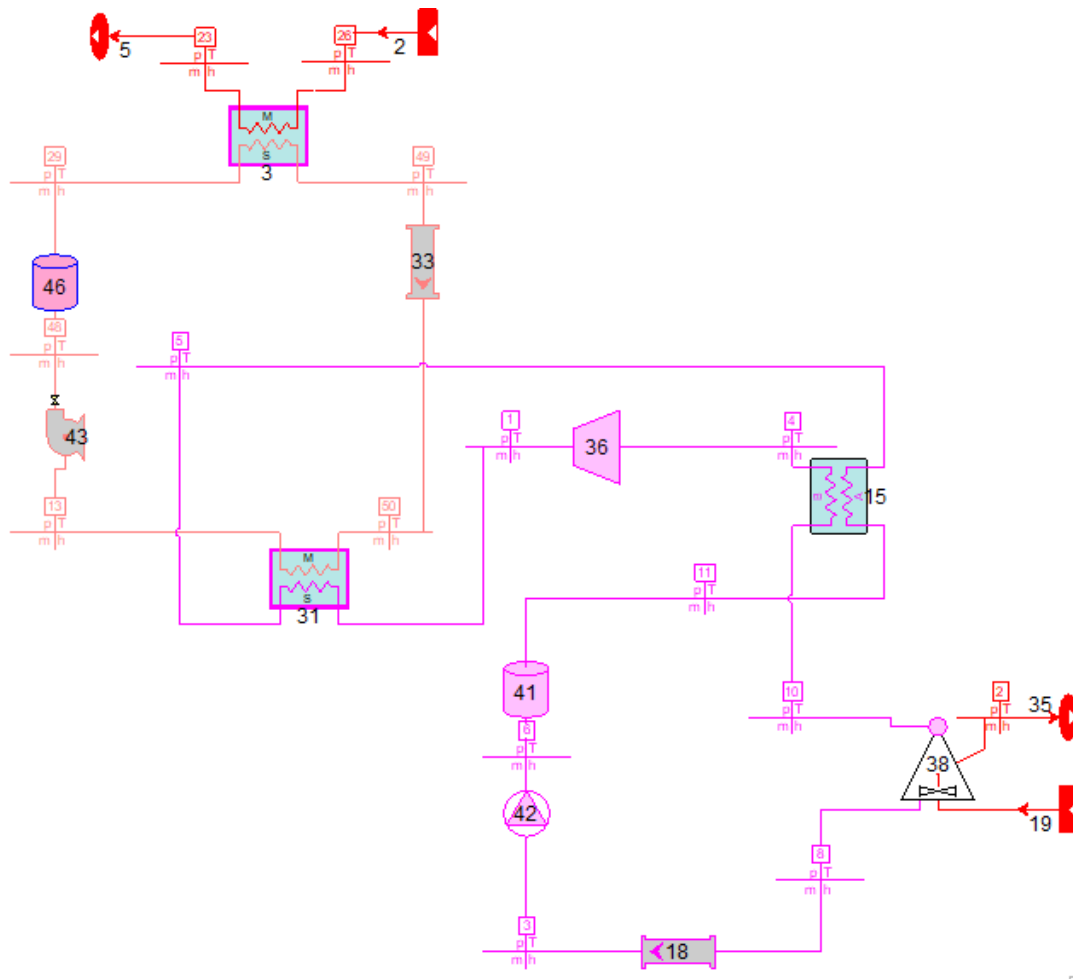


Figura 22 – Modello Thermoflex del ciclo ORC.

Le prestazioni del sistema in oggetto sono state ricavate mediante tre fasi consecutive di simulazione: *design termodinamico*, *design ingegneristico* e *off-design*.

Più in dettaglio, il comportamento degli scambiatori in off-design è modellato secondo il metodo del *thermal resistance scaling*. I coefficienti di resistenza al flusso vengono inizializzati nello stadio di analisi di design, per

poi essere utilizzati per modellare le perdite di carico nell'attraversamento dello scambiatore in off-design. Il criterio di regolazione scelto per la turbina ai carichi parziali è quello dello *sliding pressure*: mediante tale regolazione la temperatura in ingresso turbina viene mantenuta costante, mentre la portata e la pressione del fluido organico variano in modo tale da rispettare le condizioni di choking in ingresso all'espansore.

5.1.2 Assunzioni e vincoli

In aggiunta a quanto di sopra riportato, i vincoli e le ipotesi assunte per le simulazioni svolte sono:

- In design, si mantiene la portata dei fumi costante, analizzando solamente l'effetto della variazione della temperatura dei fumi. Il valore della portata è imposto pari al valore che permette di fornire una potenza di 10.5 MW, raffreddando i fumi fino a 100 °C.
- Per data temperatura massima del ciclo ORC (ovvero temperatura massima dell'olio nel circuito intermedio), e per dato fluido, esiste una pressione di vaporizzazione ottimale che massimizza la produzione di potenza elettrica. Per costruire le curve caratteristiche si è tenuto in conto di questo aspetto, curandosi di individuare per ogni caso la pressione ottimale in ingresso alla turbina ORC.
- Le turbine ORC hanno un limite di regolazione in off-design pari al 30 % del valore di design. Questo vincolo fa sì che per ogni caso esista una temperatura dei fumi massima e una minima sfruttabile.

5.2 Determinazione dei parametri ottimali

Il primo passo per la costruzione delle mappe di funzionamento del ciclo ORC, è quello di determinare la pressione di vapore ottimale in ingresso alla turbina. A tale scopo è stata effettuata, per ciascun fluido organico considerato, un'analisi parametrica volta ad individuare il valore di pressione che massimizzi la potenza elettrica prodotta. Determinato il valore di pressione ottimale il ciclo è stato simulato al variare della temperatura dei fumi disponibili, mantenendone costante il valore di portata. Si determina quindi la temperatura dei fumi massima sfruttabile per ogni caso, rispettando il vincolo riguardante il range di regolazione della turbina ORC; si determina anche il fluido organico che permette di produrre la massima potenza elettrica per data temperatura imposta all'olio diatermico. L'ultimo passaggio riguarda quindi la simulazione del ciclo al variare della portata dei fumi a disposizione, avendo fissato il fluido organico di lavoro, la pressione di vaporizzazione ottimale e il range operativo di temperatura dei fumi.

Tali analisi parametriche hanno permesso di determinare le mappe di funzionamento del sistema ORC, caratteristiche di ciascun fluido investigato, che permettono di ricavare le prestazioni del ciclo per qualunque condizione operativa in ingresso (ovvero temperatura e portata dei fumi in uscita dal collettore).

In **Figura 23** sono mostrati i risultati dell'analisi parametrica condotta sulla pressione di vaporizzazione in ingresso alla turbina per ciascun fluido organico analizzato e per tre diversi valori della temperatura dell'olio diatermico in ingresso al ciclo ORC.

In **Figura 24** sono invece riportati i risultati ottenuti in termini di potenza elettrica netta prodotta dal ciclo ORC al variare della temperatura dei fumi per tre diversi valori della temperatura dell'olio diatermico in ingresso al ciclo ORC.

Come si osserva in **Figura 23** ed in **Figura 24**, a seconda dei livelli di temperatura imposti sul circuito ad olio intermedio, non tutti i fluidi analizzati sono utilizzabili: in particolare il ciclopentano risulta essere l'unico fluido applicabile in tutti e tre i casi.

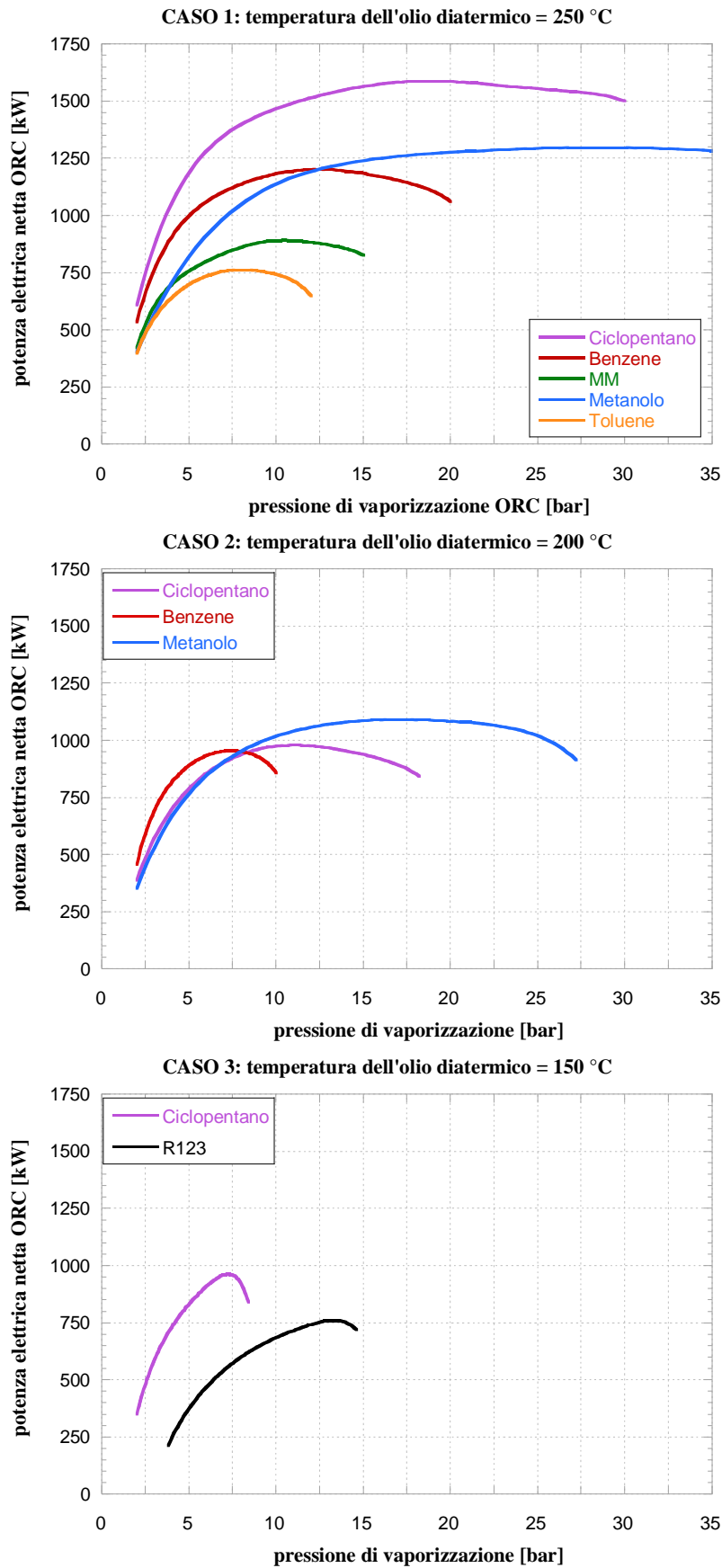


Figura 23 – Determinazione della pressione di vapore ottimale in ingresso turbina ORC, per dato fluido organico e data temperatura dell'olio diatermico (250 °C, 200 °C e 150 °C).

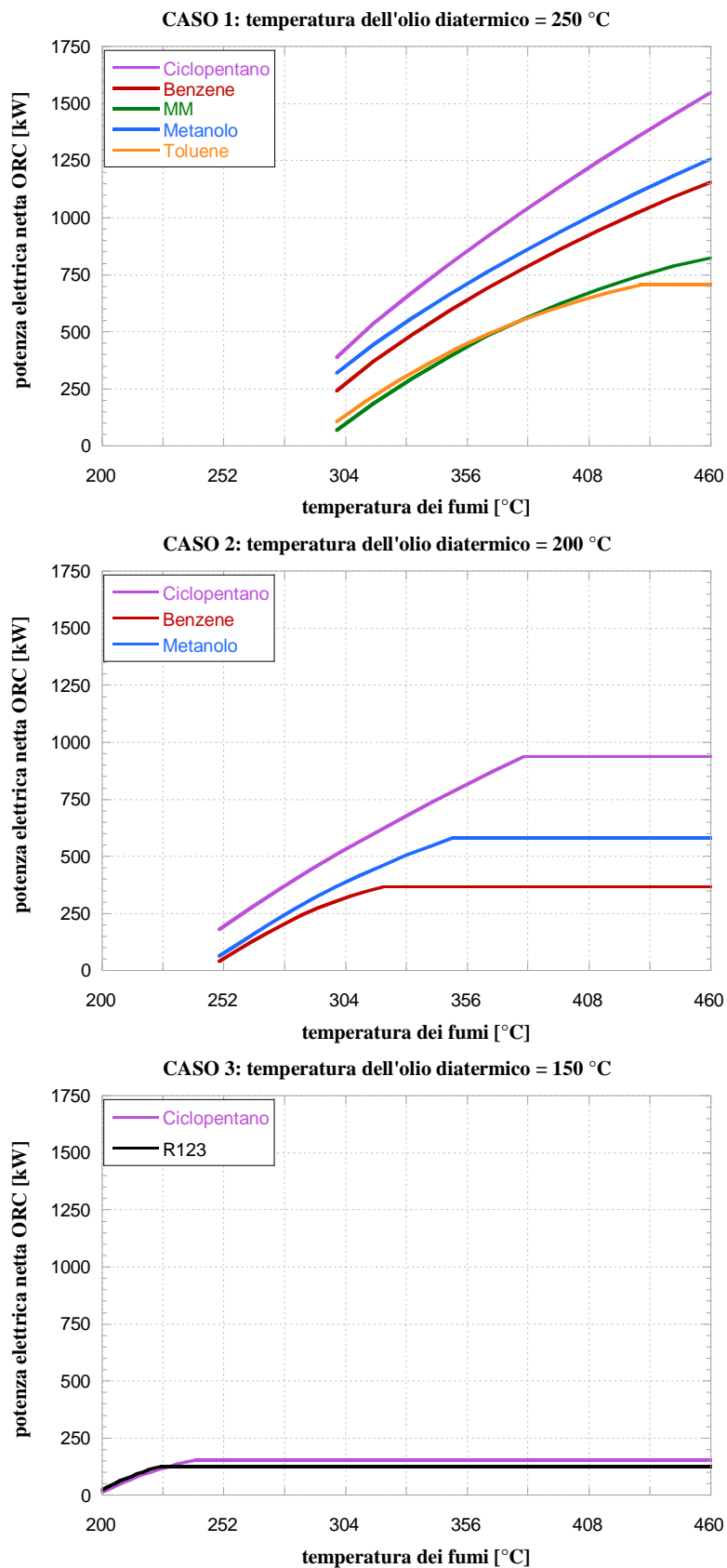


Figura 24 – Curve caratteristiche della potenza elettrica netta producibile dall’impianto ORC, in funzione della temperatura dei fumi disponibili per data temperatura massima dell’olio nel circuito intermedio (250 °C, 200 °C e 150 °C).

I parametri operativi individuati sulla base delle analisi parametriche svolte e dei vincoli imposti, sono riportati in **Tabella 4**. In tabella sono evidenziati, anche, i fluidi che permettono di ottenere le performance migliori: per il caso 1 e 2 (temperatura del circuito intermedio pari a 250 °C e 200 °C), il fluido che permette di ottenere il più alto valore di potenza elettrica prodotta risulta essere il ciclopentano. Per il caso 3 (temperatura del circuito intermedio pari a 150 °C), sebbene ciclopentano e R123 riportino performance simili è il ciclopentano a presentare le prestazioni migliori. In **Figura 25** si mostrano le tre curve della potenza elettrica netta prodotta dall'ORC, in funzione della temperatura dei fumi, per il ciclopentano, per i tre casi considerati.

Tabella 4 – Condizioni di design per data temperatura massima dell'olio nel circuito intermedio e fluido operativo del ciclo ORC.

CASO	temperatura massima dell'olio nel circuito intermedio [°C]	temperatura dei fumi minima sfruttabile [°C]	fluido	Pressione di vapore ottimale del fluido organico [bar]	Temperatura dei fumi massima sfruttabile [°C]	Potenza elettrica netta di design [kW]
1	250	300	ciclopentano	18	460	1552
			metanolo	30	460	1261
			benzene	13	460	1159
			MM	12	460	828
			toluene	9	430	706
2	200	250	ciclopentano	10	380	939
			metanolo	20	350	584
			benzene	8	320	368
3	150	200	ciclopentano	7	240	155
			R123	14	225	128

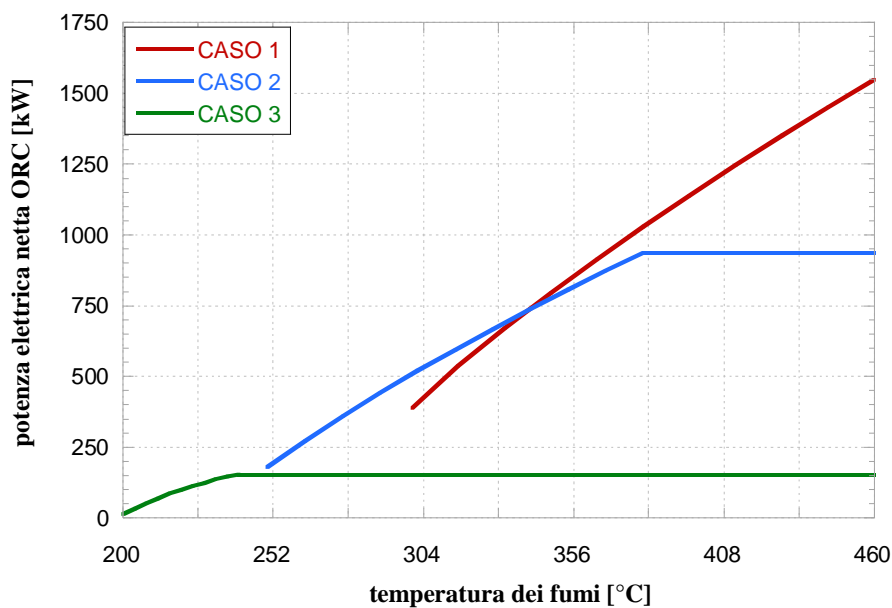


Figura 25 – Curve caratteristiche per i tre casi a confronto.

5.3 Costruzione delle mappe di funzionamento

Per tenere conto delle effettive ore operative nelle quali potrebbe funzionare l'impianto è necessario costruire delle lookup tables, in cui la potenza elettrica prodotta dal sistema ORC dipende non solo dalla temperatura dei fumi, ma anche dalla loro portata. Interpolando i dati si ottengono delle funzioni che permettono di ricavare la potenza elettrica producibile per data temperatura e portata dei fumi.

5.3.1 CASO 1: temperatura massima dell'olio nel circuito intermedio = 250 °C, fluido selezionato: ciclopentano

In **Figura 26** è riportata la mappa di prestazione del ciclo ORC assumendo un valore della temperatura massima dell'olio diatermico pari a 250 °C e il ciclopentano come fluido operatore.

La mappa di **Figura 26** può essere matematicamente rappresentata come descritto nell'**Eq. 9** sulla base di quanto riportato dall' **Eq. 5** all'**Eq. 8**.

In **Tabella 5** si riportano per completezza i coefficienti impiegati da **Eq. 5** a **Eq. 9**.

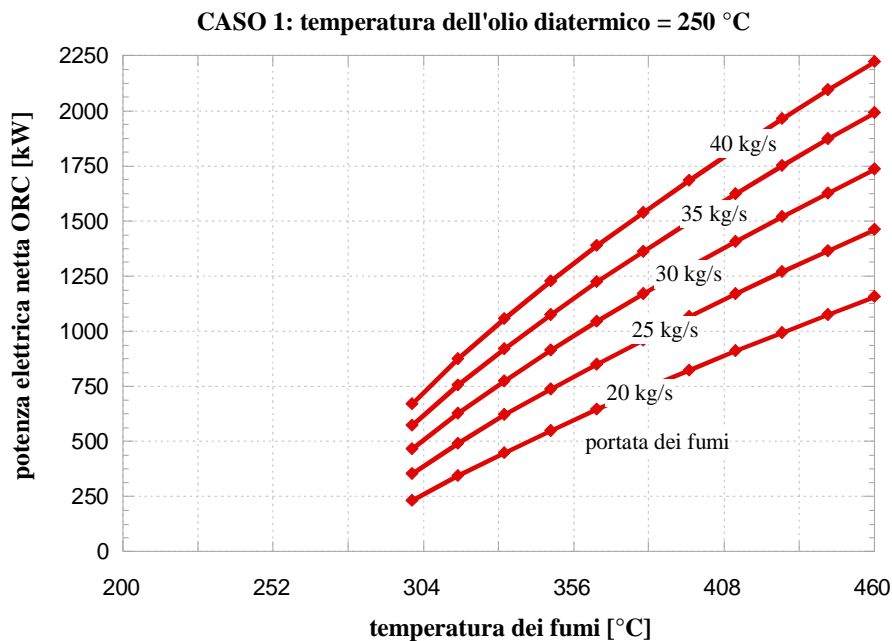


Figura 26 – Mappa di prestazione del ciclo ORC in funzione della temperatura e della portata dei fumi disponibili, per il caso 1.

$$potenza\ elettrica = a \cdot T^2 + b \cdot T + c \tag{5}$$

$$a = a_1 \cdot m + a_0 \tag{6}$$

$$b = b_1 \cdot m + b_0 \tag{7}$$

$$c = c_1 \cdot m + c_0 \tag{8}$$

$$potenza\ elettrica = (a_1 \cdot m + a_0) \cdot T^2 + (b_1 \cdot m + b_0) \cdot T + (c_1 \cdot m + c_0) \tag{9}$$

Tabella 5 – Coefficienti polinomiali di interpolazione per la determinazione della funzione relativa alla potenza elettrica netta ORC, al variare di temperatura e portata dei fumi, per il caso 1.

Portata [kg/s]	a	b	c	R	a ₁	a ₀	R
20	-0.0062	10.444	-2335.4	0.99996	0.0004	-0.0229	0.99865
25	-0.0086	13.367	-2877.8	0.99994	b₁	b₀	
30	-0.0108	16.019	-3362	0.99993	-0.5067	30.954	0.99863
35	-0.0125	18.268	-3771.4	0.99992	c₁	c₀	
40	-0.0146	20.662	-4204.6	0.99992	92.64	-6089.4	0.99837

5.3.2 CASO 2: temperatura massima dell'olio nel circuito intermedio = 200 °C, fluido selezionato: ciclopentano

Analogamente a quanto riportato nel precedente sotto-paragrafo, la mappa di prestazione nel caso di massima temperatura dell'olio diatermico pari a 200 °C è riportata in **Figura 27**.

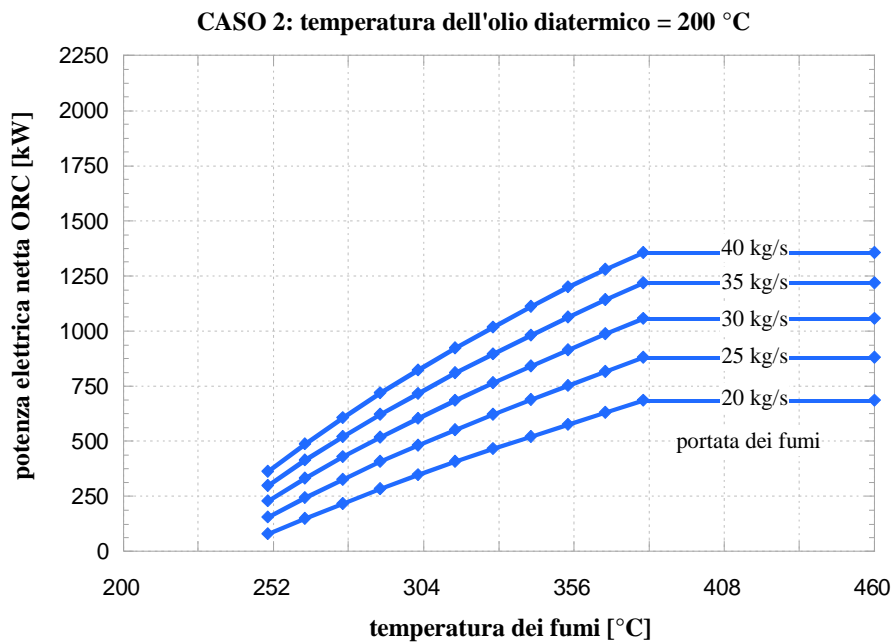


Figura 27 – Mappa di prestazione del ciclo ORC in funzione della temperatura e della portata dei fumi disponibili, per il caso 2.

Dai dati riportati in figura si ricava l'equazione della potenza elettrica in funzione delle temperatura (T) e della portata dei fumi (\dot{m}) disponibili. La funzione che permette di ricavare la potenza elettrica è definita come nel caso precedente, tramite i coefficienti indicati in **Tabella 6**.

Tabella 6 – Coefficienti polinomiali di interpolazione per la determinazione della funzione relativa alla potenza elettrica netta ORC, al variare di temperatura e portata dei fumi, per il caso 2.

Portata [kg/s]	a	b	c	R	a ₁	a ₀	R
20	-0.006	8.4309	-1649.5	0.99998	-0.0004	0.003	0.99090
25	-0.0081	10.633	-1990.5	0.99995	b₁	b₀	
30	-0.0101	12.655	-2299.1	0.99995	0.4273	-0.1459	0.99751
35	-0.0118	14.429	-2568.6	0.99994	c₁	c₀	
40	-0.0152	17.215	-2984.5	0.99998	-64.962	-349.58	0.99783

5.3.3 CASO 3: temperatura massima dell'olio nel circuito intermedio = 150 °C, fluido selezionato: ciclopentano

Nel caso di temperatura massima dell'olio diatermico pari a 150 °C, in analogia a quanto già di sopra riportato, si ottengono gli andamenti di **Figura 28** ovvero i coefficienti di **Tabella 7**.

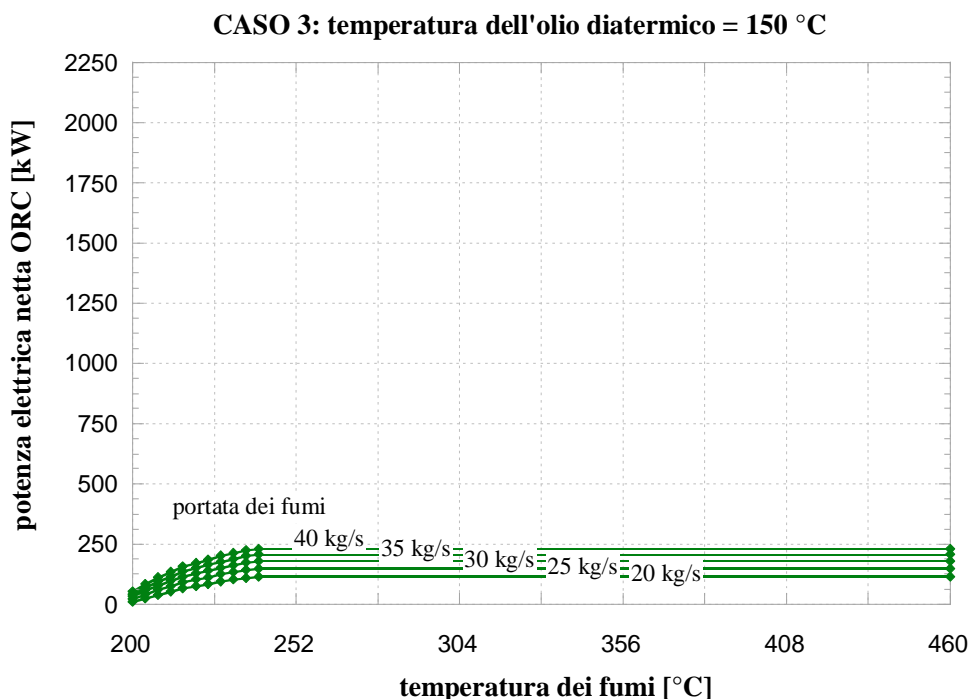


Figura 28 – Mappa di prestazione del ciclo ORC in funzione della temperatura e della portata dei fumi disponibili, per il caso 3.

Tabella 7 – Coefficienti polinomiali di interpolazione per la determinazione della funzione relativa alla potenza elettrica netta ORC, al variare di temperatura e portata dei fumi, per il caso 3

Portata [kg/s]	a	b	c	R	a ₁	a ₀	R
20	-0.0308	16.155	-1988.9	0.99936	-0.0023	0.0157	0.99941
25	-0.0432	22.123	-2674.9	0.99942	b₁	b₀	
30	-0.0547	27.658	-3309.1	0.99956	1.1181	-6.0536	0.99953
35	-0.0651	32.674	-3883.8	0.99967	c₁	c₀	
40	-0.0783	38.831	-4577.5	0.99984	-127.72	544.82	0.99956

6 Valutazioni energetiche e studio di fattibilità

6.1 Valutazioni energetiche sui dati orari disponibili

Le mappe di prestazione ricavate nel capitolo precedente, sono state utilizzate per stimare la produzione di potenza elettrica media oraria durante le ore operative nel periodo compreso tra il 1 Dicembre e l'8 Agosto. In **Figura 29** si riportano le monotone della potenza elettrica netta producibile dall'ORC per i tre casi a confronto, mentre in **Tabella 8** si riassumono i principali risultati utili ad effettuare un confronto tra i casi analizzati.

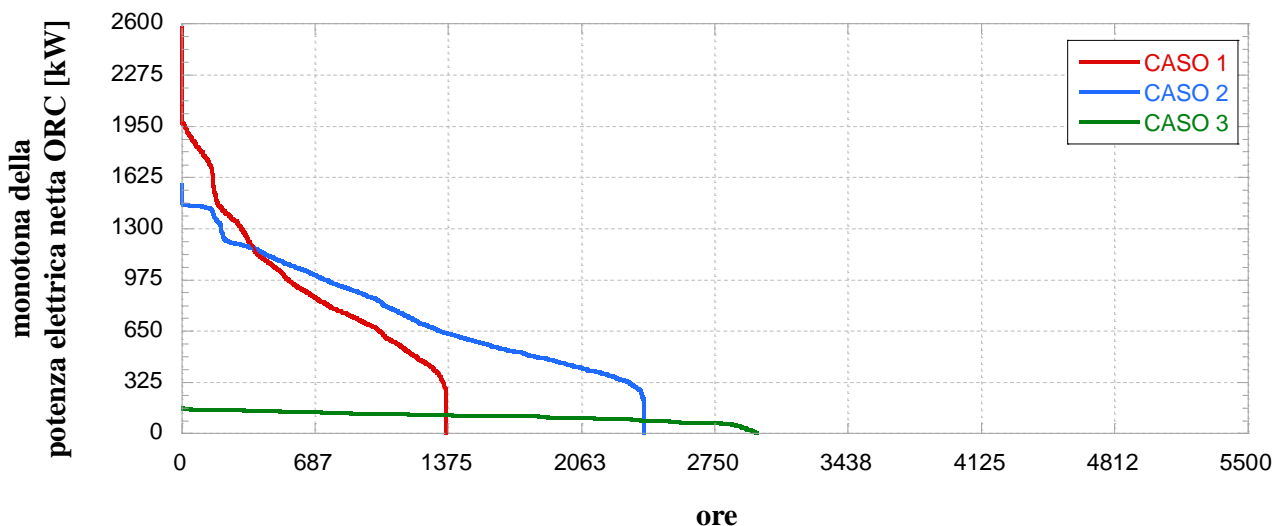


Figura 29 – Monotona della potenza elettrica netta producibile dall'ORC per i tre casi analizzati.

Tabella 8 – Dati relativi alla produzione elettrica dell'ORC durante le ore operative per i tre casi studio a confronto.

Casi analizzati	CASO 1	CASO 2	CASO 3
temperatura massima dell'olio nel circuito intermedio [°C]	250 °C	200 °C	150 °C
fluido selezionato	ciclopentano	ciclopentano	ciclopentano
Potenza elettrica netta massima [kW]	2576	1528	161
Potenza elettrica netta minima [kW]	296	70	1
Potenza elettrica netta media [kW]	966	787	111
ore operative [h]	1364	2383	2977
Energia elettrica netta prodotta [MWh]	1318	1875	332

I risultati ottenuti mostrano che lavorare a temperature del circuito intermedio più elevate permette di raggiungere valori di potenza elettrica prodotta superiori: per il caso 1, infatti la potenza elettrica massima producibile è pari a 2576 kW, mentre per il caso 2 scende a 1578 kW, e infine per il caso 3 a 161 kW. Tuttavia il caso 3 garantisce il funzionamento dell'ORC per 2977 ore, mentre per il caso 2 si possono sfruttare 2383 ore, che calano a 1364 per il caso 1. Il dato che più interessa massimizzare riguarda però l'energia elettrica producibile; per questo motivo il caso ottimale risulta essere il 2, con una produzione pari a 1875 MWh. Da questa prima analisi appare pertanto conveniente lavorare a temperature massime dell'olio diatermico pari a 200 °C ed utilizzare il ciclopentano come fluido operatore.

6.2 Valutazioni energetiche su un intero anno di funzionamento

Per poter valutare la convenienza ad installare un sistema ORC, diventa necessario estendere l'analisi energetica su base annua. Non avendo a disposizione i dati orari per il periodo compreso tra il 9 Agosto e il 30 Novembre, è stato necessario introdurre alcune ipotesi che riguardano l'andamento del carico termico ed elettrico, come riportato in **Figura 30**. Nello specifico, sono state fatte le seguenti assunzioni:

- si considera per i giorni di agosto, dal 9 al 31, un andamento del carico simile a quello che si verifica in luglio;
- si assume che l'andamento del carico nel mese di ottobre sia speculare all'andamento del carico previsto per il mese di aprile;
- si assume che l'andamento del carico nel mese di novembre sia speculare all'andamento registrato nel mese di marzo e, analogamente, si suppone che nel mese di settembre si abbia lo stesso andamento registrato a maggio.

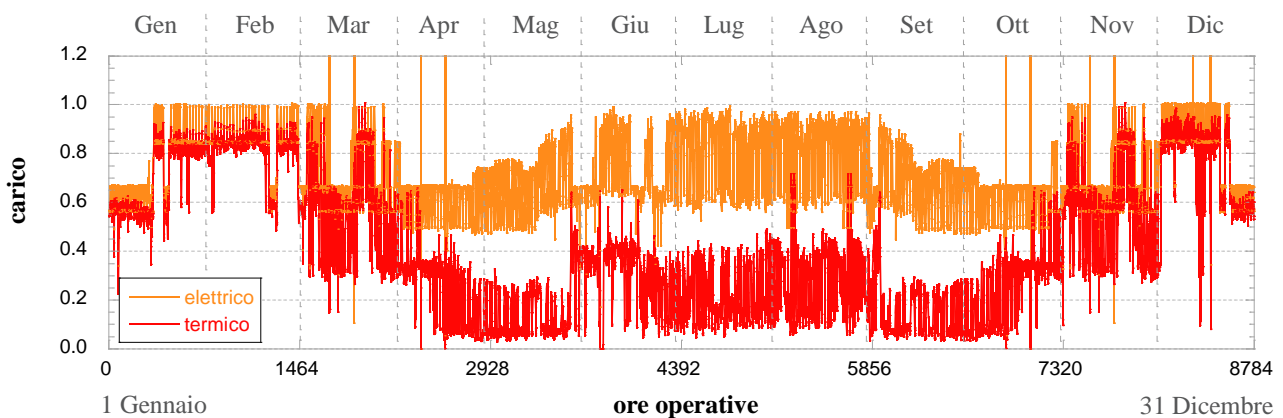


Figura 30 – Andamento del carico elettrico e del carico termico stimati sull'intero anno.

Tramite il procedimento di calcolo e le assunzioni già descritte nei paragrafi precedenti si ricavano gli andamenti di portata (**Figura 31**) e di temperatura (**Figura 32**) dei fumi disponibili per fornire potenza termica al ciclo ORC stimati sull'intero anno. In **Figura 33** sono ricavate le ore di funzionamento annuali per dato range di temperatura di fumi esausti: per un numero di ore durante l'anno di poco inferiore alle 1700 la temperatura dei fumi, a valle del collettore di miscelazione, risulta compresa tra i 250 ed i 300 °C. L'analisi estesa all'intero anno ha quindi permesso di ricavare i nuovi valori di prestazione del ciclo ORC come riportato in **Tabella 9**. L'analisi dei risultati di funzionamento del sistema ORC estesi all'intero anno evidenzia come il caso 1 permetta la produzione di energia elettrica massima (2433 MWh) e il valore più elevato di potenza elettrica prodotta (2576 kW) mentre il caso 3 presenta il valore più elevato di ore di funzionamento del sistema (5179 ore/anno).

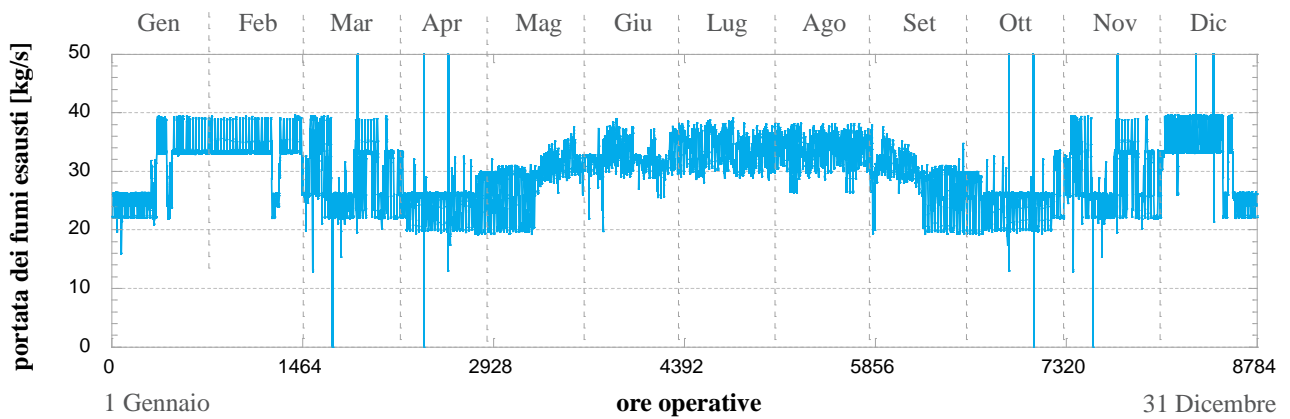


Figura 31 – Andamento della portata dei fumi disponibili per l’ORC, stimata sull’intero anno.

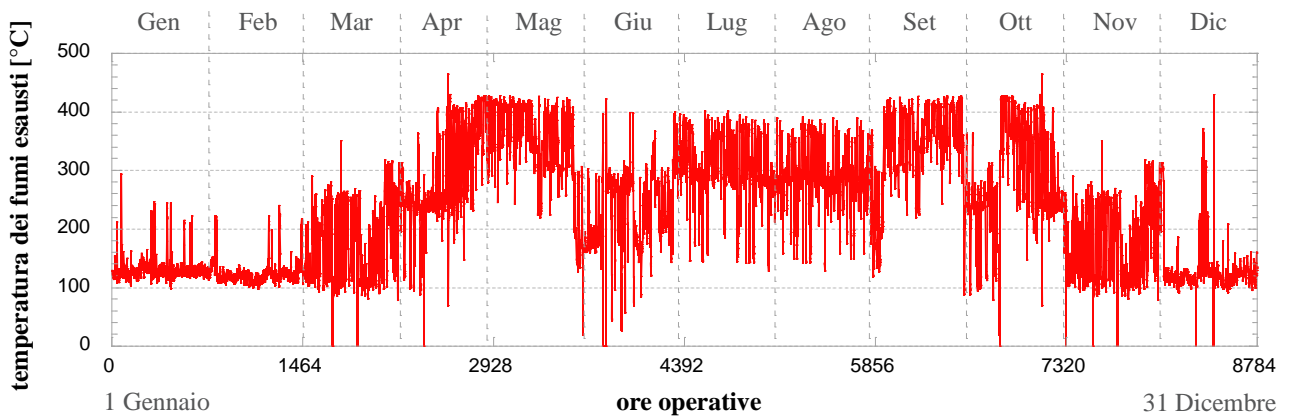


Figura 32 – Andamento della temperatura dei fumi disponibili per l’ORC, stimata sull’intero anno.

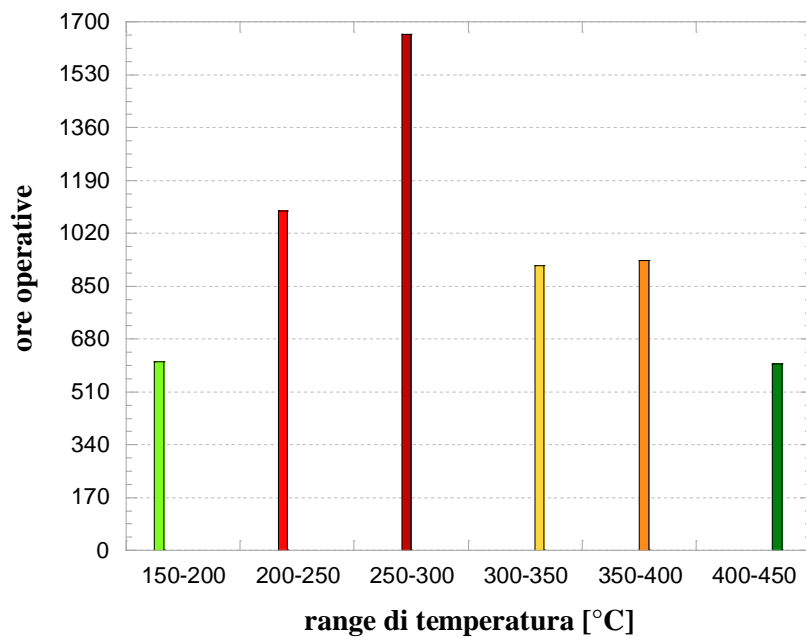


Figura 33 – Ore di funzionamento per intervallo di temperatura dei fumi, stimate sull’intero anno

Tabella 9 – Dati relativi alla produzione elettrica dell’ORC durante le ore operative per i tre casi studio a confronto, derivati stimando l’andamento del carico dei cogeneratori durante l’intero anno.

Casi analizzati	CASO 1	CASO 2	CASO 3
temperatura massima dell'olio nel circuito intermedio [°C]	250 °C	200 °C	150 °C
fluido selezionato	ciclopentano	ciclopentano	ciclopentano
Potenza elettrica netta massima [kW]	2576	1528	161
Potenza elettrica netta minima [kW]	296	70	1
Potenza elettrica netta media [kW]	994	578	109
ore operative [h]	2448	4108	5179
Energia elettrica netta prodotta [MWh]	2433	2374	566

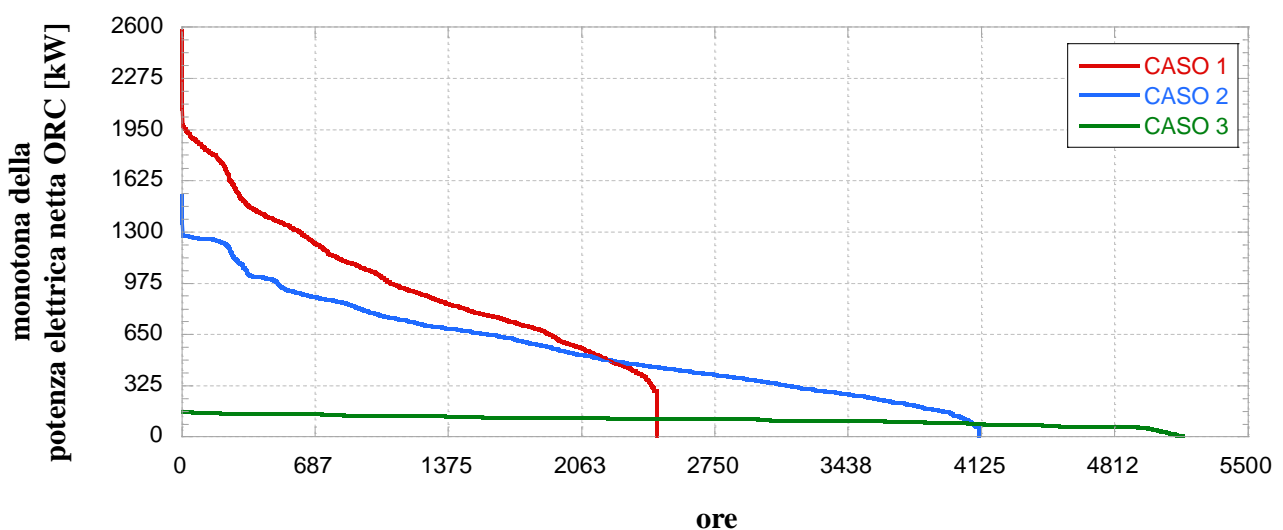


Figura 34 – Monotona della potenza elettrica netta producibile dall’ORC per i tre casi analizzati a confronto, derivate stimando l’andamento del carico dei cogeneratori durante l’intero anno.

6.3 Fattibilità economica

Per eseguire un’analisi comprensiva sulla fattibilità dell’installazione di un ciclo ORC come sistema di recupero del calore da motori a combustione interna, è essenziale valutarne anche la fattibilità economica. A questo scopo, con riferimento ai dati stimati sull’intero anno, è possibile valutare le prestazioni economiche dei tre casi analizzati.

La valutazione economica è stata effettuata calcolando il valore attuale netto (VAN) ed il tempo di rientro dell’investimento in funzione del valore dell’energia elettrica prodotta e del tasso d’interesse (q). L’ammontare dell’investimento iniziale, è stato invece stimato utilizzando la curva di costo specifico (\$/kWh) in [Figura 35](#) [11].

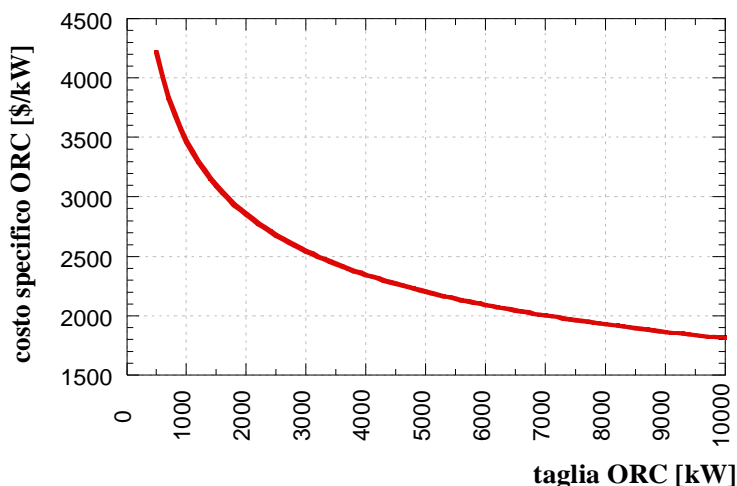


Figura 35 – Curva del costo di investimento specifico in funzione della taglia dell’ORC [11]

I risultati dell’analisi condotta sono sintetizzati in **Figura 36** che riporta il valore del VAN – calcolato su un orizzonte temporale di 20 anni – il funzione della valorizzazione dell’energia elettrica prodotta dal sistema. Dalla figura si osserva un VAN positivo per una valorizzazione dell’energia elettrica superiore a 140 €/MWh e a circa 170 €/MWh rispettivamente per il caso 3 e per il caso 2. Per i casi suddetti si riporta inoltre – in **Figura 37**– l’andamento degli anni di rientro dell’investimento (*pay back period*) sempre in funzione del valore dell’energia elettrica. I risultati mostrano tempi di rientro dell’investimento sempre superiori a 10 anni.

La valorizzazione dell’energia elettrica che consente valori del VAN positivi è in linea con il prezzo di acquisto dell’energia elettrica dalla rete; ne consegue che la produzione elettrica di tale sistema debba essere finalizzata all’autoconsumo come alternativa all’acquisto dalla rete. In ogni caso la produzione elettrica dell’ORC consente di aumentare il rendimento elettrico totale e, pertanto, di ridurre il costo del kWh elettrico prodotto dalla centrale. Anche dal punto di vista delle prestazioni cogenerative, l’energia elettrica aggiuntiva permette di aumentare il coefficiente di utilizzo del combustibile.

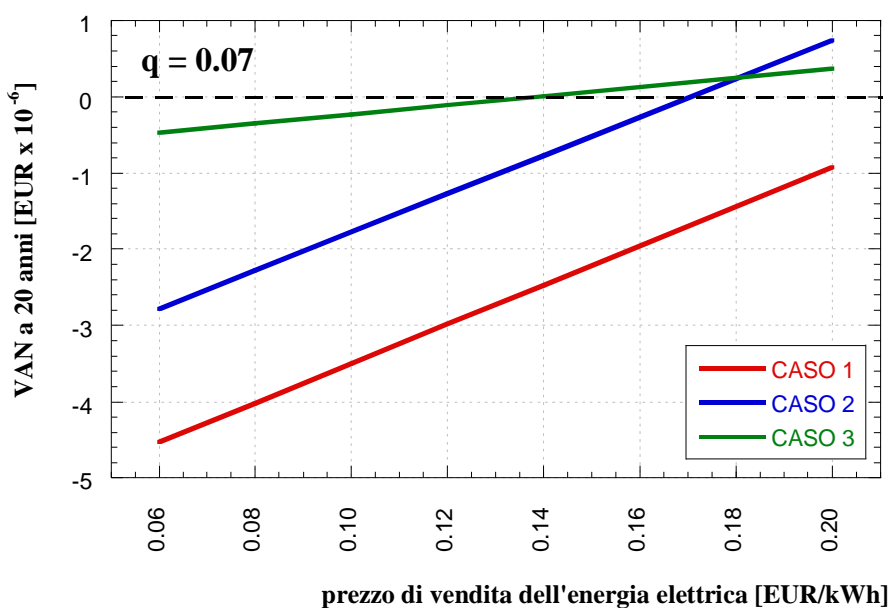


Figura 36 – VAN in funzione del prezzo di vendita dell’energia elettrica

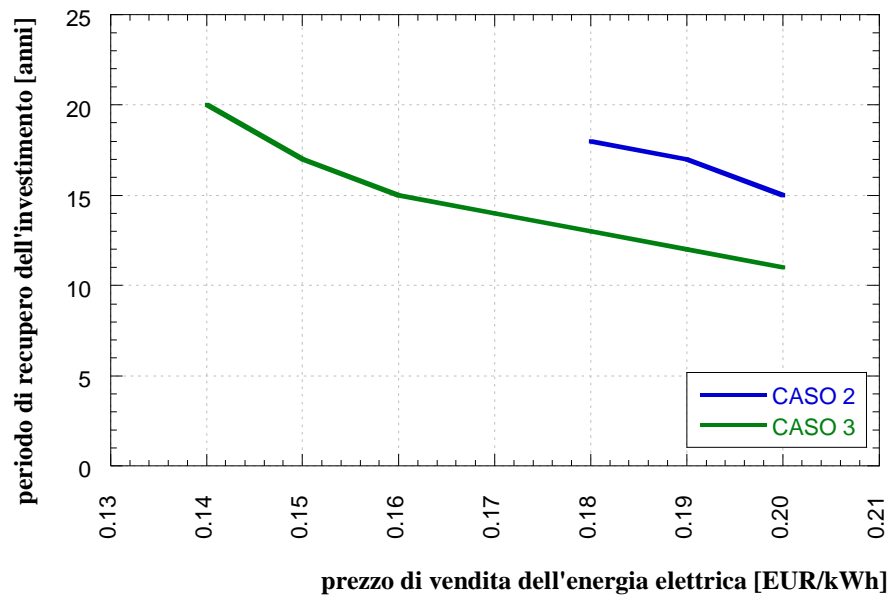


Figura 37 – Pay back period in funzione del prezzo di vendita dell'energia elettrica.

7 Conclusioni

Il presente documento è il risultato della collaborazione tra l'ENEA e il Dipartimento di Ingegneria Industriale (DIN) dell'Università di Bologna, finalizzata allo studio di fattibilità di un sistema di recupero dei cascami termici finalizzato alla produzione di energia elettrica. Tale collaborazione nasce all'interno dell'Accordo di Programma che il Ministero dello Sviluppo Economico ed ENEA hanno stipulato nel 2018 finalizzato all'esecuzione delle linee di attività del Piano Triennale della Ricerca e Sviluppo di Interesse Generale per il Sistema Elettrico Nazionale.

L'accordo di collaborazione tra l'ENEA e il Dipartimento di Ingegneria Industriale (DIN) dell'Università di Bologna si riferisce ad una estensione dell'attività di ricerca già svolta e conclusa nell'ambito del Piano Annuale di Realizzazione 2017, per quanto attiene all'Area "Efficienza energetica e risparmio di energia negli usi finali elettrici e interazione con altri vettori energetici"; nello specifico, si riferisce al progetto "D1 - Tecnologie per costruire gli edifici del futuro".

L'attività di ricerca precedentemente svolta era – tra le altre cose – finalizzata allo studio della rete di teleriscaldamento dell'aeroporto di Roma-Fiumicino. I risultati conseguiti nella suddetta attività sono riportati nella relazione redatta dal DIN – Università di Bologna dal titolo "Analisi di una rete di teleriscaldamento reale e progettazione di una sottostazione di scambio termico bidirezionale per reti di teleriscaldamento". L'attività di ricerca presente si concentra sulla centrale di produzione della rete in oggetto, con l'obiettivo di implementare strategie di *power boost* a partire dai cascami termici non utilizzati per l'alimentazione della rete stessa.

Il sistema di cogenerazione in esame è costituito da tre motori a combustione interna Rolls-Royce, alimentati a gas naturale, denominati GR1, GR2 e GR3 così come presentato in **Figura 2**. Le potenze elettriche e termiche nominali di ciascun cogeneratore sono rispettivamente pari a 8.5 MW e a circa 5.9 MW. I valori del rendimento elettrico e termico nominale di ciascun motore sono pari a circa il 47 % ed il 33 %. Il recupero di calore dai motori avviene sfruttando sia la potenza termica messa a disposizione dal circuito di raffreddamento dell'acqua sia quella messa a disposizione dai fumi di combustione. Ad integrazione si aggiungono tre caldaie, anch'esse alimentate a gas naturale, da 8 MW ciascuna (di cui una installata per la sola funzione di backup) e altre due caldaie da 2.5 MW l'una, con funzione sia di integrazione sia di backup. In parallelo sono presenti quattro accumuli termici da 250 m³ l'uno, eserciti a circa 140 °C.

Nell'ipotesi di non alterare la linea di recupero termico a servizio della rete di teleriscaldamento, lo studio svolto ha individuato la configurazione di **Figura 10** come soluzione di recupero del calore residuo nei fumi di combustione. Tale nuovo assetto, mediante l'inserimento di un collettore e di uno scambiatore di calore, permette di alimentare un ciclo di Rankine a fluido organico (non rappresentato in **Figura 10**) sfruttando il cascame termico residuo a medio/bassa entalpia.

Data la forte oscillazione dei valori di temperatura e/o di portata dei fumi nella sezione F3 di **Figura 10** (variabili da circa 150 °C fino a 450 °C e tra 20 kg/s e 40 kg/s – come da elaborazione svolta a partire dai dati di funzionamento reali e disponibili) la configurazione di recupero del calore ottimale prevede un circuito di scambio intermedio. Tale soluzione permette infatti di smorzare le oscillazioni di temperatura causate dalla regolazione dei cogeneratori, garantendo un funzionamento più flessibile del sistema. Il fluido scelto per alimentare il circuito intermedio è il THERMINOL 62, che garantisce un'elevata affidabilità fino a temperature massime pari a 325 °C, mantenendosi in fase liquida anche a basse pressioni.

L'architettura proposta per il sistema di recupero a fluido organico (ORC) è quella che corrisponde al ciclo surriscaldato, sub-critico e rigenerato (**Figura 21**). Il ciclo ORC proposto prevede quindi che il fluido organico attraversi la regione bifase durante il processo di riscaldamento. Nonostante questa configurazione conduca ad un aumento nelle irreversibilità legate allo scambio termico, sulla base dell'esperienza industriale, operare in condizioni subcritiche presenta comunque una serie di indubbi vantaggi. I cicli sovracritici, infatti, rispetto a quelli subcritici comportano valori di pressioni operative superiori (oltre il valore di pressione critica, per dato fluido) e, di conseguenza, un aumento delle problematiche operative di gestione e di sicurezza con un conseguente aumento dei costi d'investimento per l'acquisto di materiali speciali.

Il sistema ORC ed il circuito di scambio termico intermedio sono stati modellati mediante un software commerciale (Thermoflex) che permette di simulare impianti per la produzione di energia, sia in condizioni di design che in condizioni di off-design, tramite un approccio a parametri concentrati. Le proprietà del fluido

organico e dell'olio diatermico sono ricavate mediante l'utilizzo della libreria Coolprop, basata sul database termodinamico Refprop.

Le prestazioni del sistema in oggetto sono state valutate attraverso tre fasi consecutive: (1) design termodinamico, (2) design ingegneristico e (3) off-design. Tali fasi sono state svolte ipotizzando 5 diverse tipologie di fluidi organici, selezionate in base al valore di temperatura critica, e diversi valori di temperature massima di design del circuito intermedio (TCI in [Figura 21](#)) con l'obiettivo di massimizzare l'energia elettrica prodotta durante il periodo di funzionamento. Più in dettaglio, i fluidi operatori scelti appartengono a tre diverse famiglie: tra gli idrocarburi sono stati selezionati ciclopentano, benzene, toluene ed il metanolo; tra i fluidi frigoriferi è stato scelto l'R123 ed, infine, all'interno della famiglia dei silossani è stato selezionato l'esametildisilossano (anche noto con la l'acronimo MM). Per quanto riguarda il valore di TCI sono stati analizzati i seguenti valori: 150 °C, 200 °C e 250 °C.

Sulla base dei dati disponibili di funzionamento della centrale di produzione (circa 6000 ore), i principali risultati ottenuti sono riportati in [Tabella 8](#) in riferimento all'impiego del ciclopentano - fluido operatore che ha ottenuto le migliori prestazioni. La [Tabella 9](#), presenta le prestazioni del sistema in riferimento ad un intero anno di funzionamento (si rimanda alla relazione per approfondire le metodologie utilizzate per l'estrapolazione dei risultati).

A conclusione dell'analisi energetica svolta, è stata effettuata anche una preliminare valutazione economica volta ad individuare la sostenibilità del sistema ORC ([Figura 36](#)). Dalla figura si osserva che il margine di convenienza economica del sistema è ottenuto per i casi 2 e 3 (corrispondenti rispettivamente ad una temperatura di design del circuito intermedio pari a 200 °C e 150 °C) in corrispondenza di una valorizzazione dell'energia elettrica superiore ai 140 €/MWh.

L'integrazione del sistema ORC nella centrale cogenerativa in esame consente di aumentare il rendimento elettrico totale, di ridurre il costo del kWh elettrico prodotto e di incrementare il valore del coefficiente di utilizzo del combustibile.

8 Riferimenti Bibliografici

- [1] Macchi E., Astolfi M, “Organic Rankine Cycle (ORC) Power systems-technologies and applications”, Woodhead Publishing series in energy, 107, Elsevier, 2017, ISBN: 978-0-08-100510-1.
- [2] Bertrand F. Tchanche, Gr. Lambrinos, A. Frangoudakis, G. Papadakis, “Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications”, Renewable and Sustainable Energy Reviews 15 (2011) 3963–3979.
- [3] M. Bianchi, A. De Pascale, “Bottoming cycles for electric energy generation: Parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources”, Applied Energy 88 (2011) 1500–1509.
- [4] DATI ENEA.
- [5] Guillen, D., Klockow, H., Lehar, M., Freund, S., & Jackson, J.. Development of a direct evaporator for the organic Rankine cycle. Energy technology, 2011, pp. 25-35.
- [6] TECHNICAL DATA SHEET THERMINOL® 62 HEAT TRANSFER FLUID.
- [7] Lingfeng Shia, Gequn Shua, Hua Tiana, Shuai Deng. Review of modified Organic Rankine cycles (ORCs) for internal combustion engine waste heat recovery (ICE-WHR). Renewable and Sustainable Energy Reviews 92 (2018) 95–110.
- [8] Bell IH, Wronski J, Quoilin S, Lemort V, Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp. Ind. Eng. Chem. Res. 2014; vol. 53, issue 6, pp. 249-508.
- [9] Gao H., Liu C., He C., Xu X., Wu S., Li Y., Performance analysis and working fluid selection of a supercritical organic rankine cycle for low grade waste heat recovery, Energies 2012, vol.5, pp. 3233-3247; doi: 10.3390/en5093233, ISSN 1996-1073.
- [10] Thermoflex 26.0, 2016, Thermoflow Inc., Sudbury, MA, USA.
- [11] M. Bianchi, L. Branchini, A. De Pascale, F. Melino, V. Orlandini, A. Peretto, D. Archetti, F. Campana, T. Ferrari, N. Rossetti,. Energy recovery in natural gas compressor stations taking advantage of organic rankine cycle: design analysis. Proceedings of ASME Turbo Expo 2017, Charlotte, NC USA, GT2017-64245.

9 Abbreviazioni ed acronimi

GR	gruppo cogenerativo
ORC	Organic Rankine Cycle
TLR	teleriscaldamento
F	fumi
c	calore specifico [kJ/kgK]
\dot{m}	portata in massa [kg/s]
\dot{Q}	potenza termica [kW]
q	tasso di interesse [-]
T	temperatura [K o °C]
TCI	temperatura circuito intermedio [K o °C]
VAN	valore attuale netto [€]

10 Indice delle figure

Figura 1 – Schema attuale della centrale di cogenerazione dell’aeroporto Leonardo da Vinci di Fiumicino [4].	6
Figura 2 – Schema della linea di recupero termico nella configurazione attuale [4].	7
Figura 3 – Produzione e fabbisogno di energia termica dall’ 1 Dicembre 2017 all’ 8 Agosto 2018.	8
Figura 4 – Produzione e fabbisogno di energia elettrica dall’ 1 Dicembre 2017 all’ 8 Agosto 2018.	9
Figura 5 – Carico elettrico e carico termico della centrale dall’ 1 Dicembre 2017 all’ 8 Agosto 2018.	9
Figura 6 – Andamento del carico elettrico per i singoli gruppi cogenerativi.	10
Figura 7 – Portata in massa e temperatura dei fumi allo scarico del singolo motore a combustione interna cogenerativo in funzione del carico elettrico [4].	11
Figura 8 – Linea di recupero per il teleriscaldamento.	11
Figura 9 – Andamento delle grandezze relative agli scambiatori di recupero lato acqua per ogni gruppo cogenerativo.	12
Figura 10 – Circuito recupero fumi con ORC.	13
Figura 11 – Andamento delle grandezze relative allo scambiatore di recupero di calore dai fumi lato fumi per ogni gruppo cogenerativo.	15
Figura 12 – Andamento della portata dei fumi esausti disponibili per il ciclo ORC.	16
Figura 13 – Andamento di temperatura dei fumi esausti disponibili per il ciclo ORC.	16
Figura 14 – Andamento della potenza termica disponibile per il ciclo ORC nel caso di raffreddamento dei fumi a 100 °C.	16
Figura 15 – Curva monotona della portata di fumi disponibile per l’ORC.	17
Figura 16 – Curva monotona della temperatura dei fumi disponibile per l’ORC.	17
Figura 17 – Curva monotona della potenza termica massima disponibile per l’ ORC ipotizzando di raffreddare i fumi fino a 100°C.	18
Figura 18 – Ore di funzionamento per intervallo di temperatura dei fumi.	19
Figura 19 – Configurazione di recupero del calore.	20
Figura 20 – Andamento della pressione di saturazione in funzione della temperatura per i fluidi considerati.	21
Figura 21 – Ciclo ORC subcritico e recuperato.	22
Figura 22 – Modello Thermoflex del ciclo ORC.	23
Figura 23 – Determinazione della pressione di vapore ottimale in ingresso turbina ORC, per dato fluido organico e data temperatura dell’olio diatermico (250 °C, 200 °C e 150 °C).	25
Figura 24 – Curve caratteristiche della potenza elettrica netta producibile dall’impianto ORC, in funzione della temperatura dei fumi disponibili per data temperatura massima dell’olio nel circuito intermedio (250 °C, 200 °C e 150 °C).	26
Figura 25 – Curve caratteristiche per i tre casi a confronto.	27
Figura 26 – Mappa di prestazione del ciclo ORC in funzione della temperatura e della portata dei fumi disponibili, per il caso 1.	28
Figura 27 – Mappa di prestazione del ciclo ORC in funzione della temperatura e della portata dei fumi disponibili, per il caso 2.	29
Figura 28 – Mappa di prestazione del ciclo ORC in funzione della temperatura e della portata dei fumi disponibili, per il caso 3.	30
Figura 29 – Monotona della potenza elettrica netta producibile dall’ORC per i tre casi analizzati.	32
Figura 30 – Andamento del carico elettrico e del carico termico stimati sull’intero anno.	33
Figura 31 – Andamento della portata dei fumi disponibili per l’ ORC, stimata sull’intero anno.	34
Figura 32 – Andamento della temperatura dei fumi disponibili per l’ORC, stimata sull’intero anno.	34
Figura 33 – Ore di funzionamento per intervallo di temperatura dei fumi, stimate sull’intero anno.	34
Figura 34 – Monotona della potenza elettrica netta producibile dall’ORC per i tre casi analizzati a confronto, derivate stimando l’andamento del carico dei cogeneratori durante l’intero anno.	35
Figura 35 – Curva del costo di investimento specifico in funzione della taglia dell’ORC [11].	36
Figura 36 – VAN in funzione del prezzo di vendita dell’energia elettrica.	36

Figura 37 – *Pay back period* in funzione del prezzo di vendita dell'energia elettrica. 37

11 Indice delle tabelle

Tabella 1 – Portata in massa e temperatura dei fumi di un singolo cogeneratore al variare del carico elettrico [4].....	11
Tabella 2 – Proprietà termodinamiche del THERMINOL 62 [6].....	19
Tabella 3 – Fluidi organici analizzati.	20
Tabella 4 – Condizioni di design per data temperatura massima dell’olio nel circuito intermedio e fluido operativo del ciclo ORC.	27
Tabella 5 – Coefficienti polinomiali di interpolazione per la determinazione della funzione relativa alla potenza elettrica netta ORC, al variare di temperatura e portata dei fumi, per il caso 1.....	29
Tabella 6 – Coefficienti polinomiali di interpolazione per la determinazione della funzione relativa alla potenza elettrica netta ORC, al variare di temperatura e portata dei fumi, per il caso 2.....	30
Tabella 7 – Coefficienti polinomiali di interpolazione per la determinazione della funzione relativa alla potenza elettrica netta ORC, al variare di temperatura e portata dei fumi, per il caso 3.....	31
Tabella 8 – Dati relativi alla produzione elettrica dell’ORC durante le ore operative per i tre casi studio a confronto.....	32
Tabella 9 – Dati relativi alla produzione elettrica dell’ORC durante le ore operative per i tre casi studio a confronto, derivati stimando l’andamento del carico dei cogeneratori durante l’intero anno.	35